

TUGAS AKHIR - TM 184835

# STUDI NUMERIK PENGARUH SUDUT *PITCH* PADA SUDU TERHADAP PERFORMA TURBIN DAN *WAKE RECOVERY* UNTUK TURBIN HIDROKINETIK SUMBU VERTIKAL SUDU LURUS

“Studi Kasus untuk Sudut *Pitch* pada Sudu  $-4^\circ$ ,  $-2^\circ$ ,  $0^\circ$ ,  $+2^\circ$ ,  $+4^\circ$ , dan  $+6^\circ$ ”

**DIAH AYU SEKARRINI**

NRP 02111840000053

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 SUDUT *PITCH* PADA SUDU TERHADAP PERFORMA TURBIN DAN *WAKE RECOVERY* UNTUK TURBIN HIDROKINETIK SUMBU VERTIKAL SUDU LURUS**

“Studi Kasus untuk Sudut *Pitch* pada Sudu  $-4^\circ$ ,  $-2^\circ$ ,  $0^\circ$ ,  $+2^\circ$ ,  $+4^\circ$ , dan  $+6^\circ$ ”

**DIAH AYU SEKARRINI**

NRP 02111840000053

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 THE BLADE *PITCH* ANGLE  
EFFECT ON THE TURBINE PERFORMANCE AND WAKE  
RECOVERY FOR STRAIGHT BLADE VERTICAL AXIS  
HYDROKINETIC TURBINE**

“Case Study for Blade Pitch Angle  $-4^\circ$ ,  $-2^\circ$ ,  $0^\circ$ ,  $+2^\circ$ ,  $+4^\circ$ , and  $+6^\circ$ ”

**DIAH AYU SEKARRINI**

**NRP 02111840000053**

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

Sepuluh Nopember Institute of Technology

Surabaya

2022

## LEMBAR PENGESAHAN

### STUDI NUMERIK PENGARUH SUDUT *PITCH* PADA SUDU TERHADAP PERFORMA TURBIN DAN *WAKE RECOVERY* UNTUK TURBIN HIDROKINETIK SUMBU VERTIKAL SUDU LURUS

“Studi Kasus untuk Sudut *Pitch* pada Sudu  $-4^\circ$ ,  $-2^\circ$ ,  $0^\circ$ ,  $+2^\circ$ ,  $+4^\circ$ , dan  $+6^\circ$ ”

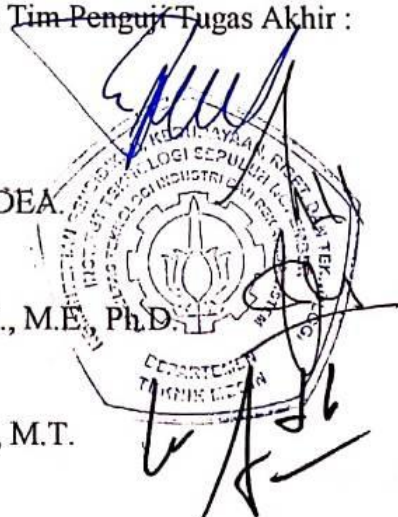
#### TUGAS AKHIR

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 :

**DIAH AYU SEKARRINI**  
NRP. 0211184000053

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.E., Ph.D. | Penguji    |
| 4. Dr. Wawan Aries Widodo, S.T., M.T.           | Penguji    |
- 

**SURABAYA**

**Juni, 2022**

## APPROVAL SHEET

### NUMERICAL STUDY OF THE BLADE PITCH ANGLE EFFECT ON THE TURBINE PERFORMANCE AND WAKE RECOVERY FOR STRAIGHT BLADE VERTICAL AXIS HYDROKINETIC TURBINE "Case Study for Blade Pitch Angle $-4^\circ$ , $-2^\circ$ , $0^\circ$ , $+2^\circ$ , $+4^\circ$ , and $+6^\circ$ "

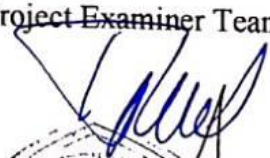


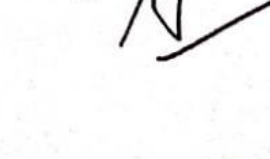
#### FINAL PROJECT

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

Oleh :

**DIAH AYU SEKARRINI**  
NRP. 0211184000053

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.E., Ph.D. |  | Examiner   |
| 4. Dr. Wawan Aries Widodo, S.T., M.T.           |  | Examiner   |

**SURABAYA**

**Juni, 2022**

## PERNYATAAN ORISINALITAS

Yang bertanda tangan di bawah ini:

Nama mahasiswa / NRP : Diah Ayu Sekarrini / 0211184000053

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 Sudut *Pitch* Pada Sudu Terhadap Performa Turbin dan *Wake Recovery* untuk Turbin Hidrokinetik Sumbu Vertikal Sudu Lurus “Studi Kasus untuk Sudut *Pitch* pada Sudu  $-4^\circ$ ,  $-2^\circ$ ,  $0^\circ$ ,  $+2^\circ$ ,  $+4^\circ$ , dan  $+6^\circ$ ” 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,



( Diah Ayu Sekarrini )

NRP. 0211184000053

## STATEMENT OF ORIGINALITY

The undersigned below:

Name of student / NRP : Diah Ayu Sekarrini / 0211184000053

Department : Mechanical Engineering

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

hereby declare that the Final Project with the title of "Numerical Study of the Blade Pitch Angle Effect on Turbine Performance and Wake Recovery for Straight Blade Vertical Axis Hydrokinetic Turbine "Case Study for Blade Pitch Angle  $-4^{\circ}$ ,  $-2^{\circ}$ ,  $0^{\circ}$ ,  $+2^{\circ}$ ,  $+4^{\circ}$ , and  $+6^{\circ}$ " 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



( Diah Ayu Sekarrini)

NRP. 0211184000053

**STUDI NUMERIK PENGARUH SUDUT *PITCH* PADA SUDU TERHADAP  
PERFORMA TURBIN DAN *WAKE RECOVERY* UNTUK TURBIN HIDROKINETIK  
SUMBU VERTIKAL SUDU LURUS**

“Studi Kasus untuk Sudut *Pitch* pada Sudu  $-4^\circ$ ,  $-2^\circ$ ,  $0^\circ$ ,  $+2^\circ$ ,  $+4^\circ$ , dan  $+6^\circ$ ”

**Nama Mahasiswa / NRP** : Diah Ayu Sekarrini / 0211184000053  
**Departemen** : Teknik Mesin FTIRS – ITS  
**Dosen Pembimbing** : Prof. Ir. Sutardi, M.Eng., Ph.D.

**Abstrak**

Berdasarkan data Badan Pengkajian dan Penerapan Teknologi dalam *Outlook Energi Indonesia 2019*, potensi energi baru dan terbarukan di Indonesia cukup besar. Sumbangan terbesar dari energi baru dan terbarukan di Indonesia datang dari *Hydropower* dan *Mini-micro hydro* dengan kapasitas masing-masing 4.431,59 MW dan 267.79 MW. Turbin jenis *Darrieus* merupakan salah satu jenis turbin yang dapat dikembangkan untuk *Hydropower*. Banyak penelitian-penelitian yang telah dilakukan mengenai turbin *Darrieus* dengan jenis *Vertical Axis Hydrokinetic Turbine* khususnya mengenai peningkatan efisiensi. Pengaruh sudut *pitch* pada sudu VAHT-SB dapat mempengaruhi beberapa parameter salah satunya adalah performa turbin. Hal inilah yang melatarbelakangi dilakukannya analisis pengaruh sudut *pitch blade* terhadap performansi turbin *Darrieus* dalam penelitian tugas akhir ini.

Penelitian tugas akhir mengenai VAHT-SB ini dilakukan menggunakan metode komputasi numerik menggunakan *software ANSYS FLUENT 2021*. Pemodelan simulasi pada penelitian ini adalah menggunakan model 2D yang menampilkan tampak atas dari turbin *Darrieus*. Simulasi aliran akan dijalankan pada turbin *Darrieus* dengan jumlah tiga sudu dan menggunakan *blade* jenis NACA 0021. Variasi yang akan dilakukan meliputi variasi jumlah sudut *pitch blade* yaitu  $-4^\circ$ ,  $-2^\circ$ ,  $0^\circ$ ,  $+2^\circ$ ,  $+4^\circ$ , dan  $+6^\circ$ , serta variasi kecepatan aliran yaitu 1.1 m/s dengan  $Re = 2,58 \times 10^6$  dan 1.3 m/s dengan  $Re = 3,04 \times 10^6$ .

Berdasarkan hasil simulasi yang telah dilakukan didapatkan hasil bahwa, penambahan sudut *pitch* pada *blade* akan berpengaruh terhadap fenomena fluida serta performa pada turbin. Setiap sudut *pitch* memiliki nilai  $C_L$  dan  $C_D$  yang berbeda beda tergantung pada posisi sudut *azimuth*, *angle of attack*, serta sudut *pitch*. Selain itu didapatkan hasil bahwa *wake recovery* pada TSR 2,6 terjadi lebih awal apabila dibandingkan dengan dari TSR 2,2, tetapi sama-sama mendekati nilai 100% pada jarak yang lebih jauh yaitu  $X/D=20$ . Berdasarkan hasil analisis, didapatkan bahwa penambahan sudut *pitch*  $+4^\circ$  dapat menaikkan nilai  $C_P$  sebesar 6,88% terhadap turbin tanpa sudut *pitch* pada TSR 2,2 dan sebesar 3,49% pada TSR 2,6.

**Kata kunci:** *Vertical Axis Hydrokinetic Turbine – Straight Blade* (VAHT-SB), sudut *pitch blade*, performa



**NUMERICAL STUDY OF THE BLADE *PITCH* ANGLE EFFECT ON THE  
TURBINE PERFORMANCE AND WAKE RECOVERY FOR STRAIGHT BLADE  
VERTICAL AXIS HYDROKINETIC TURBINE**

“Case Study for Blade Pitch Angle  $-4^\circ$ ,  $-2^\circ$ ,  $0^\circ$ ,  $+2^\circ$ ,  $+4^\circ$ , and  $+6^\circ$ ”

**Student Name / NRP** : Diah Ayu Sekarrini / 0211184000053  
**Department** : Mechanical Engineering FTIRS - ITS  
**Advisor** : Prof. Ir. Sutardi, M.Eng., Ph.D.

**Abstract**

Based on data from the Agency for the Assessment and Application of Technology in the Indonesia Energy Outlook 2019, the potential for new and renewable energy in Indonesia is quite large. The largest contribution of new and renewable energy in Indonesia comes from Hydropower and Mini-micro hydro with a capacity of 4,431.59 MW and 267.79 MW, respectively. The Darrieus type turbine is one type of turbine that can be developed for Hydropower. Many studies have been conducted regarding the Darrieus turbine with the Vertical Axis Hydrokinetic Turbine type, especially regarding increasing efficiency. The influence of pitch angle on the VAHT-SB blade can affect several parameters, one of which is turbine performance. This is the background for analyzing the effect of blade pitch angle on the Darrieus turbine performance in this final project research.

This final project research on VAHT-SB was carried out using a numerical computation method using the ANSYS FLUENT 2021 software. The simulation modeling in this research is using a 2D model which displays the top view of the Darrieus turbine. The flow simulation will be run on a Darrieus turbine with a total of three blades and using a NACA 0021 type of blade. The variations that will be carried out include variations in the number of blade pitch angles, namely  $-4^\circ$ ,  $-2^\circ$ ,  $0^\circ$ ,  $+2^\circ$ ,  $+4^\circ$ , and  $+6^\circ$ , as well as variations in speed the flow is 1.1 m/s with  $Re=2.58 \times 10^6$  and 1.3 m/s with  $Re=3.04 \times 10^6$ .

Based on the simulation results that have been carried out, it is found that the addition of the pitch angle on the blade will affect the fluid phenomenon and the performance of the turbine. Each pitch angle has different CL and CD values depending on the position of the azimuth angle, angle of attack, and pitch angle. In addition, it was found that wake recovery at TSR 2.6 occurred earlier when compared to TSR 2.2, but both approached the value of 100% at longer distances, namely  $X/D=20$ . Based on the results of the analysis, it was found that the addition of a pitch angle of  $+4^\circ$  can increase the CP value by 6.88% for a turbine without a pitch angle at a TSR of 2.2 and by 3.49% at a TSR of 2.6.

**Keywords:** *Vertical Axis Hydrokinetic Turbine – Straight Blade (VAHT-SB), pitch angle blade, performance*

## KATA PENGANTAR

Puji Syukur kehadirat penulis panjatkan kepada Allah SWT, atas limpahan Rahmat dan Karunia-Nya, sehingga penulis dapat menyelesaikan tugas akhir ini. Penulis menyadari bahwa dalam menyelesaikan tugas akhir ini, penulis banyak mendapatkan bantuan, dorongan, serta dukungan dari berbagai pihak. Oleh karena itu, penulis ingin mengucapkan terima kasih sebesar-besarnya kepada:

1. Bapak Prof. Ir. Sutardi, M.Eng., Ph.D. sebagai dosen pembimbing penulis yang telah memberikan waktu dan ilmunya kepada penulis. Terima kasih atas saran dan motivasinya selama membimbing penulis.
2. Bapak Prof. Dr. Ir. Tri Yogi Yuwono, DEA., Ibu Vivien Suphandani Djanali, S.T., M.E., Ph.D., dan Bapak Dr. Wawan Aries Widodo, S.T., M.T. sebagai dosen penguji tugas akhir yang telah meluangkan waktu untuk memberikan banyak masukan kepada penulis.
3. Bapak Mohammad Khoirul Effendi, S.T., M.Sc.Eng. selaku dosen wali penulis yang telah membimbing penulis selama menempuh kuliah di Departemen Teknik Mesin FT-IRS ITS.
4. Kedua orang tua penulis, Ibu dan Bapak serta Keluarga yang selalu memberikan doa dan dukungannya kepada penulis hingga penulis dapat menyelesaikan tugas akhir ini.
5. Teman penulis, Dimas Anantama F., Aditya Arief R., Danindra Adi P., dan Muftiyana Zulfa A., yang telah banyak membantu penulis dalam proses penulisan tugas akhir.
6. Teman-teman lab Mekanika dan Mesin-Mesin Fluida yang telah memberikan dukungan kepada penulis dalam proses penulisan tugas akhir ini.
7. Keluarga M61 yang telah banyak memberikan pengalaman dan pembelajaran kepada penulis selama menempuh kuliah di Departemen Teknik Mesin FT-IRS ITS.
8. Seluruh civitas akademika Departemen Teknik Mesin FT-IRS ITS yang baik dan ramah.
9. Semua pihak yang belum disebutkan diatas yang telah memberikan doa, bantuan, dan dukungan kepada penulis hingga tugas akhir ini dapat terselesaikan dengan baik.

Penulis menyadari bahwa tugas ini memiliki banyak kekurangan baik dalam hal penulisan maupun analisis yang telah dilakukan. Oleh karena itu, penulis mengharapkan adanya saran serta masukan yang bertujuan untuk dapat menyempurnakan tugas akhir ini. Besar harapan penulis semoga tugas akhir ini dapat bermanfaat bagi pembaca dan berkontribusi terhadap perkembangan IPTEK di Departemen Teknik Mesin FT-IRS ITS.

Surabaya, 19 Juli 2022

**Penulis**

## DAFTAR ISI

LEMBAR PENGESAHAN.....	Error! Bookmark not defined.
APPROVAL SHEET.....	iii
PERNYATAAN ORISINALITAS .....	Error! Bookmark not defined.
STATEMENT OF ORIGINALITY .....	Error! Bookmark not defined.
ABSTRAK.....	vi
ABSTRCT .....	viii
KATA PENGANTAR .....	ix
DAFTAR ISI .....	x
DAFTAR GAMBAR .....	xii
DAFTAR TABEL .....	xiii
DAFTAR SIMBOL .....	xiv
<b>BAB 1. PENDAHULUAN.....</b>	<b>1</b>
1.1 Latar Belakang .....	1
1.2 Perumusan Masalah .....	2
1.3 Tujuan Penelitian .....	3
1.4 Batasan Masalah .....	3
<b>BAB 2. STUDI PUSTAKA.....</b>	<b>4</b>
2.1 Vertical Axis - Straight Blade Darrieus Turbine .....	4
2.2 Analisis Aerodinamika Turbin.....	5
2.3 Lift dan Drag Force.....	7
2.4 Analisis Aerodinamika <i>Wake</i> .....	8
2.5 Performansi dan Efisiensi Turbin .....	10
2.6 Penelitian Terdahulu .....	10
2.6.1 <i>Effect of Pitch Angle on Power and Hydrodynamics of Vertical Axis Turbine</i> .....	10
2.6.2 <i>Numerical Simulations on the Wake Effect of H-type Vertical Axis Wind Turbines</i>	13
2.6.3 <i>Numerical and Experimental Investigations of Lift and Drag Performances of NACA 0015 Wind Turbine Airfoil</i> .....	17
2.6.4 <i>Design and Numerical Analysis of An Efficient H-Darrieus Vertical-Axis Hydrokinetic Turbine</i> .....	22
2.7 Ringkasan Penelitian Terdahulu .....	26
<b>BAB 3. METODE PENELITIAN .....</b>	<b>28</b>
3.1 Tahapan Penelitian.....	28
3.2 Pre-processing.....	29
3.2.1 Pembuatan Geometri dan Variasi .....	29
3.2.2 Pembuatan Domain Simulasi dan <i>Meshing</i> .....	30

3.2.3 Penentuan Kondisi Batas Simulasi .....	31
3.3 Solver/Processing .....	33
3.3.1 Penentuan Kondisi Fisis dan Properti Fluida .....	33
3.3.2 <i>Input</i> Nilai Kondisi Batas .....	33
3.3.3 <i>Solution Method</i> .....	34
3.3.4 <i>Monitor Residual</i> .....	34
3.3.5 <i>Initialization</i> .....	34
3.4 Post-processing .....	34
3.4.1 Prosedur Pengambilan Data .....	34
3.4.2 Grid Independency Test .....	36
3.4.3 Komparasi Hasil Simulasi .....	37
3.4.4 Prosedur Pengolahan Data.....	39
3.5 Diagram Alir Penelitian .....	40
<b>BAB 4. HASIL DAN PEMBAHASAN .....</b>	<b>42</b>
4.1 Analisis Fenomena Fluida pada TSR 2.2.....	42
4.1.1 Coefficient of Lift dan Coefficient of Drag pada TSR 2.2 .....	42
4.1.2 Coefficient of Moment pada TSR 2.2.....	45
4.1.3 Analisis Kontur Kecepatan .....	48
4.1.4 Analisis Kontur Tekanan .....	50
4.2 Analisis Fenomena Fluida pada TSR 2,6.....	54
4.2.1 Coefficient of Lift dan Coefficient of Drag pada TSR 2,6 .....	54
4.2.2 Coefficient of Moment pada TSR 2.6.....	56
4.2.3 Analisis Kontur Kecepatan .....	58
4.2.4 Analisis Kontur Tekanan .....	60
4.3 Analisis <i>Coefficient of Power</i> .....	62
4.4 Analisis Panjang <i>Wake</i> .....	63
<b>BAB 5. KESIMPULAN.....</b>	<b>68</b>
5.1 Kesimpulan .....	68
5.2 Saran .....	68
<b>DAFTAR PUSTAKA .....</b>	<b>70</b>
<b>BIODATA PENULIS .....</b>	<b>72</b>

## DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Horizontal Axis Turbine – Straight Blade Darrieus .....	4
Gambar 2.2 <i>Vertical Axis Turbine Rigid Mooring</i> .....	4
Gambar 2.3 Skematik Tampak Atas dari VAT .....	5
Gambar 2.4 <i>Angel of Attack</i> untuk Beberapa $\lambda$ .....	6
Gambar 2.5 Diagram Gaya dan Kecepatan Aliran Pada Airfoil .....	6
Gambar 2.6 Skematik Gaya yang Bekerja pada Blade.....	7
Gambar 2.7 Efek Perubahan Angle of Attck Terhadap (a) Koefisien Lift NACA 0012 dan (b) Koefisien Drag NACA 0012.....	8
Gambar 2.8 Pengaruh Bilangan Reynolds Terhadap Koefisien Lift Maksimum.....	8
Gambar 2.9 Skema Representasi Wake pada Turbin .....	9
Gambar 2.10 Proses Pencampuran Turbulensi pada <i>Wake</i> di Belakang Turbin .....	9
Gambar 2.11 Skematik Domain Simulasi .....	11
Gambar 2.12 Grid Komputasi : a) Turbin dengan Daerah yang Terpengaruh; b) Turbin; c) Hydrofoil dengan Daerah yang Terpengaruh; d-f) Grid Komputasi Dekat Hydrofoil (d), Leading Edge (e), Trailing Edge (f) .....	12
Gambar 2.13 Koefisien Daya Terhadap Sudut <i>Pitch</i> dengan TSR = 3,1 .....	12
Gambar 2.14 Torsi Terhadap Sudut <i>Pitch</i> yang Berbeda-beda pada <i>Single Blade</i> .....	13
Gambar 2.15 Koefisien Daya terhadap TSR .....	13
Gambar 2.16 Domain Komputasi Dua Turbin Angin .....	14
Gambar 2.17 Grid Pada Domain Simulasi Dua Turbin Angin.....	14
Gambar 2.18 Grid Disekitar Turbin Angin dan Blade .....	15
Gambar 2.19 Koefisien Daya Tangensial pada Dua Turbin Angin Terhadap Sudut Azimut ..	15
Gambar 2.20 Kontur Kecepatan Absolut Satu Turbin Angin pada $t = 0T$ dalam Satu Putaran .....	16
Gambar 2 21 Kontur Kecepatan dengan <i>Time Step</i> yang Berbeda dalam Satu Putaran .....	16
Gambar 2.22 Kontur Kecepatan Absolut Dua Turbin Angin dalam Satu Putaran.....	17
Gambar 2.23 Perbandingan Grafik Lift dan Drag Hasil Eksperimen .....	17
Gambar 2.24 Mesh Daerah Domain dan Sekitar <i>Airfoil</i> .....	18
Gambar 2.25 Hasil Eksperimental dan Simulasi .....	19
Gambar 2.26 Ratio $C_l/C_d$ Untuk Beberapa Angle of Attack .....	20
Gambar 2 27 (a) Distribusi Turbulensi dan (b) Distribusi Tekanan.....	21
Gambar 2.28 Perbandingan Hasil Eksperimen dan Simulasi .....	22
Gambar 2.29 Ilustrasi Domain Simulasi 2D.....	23
Gambar 2.30 Variasi dari Mesh Simulasi.....	23
Gambar 2.31 Koefisien Daya ( $C_p$ ) dengan Sudut Azimuth ( $\theta$ ) untuk Tip Speed Ratios (TSR) yang Berbeda .....	24
Gambar 2.32 Kontur Velocity Magnitude untuk Rotor.....	25
Gambar 2.33 Rata-rata Koefisien Daya ( $C_p$ ) untuk TSR Berbeda .....	25
Gambar 3.1 Ilustrasi Konsensus Sudut Pitch Positif dan Negatif .....	28
Gambar 3.2 Spesifikasi Geometri <i>Static Domain</i> Turbin Air Darrieus Tiga Sudu .....	29
Gambar 3.3 Spesifikasi Geometri Rotary Domain Turbin Air Darrieus Tiga Sudu .....	30
Gambar 3.4 Tampilan Meshing Turbin Air Darrieus Tiga Sudu Pada <i>Static Domain</i> .....	31
Gambar 3.5 Tampilan Meshing Turbin Air Darrieus Tiga Sudu Pada <i>Rotary Domain</i> .....	31
Gambar 3.6 <i>Boundary Conditions</i> Pada Turbin Air Darrieus Pada Daerah <i>Static Domain</i> .....	32
Gambar 3.7 <i>Boundary Conditions</i> Pada Turbin Air Darrieus Pada Daerah <i>Rotary Domain</i> ...	33
Gambar 3.8 Grafik Perbandingan $C_m$ RMS pada Putaran 1 – 15.....	36
Gambar 3.9 Grafik Grid Independency Test .....	37

Gambar 3.10 Grafik Perbandingan $C_P$ Hasil Simulasi Saat ini dan Hasil Penelitian Terdahulu .....	38
Gambar 3.11 Ilustrasi Free Body Diagram dan Penguraian Gaya-Gaya yang Bekerja .....	39
Gambar 3.12 Diagram Alir Penelitian .....	41
Gambar 4.1 Coefficient of Lift ( $C_L$ ) pada Blade Satu dengan TSR 2.2 .....	43
Gambar 4.2 Coefficient of Drag ( $C_D$ ) pada Blade Satu dengan TSR 2.2 .....	44
Gambar 4.3 Coefficient of Moment ( $C_m$ ) pada Blade Satu dengan TSR 2.2 .....	45
Gambar 4.4 Coefficient of Moment ( $C_m$ ) Total dengan TSR 2.2 .....	47
Gambar 4.5 Kontur Kecepatan Sekitar Blade pada Turbin Tanpa sudut <i>pitch</i> pada Sudut Azimuth $45^\circ$ dan $270^\circ$ .....	48
Gambar 4.6 Kontur Kecepatan Sekitar Blade pada Turbin dengan Sudut <i>Pitch</i> $+4^\circ$ pada Sudut Azimuth $345^\circ$ dan $270^\circ$ .....	49
Gambar 4.7 Kontur Tekanan di Rotor Turbin Tanpa sudut <i>pitch</i> pada Sudut Azimuth $45^\circ$ : (a) Blade Satu; (b) Blade Dua; (c) Blade Tiga .....	51
Gambar 4.8 Kontur Tekanan di Rotor Turbin dengan Sudut <i>Pitch</i> $+4^\circ$ pada Sudut Azimuth $345^\circ$ : (a) Blade Satu; (b) Blade Dua; (c) Blade Tiga .....	53
Gambar 4.9 Coefficient of Lift ( $C_L$ ) pada Blade Satu dengan TSR 2,6 .....	54
Gambar 4.10 Coefficient of Drag ( $C_D$ ) pada Blade Satu dengan TSR 2.6 .....	55
Gambar 4.11 Coefficient of Moment ( $C_m$ ) pada Blade Satu dengan TSR 2.6 .....	56
Gambar 4.12 Coefficient of Moment ( $C_m$ ) Total dengan TSR 2.6 .....	57
Gambar 4.13 Kontur Kecepatan Sekitar Blade pada Turbin Tanpa sudut <i>pitch</i> pada Sudut Azimuth $360^\circ$ dan $270^\circ$ .....	58
Gambar 4.14 Kontur Kecepatan Sekitar Blade pada Turbin dengan Sudut <i>Pitch</i> $+4^\circ$ pada Sudut Azimuth $345^\circ$ dan $270^\circ$ .....	59
Gambar 4.15 Kontur Tekanan di Rotor Turbin Tanpa sudut <i>pitch</i> pada Sudut Azimuth $360^\circ$ : (a) Blade Satu; (b) Blade Dua; (c) Blade Tiga .....	60
Gambar 4.16 Kontur Tekanan di Rotor Turbin dengan Sudut <i>Pitch</i> $+4^\circ$ pada Sudut Azimuth $345^\circ$ : (a) Blade Satu; (b) Blade Dua; (c) Blade Tiga .....	61
Gambar 4.17 Grafik Coefficient of Power ( $C_P$ ) Turbin Darrieus terhadap Sudut <i>Pitch</i> pada TSR 2,2 dan 2,6 .....	62
Gambar 4.18 Grafik Profil Kecepatan Aliran TSR 2,2 pada Titik: (a) X/D =18; (b) X/D=19; (c) X/D=21 .....	64
Gambar 4.19 Grafik Profil Kecepatan Aliran TSR 2,6 pada Titik: (a) X/D =16; (b) X/D=17; (c) X/D=18 .....	65

## DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Kondisi Aliran dalam Analisis CFD .....	24
Tabel 2.2 Ringkasan Penelitian Terdahulu .....	26
Tabel 3.1 Jumlah Sudut <i>Pitch</i> dan Kecepatan Air yang Digunakan .....	30
Tabel 3.2 Properti Fluida Kerja .....	33
Tabel 3.3 Nilai Boundary Conditions pada Simulasi .....	33
Tabel 3.4 Perbandingan $C_m$ RMS dan <i>Error</i> untuk Setiap Putaran .....	35
Tabel 3.5 Hasil Grid Independency Test .....	36

## DAFTAR SIMBOL

### Simbol

$A$	: Swept Area
$C_L$ atau $C_l$	: Lift Coefficient
$C_D$ atau $C_d$	: Drag Coefficient
$C_T$ atau $C_t$	: Tangential Force Coefficient
$C_N$	: Normal Force Coefficient
$C_P$	: Power Coefficient
$c$	: Panjang Chord Sudu
$D$	: Diameter Turbin
$F_T$	: Tangential Force
$F_N$	: Normal Force
$F_L$ atau $L$	: Lift Force
$F_D$ atau $D$	: Drag Force
$H$	: Tinggi Turbin
$P_{\text{Turbine}}$	: Daya Turbin
$r$ atau $R$	: Radius Turbin
$T$	: Torsi
$V_\infty$ atau $U$	: Kecepatan Aliran
$V_R$	: Resultan Kecepatan
$V_a$	: Kecepatan Aksial
WT1	: Upstream Turbine
WT2	: Downstream Turbine

### Simbol Yunan

$\omega$	: Kecepatan Sudut
$\alpha$	: Angle of Attack
$\alpha_P$	: Preset Pitch Angle
$\beta$	: Pitch Angle Blade
$\lambda$	: Tip Speed Ratio
$\theta$ atau $\psi$	: Sudut Azimuth
$\rho$	: Mass Density

# BAB 1. PENDAHULUAN

## 1.1 Latar Belakang

Sektor kelistrikan memegang peran penting dalam pembangunan suatu negara. Perannya tidak bisa sebatas sebagai sarana produksi untuk memfasilitasi pembangunan sektor-sektor ekonomi lainnya (seperti industri pengolahan, pertanian, pertambangan, pendidikan, dan kesehatan), tetapi juga sebagai faktor yang memenuhi kebutuhan sosial masyarakat sehari-hari. Meskipun memiliki peran penting, pembangunan sektor ini di Indonesia relatif masih terbelakang [1].

Kementerian Energi dan Sumber Daya Mineral [2] dalam Rencana Umum Ketenagalistrikan Nasional 2015 – 2034 telah menetapkan pokok-pokok kebutuhan energi nasional. Salah satu pokok yang perlu dicapai adalah terpenuhinya penyediaan kapasitas pembangkit listrik pada tahun 2025 sekitar 115 GW dan pada tahun 2050 sekitar 430 GW. Selain itu, diharapkan pemanfaatan listrik per kapita pada tahun 2025 dapat mencapai sekitar 2.500 kWh dan pada tahun 2050 sekitar 7.000 kWh.

Ditargetkan peran energi baru dan energi terbarukan sebagai penyediaan energi listrik di Indonesia pada tahun 2025 paling sedikit 23% dan 31% pada tahun 2050 sepanjang keekonomiannya terpenuhi. Pengembangan dan pemanfaatan energi baru terbarukan terus di dorong pemanfaatannya disamping untuk memenuhi kebutuhan tenaga listrik juga dalam rangka menurunkan tingkat emisi CO<sub>2</sub>. Dalam upaya mendorong pemanfaatan sumber energi baru dan terbarukan, penelitian dan kajian kelayakan merupakan salah satu faktor penting yang harus diperhatikan agar pengembangannya dapat dilakukan secara maksimal [2].

Berdasarkan Badan Pengkajian dan Penerapan Teknologi dalam *Outlook Energi Indonesia 2019* [3], potensi energi baru dan terbarukan Indonesia cukup besar, dengan variasi jenis yang sangat beragam. Sumbangan terbesar dari energi baru dan terbarukan di Indonesia datang dari *Hydropower* dengan kapasitas 4.431,59 MW. Selain itu, *Mini-micro hydro* juga ikut menyumbangkan energi baru dan terbarukan dengan jumlah kapasitas sebesar 267.79 MW.

Turbin jenis *Darrieus* merupakan salah satu jenis turbin yang dapat dikembangkan untuk *Hydropower*. Turbin *Darrieus* digunakan sebagai turbin *Hydrokinetic* untuk mengekstrak energi dari fluida yang mengalir di sungai, saluran, atau sistem drainase. Patel *et al.*, [4] dalam penelitiannya mengenai peningkatan kinerja turbin *Darrieus* dengan menggunakan pelat pemblokir yang ditempatkan secara optimal di sisi hulu blade perlambatan, didapatkan hasil bahwa kinerja turbin dapat meningkat seiring dengan peningkatan koefisien daya turbin. Dengan penelitian tiga jenis pelat pemblokir dengan lebar yang berbeda dan ditempatkan dalam lima lokasi berbeda, dapat meningkatkan koefisien daya turbin sebesar 0,235.

Guillaud *et al.*, [5] dengan menggunakan metode *Large Eddy Simulation* (LES) melakukan penelitian mengenai performa turbin *Vertical Axis Hydrokinetic Turbine* (VAHT) dengan dua soliditas yang berbeda. Dengan membandingkan antara turbin ideal dan turbin sebenarnya dengan tiga sudu, didapatkan hasil bahwa turbin ideal dengan soliditas yang rendah menghasilkan performa terbaik. Koefisien daya maksimum akan dihasilkan oleh soliditas yang rendah. Hal tersebut dikarenakan TSR pada soliditas rendah menyebabkan sudu untuk menghindari fenomena *stall* dinamis, sehingga akan menghasilkan torsi yang cukup besar.

Penelitian yang dilakukan oleh Yang *et al.*, [6], mengenai pengaruh sudut *pitch* pada *blade* dalam karakteristik *Straight-bladed Vertical Wind Turbine* (Sb-VAWT) dengan menggunakan metode eksperimen dan simulasi. Penelitian ini menggunakan eksperimen *wind tunnel* dan simulasi CFD untuk menyelidiki pengaruh sudut *pitch* blade pada distribusi tekanan yang terdapat pada permukaan blade, koefisien torsi, dan koefisien daya. Dengan menggunakan jenis airfoil NACA0021, didapatkan hasil bahwa maksimum perbedaan tekanan pada permukaan sudu, koefisien torsi, dan koefisien daya berada pada  $\beta = 6^\circ$ . Dalam penelitian ini,



dijelaskan bahwa koefisien daya akan meningkat seiring dengan meningkatnya *tip speed ratio* yana mana dalam penelitian ini nilai *tip speed ratio* ( $\lambda$ ) maksimum adalah 2,19.

Penelitian lain, Rezaeiha *et al.*, [7], penelitian dilakukan untuk menyelidiki efek sudut *pitch* terhadap performa daya dan aerodinamik pada *Vertical Wind Turbine*. Dalam penelitian tersebut, disebutkan bahwa sudut *pitch* adalah parameter potensial untuk meningkatkan kinerja VAWT. Dengan menggunakan metode CFD, dalam penelitian ini diselidiki variasi beban dan momen pada turbin serta *angle of attack*. Digunakan sudut *pitch* sebesar  $-7^\circ$  hingga  $+3^\circ$  dan didapatkan hasil bahwa terjadi peningkatan *coefficient of power* ( $C_p$ ) sebesar 6,6% dengan sudut *pitch*  $-2^\circ$ . Selain itu, perubahan sudut *pitch* menggeser beban dan momen sesaat antara bagian *upwind* dan *downwind* pada turbin. Pergeseran momen sesaat selama berotasi untuk berbagai sudut *pitch*, menunjukkan bahwa *pitching* dinamis dapat mengoptimalkan kinerja turbin lebih lanjut.

Berdasarkan uraian penelitian diatas, dibutuhkan penelitian lebih lanjut khususnya mengenai pengembangan dari turbin *Darrius* dengan tipe *Vertical Axis Hydrokinetic Turbin* (VAHT). Performa VAHT, dapat dikembangkan dengan beberapa cara salah satunya adalah dengan pengaruh sudut *pitch* pada *blade*. Penulis mengusulkan penelitian mengenai pengaruh sudut *pitch blade* terhadap daya yang dapat dibangkitkan *Darrius* dengan tipe VAHT. Dari hasil penelitian Yang *et al.*, [6], sudut *pitch* pada VAHT dapat mempengaruhi beberapa parameter antara lain distribusi tekanan, koefisien torsi dan koefisien daya. Sehingga, daya dan efisiensi optimal dari VAHT dapat dihasilkan dengan sudut *pitch blade* yang tepat.

## 1.2 Perumusan Masalah

*Hydropower* merupakan salah satu bentuk pembangkitan energi dengan menggunakan turbin *hydrokinetic*. Terdapat beberapa turbin yang dapat digunakan untuk mengekstrak energi air salah satunya adalah *Darrius* dengan tipe VAHT. Salah satu kelebihan dari VAHT adalah *omnidirectional*, yang artinya turbin tidak memerlukan mekanisme *yaw* dan menghasilkan *noise* yang rendah. VAHT termasuk dalam turbin yang memiliki efisiensi terbesar untuk tipe *Darrius*.

Turbin *Darrius* merupakan jenis *lift device*, karena menggunakan gaya *lift* untuk berputar. *Lift device* memiliki efisiensi yang lebih besar dari *drag device* yang ditumbulkan oleh gaya *drag*. Torsi yang dihasilkan oleh VAHT akan mengalami fluktuasi sehingga dapat menyebabkan munculnya fibrasi. Perubahan posisi setiap *blade* akan berpengaruh pada terjadi *wake* pada *airfoil* saat turbin berputar. Kecepatan pada daerah *wake* akan lebih kecil dari kecepatan pada daerah sekelilingnya, hal itu terjadi akibat proses ekstraksi energi pada turbin.

Karakteristik *wake* bergantung pada berbagai parameter. Salah satu fenomena penting adalah aliran rotasional yang terjadi pada *wake*. Berbagai fenomena dapat digunakan untuk menganalisis struktur turbulensi dari *wake*. Salah satu fenomena tersebut adalah pembentukan *tip vortex*. *Tip vortex* menyebabkan munculnya separasi aliran yang memisahkan antara aliran *wake* berturbulensi tinggi dan aliran di sekelilingnya. Ciri-ciri *tip vortex* adalah kecepatan yang tinggi dan tekanan yang rendah, serta mengakibatkan rugi yang cukup besar.

*Lift force*, *drag force*, serta *wake* merupakan salah satu permasalahan yang perlu dianalisis ketika melakukan penelitian mengenai turbin, baik untuk turbin air maupun turbin angin. Dalam penelitian ini akan dilihat pengaruh sudut *pitch* pada *blade*  $-4^\circ$ ,  $-2^\circ$ ,  $+2^\circ$ ,  $+4^\circ$ , dan  $+6^\circ$  terhadap gaya *lift* dan gaya *drag* pada *blade*. Selain itu, dengan sudut *pitch* yang sama untuk pada *blade* akan diteliti juga pengaruh *wake* yang terjadi pada aliran dibelakang *blade*. Pada penelitian ini digunakan teknik *sliding mesh* dalam simulasi CFD untuk simulasi karakteristik hidrodinamika dari *Vertical Axis Hydrokinetic Turbin – Straight Blade* (VAHT-SB). Kemampuan simulasi CFD dengan model *sliding mesh* ditunjukkan dengan baik untuk melakukan uji *straight-line* dengan menganalisis karakteristik hidrodinamika, seperti resistensi, vortisitas, koefisien gesek, dan koefisien tekanan [8].

Berdasarkan latar belakang yang telah dijabarkan sebelumnya, maka permasalahan yang akan dibahas dalam tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

- a. Sudut *pitch*  $-4^\circ$ ,  $-2^\circ$ ,  $0^\circ$ ,  $+2^\circ$ ,  $+4^\circ$ , dan  $+6^\circ$  pada *blade* akan berpengaruh terhadap nilai gaya *lift* dan gaya *drag* yang terjadi pada *blade*.
- b. Sudut *pitch*  $-4^\circ$ ,  $-2^\circ$ ,  $0^\circ$ ,  $+2^\circ$ ,  $+4^\circ$ , dan  $+6^\circ$  pada *blade* akan berpengaruh terhadap bentuk fenomena *wake* yang terjadi pada aliran dibelakang *blade*.
- c. Adanya perubahan gaya *lift*, gaya *drag*, dan fenomena *wake* pada setiap sudut *pitch* akan berpengaruh terhadap efisiensi yang dihasilkan turbin.

### 1.3 Tujuan Penelitian

Berdasarkan rumusan masalah yang telah diuraikan diatas, maka tujuan dilaksanakannya penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Mengetahui pengaruh sudut *pitch* pada *blade*  $-4^\circ$ ,  $-2^\circ$ ,  $0^\circ$ ,  $+2^\circ$ ,  $+4^\circ$ , dan  $+6^\circ$  terhadap gaya *lift* dan gaya *drag* yang terjadi pada *blade*.
2. Mengetahui pengaruh sudut *pitch* pada *blade*  $-4^\circ$ ,  $-2^\circ$ ,  $0^\circ$ ,  $+2^\circ$ ,  $+4^\circ$ , dan  $+6^\circ$  terhadap *wake* yang terjadi pada aliran dibelakang *blade*.
3. Mengetahui pengaruh gaya *lift*, gaya *drag*, dan *wake* terhadap efisiensi turbin pada sudut *pitch blade*  $-4^\circ$ ,  $-2^\circ$ ,  $0^\circ$ ,  $+2^\circ$ ,  $+4^\circ$ , dan  $+6^\circ$ .

### 1.4 Batasan Masalah

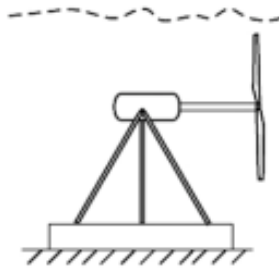
Batasan masalah yang digunakan dalam penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Studi numerik *unsteady* dilakukan pada penampang dua dimensi.
2. Aliran fluida pada *inlet* diasumsikan *incompressible* dan konstan.
3. Putaran turbin disimulasikan sebagai *rotating motion* yang diatur kecepatan putarnya.
4. Penyangga atau *support blade* diabaikan.
5. Kecepatan aliran yang digunakan diasumsikan satu arah dari arah *inlet*.
6. Studi numerik tidak mengikutsertakan Analisis bahan yang dipakai pada instalasi *Vertical Axis Hydrokinetic Turbin – Straight Blade* (VAHT-SB).

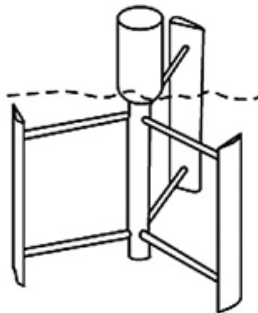
## BAB 2. STUDI PUSTAKA

### 2.1 Vertical Axis - Straight Blade Darrieus Turbine

Turbin merupakan alat yang digunakan untuk mengekstrak beberapa energi seperti air, angin, dan uap. Turbin *hydrokinetic* merupakan jenis turbin yang dapat mengekstrak energi air sebagai sumber dari pembangkitan tenaga *Hydropower*. Terdapat dua jenis turbin yang dapat digunakan, yaitu *Horizontal Axis Turbine* (HAT) dan *Vertical Axis Turbine* (VAT). HAT memiliki arah aliran yang sejajar dengan sumbu rotasinya seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.1. HAT yang ditempatkan di dalam aliran dapat menciptakan efek aliran sekunder dengan memusatkan aliran dan menghasilkan perbedaan tekanan. VAT memiliki arah aliran tegak lurus dengan sumbu rotasinya seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.2. VAT disebut juga sebagai *cross flow turbine* atau turbin aliran silang, karena arah aliran yang horizontal akan tegak lurus dengan sumbu rotasi [9].



Gambar 2.1 *Horizontal Axis – Straight Blade Darrieus Turbine* [9]



Gambar 2.2 *Vertical Axis Turbine Rigid Mooring* [9]

*Vertical Axis Turbine* yang digerakkan oleh *lift drag* ditemukan oleh Georges JM Darrieus di Paris tahun 1930. Turbin *Darrieus* terdiri dari satu atau lebih *blade*, dengan bagian *blade* simetris yang ditekuk sehingga momen sudu internal dapat dihilangkan. Varian VAT *Darrieus* yang paling umum adalah H – *Darrieus* dengan *blade* lurus serta ujungnya terbuka. Ujung yang terbuka akan menghasilkan *tip vortex* yang besar. Pada tahun 1970-an, banyak riset yang dilakukan untuk terus mengembangkan turbin *Darrieus* sebagai salah satu cara untuk mendapatkan energi listrik. Beberapa diantara dilakukan oleh para peneliti di US, Kanada, dan Inggris. Turbin VAT untuk keperluan konversi energi angin merupakan yang banyak dilakukan, salah satunya dilakukan oleh *National Renewable Energy Laboratory* dan *Sandia National Laboratory* [10]. Terdapat berbagai macam jenis turbin *Darrieus*, yaitu *Egg – beater*, *Giromill* (*Straight Bladed*), *Variable geometry oval trajectory* (VGOT), *Darrieus-Masgrowe* (*two-tier rotor*, *Twisted three bladed*, dan *Crossflex* [11].

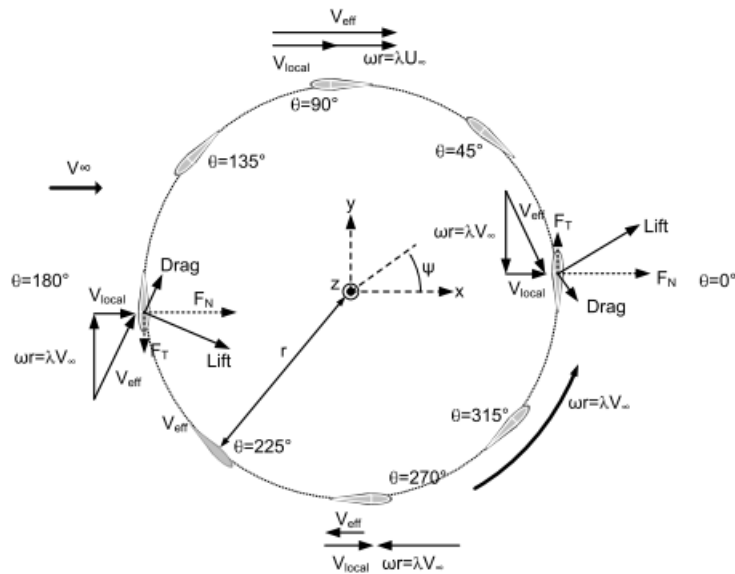
## 2.2 Analisis Aerodinamika Turbin

Turbin dengan jenis *Vertical Axis Straight-Blade* merupakan jenis turbin yang cukup sederhana dan mudah dibuat. Namun jenis turbin ini membutuhkan Analisis aerodinamika yang cukup kompleks dikarenakan kecepatan aliran pada bagian *upstream* dan *downstream* yang tidak konstan [12]. Salah satu yang menjadi parameter prinsip kerja dari VAT adalah *tip speed ratio* ( $\lambda$ ) seperti yang diberikan pada persamaan 2.1.  $\lambda$  dapat menentukan kinerja VAT saat beroperasi dan memberikan indikasi mengenai fenomena aerodinamis yang mungkin terjadi pada turbin [10].

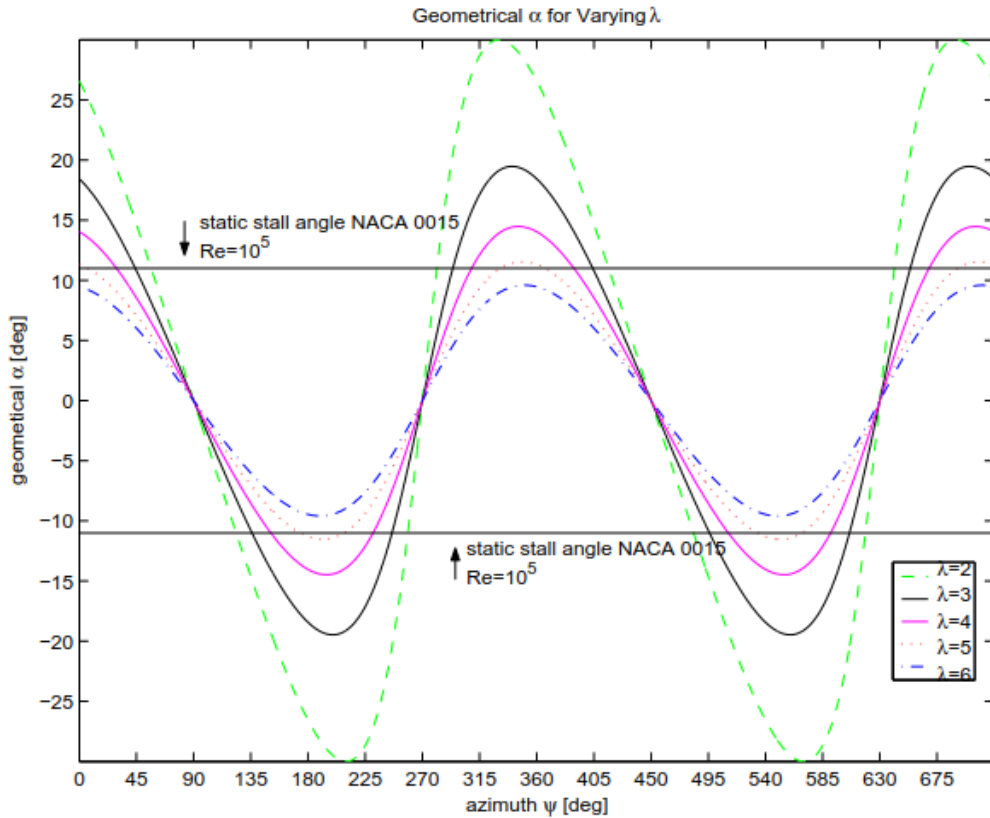
$$\lambda = \left(\frac{\omega r}{V_\infty}\right) \quad (2.1)$$

Gambar 2.3 merupakan skematik tampak atas dari VAT. Fluida datang dari kiri dengan kecepatan  $V_\infty$  dan turbin berputar dengan radius  $r$  dan kecepatan sudut  $\omega$  berlawanan dengan arah jarum jam. Sudut azimuth yang ditulis dengan  $\psi$  ditentukan dari pusat lintasan *blade*. *Angel of attack* atau sudut serang yang ditulis dengan  $\alpha_{geo}$  yang terlihat pada *blade* saat berputar adalah fungsi dari *tip speed ratio* seperti yang ditunjukkan pada persamaan 2.2 dan merupakan penjumlahan vector dari kecepatan karena rotasi dan kecepatan fluida yang masuk. Pada  $\lambda$  yang rendah, ketika turbin berputar sangat lambat relatif terhadap kecepatan fluida, *angel of attack* yang terlihat pada *blades* yang berputar akan sangat besar, sebaliknya ketika kecepatan rotor bertambah sudut menjadi lebih kecil seperti yang diilustrasikan dalam grafik pada gambar 2.4 [10].

$$\alpha = \tan^{-1}\left(\frac{\cos\psi}{\lambda + \sin\psi}\right) \quad (2.2)$$



Gambar 2.3 Skematik Tampak Atas dari VAT [10]

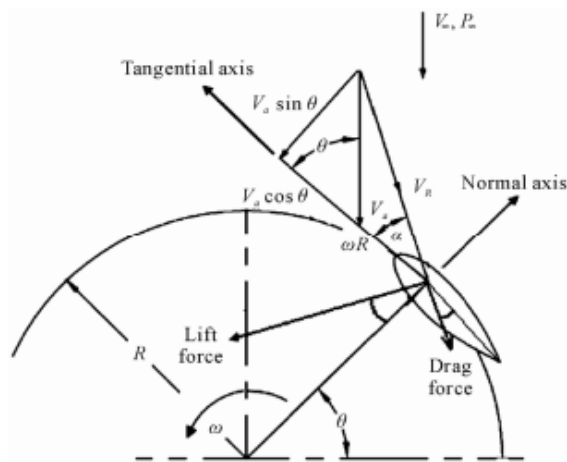


Gambar 2.4 *Angel of Attack* untuk Beberapa  $\lambda$  [10]

Gambar 2.5 dibawah ini merupakan gambar diagram gaya dan kecepatan aliran pada *airfoil*. Berdasarkan gambar tersebut dapat diketahui bahwa resultan kecepatan ( $v_R$ ) dapat diperoleh dari komponen kecepatan yang sejajar dengan *cord* dan komponen kecepatan yang tegak lurus *cord* (komponen normal). Sehingga  $v_R$  dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$v_R = \sqrt{(v_a \sin \theta)^2 + (v_a \cos \theta + \omega R)^2} \quad (2.3)$$

Berdasarkan diagram  $v_a$  merupakan kecepatan aksial (*induce velocity*),  $\omega$  kecepatan sudut,  $R$  adalah jari-jari turbin dan  $\theta$  merupakan sudut azimuth [12].



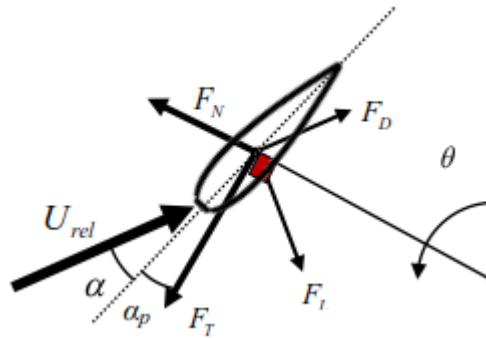
Gambar 2.5 Diagram Gaya dan Kecepatan Aliran Pada *Airfoil* [12]

### 2.3 Lift dan Drag Force

Dalam sistem *blade*, gaya total yang bekerja pada *blade* dapat dibagi menjadi dua komponen utama, yaitu gaya *drag* ( $F_D$ ) yang bekerja dalam arah  $U_{rel}$  dan gaya *lift* ( $F_L$ ) yang bekerja tegak lurus terhadap  $U_{rel}$ , seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.6. Koefisien gaya *drag* dan gaya *lift* tak berdimensi per satuan bentang *blade* dengan panjang *chord*  $c$  dapat didefinisikan sebagai berikut:

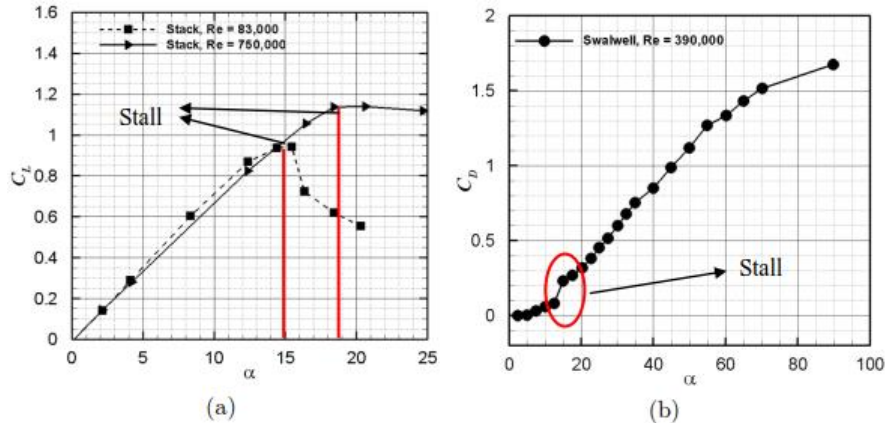
$$C_L = \left( \frac{F_L}{0.5\rho U^2 c} \right) \quad (2.4)$$

$$C_D = \left( \frac{F_D}{0.5\rho U^2 c} \right) \quad (2.5)$$



Gambar 2.6 Skematik Gaya yang Bekerja pada *Blade* [13]

Koefisien gaya *lift* dan *drag* adalah fungsi dari *angle of attack*, bentuk profil, dan bilangan Reynolds relatif. Untuk *blade* simetris seperti NACA-0021, koefisien gaya *lift* adalah nol pada  $\alpha = 0$  namun koefisien *drag* memiliki nilai bukan nol. Koefisien *lift* akan meningkat secara linier seiring dengan meningkatnya  $\alpha$  sebelum *stall*, yang mana titik aliran terseparasi dari permukaan dengan tekanan rendah atau permukaan *inlet* pada *blade*. Aliran yang terseparasi akan meningkatkan tekanan pada permukaan *inlet blade*, tetapi tidak mempengaruhi distribusi tekanan pada permukaan tekanan tinggi. Selain itu, aliran yang terseparasi juga akan menurunkan koefisien gaya *lift* secara signifikan, tetapi akan meningkatkan koefisien gaya *drag* secara signifikan seperti yang diilustrasikan dalam grafik pada gambar 2.7. Aliran dengan bilangan Reynolds tinggi dapat menunda *stall* karena energinya yang cukup tinggi dapat menunda separasi dan meningkatkan koefisien *lift* secara maksimal seperti yang ditunjukkan dalam grafik pada gambar 2.8. Pada bilangan Reynolds yang tinggi, penurunan koefisien *lift* di daerah *post stall* akan lebih halus [13].

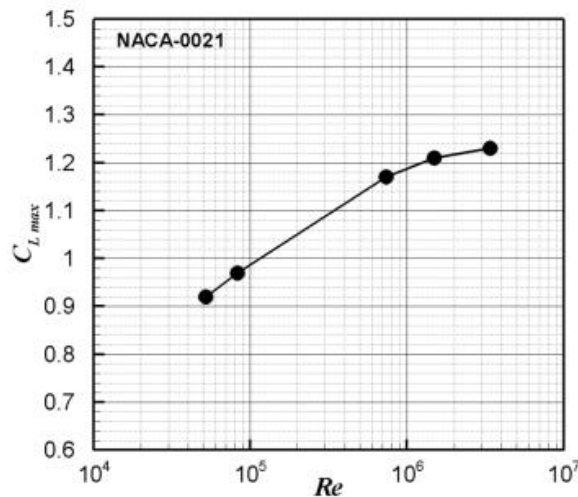


Gambar 2.7 Efek Perubahan *Angle of Attck* Terhadap (a) Koefisien *Lift* NACA 0012 dan (b) Koefisien *Drag* NACA 0012 [13]

Gaya tangensial yang dihasilkan oleh gerakan rotasi turbin  $F_T$  akan menghasilkan torsi pada pusat rotasi turbin yang kemudian akan menghasilkan daya pada turbin. Gaya normal  $F_N$  pada turbin tidak menghasilkan daya, tetapi akan menghasilkan model vibrasi pada turbin. Gaya tangensial dan gaya normal yang tak berdimensi dari masing-masing *blade* yang bekerja pada turbin dapat didefinisikan sebagai fungsi dari koefisien *lift* dan *drag* pada *blade* sebagai berikut:

$$C_T = \left( \frac{F_T}{0.5\rho U^2 c} \right) = C_L \sin(\alpha + \alpha_p) - C_D \cos(\alpha + \alpha_p) \quad (2.6)$$

$$C_N = \left( \frac{F_N}{0.5\rho U^2 c} \right) = -C_D \sin(\alpha + \alpha_p) - C_L \cos(\alpha + \alpha_p) \quad (2.7)$$

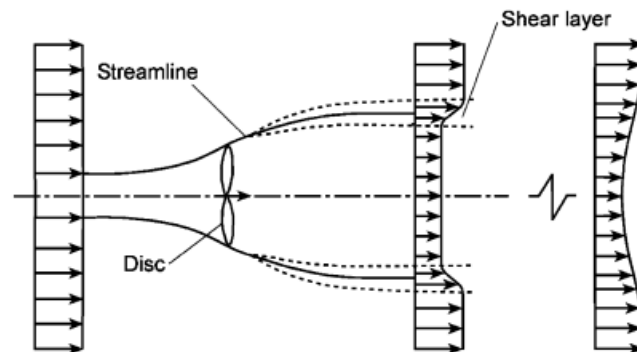


Gambar 2.8 Pengaruh Bilangan Reynolds Terhadap Koefisien *Lift* Maksimum [13]

#### 2.4 Analisis Aerodinamika *Wake*

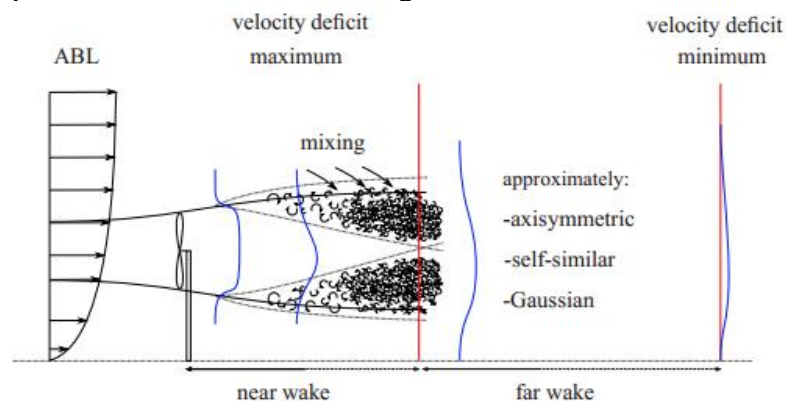
Saat fluida mendekati turbin, kecepatan fluida akan berkurang dan tekanannya akan meningkat. Pada daerah *downstream* akan terjadi ketidakseragaman penurunan tekanan dan kecepatan aksial, begitu juga pada komponen kecepatan azimuth. *Vortex* yang terjadi karena variasi sirkulasi sepanjang *blade*, akan terlepas dari ujung belakang dan menggulung dalam *downstream* membentuk pusaran seperti lintasan heliks. Saat fluida bergerak ke *downstream*, lapisan geser pada penampang akan mengembang, sehingga tekanan akan meningkat dan kecepatan pada penampang akan menurun seperti skema yang ditunjukkan pada gambar 2.9 [14].

Sebagian besar turbulensi akan membuat *wake* menyebar, pada tahap ini biasanya disebabkan oleh gesekan di dalam *wake* terutama di lapisan geser. Turbulensi aliran ambien akan menyebabkan distribusi turbulensi yang tidak seragam di lapisan geser. Selain itu, difusi turbulensi dapat membuat ketebalan lapisan geser meningkat pada jarak tertentu sampai bagian sumbu *wake*. Setelah itu, akan ada bagian transisi yang selanjutnya akan mengarah ke bagian *wake* yang lebih jauh yang mana pada bagian ini *wake* telah berkembang sepenuhnya. Telah diamati secara numerik dan eksperimental bahwa turbulensi maksimum dalam *wake* terletak di sekitar satu radius turbin diatas sumbu turbin, dan mungkin terjadi juga pada bagian dekat *wake* [13].



Gambar 2.9 Skema Representasi *Wake* pada Turbin [14]

*Wake* dari turbin terbentuk dari sistem *vortex* yang kompleks. Sistem *vortex* ini dipengaruhi oleh beberapa faktor seperti, struktur aliran fluida yang mengenai turbin, perputaran aliran yang diakibatkan oleh gerakan turbin, *root vortex* dan *tip vortex*. Turbulensi akibat *vortex* akan terpecah dan bergabung dengan turbulensi yang lain sehingga akan membentuk turbulensi yang lebih besar. Gambar 2.10 menunjukkan proses pencampuran turbulensi pada pembentukan *wake* di belakang turbin [15].



Gambar 2.10 Proses Pencampuran Turbulensi pada *Wake* di Belakang Turbin [15]

Meskipun rotor modern pada turbin hanya menggunakan tiga blades yang berputar, tetapi pengaruh kombinasi aerodinamikanya pada aliran *wake* sangat kompleks. Salah satu fenomena aerodinamika adalah rotasi aliran dalam *wake* pada rotor turbin. Aliran dibelakang rotor memiliki komponen kecepatan dengan arah melingkar dan menghasilkan *wake* di belakang rotor. *Vortex* yang dilepaskan dari ujung *blade* dan *blade root* mendominasi aliran *wake* dalam turbin. Dikarenakan kecepatan rotasi yang rendah pada *blade root*, *root vortex* dapat diasumsikan semakin lemah. *Tip vortex* paling kuat dilepaskan dari ujung *blade* turbin akan lebih stabil dan akan bergerak ke *downstream* dalam bentuk spiral heliks [16].



## 2.5 Performansi dan Efisiensi Turbin

Hidrokinetik merupakan energi kinetik yang berasal dari massa air yang bergerak. Jumlah energi kinetik yang terkandung dalam massa air tergantung pada kecepatan air. Ada dua macam energi hidrokinetik yaitu yang berasal dari gelombang dan berasal dari arus seperti pada aliran sungai, aliran air buatan, saluran irigasi, dan bendungan. Turbin yang dapat mengubah energi kinetik dari arus air yang mengalir menjadi energi mekanik dinamakan turbin hidrokinetik atau disebut juga *Water Current Turbine* (WCT). Hanya sebagian kecil energi kinetik dalam air yang melewati penampang turbin yang dapat ditangkap. Bagian ini disebut sebagai koefisien daya ( $C_p$ ). Energi hidrokinetik yang ditangkap oleh turbin dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$P_{Turbine} = C_p \left(\frac{1}{2}\right) \rho A U^3 \quad (2.8)$$

Seperti turbin angin, koefisien daya hidrokinetik juga bergantung pada  $\lambda$  yang didefinisikan sebagai rasio kecepatan sudut di ujung *blade* dengan kecepatan air yang mengalir [17].

Untuk turbin vertikal axis,  $A$  dapat didefinisikan sebagai berikut:

$$A = 2RH \quad (2.9)$$

dengan  $R$  dan  $H$  adalah radius dan tinggi dari turbin [18].

Untuk mendapatkan torsi mekanis ( $T$ ) dari turbin, yaitu dengan cara mengalikan gaya tangensial semua *blade* ( $F_T$ ) dengan jari-jari turbin ( $r$ ), persamaan 2.10. Sedangkan untuk output daya ( $P$ ) dapat juga dicari dengan mengalikan torsi dengan kecepatan sudut turbin, persamaan 2.11. Koefisien daya yang tidak berdimensi didefinisikan sebagai rasio daya yang dihasilkan terhadap daya yang dibutuhkan dalam aliran bebas yang melewati luas penampang turbin. Koefisien daya turbin juga mewakili efisiensi dari turbin [12].

$$T = r \times \sum F_T \quad (2.10)$$

$$P_{Turbine} = T \times \omega \quad (2.11)$$

Turbin angin dan hidrokinetik memiliki nilai  $C_p$  maksimum yang dapat dicapai yaitu 0,59. Nilai tersebut disebut dengan batas Betz yang diturunkan dari hukum kekekalan massa dan momentum untuk aliran fluida melalui piringan aktuator. Secara umum, desain turbin hidrokinetik yang paling efisien dapat mencapai nilai  $C_p$  75% hingga 90% dari batas Betz. Namun, batas Betz hanya berlaku untuk turbin yang beroperasi dalam aliran yang tidak dibatasi. Hal tersebut karena saluran dapat meningkatkan fluks massa yang mengalir melalui turbin yang terletak di daerah yang sempit, yang mana pada akhirnya akan menghasilkan percepatan aliran dan secara efektif meningkatkan nilai  $C_p$  diatas batas Betz [19].

## 2.6 Penelitian Terdahulu

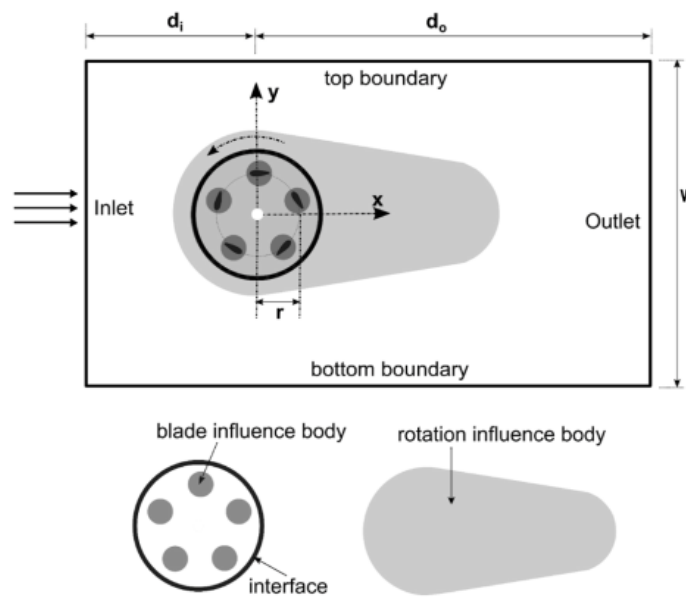
### 2.6.1 Effect of Pitch Angle on Power and Hydrodynamics of Vertical Axis Turbine

Dalam penelitiannya, Nguyen *et al.*, [20] menggunakan *Vertical Axis Turbine* dalam pengaplikasian arus laut sebagai pembangkit energi listrik. Salah satu faktor kunci dalam menilai penerapan teknologi ini adalah pengamatan pada koefisien daya yang dihasilkan. Dalam penelitian ini akan dikembangkan proses desain untuk meningkatkan performansi *blade* guna menemukan *trade-off* terbaik antara maksimum *output* daya dan minimum beban struktural. Nguyen *et al.*, [20] menggunakan *Vertical Axis Hydrodynamic Turbine* dengan jumlah *blade* lima dan besar sudut *pitch* pada *blade* adalah  $-5^\circ$  sampai  $+5^\circ$ . Metode yang digunakan dalam penelitian ini adalah metode simulasi numerik menggunakan *Computational Fluid Dynamics* (CFD), yang mana data hasil simulasinya nanti akan divalidasi dengan data hasil eksperimen mengenai *power coefficient*. Selain divalidasi dengan data hasil eksperimen,

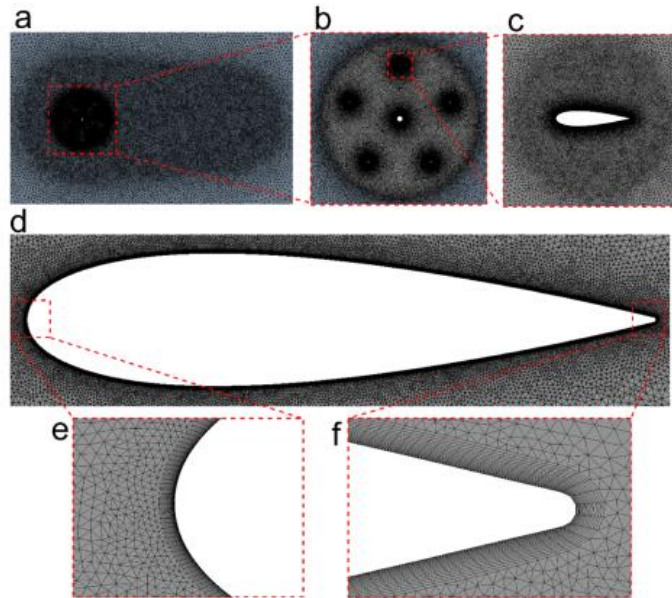
data hasil simulasi CFD juga akan divalidasi dengan data hasil model vortex. Pengaruh sudut *pitch* pada *blade* yang berbeda dan beban turbin juga akan didiskusikan.

Untuk mengetahui aliran fluida disekitar turbin, digunakan simulasi numerik menggunakan CFD *Fluent* 19.0 dengan *finite volume method*. Inkompresibel *Unsteady Reynolds – Averaged Navier – Stokes* (URANS) digunakan sebagai persamaan penyelesaian menggunakan COUPLED skema *pressure velocity coupling*. *Second-order* digunakan sebagai penyelesaian diferensial momentum, energi, dan turbulensi, selain itu implisit *second-order* juga digunakan pada formulasi transien. Turbulensi dimodelkan menggunakan model turbulensi k-omega SST. *Boundary condition* yang digunakan pada *inlet* dan *outlet* adalah *velocity uniform* dan *pressure gauge*. Kecepatan *inlet* dijaga konstan pada 1,4 m/s dan *outlet* pada tekanan 0 Pa. *Boundary* atas dan bawah merupakan *wall* tanpa *slip* yang memiliki tegangan geser 0. Pada permukaan *blade*, aliran bergerak dengan kecepatan relative nol sehingga permukaan tersebut tidak memiliki *slip*. Pada penelitian ini digunakan turbin dengan radius 2,94 m, tinggi 3,5 m, dan profil *blade* simetris NACA0021 dengan panjang *chord* 0,18 m. Simulasi dilakukan dalam dua dimensi dengan domain berbentuk persegi panjang 325 m x 529 m, yang mana turbin berada di tengah dengan jarak 30R dari *inlet* dan 60R dari *outlet*.

Terdapat dua daerah domain yang digunakan dalam simulasi, yaitu daerah berputar (*rotating zone*) dan daerah stationer (*stationary zone*). *Sliding interface* berada di *rotating zone*, mempunyai radius 1,5 kali radius turbin dengan *stationary zone* didaerah sekelilinya. Gambar 2.11 menjelaskan skematik dari domain yang digunakan dalam simulasi. *Grid* komputasi berbentuk persegi untuk *grid boundary layer* yang dekat dengan *wall*. Untuk penelitian ini digunakan mesh medium untuk memperoleh hasil simulasi CFD. Detail *grid* komputasi pada daerah sekitar *blade* dapat dilihat pada gambar 2.12.

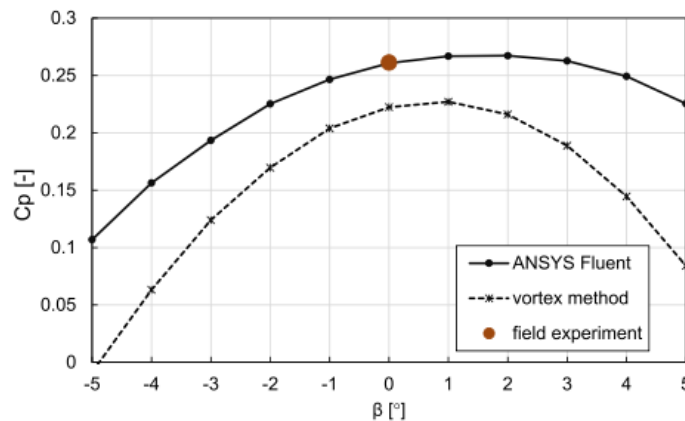


Gambar 2.11 Skematik Domain Simulasi [20]

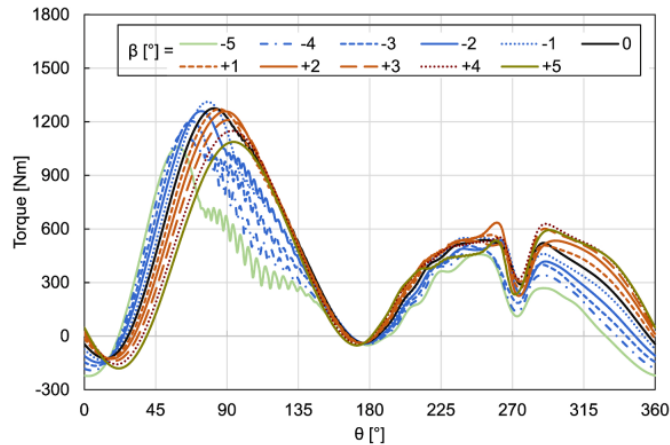


Gambar 2.12 Grid Komputasi : a) Turbin dengan Daerah yang Terpengaruh; b) Turbin; c) Hydrofoil dengan Daerah yang Terpengaruh; d-f) Grid Komputasi Dekat Hydrofoil (d), Leading Edge (e), Trailing Edge (f) [20]

Untuk mengevaluasi pengaruh sudut *pitch* pada performa VAT, variasi koefisien daya untuk sudut *pitch* antara  $-5^\circ$  sampai  $+5^\circ$  pada  $TSR = 3,1$  ditunjukkan gambar 2.13. Berdasarkan gambar tersebut, dapat dilihat bahwa rata-rata  $C_p$  untuk hasil simulasi akan meningkat seiring dengan peningkatan sudut *pitch* secara progresif dari  $-5^\circ$  sampai mencapai titik maksimum yaitu  $+2^\circ$ , sedangkan untuk model *vortex* titik maksimum berada di sudut  $+1^\circ$ . Secara umum, sudut positif pada *pitch* turbin mempunyai nilai efisiensi yang lebih tinggi dibandingkan sudut negative pada *pitch* turbin. Sedangkan untuk torsi turbin menggunakan simulasi digambarkan pada gambar 2.14 yang mana ditunjukkan hubungan torsi turbin terhadap sudut azimuth dengan variasi sudut *pitch* pada *blade*.

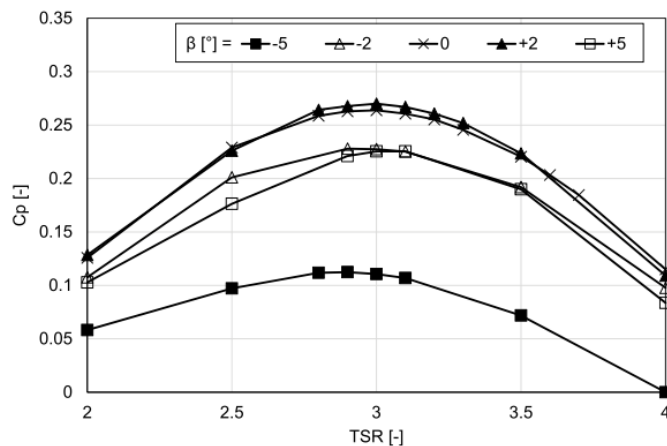


Gambar 2.13 Koefisien Daya Terhadap Sudut *Pitch* dengan  $TSR = 3,1$  [20]



Gambar 2.14 Torsi Terhadap Sudut *Pitch* yang Berbeda-beda pada *Single Blade* [20]

Koefisien daya turbin dengan sudut *pitch* pada *blade* sebesar  $-5^\circ$ ,  $-2^\circ$ ,  $0^\circ$ ,  $+2^\circ$ ,  $+5^\circ$  seperti yang ditunjukkan gambar 2.15 diatas, yang mana pada sudut *pitch* optimal ( $\beta = +2^\circ$ ) memiliki efisiensi maksimum 27% yaitu 2,3% lebih tinggi dari turbin yang memiliki sudut *pitch*  $0^\circ$ .



Gambar 2.15 Koefisien Daya terhadap TSR [20]

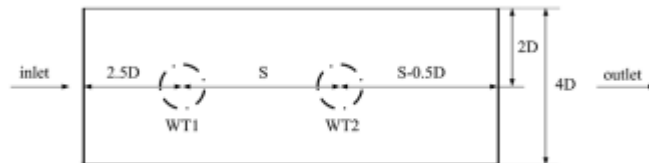
Berdasarkan gambar diatas dapat diketahui bahwa, variasi  $C_p$  maksimum sangat koheren untuk semua sudut *pitch*, yang mana  $C_p$  maksimum berada pada sudut *pitch* positif. Untuk nilai *pitch* yang negative, *output* daya akan berkurang di semua TSR. Dalam kondisi ini, efisiensi akan turun hingga hampir nol karena kondisi *stall*. TSR optimal akan berbeda pada berbagai nilai sudut *pitch* pada *blade*, antara lain  $TSR_{opt} = 2,9$  pada  $\beta = -5^\circ, -2^\circ$ ;  $TSR_{opt} = 3$  pada  $\beta = 0^\circ, +1^\circ, +2^\circ$ ;  $TSR_{opt} = 3,1$  pada  $\beta = +5^\circ$ .

### 2.6.2 Numerical Simulations on the Wake Effect of H-type Vertical Axis Wind Turbines

Peneliti lain, Zuo *et al.*, [21] meneliti mengenai pengaruh *wake* pada turbin angin *Darrieus* vertikal asis jenis H, yang mana penelitian ini akan menjadi salah satu referensi mengenai studi *wake* pada VAHT *Straight-Blade* jenis *Darrieus*. *Wake* pada turbin angin mempunyai pengaruh yang cukup besar terhadap performasi *aerodynamic* pada *downstream* turbin angin. Simulasi numerik dengan kondisi *unsteady* digunakan untuk meneliti struktur *wake* pada *Vertical Axis Wind Turbine* (VAWT) jenis H dengan jumlah tiga *blade* dan pengaruhnya terhadap performasi *aerodynamic* pada *downstream* turbin angin. Pada penelitian ini, digunakan medel 2D pada *blade* dengan penyelesaian persamaan *Unsteady Reynolds Averages Navier-Stokes* menggunakan *software* FlowVision yang mana menggunakan metode *grid dynamic* untuk *blade* yang berputar. Model turbulensi SST digunakan untuk memodelkan

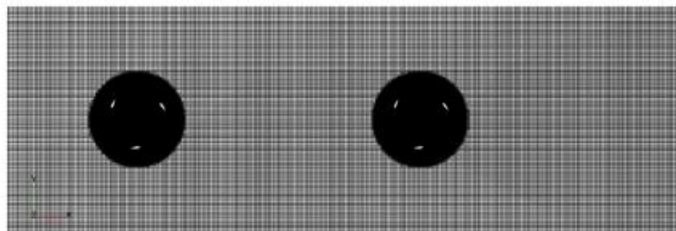
turbulensi. Kecepatan angin yang digunakan adalah 5,07 m/s, dengan TSR 2,15. Penelitian ini akan difokuskan pada variasi periodic performa *aerodynamic* dan variasi aliran pada dua tipikal jarak turbin, yaitu  $7D$  dan  $15D$ , yang mana  $D$  adalah diameter turbin dengan nilai 0,3 m.

Ukuran domain simulasi ditunjukkan pada gambar 2.16 dengan jarak *inlet* dan *outlet* adalah  $2D+2S$ , yang mana  $S$  menunjukkan jarak antara pusat rotasi dua turbin angin.  $S$  yang diberikan adalah  $5D$ ,  $7D$ ,  $9D$ ,  $11D$ ,  $13D$ ,  $15D$ , dan  $17D$ . Sedangkan jarak dari *inlet* ke pusat rotasi turbin adalah WT1 ( $2,5D$ ), dan jarak *outlet* ke pusat rotasi WT2 ( $S-0,5D$ ). Jarak dari batas *boundary* ke pusat rotasi adalah  $2D$ , sehingga jarak antara batas atas dan bawah adalah  $4D$ .

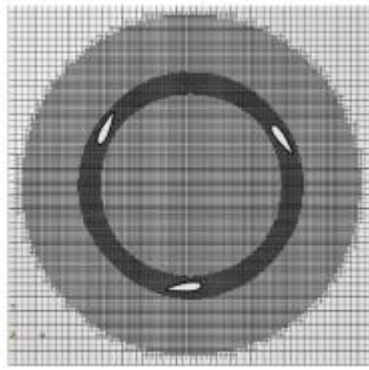


Gambar 2.16 Domain Komputasi Dua Turbin Angin [21]

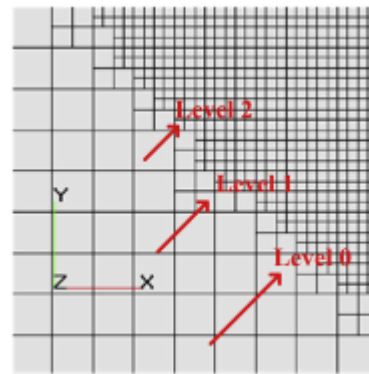
Penelitian ini menggunakan tingkat *grid* hingga tingkat 5 pada simulasi model dua dimensi dengan ukuran *grid* terkecil adalah 0.00125 m. Latar untuk daerah *grid* menggunakan tingkat 0, seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.17. Sedangkan untuk area lingkaran yang mengelilingi turbin dengan jari-jari 0,5 m akan diperhalus, seperti yang ditunjukkan gambar 2.18 (a). Tingkat kehalusan di area melingkar adalah pada tingkat 1 dan 2, seperti yang ditunjukkan gambar 2.18 (b). Sedangkan untuk area melingkar yang mengelilingi *blade* mencapai level 3. Mengingat variasi *angle of attack* untuk VAWT sangat besar, maka *grid* dinamis akan digunakan untuk meningkatkan kualitas *grid* disekitar *airfoil* yang bergerak bersama dengan *airfoil*. Tingkat kehalusan *grid* dinamis yang dipakai adalah tingkat 4, seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.18 (c).



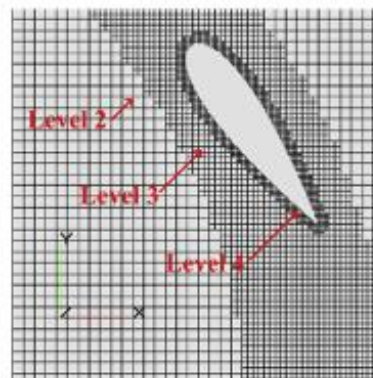
Gambar 2.17 *Grid* Pada Domain Simulasi Dua Turbin Angin [21]



(a) *Grid* Disekitar Turbin Angin



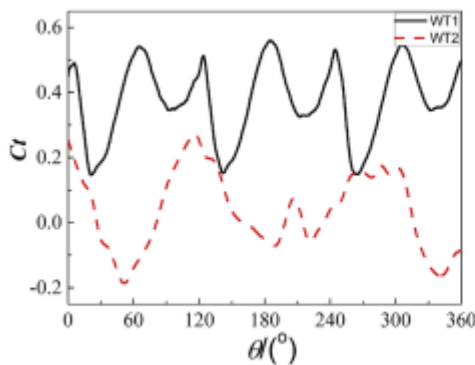
(b) *Grid* pada Area yang Berputar



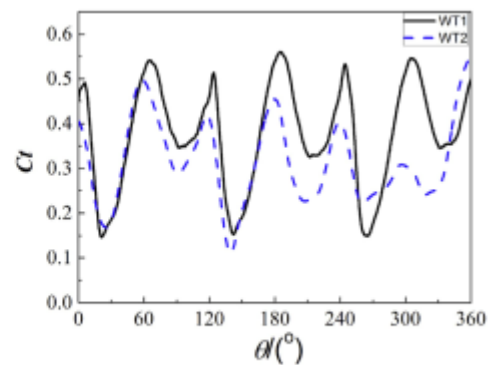
(c) *Grid* pada Daerah Annular dan *Blade*

Gambar 2.18 *Grid* Disekitar Turbin Angin dan *Blade* [21]

Koefisien gaya tangensial  $C_t$  dengan sudut azimuth untuk dua turbin angin secara keseluruhan ditunjukkan pada gambar 2.19. Dapat dilihat bahwa dalam gambar 2.19 (a) untuk  $7D$  nilai  $C_t$  pada WT1 mempunyai periodisitas yang jelas di  $120^\circ$ . Sedangkan nilai  $C_t$  pada WT2 menunjukkan periodisitas yang kurang jelas dan lebih kecil dari nilai  $C_t$  pada WT1. Dalam gambar 2.19 (b) untuk  $S = 15D$ , kurva  $C_t$ , secara keseluruhan untuk WT2 cukup dekat dengan kurva WT1, kecuali pada kisaran antara  $250^\circ$  dan  $320^\circ$ . Dari gambar tersebut dapat ditarik kesimpulan bahwa untuk jarak yang kecil,  $7D$  efek *wake* masih signifikan.



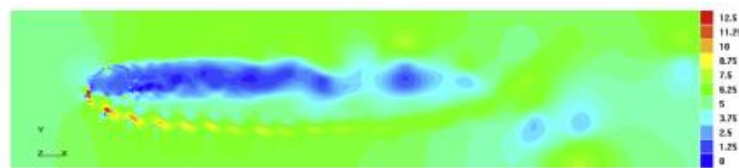
(a)  $S=7D$



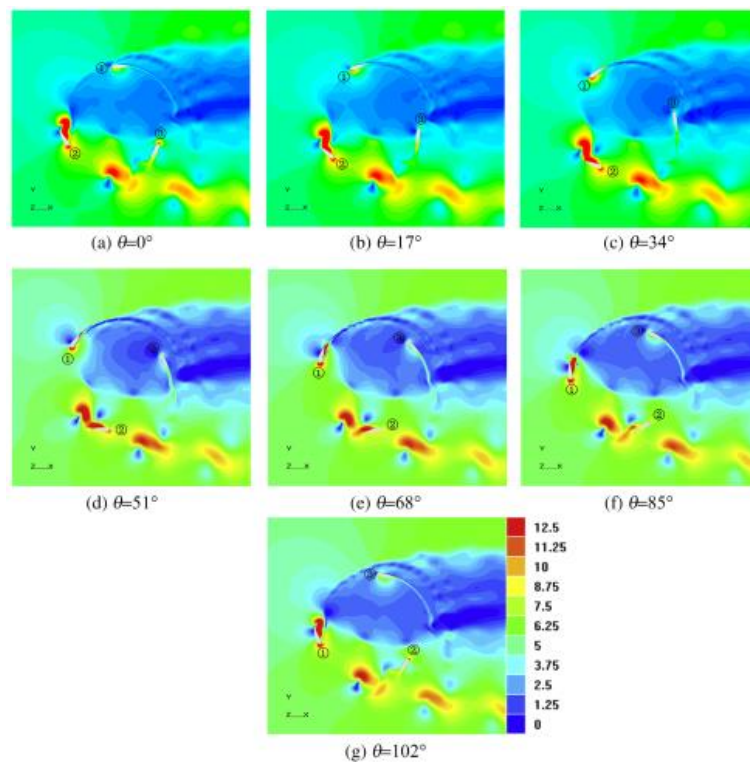
(b)  $S=15D$

Gambar 2.19 Koefisien Gaya Tangensial pada Dua Turbin Angin Terhadap Sudut Azimut [21]

Kontur kecepatan absolut untuk satu turbin angin pada  $t = 0T$  (*time period*) dalam satu siklus ditunjukkan pada gambar 2.20. Seperti yang ditunjukkan pada gambar, area kecepatan rendah yang diamati pada *downstream* WT1 menunjukkan adanya *wake*. Daerah kecepatan rendah dari *wake* turbin angin sedikit membelok keatas dikarenakan gaya sentrifugal yang berputar *counterclockwise* dari turbin angin. Karena *wake* yang mengalir, vortisitas dengan skala kecil akan berkumpul menjadi vortisitas skala besar, dan *wake* akan menunjukkan osilasi karena pelepasan vortisitas. Antara  $\theta = 120^\circ$  sampai  $\theta = 180^\circ$ , terdapat *vortex* dengan kecepatan tinggi yang terletak dibawah daerah aliran *wake*, yang dihasilkan oleh aliran yang terseparasi dari permukaan *blade*. Pada gambar 2.21, menunjukkan gambaran *wake* dan separasi dari gambar 2.20 lebih dekat pada tujuh *time step* yang berbeda.

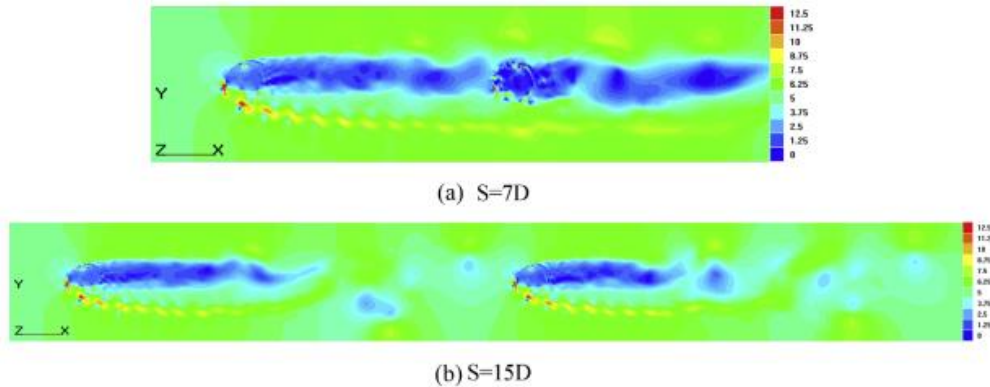


Gambar 2.20 Kontur Kecepatan Absolut Satu Turbin Angin pada  $t = 0T$  dalam Satu Putaran [21]



Gambar 2 21 Kontur Kecepatan dengan *Time Step* yang Berbeda dalam Satu Putaran [21]

Sedangkan untuk kontur kecepatan pada dua turbin angin dengan jarak  $7D$  dan  $15D$  akan ditunjukkan pada gambar 2.22. Untuk jarak  $7D$ , ditunjukkan pada gambar 2.22 (a) yang mana WT2 masuk dalam aliran *wake* yang dihasilkan oleh WT1. Dikarenakan pengaruh *wake* dari WT1, struktur aliran disekitar WT2 menjadi sangat kompleks. Daerah kecepatan rendah pada WT2 lebih besar dari WT1. Aliran *wake* menunjukkan osilasi dalam jarak yang rendah. Selain itu, tidak ada *vortex* yang dihasilkan oleh WT2. Untuk jarak  $15D$ , ditunjukkan pada gambar 2.22 (b) yang mana aliran *wake* tidak mempengaruhi WT2. Oleh karena itu, struktur aliran WT2 hampir sama dengan WT1.

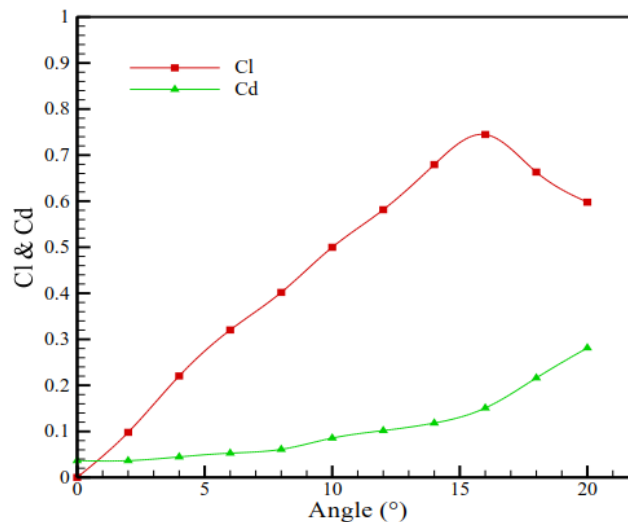


Gambar 2.22 Kontur Kecepatan Absolut Dua Turbin Angin dalam Satu Putaran [21]

### 2.6.3 Numerical and Experimental Investigations of Lift and Drag Performances of NACA 0015 Wind Turbine Airfoil

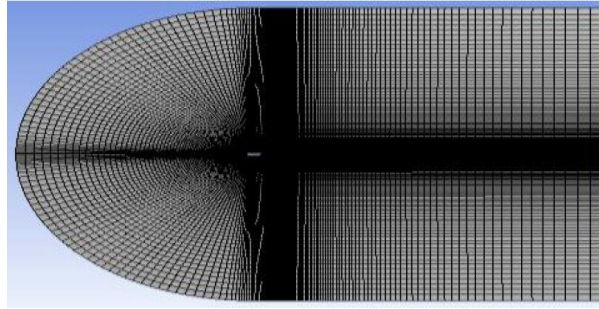
Penelitian Sahin & Acir [22] mengenai simulasi dan eksperimen performa *lift* dan *drag* pada *airfoil* NACA 0015 pada *angle attack* yang berbeda dan *Reynolds numbers* yang diukur melalui gaya pada dua sudut  $0^\circ$  dan  $20^\circ$ . Eksperimen berada pada kondisi kecepatan angin yang rendah dalam *wind tunnel*, dan simulasi menggunakan CFD *Fluent*. Hasil dari eksperimen dan simulasi dibandingkan. Dalam penelitian ini, *stall angle* bergantung pada terjadinya turbulensi dibelakang *airfoil*. Hasil dari pengaruh *stall angle* terhadap performa *airfoil* akan diteliti.

*Airfoil* yang digunakan adalah NACA 0015 yang dengan panjang *chord* 100 mm dan panjang *spanwise* 100 mm. Stationary pada belakang plat menggunakan dua *airfoil*, dengan *gap* yang kecil sekitar 1 mm untuk menjaga dua dimensional aliran. Eksperimen yang dilakukan berada pada kecepatan angin 10 m/s dalam *tunnel* dengan *Reynolds number* 68490. Pengukuran posisi *airfoil* (*angle of attack* pada *airfoil*) dalam aliran diatur dengan dial bertingkat. Perbandingan grafik *lift* dan *drag* hasil eksperimen dapat dilihat dalam gambar 2.23.

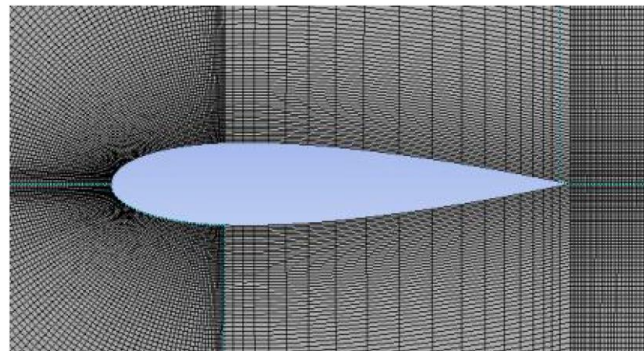


Gambar 2.23 Perbandingan Grafik *Lift* dan *Drag* Hasil Eksperimen [22]





(a) Struktur Mesh Untuk Analisis *Numerical*



(b) Mesh Sekitar *Airfoil*

Gambar 2.24 Mesh Daerah Domain dan Sekitar *Airfoil* [22]

Gambar 2.24 merupakan model mesh yang digunakan dalam penelitian ini, yang mana mesh independensi untuk memverifikasi penyelesaian digunakan 33600 *grid*. Untuk model mesh dari domain dan sekitar *Airfoil* dapat dilihat pada gambar 2.24 (a) dan 2.24 (b). *Airfoil* mempunyai berbagai variasi ukuran, sehingga dalam penelitian ini akan dicari koefisien non-dimensional (koefisien *lift* dan *drag*) yang dapat digunakan untuk menganalisis karakteristik aerodinamika *airfoil* tersebut. Koefisien non-dimensional untuk dua penyelesaian dimensi diberikan sebagai berikut:

Koefisien *lift*:

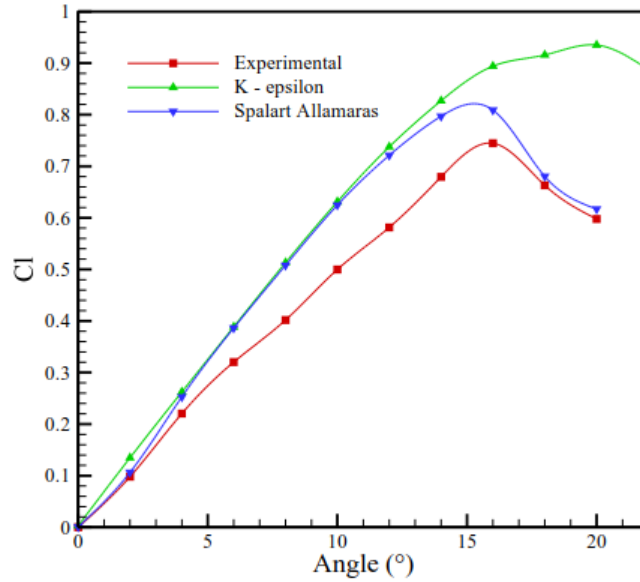
$$C_l = \frac{2L}{\rho U^2 c} \quad (2.12)$$

Koefisien *drag*:

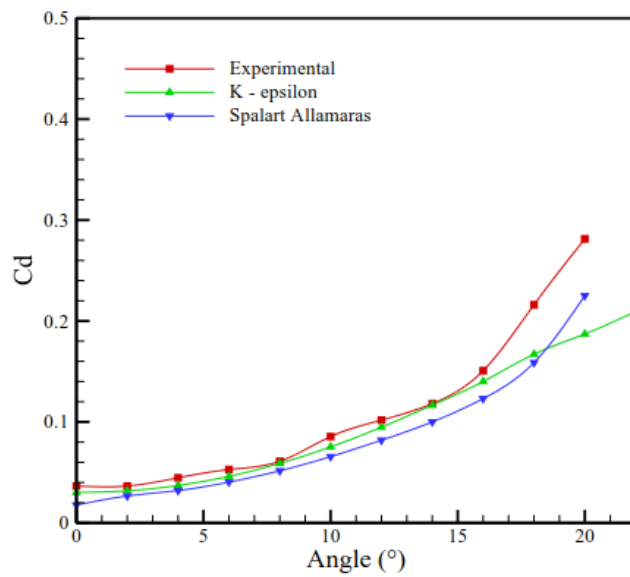
$$C_d = \frac{2D}{\rho U^2 c} \quad (2.13)$$

dengan  $L$  dan  $D$  adalah gaya *lift* dan *drag*,  $C_l$  dan  $C_d$  adalah koefisien *lift* dan *drag* dari *airfoil*,  $c$  adalah *cord length* dari *airfoil*,  $V$  adalah kecepatan angin,  $\rho$  adalah densitas udara. *Lift* dan *drag* koefisien pada *wind tunnel* untuk *airfoil* NACA 0015 diukur secara eksperimental. Maksimum koefisien *lift* adalah 0.75 untuk *angle of attack*  $16^\circ$ . Koefisien *lift* dan *drag* dipengaruhi oleh *angle of attack* baik yang meningkat maupun menurun. Jika *angle of attack* meningkat, maka koefisien *lift* dan *drag* dapat meningkat sampai sudut tertentu. Setelah berada di sudut tertentu, koefisien *lift* akan menurun, dan koefisien *drag* akan meningkat. Situasi ini disebut *stall angle*. *Stall angle* disebabkan oleh transisi dari aliran laminar ke turbulen. Pada penelitian ini koefisien *lift* dan *drag* dihitung menggunakan analisis CFD yang mana digunakan Spalart Allmaras dan K-epsilon. Pada gambar 2.25 ditunjukkan perbandingan hasil perhitungan antara Spalart Allmaras, K-epsilon, dan data hasil eksperimental. Hasil perhitungan Spalart Allmaras lebih baik dari pada K-epsilon. Metode Spalart Allmaras menunjukkan hasil yang

hampir sama dengan hasil eksperimen seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.25 (a) dan 2.25 (b). Performa terbaik ( $C_l/C_d$ ) dari NACA 0015 ditunjukkan pada gambar 2.26. Berdasarkan gambar 2.26 yang menunjukkan perbandingan  $C_d/C_d$  dapat dilihat bahwa performa turbin terbaik berada pada sudut  $8^\circ$ .

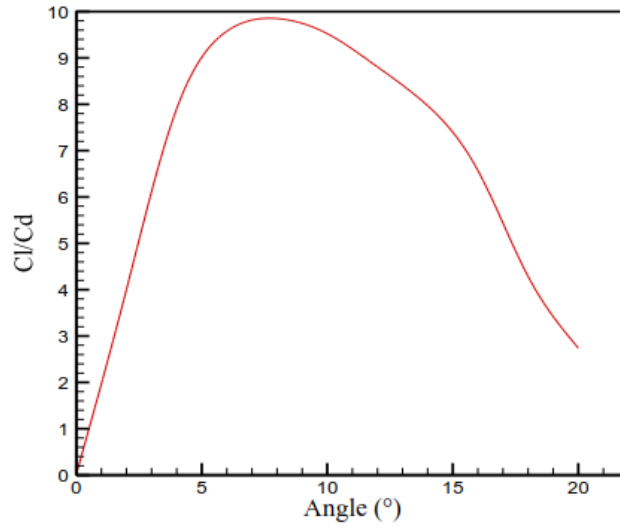


(a) Koefisien *Lift*



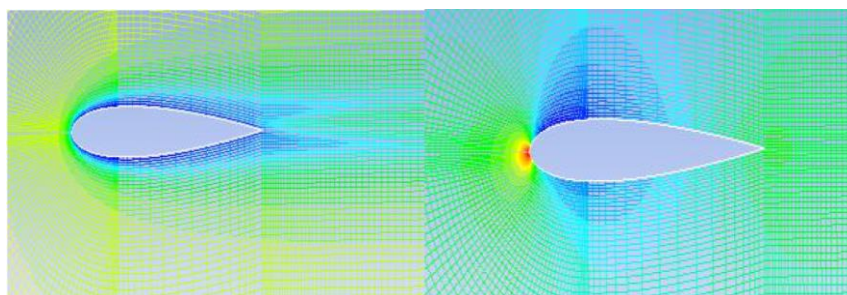
(b) Koefisien *Drag*

Gambar 2.25 Hasil Eksperimental dan Simulasi [22]

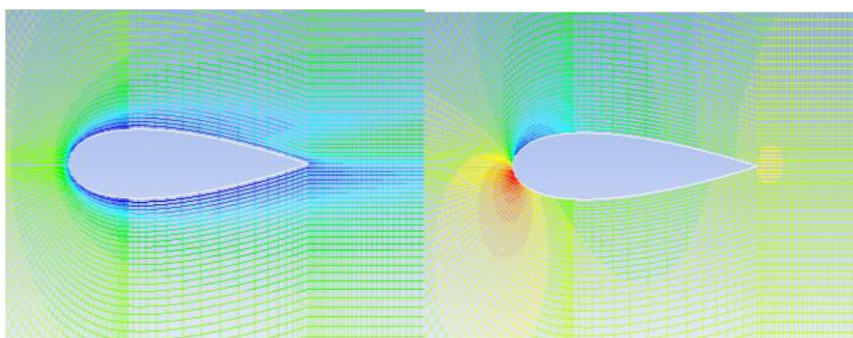


Gambar 2.26 Ratio  $C_l/C_d$  Untuk Beberapa *Angle of Attack* [22]

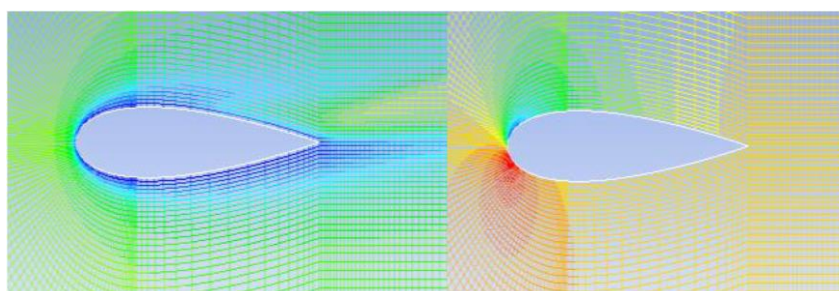
Distribusi variasi turbulensi dan tekanan disekitar NACA 0015 ditunjukkan pada gambar 2.27 (a) dan 2.27 (b) untuk sudut  $2^\circ$ ,  $6^\circ$ ,  $12^\circ$ , dan  $18^\circ$  dibawah ini.



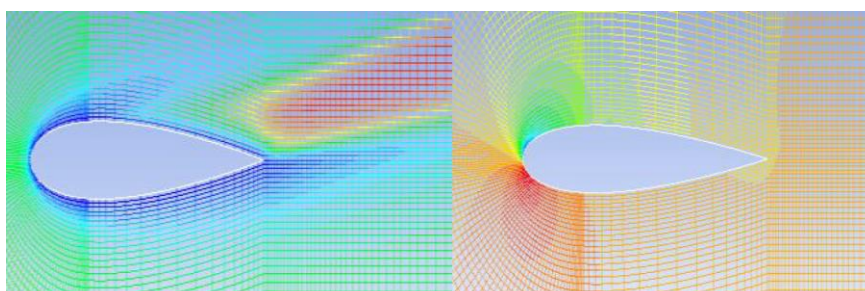
(a) *Angle of Attack* 2° (b)



(a) (b)  
*Angle of Attack* 8°



(a) (b)  
*Angle of Attack* 12°

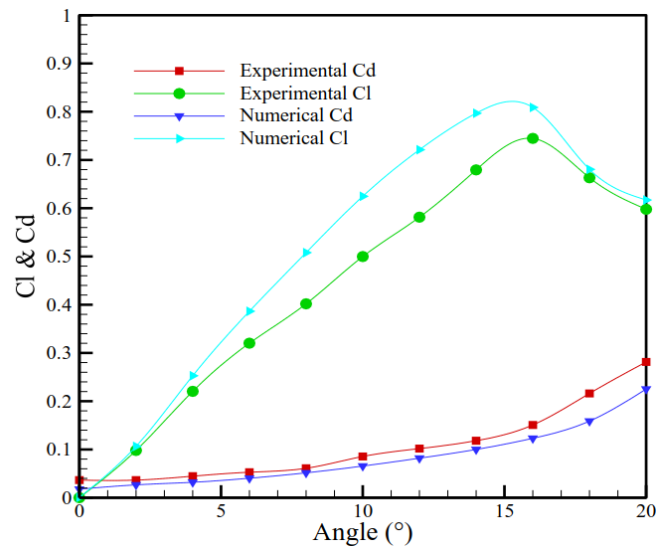


(a) (b)  
*Angle of Attack* 16°

Gambar 2 27 (a) Distribusi Turbulensi dan (b) Distribusi Tekanan [22]

Aliran laminar sekitar *airfoil* NACA 0015 terjadi antara *angle of attack* 0° sampai 16°. Aliran laminar bertransisi menjadi aliran turbulen dan terjadi perubahan distribusi tekanan

sekitar *angle of attack*  $16^\circ$  sehingga koefisien *lift* mulai menurun. Dalam penelitian diketahui bahwa, *stall* dimulai dari *angle of attack*  $16^\circ$ , yang mana koefisien *lift* akan menurun dan koefisien *drag* akan meningkat. Koefisien *lift* optimum berada pada sudut  $16^\circ$  dan performa *airfoil* optimum berada pada sudut  $8^\circ$ . Perbandingan hasil eksperimen dan simulasi menunjukkan hasil yang hampir sama, ditunjukkan pada gambar 2.28.

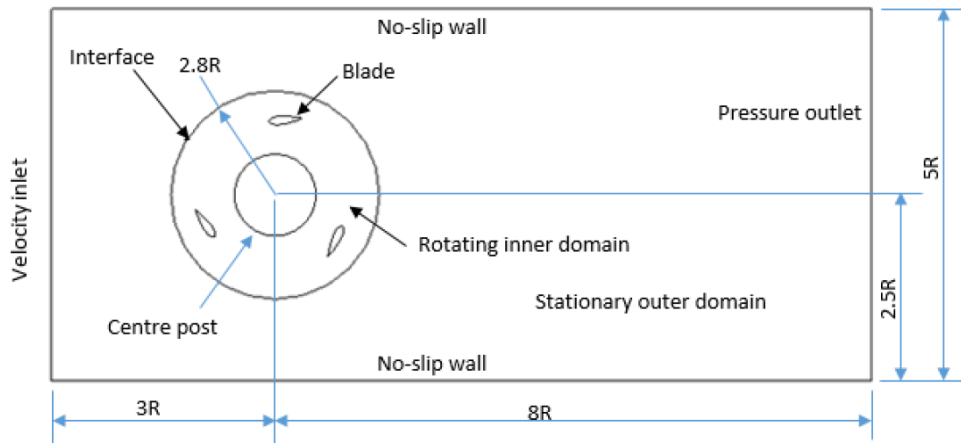


Gambar 2.28 Perbandingan Hasil Eksperimen dan Simulasi [22]

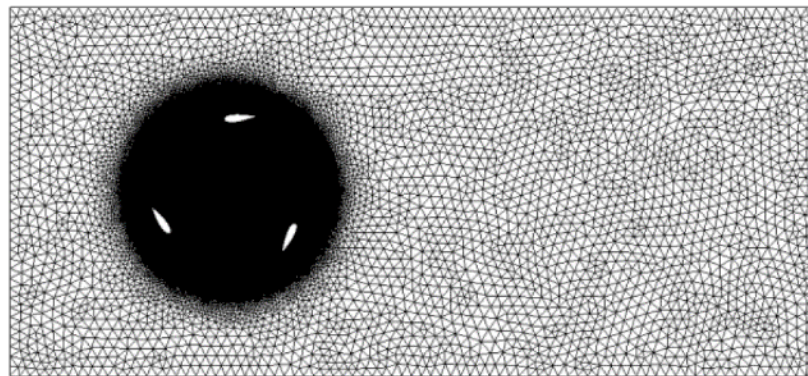
#### 2.6.4 Design and Numerical Analysis of An Efficient H-Darrieus Vertical-Axis Hydrokinetic Turbine

Ramirez *et al.*, [23] meneliti mengenai *design* dan analisis hidrodinamika pada turbin Darrieus *vertical-axis* agar dapat menghasilkan daya. Pada penelitian ini akan dianalisis nilai  $C_p$  dan  $T$  (torsi) pada tiga model turbin, yang mana model 1 mempunyai tiga sudu, model 2 enam sudu, dan model 3 sembilan sudu. Penelitian ini menggunakan NACA 0025 dengan *chord length* 0.33 m, *solidity* 0.66, dan radius turbin 0.75 m. Simulasi CFD digunakan dalam penelitian ini dengan menggunakan metode persamaan *Unsteady Reynolds-Averaged Navier-Stokes* dan algoritma skema *velocity pressure coupling SIMPLE*.

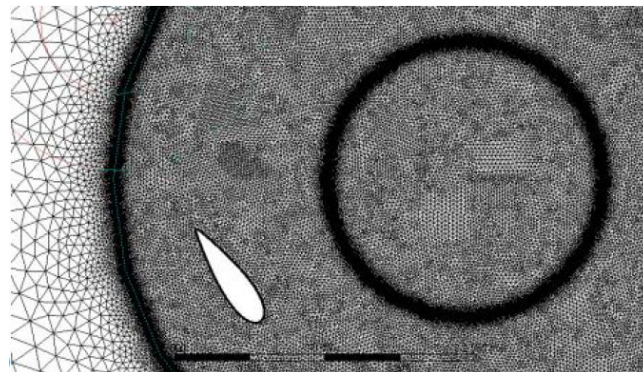
Mesh merupakan bagian penting dari simulasi CFD, yang mana mesh nantinya akan menangkap fenomena hidrodinamik. *Inner circular rotating domain* terhubung dengan *stationary rectangular domain* melalui *sliding interface boundary conditions*. Luasan domain juga telah diuji untuk menentukan jarak yang tepat pada *wall*, *inlet*, dan *outlet boundary* dari rotor R. Ilustrasi dari domain simulasi 2D dapat dilihat pada gambar 2.29. *Unstructure mesh* digunakan pada kedua rotor, sedangkan mesh yang lebih halus digunakan disekitar sudu dan daerah dibelakang sudu. Khususnya, pada daerah *leading edge*, *trailing edge*, dan tengah sudu agar dapat menangkap daerah aliran lebih akurat. Pada daerah yang jauh dari rotor digunakan mesh yang kasar dengan tujuan untuk meminimalkan proses. Variasi dari mesh dapat dilihat pada gambar 2.30, yang mana detail dari mesh domain simulasi dapat dilihat pada gambar 2.30 (a) dan detail dari mesh daerah sekitar rotor *interface* dapat dilihat pada gambar 2.30 (b).



Gambar 2.29 Ilustrasi Domain Simulasi 2D [23]



(a) Detail Mesh Domain Simulasi



(b) Detail Mesh Daerah Sekitar Rotor *Interface*

Gambar 2.30 Variasi dari Mesh Simulasi [23]

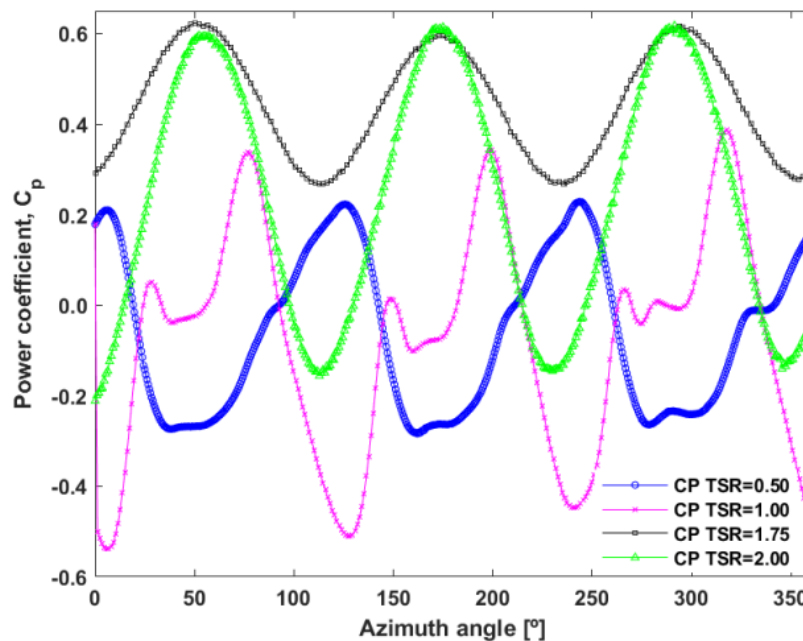
*Boundary conditions* terdiri dari dua *symmetry planes* (atas dan bawah), *uniform pressure* pada outlet *boundary*, dan *uniform velocity* pada inlet *boundary* dengan kecepatan 1.5 m/s yang mana digunakan TSR dan model turbulensi *k- $\omega$  Shear Stress Transport (SST)* dikarenakan model tersebut dapat menunjukkan performa terbaik untuk aliran yang kompleks seperti *adverse pressure gradients* dan separasi aliran dalam *vertical-axis hydrokinetic turbines*. *No-slip boundary conditions* digunakan pada *wall* sudu. Tabel 2.1 menunjukkan data TSR dan kecepatan sudut ( $\omega$ ) yang digunakan dalam proses simulasi.

Tabel 2.1 Kondisi Aliran dalam Analisis CFD

$\lambda$	0.5	1	1.75	2	2.5
$\omega$ (rad/s)	0.997	1.994	3.489	3.987	4.984

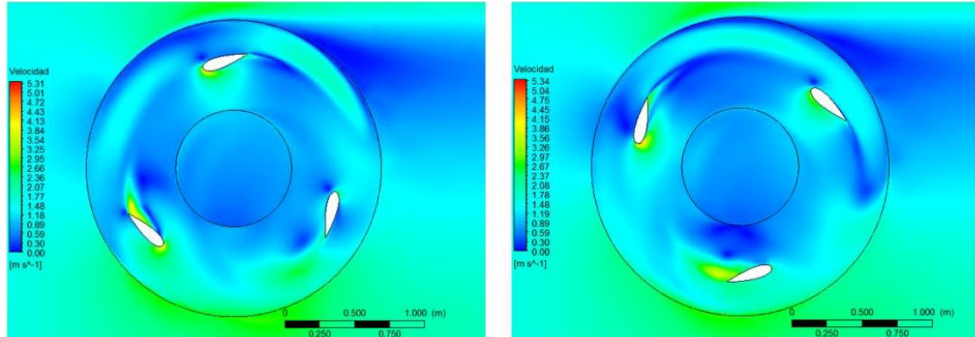
Analisis yang digunakan adalah model analisis transien dengan *time step size* sebesar  $\Delta t = 0.1^\circ$  dengan tujuan untuk menangkap *vortex shedding*. Waktu konvergensi dipantau untuk semua variable dan diterima pada tingkat residual tertentu (kurang dari  $1 \times 10^{-6}$ ), yang mana tercapai setelah putaran 6.

Hasil simulasi variasi  $C_p$  akan dianalisis untuk mendapatkan TSR terbaik dengan performa optimal pada profil NACA 0025. Koefisien performansi terhadap posisi azimuth pada TSR yang berbeda ditunjukkan pada gambar 2.31. Grafik sinusoidal yang dihasilkan mempunyai tiga titik positif maksimal ketika TSR = 1.75 dan titik negatif minimal ketika TSR = 0.50, 1.00, 2.00, yang artinya selama perputaran ada periode waktu yang mana turbin menghasilkan torsi. Setelah diamati  $C_p$  akan meningkat kira-kira sampai posisi azimuth  $50^\circ$  dan menurun sampai di posisi azimuth  $120^\circ$ , sehingga daya dapat dihasilkan antara posisi azimuth  $0^\circ$  dan  $120^\circ$  ketika TSR 1.75 dan 2.00 untuk sudu pertama. Dapat dilihat bahwa maksimum torsi untuk sudu pertama dicapai pada sudut azimuth sekitar  $50^\circ$ . Setelah *drag* mulai meningkat sudu akan masuk ke *dynamic stall*, dan *drag* mulai dominan sampai sudut azimuth  $120^\circ$ . Lalu, sudu kedua akan mengulang pergerakan sudu pertama dan daya yang dihasilkan akan dilengkai dengan pergerakan yang sama pada sudu ketiga untuk perputaran turbin. Plot  $C_p$  terhadap TSR menunjukkan hasil yang positif pada TSR mendekati 1.75, yang menindikasikan bahwa fluida menghasilkan torsi untuk turbin. Sedangkan pada TSR diatas 1.75,  $C_p$  negatif mengindikasikan bahwa turbin berputar konstan pada  $\omega$ , memberikan torsi untuk fluida. Hal tersebut dapat dijelaskan bahwa TSR yang tinggi menunjukkan bahwa kecepatan angular turbin juga tinggi, dan dalam kasus tersebut energi kinetik pada aliran tidak cukup untuk memberikan torsi ke turbin dan membuat rotasi dengan  $\omega$  yang sama.



Gambar 2.31 Koefisien Daya ( $C_p$ ) dengan Sudut Azimuth ( $\theta$ ) untuk *Tip Speed Ratios* (TSR) yang Berbeda [23]

Disisi lain, daerah aliran *unsteady* terlihat lebih kompleks, dikarenakan pengaruh dari *wake*. Pengaruh tersebut dapat dilihat dari *velocity contour* pada gambar 2.32, yang mana pada gambar 2.32 (a) menunjukkan *velocity contour* pada Azimuth  $0^\circ$  dan gambar 2.32 (b) menunjukkan *velocity contour* pada Azimuth  $30^\circ$ .

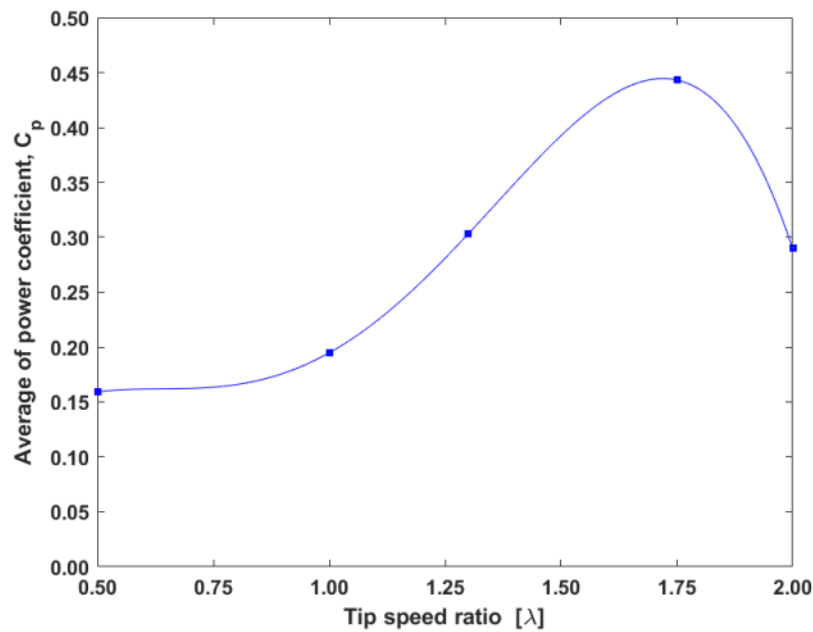


(a) Sudut Azimuth  $0^\circ$

(b) Sudut Azimuth  $30^\circ$

Gambar 2.32 Kontur *Velocity Magnitude* untuk Rotor [23]

Sebagaimana ditunjukkan pada gambar 2.32, *wake* dari *leading* sudu berinteraksi dengan sudu setelahnya dengan kecepatan dapat lebih tinggi dari 5.34 m/s. Untuk mengetahui pengaruh TSR terhadap performa turbin, daya rata-rata yang didapatkan untuk TSR berbeda dapat dilihat pada gambar 2.33.  $C_p$  yang dihasilkan oleh turbin sama dengan  $\omega$  turbin dan  $T$  yang bekerja pada turbin.  $C_p$  tidak konstan karena torsi dan kecepatan pada turbin Darrieus tidak konstan. Oleh karena itu,  $C_p$  rata-rata per siklus dihitung sebagai hasil dari nilai rata-rata per siklus.



Gambar 2.33 Rata-rata Koefisien Daya ( $C_p$ ) untuk TSR Berbeda [23]

Berdasarkan gambar diatas, TSR dan  $C_p$  berbanding lurus ketika TSR antara 0.5 sampai 1.75. Sedangkan TSR dan  $C_p$  mempunyai kecenderungan yang berlawanan untuk TSR lebih dari 1.75. Hasil maksimal dari daya didapatkan ketika TSR 1.75.



## 2.7 Ringkasan Penelitian Terdahulu

Setelah mengetahui pembahasan dari beberapa jurnal tersebut, maka dapat dibuatlah ringkasan penelitian terdahulu seperti yang ditunjukkan tabel 2.2 dibawah ini. Tujuan dari dibuatnya ringkasan penelitian terdahulu tersebut adalah untuk memudahkan dalam pemahaman dari pembahasan beberapa jurnal yang telah ditulis.

Tabel 2.2 Ringkasan Penelitian Terdahulu

Penulis	Judul	Tujuan	Metode Penelitian	Kesimpulan
Nguyen <i>et al.</i> , (2021)	<i>Effect of Pitch Angle on Power and Hydrodynamics of a Vertical Axis Turbine</i>	Pengaruh sudut <i>pitch</i> sudu turbin air jenis <i>vertical axis</i> dengan jumlah lima sudu terhadap koefisien daya dan gaya yang bekerja.	Menggunakan metode CFD dengan penyelesaian persamaan <i>Unsteady Reynolds-Averaged Navier-Stokes</i> (URANS) dan menggunakan metode <i>pressure-velocity COUPLED</i> . Pada penelitian ini digunakan model turbulensi <i>k-omega SST</i> .	Didapatkan hasil bahwa optimal sudut <i>pitch</i> adalah $+2^\circ$ , dengan $2.3\% C_p$ lebih tinggi dan $1.9\%$ rata-rata gaya <i>thrust</i> lebih rendah jika dibandingkan <i>pitch</i> pada posisi 0. Dalam pembebanan berfluktuasi, optimal <i>pitch</i> memungkinkan terjadi pengurangan maksimum <i>peak</i> gaya normal pada <i>single blade</i> sebesar $11\%$ dan maksimum <i>peak</i> gaya dorong sebesar $3\%$ .
Zuo <i>et al.</i> , (2016)	<i>Numerical Simulations on the Wake Effect of H-type Vertical Axis Wind Turbines</i>	Mengamati struktur <i>wake</i> dan pengaruh aerodynamic daerah <i>downstream</i> pada <i>Vertical Axis Wind Turbine</i> (VAWT) tipe H dengan jumlah sudu tiga.	Pada penelitian ini, digunakan medel 2D pada <i>blade</i> dengan penyelesaian persamaan <i>Unsteady Reynolds Averages Navier-Stokes</i> menggunakan <i>software</i> FlowVision yang mana menggunakan metode <i>grid</i>	Tanpa pengaruh <i>wake</i> , variasi koefisien gaya tangensial untuk setiap sudu menunjukkan profil <i>double-peak</i> yang mana berperiode pada sudut $120^\circ$ . Aliran <i>wake</i> dekat <i>wind turbine</i> terbagi menjadi dua bagian. Bagian atas adalah aliran <i>wake</i> utama. <i>Vortex</i> berputar searah jarum jam dan berlawanan arah jarum jam. Aliran

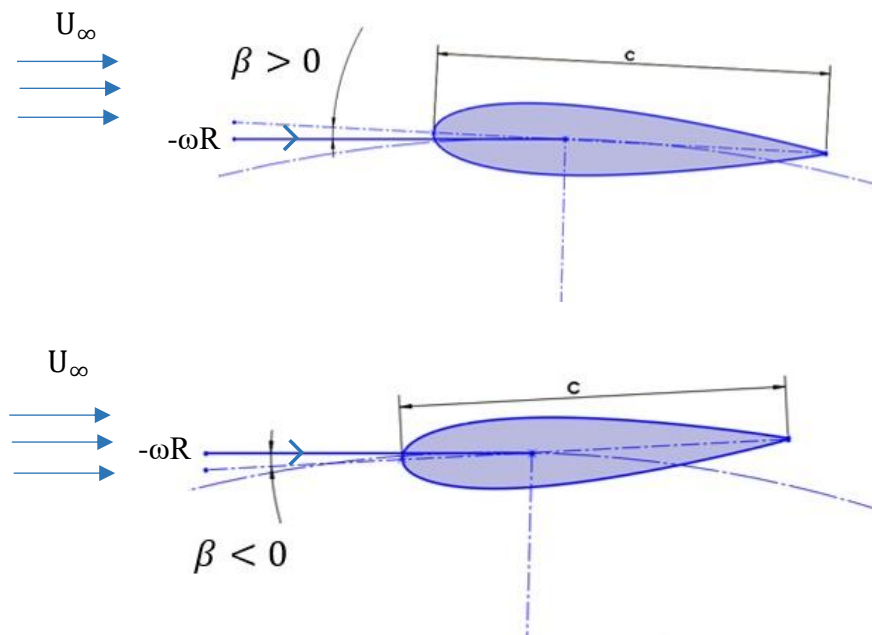
			<p><i>dynamic</i> untuk <i>blade</i> yang berputar. Model turbulensi SST digunakan untuk memodelkan turbulensi.</p>	<p><i>wake</i> pada <i>downstream</i> <i>wind turbine</i> dipengaruhi oleh <i>vortex shedding</i> berskala besar dari bagian <i>upstream</i>.</p>
Sahin <i>et al.</i> , (2015)	<p><i>Numerical and Experimental Investigations of Lift and Drag Performances of NACA 0015 Wind Turbine Airfoil</i></p>	<p>Menganalisis performansi <i>lift</i> dan <i>drag</i> pada <i>airfoil</i> NACA0015 pada <i>angle of attack</i> yang berbeda.</p>	<p>Penelitian ini menggunakan metode analisis CFD yang mana menggunakan metode turbulen <i>Spalart Allmaras</i> dan <i>K-epsilon</i>.</p>	<p>Koefisien <i>drag</i> dan <i>lift</i> meningkat seiring dengan meningkatnya <i>angle of attack</i>. <i>Stall</i> dimulai dari <i>angle of attack</i> 16° yang mana koefisien <i>lift</i> akan menurun dan koefisien <i>drag</i> akan meningkat. Performa <i>airfoil</i> optimal terukur pada <i>angle of attack</i> 8°.</p>
Ramirez <i>et al.</i> , (2019)	<p><i>Design and Numerical Analysis of An Efficient H-Darrieus Vertical-Axis Hydrokinetic Turbine</i></p>	<p>Menganalisis fenomena hidrodinamika pada Darrieus <i>Vertical-Axis Hydrokinetic Turbine</i> untuk menghasilkan daya (<i>C<sub>p</sub></i>)</p>	<p>Simulasi CFD digunakan dalam penelitian ini dengan menggunakan metode persamaan <i>Unsteady Reynolds-Averaged Navier-Stokes</i> dan algoritma tekanan kecepatan SIMPLE. Sedangkan untuk model turbulensi digunakan <i>k-<math>\omega</math> Shear Stress Transport (SST)</i>.</p>	<p>TSR merupakan parameter signifikan yang berpengaruh terhadap performa turbin hidrodinamik. Selama turbin berotasi dengan berbagai variasi (<i>C<sub>p</sub></i>) didapatkan hasil <i>C<sub>p</sub></i> maksimum di 62% ketika TSR sama dengan 1.75.</p>

## BAB 3. METODE PENELITIAN

### 3.1 Tahapan Penelitian

Penelitian fenomena fluida *Vertical Axis Hidrokinetic Turbine – Straight Blade (VAHT – SB)* ini dilakukan dengan menggunakan metode komputasi numerik. Dalam metode tersebut digunakan tiga tahapan proses, yaitu *pre-processing*, *solver/processing*, dan *post-processing*. Tahapan *pre-processing* merupakan tahapan untuk mempersiapkan geometri, domain, serta meshing. Tahap *processing* merupakan tahap melakukan iterasi atau perhitungan untuk mendapatkan hasil akhir simulasi. Sedangkan, tahap *post-processing* merupakan tahap untuk mengambil data kualitatif dan kuantitatif yang kemudian akan diproses dan dianalisis. Dalam metode komputasi numerik ini digunakan tiga jenis *software*, antara lain *Solidworks 2020*, *ANSYS ICEM CFD 2021 R2*, dan *ANSYS FLUENT 2021 R2*.

Tahap pertama yang dilakukan adalah *pre-processing* yang mana pada tahap ini akan dibuat geometri dan domain dari turbin darrieus dengan bentuk 2D yang menampilkan tampak atas dari turbin. Dalam pembuatan geometri dan domain untuk simulasi, dilakukan di *Solidworks 2020*. Sudut *pitch* positif dan negatif yang digunakan dalam penelitian ini diilustrasikan dalam gambar 3.1 dibawah ini:



Gambar 3.1 Ilustrasi Konsensus Sudut *Pitch* Positif dan Negatif

Berdasarkan gambar diatas, dapat diilustrasikan bahwa sudut *pitch* dikatakan berada pada posisi positif apabila *leading edge* dari *blade* menghadap ke atas. Berkebalikan dengan sudut *pitch* positif, *blade* dengan sudut *pitch* dianggap pada posisi negatif apabila *leading edge* dari *blade* menghadap ke bawah.

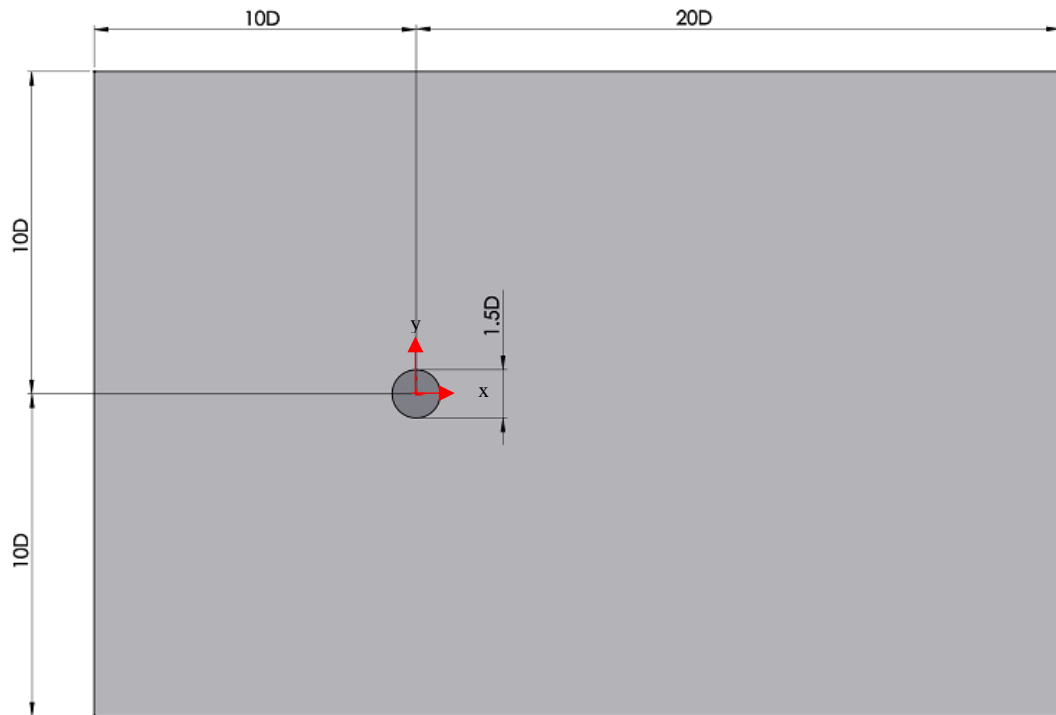
Setelah geometri dan domain didapat, maka selanjutnya adalah melakukan tahap *meshing* dan mendefinisikan kondisi batasnya dalam *ANSYS ICEM CFD 2021 R2*. Pada tahap *solver/processing* dilakukan penentuan beberapa kondisi dari simulasi pada *ANSYS FLUENT 2021 R2* seperti fenomena fisis, properti fluida, metode simulasi, dan monitor residual, kemudian proses simulasi bisa dijalankan. Hasil simulasi kemudian dapat dianalisis pada *post-processing* untuk diambil data kuantitatif seperti *coefficient of lift*, *coefficient of drag coefficient of moment*, dan *coefficient of power*, serta data kualitatif seperti kontur kecepatan dan kontur tekanan.

### 3.2 Pre-processing

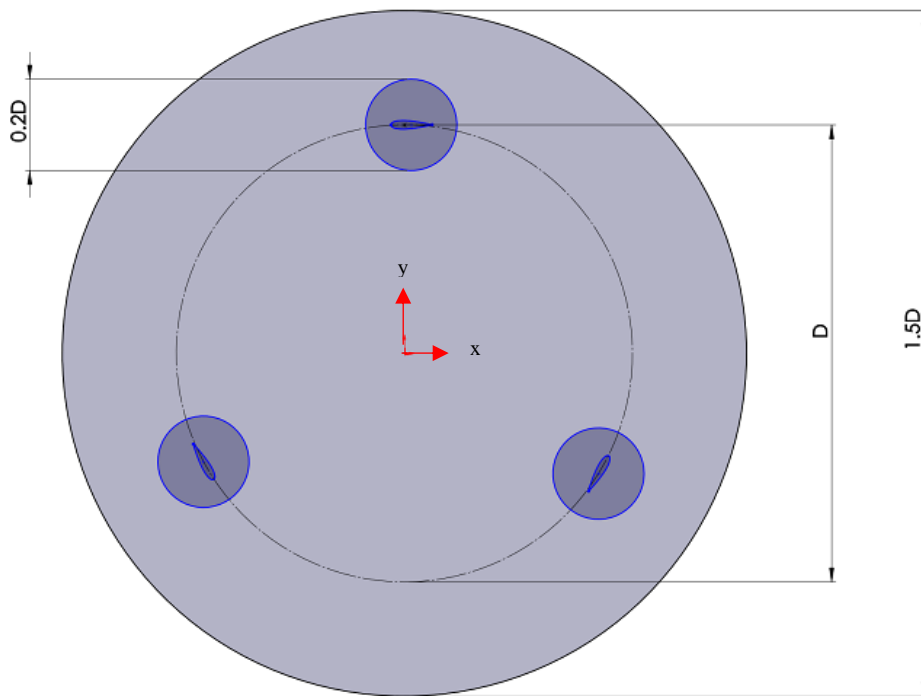
#### 3.2.1 Pembuatan Geometri dan Variasi

Dalam tahap ini, dibuat model dari turbin air sumbu vertikal yang akan dipakai pada simulasi. Pembuatan geometri turbin yang dilakukan juga menyangkut pembuatan domain disekitar model yang akan dipakai. Pada penelitian ini terdapat dua *domain section*, yaitu domain yang berputar (*rotary domain*) dan domain yang tetap (*static domain*). *Rotary domain* terletak disekitar model turbin dan berbentuk lingkaran. Hal tersebut ditujukan agar domain dapat dijadikan sebagai *rotating motion* sehingga dapat meneliti aliran fluida yang berada disekitar turbin yang berputar pada *time-step* tertentu. Selanjutnya, *static domain* adalah domain terluar yang dilintasi oleh fluida. *Static domain* berbentuk persegi panjang dan tidak bergerak.

Dalam penelitian ini digunakan model *airfoil* NACA 0021 dengan panjang *chord* 180 mm. Sementara itu, ukuran dari diameter rotor yang dipakai adalah sebesar 2 m. Penelitian ini menggunakan tiga buah sudu yang masing-masing terpisah sejauh  $120^\circ$  untuk setiap model variasi yang akan diteliti. Sedangkan domain yang digunakan adalah sebesar  $90 \times 60$  m untuk *static domain* dan  $1,5D$  untuk diameter *rotary domain*. Geometri *static domain* dan *rotary domain* dari turbin air Darriues tiga sudu dapat dilihat pada gambar 3.2 dan 3.3.



Gambar 3.2 Spesifikasi Geometri *Static Domain* Turbin Air Darriues Tiga Sudu



Gambar 3.3 Spesifikasi Geometri *Rotary Domain* Turbin Air Darrieus Tiga Sudu

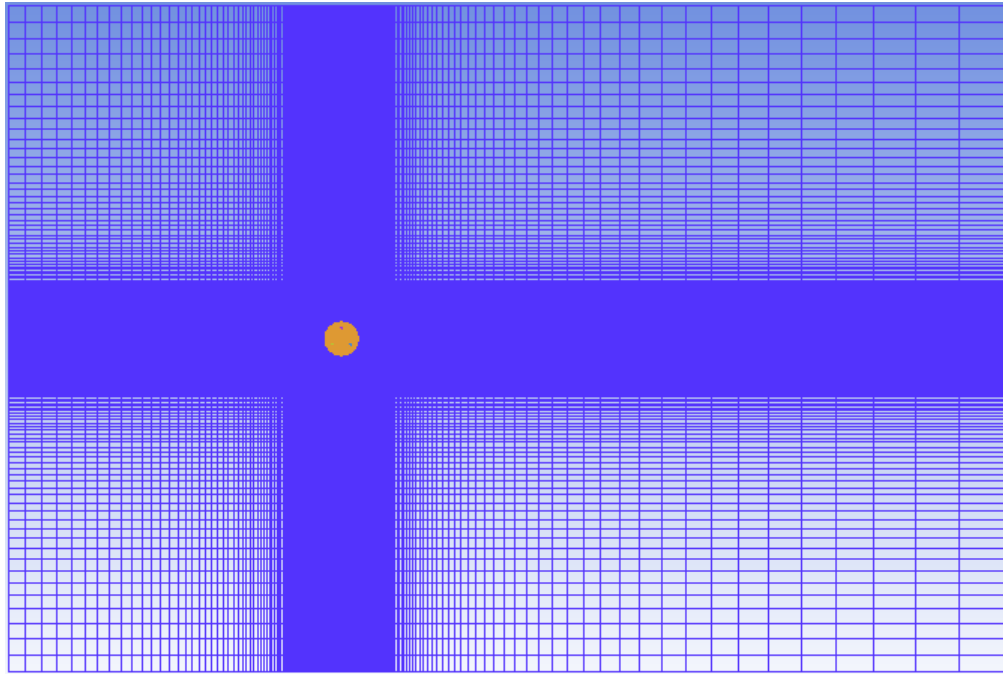
Pada penelitian ini digunakan model geometri 2D dari *Vertical Axis Hidrokinetic Turbine – Straight Blade* dengan sudut *pitch* dan *tip speed ratio* (TSR). Variasi penelitian yang digunakan ditunjukkan pada tabel 3.1, yang mana variasi kecepatan dan *tip speed ratio* tersebut diambil berdasarkan hasil eksperimen di lapangan yang dilakukan oleh Hantoro *et al.*, [24].

Tabel 3.1 Jumlah Sudut *Pitch* dan Kecepatan Air yang Digunakan

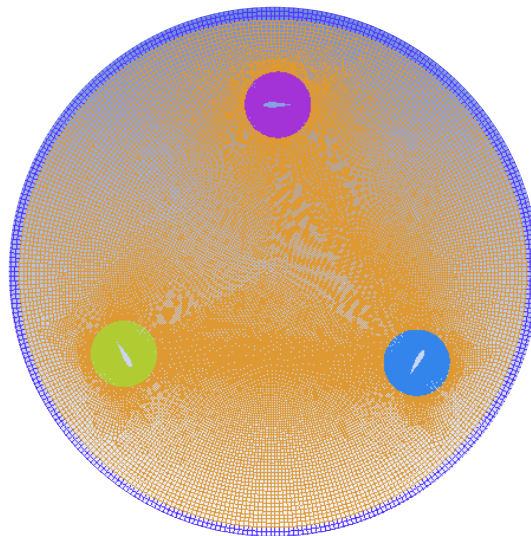
Parameter	Keterangan
Sudut <i>pitch</i> (°)	-4, -2, 0, +2, +4, +6
Kecepatan air (m/s)	1.1 dan 1.3
<i>Tip Speed Ratio</i> ( $\lambda$ )	2.6 dan 2.2

### 3.2.2 Pembuatan Domain Simulasi dan *Meshing*

Setelah geometri dan domain simulasi dibuat pada *Solidworks 2020* dengan bentuk file *step*, kemudian geometri dan domain dibuka pada *ANSYS ICEM CFD 2021 R2*. Pada *ANSYS ICEM*, proses *meshing* pada geometri dan domain akan dilakukan. Bentuk *meshing* yang digunakan pada *stationary domain* dan *rotary domain* akan berbeda. Pada *stationary domain* digunakan bentuk *mesh structure* dikarenakan dalam domain tersebut fluida hanya mengalir disekitar *rotary domain*. Sedangkan pada *rotary domain*, bentuk mesh yang digunakan adalah *unstructure*, dikarenakan *rotary domain* merupakan domain penghubung antara *blade* dan *stationary domain*. Sedangkan di daerah sekitar *blade* digunakan *mesh* dengan bentuk *structure*, yang mana hal tersebut ditujukan agar simulasi dapat menangkap fenomena fluida lebih baik seperti *wake* yang berada di sekitar *blade*. Bentuk *meshing* dari domain simulasi dapat dilihat pada gambar 3.4 untuk daerah *static domain* dan gambar 3.5 untuk daerah *rotary domain*. Pada penelitian ini digunakan bentuk *meshing* yang sama untuk domain setiap jenis variasi.



Gambar 3.4 Tampilan *Meshing* Turbin Air Darrieus Tiga Sudu Pada *Static Domain*

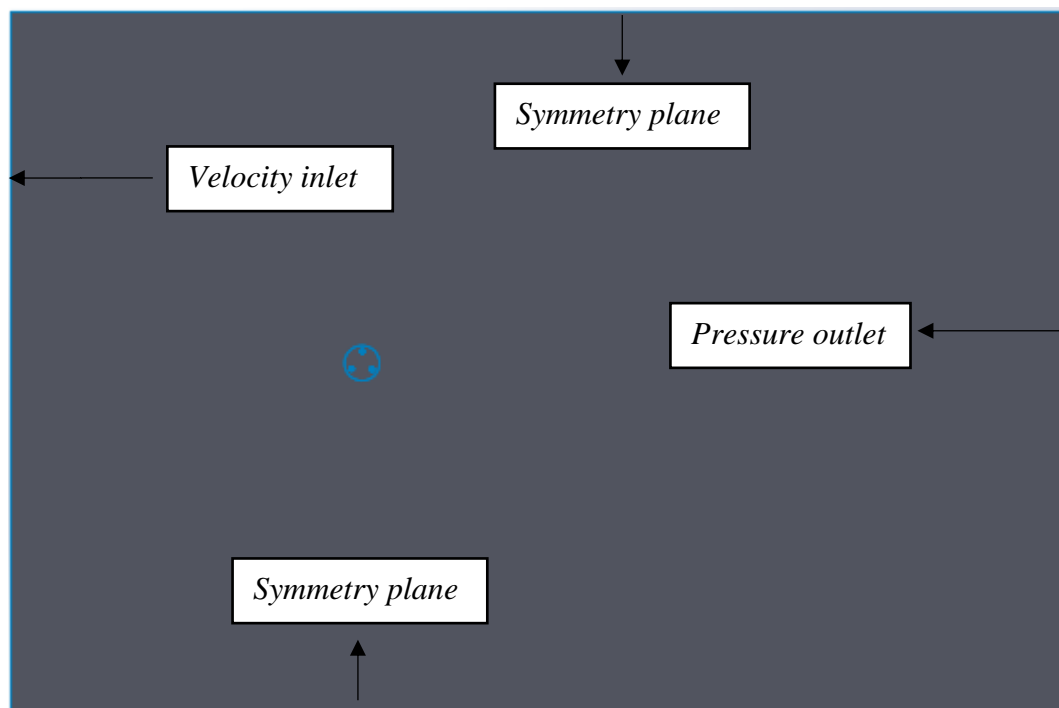


Gambar 3.5 Tampilan *Meshing* Turbin Air Darrieus Tiga Sudu Pada *Rotary Domain*

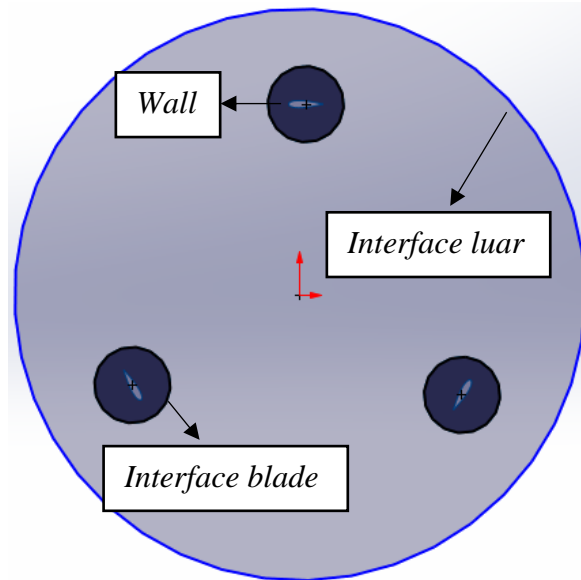
### 3.2.3 Penentuan Kondisi Batas Simulasi

Kondisi batas atau *boundary conditions* merupakan kondisi-kondisi batas yang ditetapkan pada geometri yang akan digunakan untuk melakukan simulasi, misalkan pada kasus ini *boundary condition* berada pada geometri sudu, titik temu antara dua domain, dan batas aliran eksternal. Adanya *boundary conditions* ditujukan agar simulasi yang dilakukan sesuai dengan kondisi aliran yang melewati benda uji. Pada bagian *inlet*, digunakan *boundary conditions* berupa *velocity inlet* dengan variasi kecepatan 1.1 dan 1.3 m/s, sedangkan pada *outlet* digunakan *boundary conditions* berupa *pressure outlet*. Pada bagian kanan dan kiri *static domain*, digunakan *boundary conditions* berupa *symmetry*. Penggunaan *symmetry* pada daerah kanan dan kiri *static domain* dikarenakan turbin dianggap dalam kondisi tidak dibatasi sehingga

fenomena aliran fluida pada daerah kanan dan kiri *static domain* dianggap sama atau simetris. Selain pada *inlet* dan *outlet*, *boundary conditions* juga ditetapkan diantara titik temu domain sebagai *interface*. *Interface* merupakan *boundary conditions* sebagai pembatas antar domain, yang mana berupa *wall* yang diatur supaya dapat ditembus oleh aliran fluida. Pada geometri penelitian ini digunakan dua *interface*, yang mana *interface* pertama berada diantara *static domain* dan *rotary domain*. Sedangkan *interface* kedua berada diantara *rotary domain* dan daerah disekitar sudu. Sedangkan pada tiga sudu yang digunakan, ditetapkan *boundary conditions* berupa *wall*. *Wall* merupakan *boundary conditions* yang diatur supaya aliran fluida tidak dapat menembus batas tersebut, atau sebagai pembatas antara daerah yang dialiri fluida dan daerah *solid*. Pada sudu ditetapkan sebagai *wall* dengan kondisi *rotation motion*. *Boundary conditions* yang ditetapkan pada domain dan geometri penelitian ini ditunjukkan pada gambar 3.6 untuk *boundary conditions* daerah *static domain* dan gambar 3.7 untuk *boundary conditions* daerah *rotary domain*. Pada penelitian ini digunakan *boundary conditions* yang sama pada setiap jenis variasi yang akan diteliti.



Gambar 3.6 *Boundary Conditions* Pada Turbin Air Darrieus Pada Daerah *Static Domain*



Gambar 3.7 *Boundary Conditions* Pada Turbin Air Darrieus Pada Daerah *Rotary Domain*

### 3.3 Solver/Processing

#### 3.3.1 Penentuan Kondisi Fisis dan Properti Fluida

Setelah penentuan kondisi batas simulasi selesai, domain simulasi yang telah melalui proses *meshing* kemudian dibuka pada *ANSYS FLUENT 2021 R2* untuk ditentukan kondisi fisis dan properti fluida. Pemodelan aliran yang digunakan dalam penelitian ini adalah *SST k-omega*. Model *SST k-omega* memiliki akurasi yang lebih baik ketika digunakan untuk memodelkan aliran yang berputar terutama untuk menangkap fenomena separasi dan *wake* yang terjadi pada aliran dekat dinding.

Properti fluida kerja yang digunakan pada simulasi ini adalah sebagai berikut dalam tabel 3.2 dibawah ini:

Tabel 3.2 Properti Fluida Kerja

Air	
Massa Jenis	996.53 kg/m <sup>3</sup>
Temperatur	300 K
Viskositas dynamic	0.0008502 kg/(m s)

#### 3.3.2 Input Nilai Kondisi Batas

Setelah kondisi batas atau *boundary conditions* didefinisikan pada tahap *pre-processing*, maka dalam tahap *solver/processing* nilai *boundary conditions* dapat dimasukkan, yang mana nilainya seperti pada tabel 3.3 berikut:

Tabel 3.3 Nilai *Boundary Conditions* pada Simulasi

<i>BOUNDARY CONDITIONS</i>		
<i>Inlet</i>	<i>Velocity - inlet</i>	
	<i>Kecepatan inlet air</i>	1,2 m/s
		1,3 m/s
<i>Outlet</i>	<i>Pressure outlet</i>	
	<i>Total pressure</i>	0 Pa
<i>Wall</i>	<i>Moving wall</i>	



	<i>Kondisi</i>	<i>No-slip wall</i>
<i>Symmetry</i>	<i>Symmetry</i>	

Dalam penelitian ini, digunakan pengaturan *mesh motion* pada zona yang berputar. Dalam pengaturan *mesh motion*, perlu diatur juga *rotational velocity* sesuai dengan kisaran putaran turbin air Darrieus.

### 3.3.3 Solution Method

Dalam penelitian ini, *solution methods* pada *pressure-velocity coupling* diatur dengan skema *SIMPLEC*. Sedangkan untuk *spatial discretization* pada *gradient* menggunakan *least squares cell based* dan *second order* pada *pressure*. Untuk pengaturan *momentum*, *turbulent kinetic energy*, dan *specific dissipation rate* menggunakan *second order upwind*. Selain itu juga digunakan *second order implicit* untuk pengaturan *transient formulation*.

### 3.3.4 Monitor Residual

Parameter lain yang harus diperhatikan dalam tahap *processing* adalah mengamati residual. Setelah semua pengaturan dilakukan, maka perhitungan dapat dimulai yang mana pada tahap perhitungan akan terjadi iterasi hingga mencapai kriteria konvergensi yang diinginkan. Pada tahap ini, hasil perhitungan dianggap konvergen apabila telah mencapai nilai residual  $10^{-5}$  untuk semua parameter residual. Apabila kriteria konvergensi tidak tercapai, maka perlu diperhatikan lagi dalam melakukan proses pengaturan simulasi atau dapat membuat *meshing* yang lebih baik lagi. Untuk mempermudah terjadinya konvergensi, maka dapat diatur konfigurasi pada *turbulence intensity* serta *turbulence length* yang digunakan dalam simulasi. Apabila konfigurasi telah dicapai, maka hasil dari simulasi dapat diterima dan dianalisis dalam tahap *post-processing*.

### 3.3.5 Initialization

*Initialization* merupakan proses yang bertujuan untuk menentukan kondisi awal dari suatu simulasi yang kemudian akan didiskritisasi untuk mencapai residual yang konvergen. *Initialization* dibagi menjadi dua jenis, yaitu *standart* dan *hybrid inisialization*. Untuk simulasi ini digunakan *hybrid initialization* yang dimulai dari *inlet*.

## 3.4 Post-processing

### 3.4.1 Prosedur Pengambilan Data

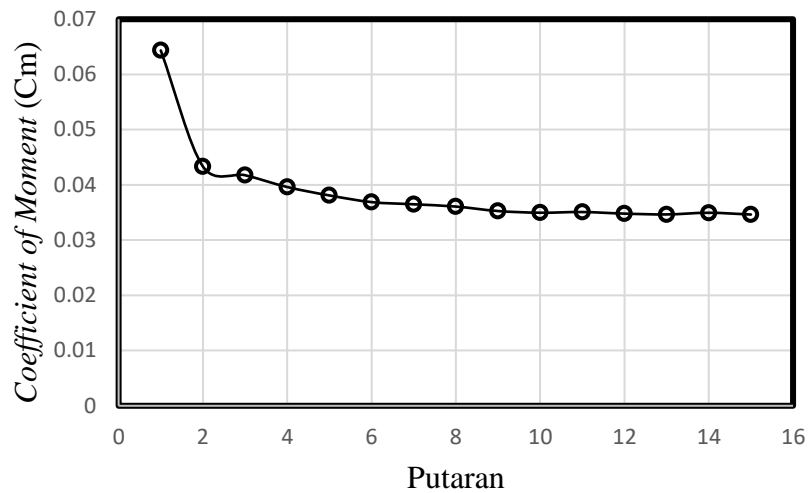
Pengambilan dan pengolahan data merupakan tahap yang penting sebelum analisis dilakukan. Dalam penelitian ini akan diambil data berupa data *coefficient of drag*, *coefficient of lift*, dan momen serta data-data kontur yang berupa kontur kecepatan, kontur tekanan, dan vector *streamline* dari aliran. Pengambilan data untuk analisis dilakukan dalam kondisi turbin berputar sampai pada kondisi stabilnya atau *steady*. Dalam kondisi turbin berputar stabil, akan didapatkan data berupa *Root Mean Square (RMS)* dari *coefficient of moment*, selain itu akan didapatkan juga *coefficient of drag*, serta *coefficient of lift*. Untuk data-data kualitatif dapat diambil dari bentuk kontur yang berupa kontur kecepatan, tekanan, dan vector *streamline* untuk selanjutnya akan dianalisis bagaimana karakteristik profil *wake* yang terjadi. Setelah mendapatkan data-data tersebut maka dapat dianalisis performa turbin VAHT-SB terbaik.

Pengambilan data akan dilakukan dalam keadaan *unsteady*, sehingga pada putaran-putaran awal kemungkinan data masih dalam keadaan belum stabil. Oleh karena itu, diperlukan pengujian untuk mengetahui diputar manakah turbin dapat dikatakan stabil. Tabel 3.4 berikut merupakan tabel perbandingan  $C_m$  RMS dan *error* untuk setiap putaran.

Tabel 3.4 Perbandingan  $C_m$  RMS dan *Error* untuk Setiap Putaran

Putaran	$C_m$ RMS	<i>Error</i> %
1	0.06435	0.00
2	0.04333	48.52
3	0.04176	3.76
4	0.03962	5.40
5	0.03809	4.01
6	0.03689	3.26
7	0.03649	1.09
8	0.03608	1.13
9	0.03527	2.30
10	0.03496	0.88
11	0.03509	0.36
12	0.03480	0.84
13	0.03465	0.41
14	0.03495	0.86
15	0.03463	0.92

Berdasarkan tabel diatas dapat dilihat bahwa pada putaran-putaran awal turbin dapat dikatakan belum stabil. Hal tersebut dikarenakan perbandingan nilai *error* yang dihasilkan pada putaran-putaran awal khususnya pada putaran 1-9 masih relatif besar yang mana nilainya masih lebih dari 1%. Sedangkan, pada putaran 10-15 perbandingan nilai *error* yang dihasilkan sudah relatif kecil yang mana nilainya sudah kurang dari 1%. Sehingga, dapat disimpulkan bahwa data sudah dapat diambil pada putaran ke-10. Selain itu berdasarkan gambar 3.8, dapat dilihat pula pada putaran ke-10 sampai 15 nilai  $C_m$  RMS sudah bisa dikatakan stabil pada nilai 0,03. Hal tersebut dapat diartikan bahwa turbin telah berputar dalam kondisi stabil sehingga telah bisa dilakukan pengambilan data pada putaran ke-10. Oleh karena itu, data kualitatif dan kuantitatif dalam penelitian ini akan diambil pada akhir putaran ke-10 atau pada *time step* ke-3600. Yang mana pada TSR 2,2 pengambilan data akan dilakukan pada *flowtime* 21,94 detik dan pada TSR 2,6 pengambilan data akan dilakukan pada *flowtime* 22,29 detik.



Gambar 3.8 Grafik Perbandingan  $C_m$  RMS pada Putaran 1 – 15

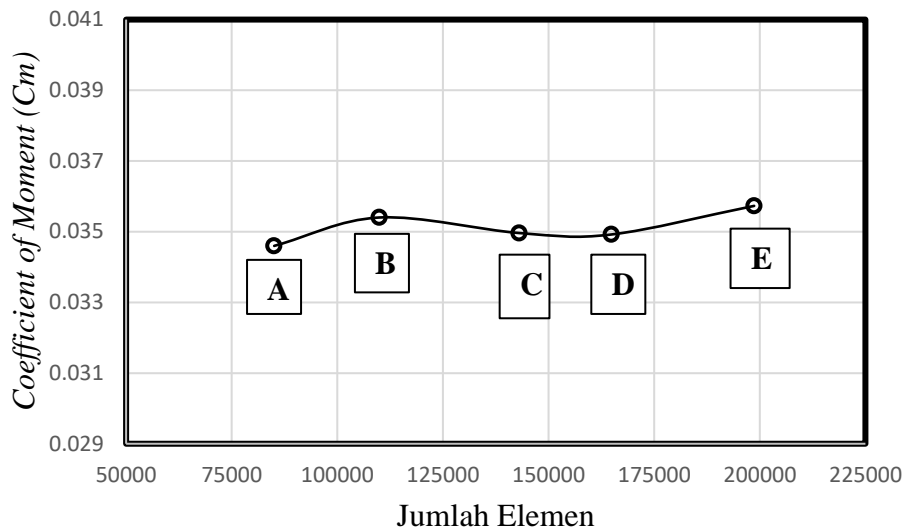
### 3.4.2 Grid Independency Test

Penelitian ini menggunakan metode simulasi numerik *software Ansys Fluent* untuk menganalisis data. Melalui metode tersebut, diharapkan dapat diperoleh hasil simulasi yang akurat dengan data hasil percobaan yang dilakukan dengan metode pengambilan data. Penggunaan jumlah mesh yang tidak sesuai akan menyebabkan simulasi yang dilakukan menjadi kurang optimal. Jumlah mesh yang terlalu banyak dapat mengakibatkan simulasi membutuhkan kekuatan komputasi yang besar, sedangkan jumlah mesh yang kurang rapat dapat mengakibatkan simulasi mendapatkan hasil yang tidak akurat. Oleh karena itu, dibutuhkan parameter *mesh* yang dapat memodelkan perhitungan numerik guna mendapatkan hasil yang optimal.

Parameter *mesh* yang dapat digunakan untuk menentukan *mesh* yang sesuai disebut *grid independency test*. Dalam *Grid independency test* didapat nilai berupa *Coefficient of moment* ( $C_m$ ) dari hasil simulasi dengan jumlah elemen *meshing* yang berbeda. Parameter yang digunakan pada *grid independency test* antara lain *blade NACA 0021*, *angle of attack*  $0^\circ$ , dan kecepatan aliran 1.3 m/s. Berikut merupakan hasil dari *Grid independency test* yang ditunjukkan pada tabel 3.5 dan grafik perbandingan pada gambar 3.9.

Tabel 3.5 Hasil *Grid Independency Test*

<i>Mesh Type</i>	Jumlah Element	Rata-Rata $C_m$	$y^+ max$	%Error Rata-Rata $C_m$
A	85058	0.03459	2.85	-
B	109944	0.03540	2.46	2.27%
C	143100	0.03496	2.52	1.26%
D	164853	0.03492	2.37	0.12%
E	198663	0.03573	2.65	2.27%



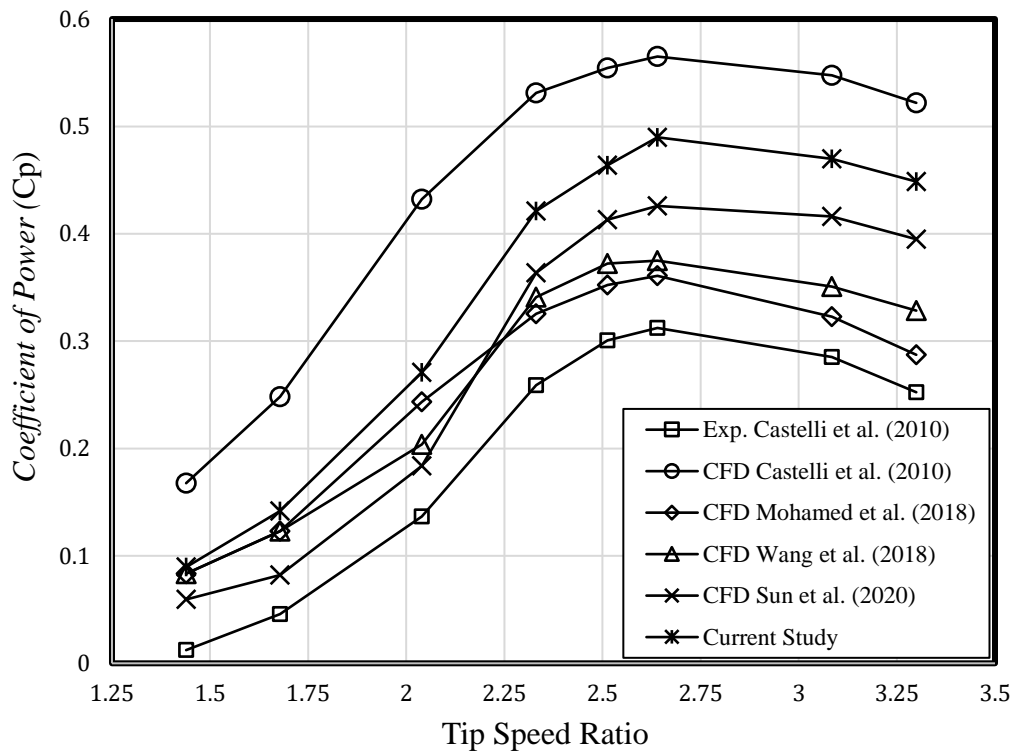
Gambar 3.9 Grafik *Grid Independency Test*

*Mesh type A* merupakan jenis *mesh* yang mempunyai jumlah *mesh* yang paling sedikit dikarenakan jarak antar elemen yang relatif renggang dengan jumlah elemen sebanyak 85058. Sedangkan, jenis *mesh E* merupakan jenis *mesh* yang memiliki jumlah elemen yang paling banyak yaitu 198663 oleh karena itu jenis *mesh E* mempunyai jarak antar elemen yang relatif rapat. Persyaratan *grid independency test* dapat diterima adalah apabila selisih *error* sudah dibawah 4%. Berdasarkan tabel tersebut dapat dilihat bahwa *error mesh* pada setiap jenis *mesh* sudah berada dibawah 4%. *Mesh C* memiliki *error* sebesar 1.259% terhadap nilai  $C_m$  yang didapatkan oleh *mesh B*. Sedangkan apabila dibandingkan dengan *mesh D*, *mesh C* memiliki *error* yang relatif lebih kecil sekitar 0.117%. Sehingga dapat disimpulkan bahwa *mesh* jenis C dapat digunakan untuk pengambilan data dikarenakan selisih *error* yang relatif lebih kecil apabila dibandingkan dengan *mesh B* dan *mesh D*. Selain itu pada gambar 3.9 yang menunjukkan grafik perbandingan nilai  $C_m$  terhadap jumlah elemen, dapat dilihat bahwa *mesh C* sudah mulai stabil yang menunjukkan nilai  $C_m$  yang dihasilkanpun relatif sama dengan *type mesh* yang lain.

### 3.4.3 Komparasi Hasil Simulasi

Komparasi dilakukan untuk mengkonfirmasi bahwa model simulasi yang telah dibuat dan disimulasikan dapat menggambarkan keadaan sebenarnya. Adapun, komparasi dilakukan terhadap data percobaan yang dilakukan oleh Castelli, *et al.*, [25] yang meneliti mengenai turbin *Darrieus Vertical Axis*. Komparasi dilakukan dengan menyamakan beberapa parameter penelitian dan simulasi, seperti geometri dan properti fluida yang digunakan. Komparasi yang dilakukan adalah dengan membandingkan parameter *Coefficient of Power* ( $C_p$ ) turbin *Darrieus Vertical Axis* dari hasil penelitian dan hasil simulasi. Selain menggunakan data percobaan yang dilakukan oleh Castelli, *et al.*, [25], komparasi juga dilakukan dengan menggunakan beberapa hasil penelitian lain yaitu hasil penelitian dari Mohammed, *et al.*, [26]; Wang, *et al.*, [27]; dan Sun, *et al.*, [28].

Gambar 3.10 merupakan hasil komparasi  $C_p$  penelitian dari beberapa penelitian terdahulu dan simulasi yang dilakukan saat ini. Berdasarkan grafik yang ditunjukkan tersebut, dapat dilihat bahwa antara hasil penelitian terdahulu dan simulasi yang dilakukan saat ini mempunyai *trendline* yang sama dengan nilai *error* rata-rata dibawah 10%. Hal tersebut menunjukkan bahwa hasil simulasi dalam penelitian ini mempunyai akurasi yang cukup baik.



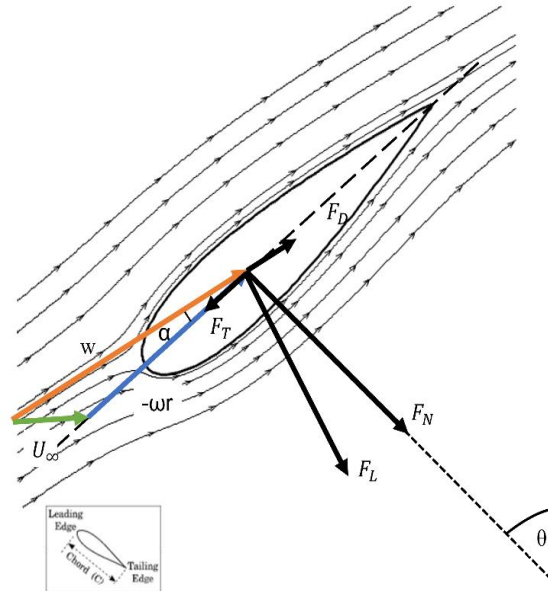
Gambar 3.10 Grafik Perbandingan  $C_p$  Hasil Simulasi Saat ini dan Hasil Penelitian Terdahulu

Grafik diatas merupakan grafik perbandingan  $C_p$  terhadap TSR dengan nilai TSR 1,4 - 3,3. Berdasarkan grafik diatas dapat dilihat bahwa nilai  $C_p$  tertinggi berada di TSR 2,64 baik berdasarkan analisis hasil penelitian terdahulu dan simulasi saat ini, sedangkan nilai  $C_p$  terendah berada di TSR 1,44. Namun, terdapat perbedaan pada perbandingan data  $C_p$  berdasarkan hasil penelitian terdahulu dan simulasi saat ini. Berdasarkan grafik tersebut dapat dilihat bahwa adanya *overpredicted* pada hasil simulasi saat jika dibandingkan dengan hasil percobaan Castelli, *et al.*, [25], hal tersebut dikarenakan adanya *blade tip losses* yang tidak dapat terhitung menggunakan simulasi 2D. Selain itu penyederhanaan geometri dan model 2D pada simulasi CFD tidak memperhitungkan penyangga dan lengan turbin, padahal pada kenyataannya kedua hal tersebut ikut mempengaruhi gaya drag dan akan mereduksi performansi dari turbin tersebut dalam eksperimen. Ketidakpastian dalam data eksperimen juga dapat berkontribusi dalam proses analisis. Seperti *turbulence intensity* yang tidak dilampirkan dalam eksperimen, serta pengukuran  $C_p$  yang hasilnya tidak dikoreksi untuk pengaruh *blockage* pada dinding-dinding *wind tunnel*. Selain itu, kekasaran permukaan pada *blade* juga tidak diperhitungkan.

Selain dengan hasil percobaan yang dilakukan oleh Castelli, *et al.*, [25], komparasi juga dibandingkan dengan hasil simulasi CFD yang telah dilakukan oleh Castelli, *et al.*, [25], Mohammed, *et al.*, [26]; Wang, *et al.*, [27]; dan Sun, *et al.*, [28]. Berdasarkan grafik tersebut dapat dilihat bahwa adanya perbedaan hasil  $C_p$  antara hasil simulasi CFD saat ini dengan hasil simulasi CFD pada penelitian sebelumnya. Hal tersebut dikarenakan adanya ketidakpastian parameter simulasi yang dilakukan terutama pada tahap *pre-processing* pada penelitian sebelumnya. Seperti *turbulent intensity*, *turbulent length scale*, serta *turbulent kinetic energy* yang tidak dijelaskan dalam penelitian terdahulu. Hal tersebutlah yang menyebabkan hasil yang didapatkan pada setiap TSR akan berbeda-beda.

### 3.4.4 Prosedur Pengolahan Data

Setelah didapatkan data-data hasil simulasi, maka langkah selanjutnya adalah melakukan pengolahan data. Dalam melakukan pengolahan data, digunakan rumus-rumus penyelesaian berdasarkan *free body diagram* berdasarkan gambar 3.11.



Gambar 3.11 Ilustrasi *Free Body Diagram* dan Penguraian Gaya-Gaya yang Bekerja pada sudu turbin

Ilustrasi diatas menggambarkan gaya-gaya yang bekerja pada *blade* yang diakibatkan oleh adanya kecepatan *freestream* ( $U_{\infty}$ ), kecepatan relatif ( $W$ ), dan kecepatan keliling ( $\omega R$ ). Kecepatan relatif selanjutnya akan mempengaruhi gaya-gaya yang timbul dalam *blade*, yaitu gaya *lift* ( $F_L$ ) dan gaya *drag* ( $F_D$ ). Sedangkan, kecepatan keliling akan mempengaruhi timbulnya gaya tangensial ( $F_T$ ) dan gaya normal ( $F_N$ ). Selain dipengaruhi oleh kecepatan relatif, adanya  $F_L$  dan  $F_D$  juga dipengaruhi oleh posisi *blade* terhadap *angle of attack* ( $\alpha$ ) dan sudut *azimuth* ( $\theta$ ).

Berdasarkan ilustrasi tersebut dapat dilihat penguraian gaya-gaya yang bekerja pada *blade*, yang mana dapat dirumuskan dengan persamaan sebagai berikut:

$$F_T = F_L \sin \alpha - F_D \cos \alpha \quad (3.1)$$

$$F_N = F_L \cos \alpha + F_D \sin \alpha \quad (3.2)$$

dengan nilai  $\alpha$  dirumuskan dalam persamaan berikut:

$$\alpha = \tan^{-1} \left[ \frac{\cos \theta}{\lambda + \sin \theta} \right] + \beta \quad (3.3)$$

Tahap selanjutnya adalah mengolah data hasil simulasi, yang mana pada tahap ini momen yang didapatkan dari hasil simulasi akan digunakan untuk mendapatkan gaya tangensial ( $F_T$ ) dengan persamaan berikut:

$$F_T = \frac{M}{r} \quad (3.4)$$

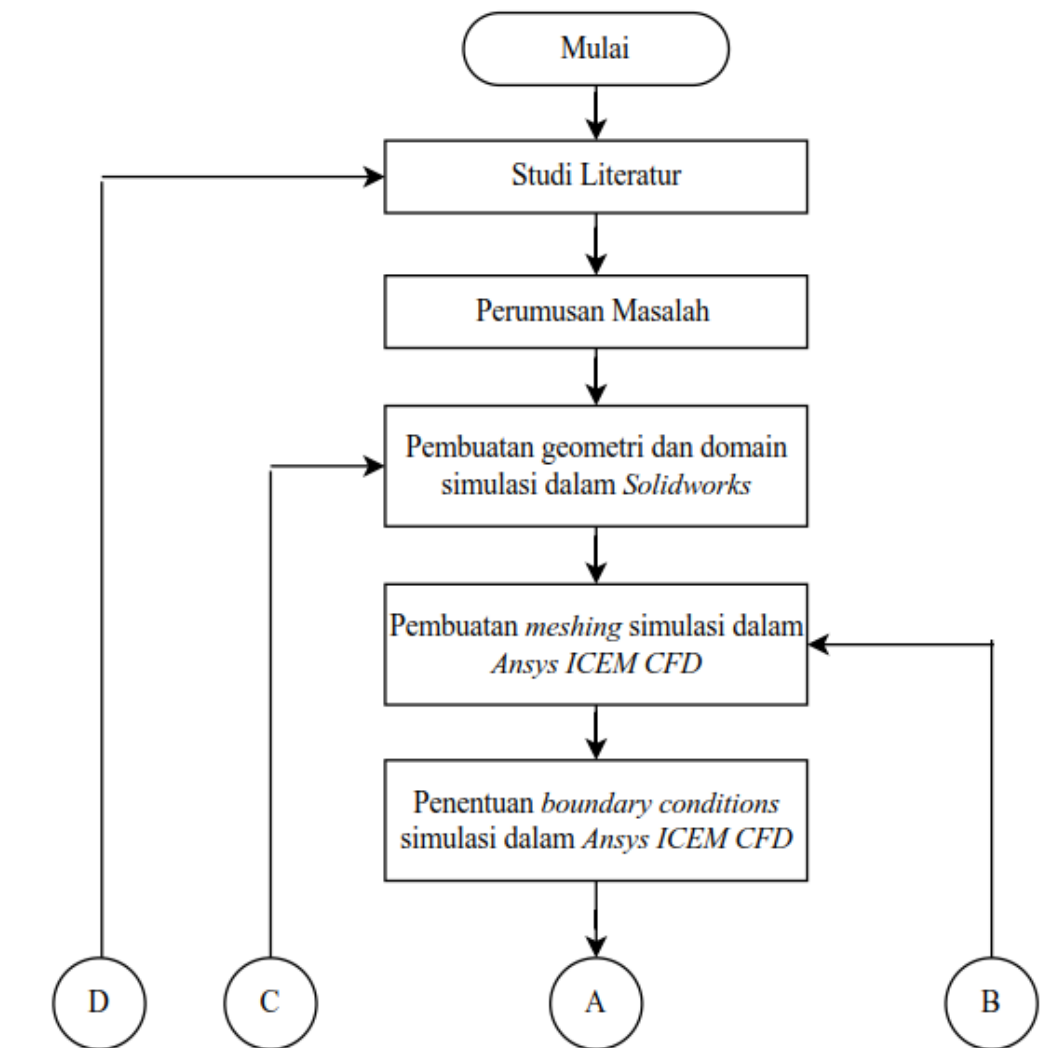
sedangkan untuk gaya normal ( $F_N$ ) didapatkan dari persamaan  $F_N = F_y \cos \theta$ . Setelah mendapatkan nilai  $F_T$  dan  $F_N$ , maka selanjutnya adalah melakukan eliminasi persamaan 3.1 dan 3.2 untuk dapat memperoleh nilai  $F_L$  dan  $F_D$ . Setelah mendapatkan nilai  $F_L$  dan  $F_D$ , selanjutnya

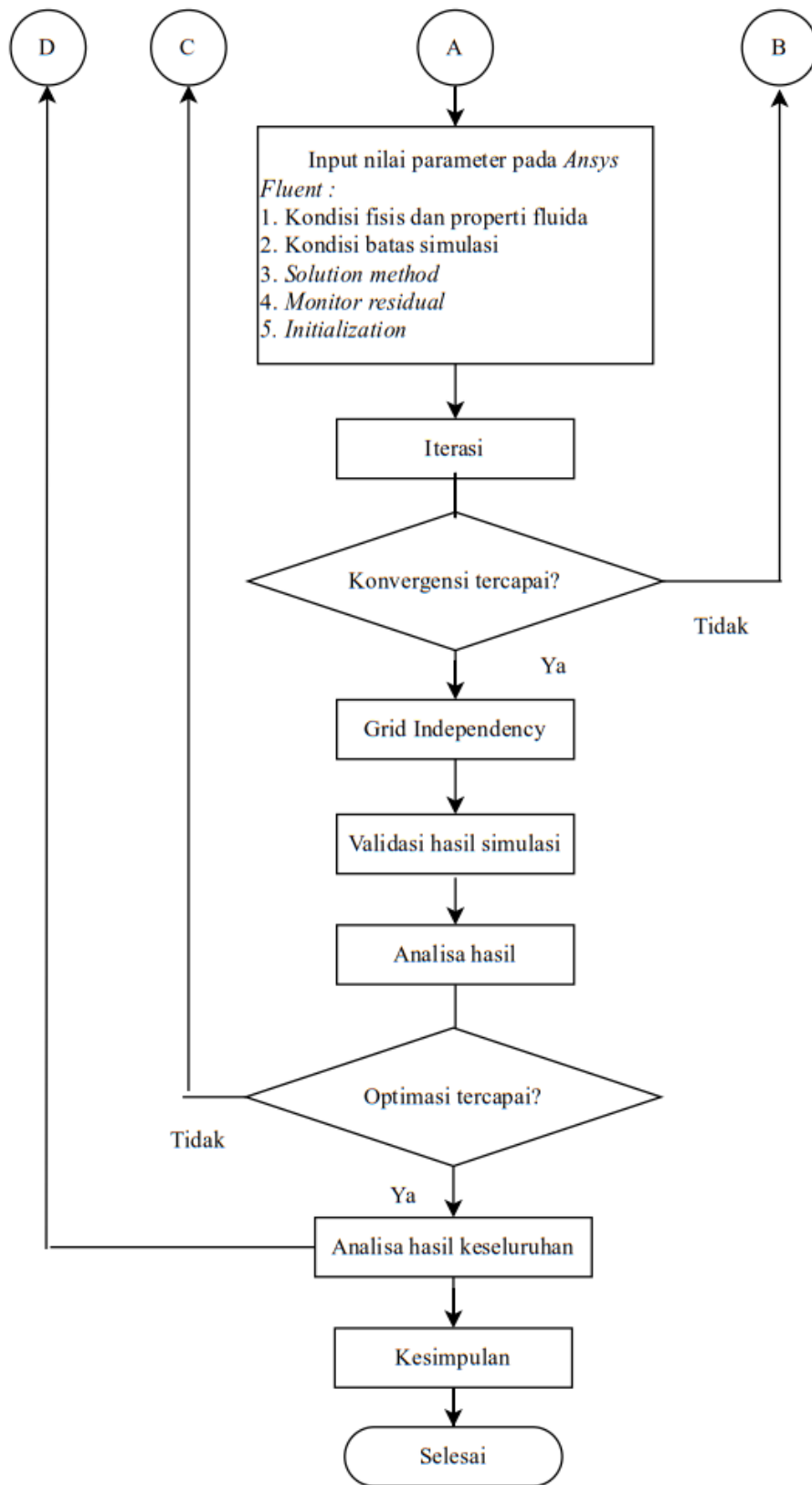
nilai gaya tersebut akan dirubah dalam bentuk *coefficient* dengan persamaan 2.4 dan 2.5. Nilai *coefficient of lift* dan *coefficient of drag* yang diperoleh akan berpengaruh terhadap *coefficient of moment*. Adanya perubahan *coefficient of moment* total tersebut akan berpengaruh terhadap *coefficient of power* yang dihasilkan.

Selain melakukan pengolahan data untuk memperoleh data *coefficient of lift* dan *drag*, pengolahan data juga perlu dilakukan untuk memperoleh data *wake recovery*. Data *wake recovery* akan dianalisis pada tiga titik posisi X/D untuk menemukan titik posisi *wake* yang telah mengalami *recovery*. Dengan menggunakan *iso-surface* pada tiga titik tersebut, maka akan didapatkan grafik profil kecepatan. Berdasarkan grafik profil kecepatan yang telah didapatkan, maka dapat diamati di titik mana *wake recovery* telah tercapai. *Wake recovery* dapat dikatakan telah tercapai apabila  $u/U_0$  telah mencapai lebih dari 95% atau mendekati 100%.

### 3.5 Diagram Alir Penelitian

Dalam pelaksanaan penelitian ini, perlu dilakukan beberapa tahapan agar tujuan yang diharapkan dapat tercapai. Tahapan dalam penelitian ini dapat dilihat dalam diagram alir penelitian dibawah ini yang ditunjukkan pada gambar 3.12.





Gambar 3.12 Diagram Alir Penelitian



## BAB 4. HASIL DAN PEMBAHASAN

Pada bab hasil dan pembahasan ini akan dilakukan Analisis mengenai fenomena fluida yang mengalir pada *Vertical Axis Hydrokinetic Turbine – Straight Blade* dengan tujuan untuk mengetahui daya terbaik yang bisa dihasilkan. Variasi yang ditambahkan dalam penelitian ini adalah berupa penambahan sudut *pitch* pada *blade* turbin darrieus sebesar  $-4^\circ$ ,  $-2^\circ$ ,  $+2^\circ$ ,  $+4^\circ$ , dan  $+6^\circ$ . Setiap variasi sudut *pitch* pada *blade* akan disimulasikan secara numerik dengan TSR sebesar 2.2 dengan nilai  $Re = 3,04 \times 10^6$  dan TSR sebesar 2.6 dengan nilai  $Re = 2,58 \times 10^6$ . Hasil simulasi yang didapatkan akan berupa data kualitatif dan kuantitatif yang akan diolah dalam tahap *post-processing*. Adapun data kualitatif yang akan diAnalisis adalah berupa data kontur kecepatan dan kontur tekanan yang berada di daerah *blade*. Sedangkan untuk daerah *downstream* atau daerah yang berdampak *wake* akan dianalisis menggunakan kontur kecepatan untuk mengetahui seberapa panjang *wake* yang dihasilkan turbin. Adapun untuk data kuantitatif yang akan dianalisis adalah berupa data grafik perbandingan *coefficient of moment*, *coefficient of lift*, *coefficient of drag*, *coefficient of power* serta panjang *wake* untuk setiap variasi yang disimulasikan.

Pada bab ini pembahasan dilakukan untuk menganalisis fenomena aliran yang terbentuk pada *blade* satu khususnya dalam mengambil data *coefficient of lift* dan *coefficient of drag* untuk setiap sudut *pitch* dan TSR. Analisis mengenai *coefficient of lift* dan *coefficient of drag* untuk selanjutnya akan dihubungkan dengan perubahan dari *coefficient of moment* total dari setiap variasi. Adanya perubahan *coefficient of moment* total tersebut akan berpengaruh terhadap *coefficient of power* yang dihasilkan. Sehingga, nantinya akan didapatkan variasi yang dapat menghasilkan *coefficient of power* yang paling optimal.

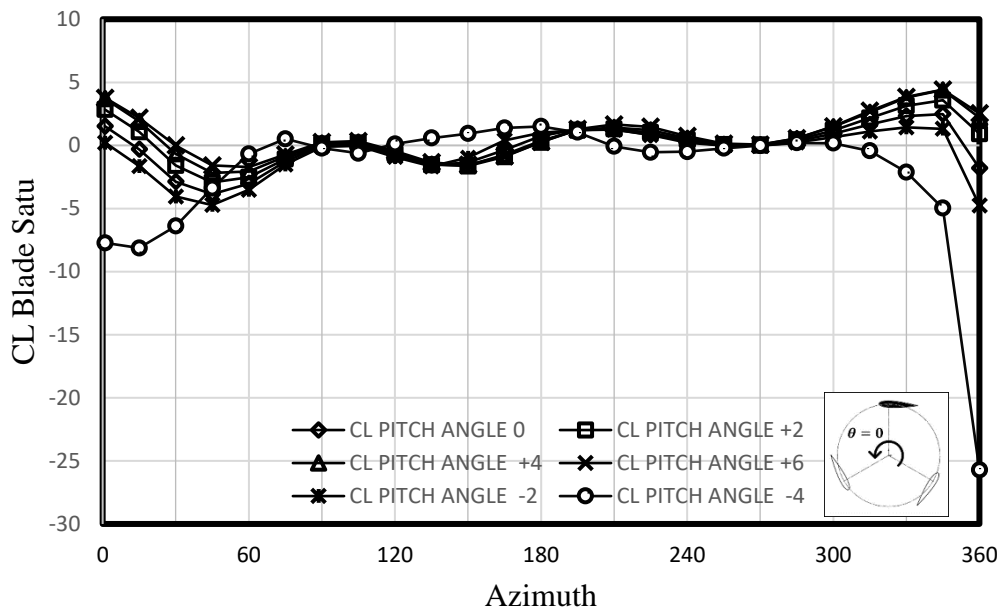
Selain analisis data kuantitatif yang dilakukan, analisis data kualitatif juga perlu dilakukan untuk lebih memahami adanya fenomena fluida yang berada di sekitar *blade* serta daerah *downstream* dari turbin. Data yang diambil berupa kontur kecepatan serta kontur tekanan yang berada disekitar *blade* satu dengan posisi sudut *azimuth* tertentu. Selain disekitar *blade* satu, pengambilan data kontur kecepatan juga dilakukan pada daerah *downstream* turbin dengan tujuan untuk mengamati panjang dari *wake* guna menemukan daerah dari *wake recovery* terjadi.

### 4.1 Analisis Fenomena Fluida pada TSR 2.2

#### 4.1.1 *Coefficient of Lift* dan *Coefficient of Drag* pada TSR 2.2

*Coefficient of lift* ( $C_L$ ) dan *coefficient of drag* ( $C_D$ ) merupakan dua parameter yang dapat digunakan untuk menggambarkan kemampuan sudu turbin untuk menghasilkan momen. Nilai  $C_L$  dan  $C_D$  dalam penelitian ini didapatkan dari nilai gaya *lift* dan gaya *drag* dari hasil simulasi. Gaya *lift* dan gaya *drag* didapatkan dari hasil interaksi antara permukaan benda yang dialiri aliran fluida. Gaya *drag* berasal dari resultan gaya yang arahnya sejajar dengan arah kecepatan relatif. Sedangkan, gaya *lift* berasal dari resultan gaya yang arahnya tegak lurus dengan arah kecepatan relatif.

*Coefficient of lift* merupakan parameter tidak berdimensi yang diolah melalui persamaan 2.4 diatas. Nilai *coefficient of lift* yang dihasilkan turbin darrieus dari setiap sudut *pitch* akan dijabarkan pada gambar 4.1 sebagai berikut:



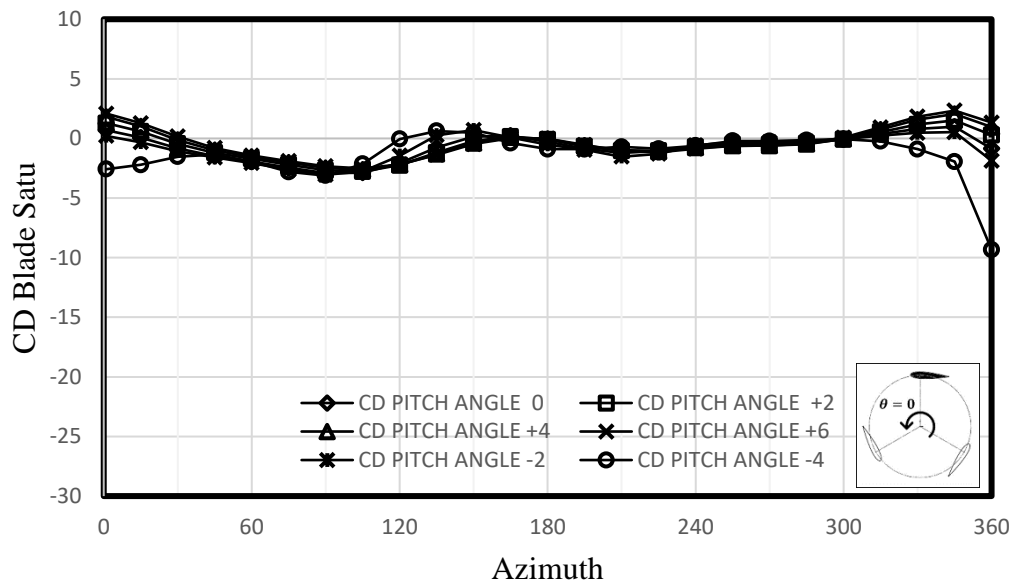
Gambar 4.1 *Coefficient of Lift* ( $C_L$ ) pada *Blade Satu* dengan TSR 2.2

Gambar 4.1 diatas merupakan grafik *Coefficient of lift* pada *blade satu* turbin darrieus dengan TSR 2.2. Grafik  $C_L$  diatas diambil selama satu putaran dari sudut *azimuth*  $0^\circ$  -  $360^\circ$  untuk semua sudut *pitch*. Dapat dilihat bahwa dalam satu putaran grafik *coefficient of lift* dari *blade satu* mempunyai tren yang cukup fluktuatif yang menandakan bahwa nilai  $C_L$  akan selalu berbeda pada setiap sudut *azimuth*. Berdasarkan grafik diatas dapat diamati bahwa nilai  $C_L$  terbesar berada pada *blade satu* dengan sudut *pitch*  $-4^\circ$  yaitu sebesar 25,72 pada posisi sudut *azimuth* sebesar  $360^\circ$ . Sedangkan, nilai  $C_L$  terkecil berada pada *blade satu* turbin tanpa sudut *pitch* yaitu hampir mendekati nol pada posisi sudut *azimuth* sebesar  $270^\circ$ .

Setiap sudut *pitch* yang disimulasikan mempunyai nilai  $C_L$  maksimum dan minimum yang berbeda beda pada *blade satu*. Pada turbin tanpa sudut *pitch* dengan sudut *pitch*  $0^\circ$  mempunyai nilai  $C_L$  tertinggi sebesar 3,87 pada posisi sudut *azimuth*  $45^\circ$ . Sedangkan untuk sudut *pitch*  $+2^\circ$  mempunyai nilai  $C_L$  tertinggi sebesar 3,59 pada sudut *azimuth*  $345^\circ$  dan nilai  $C_L$  terendah 0.02 pada posisi sudut *azimuth*  $270^\circ$ . Untuk sudut *pitch*  $+4^\circ$  mempunyai nilai  $C_L$  tertinggi sebesar 4,39 pada posisi sudut *azimuth*  $345^\circ$  dan nilai  $C_L$  terendah 0.04 pada posisi sudut *azimuth*  $270^\circ$ . Selanjutnya untuk sudut *pitch*  $+6$  nilai  $C_L$  tertinggi 4,42 pada posisi sudut *azimuth*  $345^\circ$  dan nilai  $C_L$  terendah 0.007 pada posisi sudut *azimuth*  $30^\circ$ .

Selain pada sudut *pitch* positif, simulasi juga dilakukan pada sudut *pitch* negatif yaitu pada sudut  $-2^\circ$  dan  $-4^\circ$ . Pada sudut *pitch*  $-2^\circ$  didapatkan nilai  $C_L$  tertinggi 4,76 pada posisi sudut *azimuth*  $360$  dan nilai  $C_L$  terendah 0,011 pada posisi sudut *azimuth*  $255^\circ$ . Sedangkan, pada sudut *pitch*  $-4^\circ$  didapatkan nilai  $C_L$  terendah 0.02 pada posisi sudut *azimuth*  $270^\circ$ .

Selain *coefficient of lift*, *coefficient of drag* juga merupakan suatu parameter tidak berdimensi yang diolah melalui persamaan 2.5 diatas. Nilai *coefficient of drag* yang dihasilkan turbin darrieus dari setiap sudut *pitch* akan dijabarkan pada gambar 4.2 sebagai berikut:



Gambar 4. 2 *Coefficient of Drag* ( $C_D$ ) pada *Blade* Satu dengan TSR 2.2

Gambar 4.2 diatas merupakan grafik *coefficient of drag* pada *blade* satu turbin darrieus dengan TSR 2.2. Sama seperti grafik  $C_L$ , grafik  $C_D$  diatas juga diambil selama satu putaran dari sudut *azimuth*  $0^\circ - 360^\circ$  untuk semua sudut *pitch*. Dapat dilihat bahwa dalam satu putaran grafik *coefficient of drag* dari *blade* satu mempunyai tren yang cukup fluktuatif sama seperti grafik *coefficient of lift* yang menandakan bahwa nilai  $C_D$  akan selalu berbeda pada setiap sudut *azimuth*. Berdasarkan grafik diatas dapat diamati bahwa nilai  $C_D$  terbesar berada pada *blade* satu dengan sudut *pitch*  $-4^\circ$  yaitu sebesar 9,33 pada posisi sudut *azimuth* sebesar  $360^\circ$ . Sedangkan, nilai  $C_D$  terkecil berada pada *blade* satu dengan sudut *pitch*  $+6^\circ$  yaitu sebesar 0,03 pada posisi sudut *azimuth* sebesar  $180^\circ$ .

Setiap sudut *pitch* yang disimulasikan mempunyai nilai  $C_D$  maksimum dan minimum yang berbeda beda. Pada turbin tanpa sudut *pitch* tanpa sudut *pitch* mempunyai nilai  $C_D$  maksimum pada sudut *azimuth*  $90^\circ$  dengan nilai 2,91 sedangkan nilai  $C_D$  minimum pada sudut *azimuth*  $15^\circ$  dengan nilai 0,07. Untuk sudut *pitch*  $+2^\circ$  mempunyai nilai  $C_D$  maksimum pada sudut *azimuth*  $105^\circ$  dengan nilai 2,78 sedangkan nilai  $C_D$  minimum berada pada sudut *azimuth*  $300^\circ$  dengan nilai 0,06. Selanjutnya untuk sudut *pitch*  $+4^\circ$  mempunyai nilai  $C_D$  maksimum sebesar 2,63 pada sudut *azimuth*  $105^\circ$  dan mempunyai nilai  $C_D$  minimum sebesar 0,04 pada sudut *azimuth*  $300^\circ$ . Untuk sudut *pitch* positif selanjutnya yang akan disimulasikan adalah  $+6^\circ$  dengan nilai  $C_D$  maksimum sebesar 2,52 pada sudut *azimuth*  $105^\circ$ .

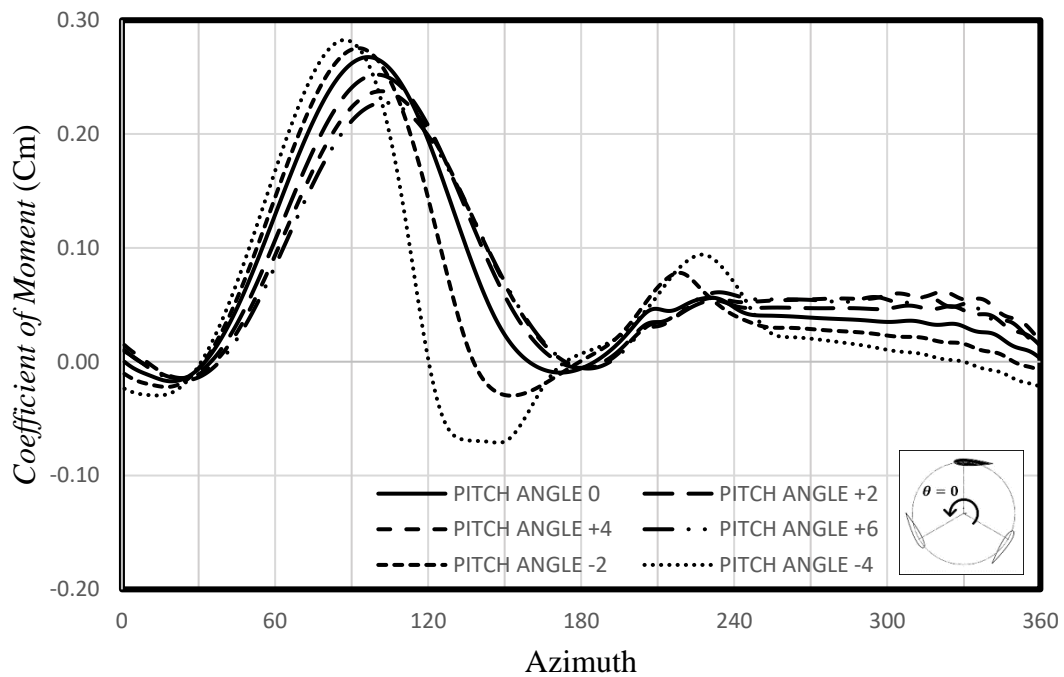
Selain penelitian pada sudut *pitch* positif, penelitian mengenai  $C_D$  juga dilakukan pada sudut *pitch* negatif yaitu pada sudut *pitch*  $-2^\circ$  dan  $-4^\circ$ . Pada sudut *pitch*  $-2^\circ$  didapatkan nilai  $C_D$  maksimum sebesar 3,04 pada sudut *azimuth*  $90^\circ$  sedangkan untuk nilai  $C_D$  minimum sebesar 0,06 pada sudut *azimuth*  $300^\circ$ . Selanjutnya pada sudut *pitch*  $-4^\circ$  didapatkan nilai  $C_D$  minimum sebesar 0,06 pada sudut *azimuth*  $120^\circ$ .

Berdasarkan gambar 4.1 dan 4.2 diatas dapat dilihat bahwa *coefficient of lift* dan *coefficient of drag* merupakan dua parameter yang tidak dapat dipisahkan.  $C_L$  dan  $C_D$  mempunyai pengaruh terhadap gaya-gaya yang bekerja pada *blade*, salah satunya adalah gaya tangensial ( $F_t$ ). Gaya tangensial merupakan gaya yang mempunyai pengaruh besar terhadap momen yang dihasilkan turbin. Perbedaan nilai *force lift* dan *force drag* yang cukup fluktuatif untuk setiap sudut *azimuth* selama satu putaran menyebabkan adanya perbedaan nilai momen

juga untuk satu putaran. Sehingga, momen yang dihasilkanpun akan cukup fluktuatif pada setiap sudut *azimuth*.

#### 4.1.2 Coefficient of Moment pada TSR 2.2

Momen merupakan salah satu parameter yang dapat digunakan untuk mengukur tingkat performansi dari suatu turbin. Momen atau yang disebut juga dengan torsi mempunyai suatu parameter tidak berdimensi yang disebut sebagai *coefficient of momen* ( $C_m$ ). *Coefficient of momen* bisa didapatkan dari hasil simulasi yang dapat menghasilkan momen turbin. Nilai *coefficient of moment* dari *blade* satu pada TSR 2,2 akan ditunjukkan pada gambar 4.3 dibawah ini:



Gambar 4.3 Coefficient of Moment ( $C_m$ ) pada *Blade* Satu dengan TSR 2.2

Grafik pada gambar 4.3 tersebut diambil selama satu putaran penuh yaitu dari sudut *azimuth*  $0^\circ$  -  $360^\circ$ . Berdasarkan grafik tersebut dapat diamati bahwa grafik *coefficient of moment* pada *blade* satu mempunyai tren yang cukup fluktuatif. Selain itu, momen maksimum yang dihasilkan pada setiap sudut *pitch* juga berada pada sudut *azimuth* yang tidak sama persis. Hal tersebut terlihat dari adanya pergeseran titik maksimum pada grafik setiap sudut *pitch*.

Dikarenakan adanya ketidaksamaan nilai  $C_m$  untuk setiap sudut *azimuth*, maka perlu dilakukan metode merata ratakan data agar dapat diketahui  $C_m$  rata-rata yang dapat dihasilkan satu *blade* untuk setiap sudut *pitch*. Untuk turbin tanpa sudut *pitch* atau turbin dengan sudut *pitch*  $0^\circ$  mempunyai rata-rata  $C_m$  *blade* satu sebesar 0,066, sedangkan pada sudut *pitch*  $+2^\circ$  mempunyai nilai rata-rata  $C_m$  *blade* satu yang lebih tinggi yaitu sebesar 0,069. Untuk sudut *pitch* selanjutnya yaitu  $+4^\circ$  mempunyai nilai rata-rata  $C_m$  *blade* satu yang lebih baik dari sudut *pitch*  $0^\circ$  dan  $+2^\circ$ , yang mana besar rata-rata  $C_m$  yang dihasilkan adalah 0,071. Akan tetapi untuk sudut *pitch*  $+6^\circ$  ternyata terjadi penurunan nilai rata-rata  $C_m$  jika dibandingkan dengan sudut *pitch*  $+2^\circ$  dan  $+4^\circ$ , yang mana rata-rata nilai  $C_m$  untuk sudut *pitch*  $+6^\circ$  adalah sebesar 0,067.

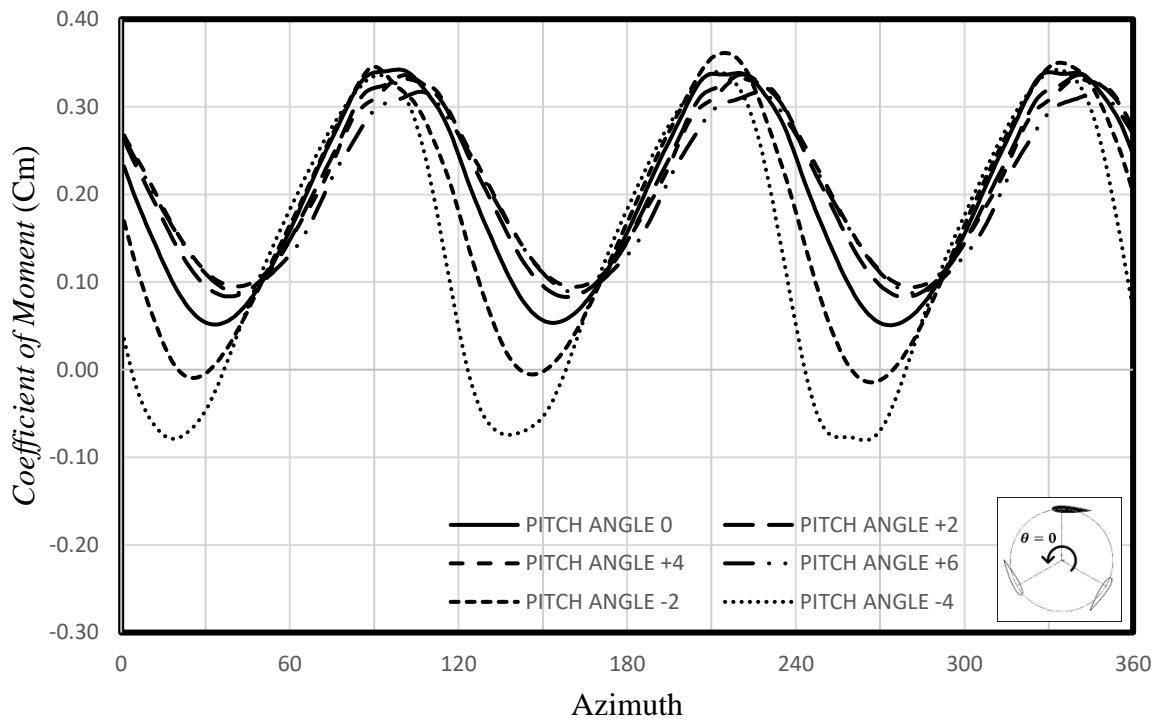
Selain pada sudut *pitch* positif, nilai rata-rata  $C_m$  juga didapatkan dari sudut *pitch* negatif yaitu  $-2^\circ$  dan  $-4^\circ$ . Pada sudut *pitch*  $-2^\circ$  nilai rata-rata  $C_m$  yang didapatkan adalah sebesar 0,057 sedangkan untuk sudut *pitch*  $-4^\circ$  nilai rata-rata  $C_m$  yang didapatkan adalah sebesar 0,044. Berdasarkan data rata-rata nilai  $C_m$  yang telah didapatkan tersebut, dapat dilihat bahwa sudut

*pitch* +4° mempunyai nilai rata-rata  $C_m$  yang paling besar jika dibandingkan dengan sudut *pitch* yang lain. Selain itu, sudut *pitch* negatif baik -2° maupun -4° ternyata mempunyai nilai rata-rata  $C_m$  dibawah dari turbin tanpa sudut *pitch*. Oleh karena itu, dapat disimpulkan bahwa penggunaan sudut *pitch* bernilai negatif belum bisa meningkatkan performansi dari turbin air darrieus tersebut.

Berdasarkan gambar grafik diatas, dapat diamati bahwa grafik momen pada *blade* satu yang terbentuk mempunyai profil atau pola yang sama. Pada sudut *azimuth* 0° - 40° nilai  $C_m$  untuk setiap sudut *pitch* berada pada nilai hampir mendekati nol atau berada pada nilai negatif. Hal tersebut dikarenakan pada sudut *azimuth* tersebut gaya *lift* yang dihasilkan oleh *blade* satu tidak cukup kuat untuk menahan gaya *drag* yang dihasilkan, sehingga hal tersebut akan berpengaruh terhadap gaya tangensial. Gaya tangensial yang dihasilkan akan semakin kecil atau bernilai negatif dan akan berpengaruh terhadap momen yang dihasilkan. Setelah melewati sudut *azimuth* 40°, grafik momen yang dihasilkan *blade* satu mulai meningkat sampai mencapai titik maksimum yaitu pada sudut *azimuth* antara 87° dan 103°, yang mana untuk setiap sudut *pitch* mempunyai titik maksimum yang berada pada sudut *azimuth* berbeda-beda. Meningkatnya nilai momen sampai titik maksimum tersebut dikarenakan gaya *lift* yang dihasilkan oleh *blade* satu mulai bisa melawan gaya *drag* yang dihasilkan, sehingga gaya tangensial yang dihasilkanpun lebih besar dan meningkatkan momen sampai pada titik maksimum tertentu.

Setelah mencapai titik maksimum, momen akan terus turun sampai pada sudut *azimuth* antara 170° dan 180° hal tersebut dikarenakan adanya pengaruh *vortex* yang terbentuk pada sisi dalam *blade*. Setelah melewati sudut *azimuth* antara 170° dan 180° nilai momen yang dihasilkan *blade* satu mulai mengalami kenaikan kembali. Hal tersebut dikarenakan *vortex* yang terbentuk pada bagian dalam *blade* satu mulai berkurang sehingga momen yang dihasilkanpun bisa kembali meningkat. Pada turbin tanpa sudut *pitch* dan turbin dengan sudut *pitch* bernilai positif yaitu +2°, +4°, dan +6° setelah mengalami kenaikan sampai dengan sudut *azimuth* sekitar 230° momen yang dihasilkan mulai bergerak secara stabil dalam range yang relatif rendah yaitu pada nilai 0,03 – 0,06. Setelah berada pada range yang stabil, grafik momen kembali turun pada sudut *azimuth* antara 320° dan 330°. Adanya penurunan momen tersebut diakibatkan oleh adanya pengaruh gaya *drag* yang cukup besar pada *blade* satu sehingga gaya tangensial yang dihasilkanpun juga ikut menurun sampai dengan sudut *azimuth* satu putaran 360°. Pada turbin dengan sudut *pitch* negatif yaitu sudut -2° dan -4° setelah melewati sudut *azimuth* antara 170° dan 180° serta mengalami kenaikan momen sampai pada sudut *azimuth* antara 220° dan 230°, momen yang dihasilkan ternyata kembali turun sampai pada sudut *azimuth* 250°. Setelah itu, tren grafik momen mulai mengalami penurunan secara perlahan sampai dengan sudut *azimuth* satu putaran 360°.

Selain  $C_m$  untuk setiap satu *blade*, analisis juga akan dilakukan untuk  $C_m$  total pada setiap sudut *pitch*. Gambar 4.4 dibawah ini merupakan grafik  $C_m$  total yang dapat dihasilkan turbin dalam penelitian ini:



Gambar 4.4 *Coefficient of Moment ( $C_m$ )* Total dengan TSR 2.2

Berdasarkan grafik diatas dapat dilihat bahwa pada sudut *azimuth* antara  $0^\circ$  dan  $45^\circ$  terjadi penurunan  $C_m$ , tetapi kemudian  $C_m$  mengalami peningkatan sampai titik maksimum pada sudut *azimuth* tertentu. Titik maksimum untuk setiap sudut *pitch* berada pada sudut *azimuth* yang berbeda beda yaitu antara sudut *azimuth*  $95^\circ$  dan  $105^\circ$ . Setelah melewati titik maksimum,  $C_m$  total untuk setiap sudut *pitch* akan mulai mengalami penurunan sampai pada sudut *azimuth* antara  $135^\circ$  dan  $165^\circ$ . Siklus grafik  $C_m$  total yang cukup fluktuatif tersebut akan terus berulang setiap  $120^\circ$  sampai satu putaran penuh.

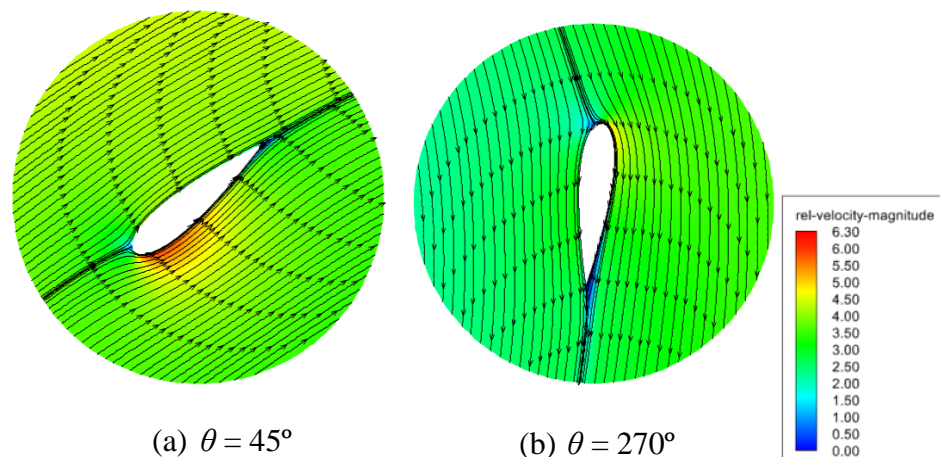
Setelah mendapatkan  $C_m$  total untuk setiap sudut *pitch*, maka selanjutnya adalah mencari rata-rata  $C_m$  total yang dapat dihasilkan. Hal tersebut dikarenakan  $C_m$  total yang dihasilkan mempunyai profil grafik yang cukup fluktuatif. Untuk turbin tanpa sudut *pitch* yaitu tanpa sudut *pitch* mempunyai rata-rata  $C_m$  total sebesar 0,198. Dengan adanya penambahan sudut *pitch*, tentunya akan membuat rata-rata  $C_m$  total berbeda dari turbin tanpa sudut *pitch*. Pada sudut *pitch*  $+2^\circ$  didapatkan rata-rata  $C_m$  total adalah sebesar 0,209 yang mana nilai rata-rata  $C_m$  total tersebut lebih tinggi apabila dibandingkan dengan rata-rata  $C_m$  total turbin tanpa sudut *pitch*. Selanjutnya untuk sudut *pitch*  $+4^\circ$  setelah dilakukan analisis didapatkan nilai rata-rata  $C_m$  total sebesar 0,212 yang mana nilai tersebut ternyata lebih baik jika dibandingkan dengan turbin dengan sudut *pitch*  $+2^\circ$  dan turbin tanpa sudut *pitch*. Sudut *pitch* selanjutnya yang akan dibandingkan adalah sudut *pitch*  $+6^\circ$ , yang mana setelah dilakukan analisis didapatkan nilai rata-rata  $C_m$  total yang lebih besar dari turbin tanpa sudut *pitch* tetapi lebih kecil dari sudut *pitch*  $+2^\circ$  dan  $+4^\circ$  yaitu sebesar 0,201.

Selain analisis rata-rata  $C_m$  total pada sudut *pitch* positif, analisis juga dilakukan pada sudut *pitch* negatif yaitu  $-2^\circ$  dan  $-4^\circ$ . Berdasarkan hasil analisis rata-rata  $C_m$  total yang dihasilkan pada sudut *pitch*  $-2^\circ$  didapatkan hasil nilai rata-rata  $C_m$  total sebesar 0,171 sedangkan pada sudut *pitch*  $-4^\circ$  didapatkan hasil nilai rata-rata  $C_m$  total adalah sebesar 0,133. Kedua data tersebut menunjukkan bahwa nilai rata-rata  $C_m$  total yang dihasilkan sudut *pitch* negatif masih berada dibawah nilai rata-rata  $C_m$  total pada turbin tanpa sudut *pitch*.

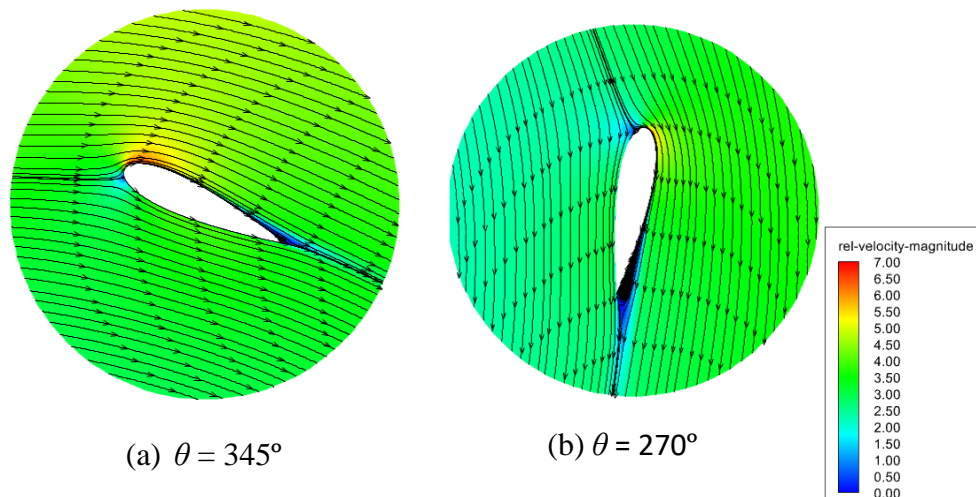
Grafik  $C_m$  total merupakan grafik yang didapatkan dari hasil superposisi *blade* satu, *blade* dua, dan *blade* tiga atau merupakan hasil gabungan nilai  $C_m$  ketiga *blade* tersebut. Berdasarkan hasil rata-rata nilai  $C_m$  untuk *blade* satu dan rata-rata nilai  $C_m$  total turbin, sudut *pitch*  $+4^\circ$  mempunyai nilai yang paling besar jika dibandingkan dengan sudut *pitch* yang lain. Sedangkan untuk sudut *pitch* yang mempunyai rata-rata nilai  $C_m$  untuk *blade* satu dan rata-rata nilai  $C_m$  total yang paling kecil adalah pada sudut *pitch*  $-4^\circ$ . Berdasarkan Analisis diatas, sudut *pitch* yang bernilai negatif baik itu  $-2^\circ$  dan  $-4^\circ$  mempunyai rata-rata nilai  $C_m$  untuk *blade* satu dan rata-rata nilai  $C_m$  total yang bernilai lebih rendah dari turbin tanpa sudut *pitch*. Hal tersebut dikarenakan pada sudut *pitch* negatif, grafik  $C_m$  yang terbentuk cenderung lebih berfluktuasi dengan jarak antara titik maksimum dan titik minimum grafik yang cukup jauh. Hal tersebutlah yang akan mengurangi nilai rata-rata  $C_m$  dari sudut *pitch* negatif, baik  $C_m$  untuk *blade* satu maupun  $C_m$  total. Berdasarkan data-data yang telah dianalisis diatas, dapat diketahui bahwa penggunaan sudut *pitch* negatif belum bisa meningkatkan nilai rata-rata  $C_m$  pada TSR 2,2. Hal tersebut nantinya akan berpengaruh terhadap performansi yang dihasilkan, yang mana performansi turbin dengan sudut *pitch* negatif menjadi kurang baik jika dibandingkan dengan performansi pada turbin tanpa sudut *pitch*.

#### 4.1.3 Analisis Kontur Kecepatan

Kontur kecepatan merupakan salah satu parameter yang digunakan untuk menganalisis data secara kualitatif. Data kontur kecepatan relatif diambil pada *time step* ke-3600 atau pada *flowtime* 21,94 detik. Analisis kontur kecepatan pada aliran fluida dilakukan untuk memvisualisasikan distribusi kecepatan aliran yang berada di daerah sekitar *blade*. Sehingga, dari kontur kecepatan tersebut dapat digunakan untuk melihat fenomena fluida yang terbentuk disekitar *blade*. Gambar 4.5 dan gambar 4.6 dibawah ini merupakan gambar kontur kecepatan relatif yang berada di sekitar *blade* satu. Pada gambar 4.5, menampilkan kontur kecepatan relatif pada turbin tanpa sudut *pitch* pada sudut *azimuth*  $45^\circ$  dan  $270^\circ$ . Sedangkan gambar 4.6, menampilkan kontur kecepatan relatif pada turbin dengan sudut *pitch*  $+4^\circ$  pada sudut *azimuth*  $345^\circ$  dan  $270^\circ$ .



Gambar 4.5 Kontur Kecepatan Relatif *Instantaneous* Sekitar *Blade* pada Turbin Tanpa Sudut *Pitch* pada Sudut *Azimuth*  $45^\circ$  dan  $270^\circ$



Gambar 4.6 Kontur Kecepatan Relatif *Instantaneous* Sekitar *Blade* pada Turbin dengan Sudut *Pitch*  $+4^\circ$  pada Sudut *Azimuth*  $345^\circ$  dan  $270^\circ$

Berdasarkan gambar 4.5 di atas dapat dilihat bahwa adanya perbedaan distribusi kecepatan relatif yang terjadi pada sudut *azimuth*  $45^\circ$  dan  $270^\circ$ , yang mana kontur tersebut merupakan kontur kecepatan relatif yang didapatkan dari turbin tanpa sudut *pitch*. Kontur kecepatan pada sudut *azimuth*  $45^\circ$  menghasilkan gaya *lift* yang paling besar pada satu putaran turbin. Sedangkan, kontur kecepatan relatif pada sudut *azimuth*  $270^\circ$  menghasilkan nilai *lift* yang paling kecil pada satu putaran turbin.

Berdasarkan gambar 4.5 (a) di atas dapat dianalisis bahwa terjadi perbedaan kecepatan aliran diantara sisi bagian dalam *blade* dan sisi bagian luar *blade*. Selain pada bagian dalam dan luar *blade*, perbedaan distribusi kecepatan aliran juga terjadi pada bagian *leading edge* dan *trailing edge blade*. Pada daerah *leading edge blade*, terdapat titik stagnasi yang menandakan kecepatan yang sangat rendah dan tekanan yang sangat tinggi. Sedangkan pada daerah *trailing edge blade*, terdapat bagian dengan kecepatan yang rendah dan tekanan yang tinggi yang disebabkan oleh *advance pressure*. Dengan adanya *advance pressure* yang cukup besar, maka aliran yang berada pada daerah *trailing edge* akan terlepas dari *blade* dan akan membuat *vortex* pada bagian tersebut. Pada sudut *azimuth*  $45^\circ$  menghasilkan gaya *lift* yang besar, hal tersebut terjadi karena pada sudut *azimuth* tersebut terdapat perbedaan tekanan antara bagian luar dan dalam *blade* yang akan menyebabkan gaya angkat ke arah dalam. Berdasarkan kontur kecepatan pada sudut *azimuth*  $45^\circ$ , bagian luar *blade* mempunyai kecepatan aliran fluida yang lebih rendah ditandai dengan kontur berwarna hijau. Sedangkan, untuk bagian dalam *blade* mempunyai kecepatan aliran yang lebih tinggi apabila dibandingkan dengan daerah luar *blade*, hal tersebut ditandai dengan kontur kecepatan yang berwarna lebih merah. Dikarenakan kecepatan pada daerah luar *blade* rendah, maka akan membuat tekanan di daerah tersebut menjadi lebih tinggi. Begitu juga dengan daerah dalam *blade* mempunyai kecepatan yang tinggi, sehingga akan membuat tekanan di daerah tersebut rendah. Oleh karena itu, gaya *lift* akan terbentuk karena adanya perbedaan tekanan antara daerah luar dan dalam *blade* dengan arah gaya *lift* ke dalam.

Gambar 4.5 (b) di atas merupakan gambar kontur kecepatan pada sudut *azimuth*  $270^\circ$  yang mana pada sudut *azimuth* tersebut ternyata menghasilkan gaya *lift* yang kecil. Sama seperti sudut *azimuth*  $45^\circ$ , pada sudut *azimuth*  $270^\circ$  juga terjadi adanya perbedaan kecepatan aliran pada daerah dalam dan luar *blade*. Selain itu, perbedaan kecepatan aliran juga akan terjadi pada daerah *leading edge* dan *trailing edge blade*. Seperti pada sudut *azimuth*  $45^\circ$ , titik stagnasi juga terjadi pada daerah *leading edge blade* yang mana pada titik tersebut kecepatannya sangat kecil

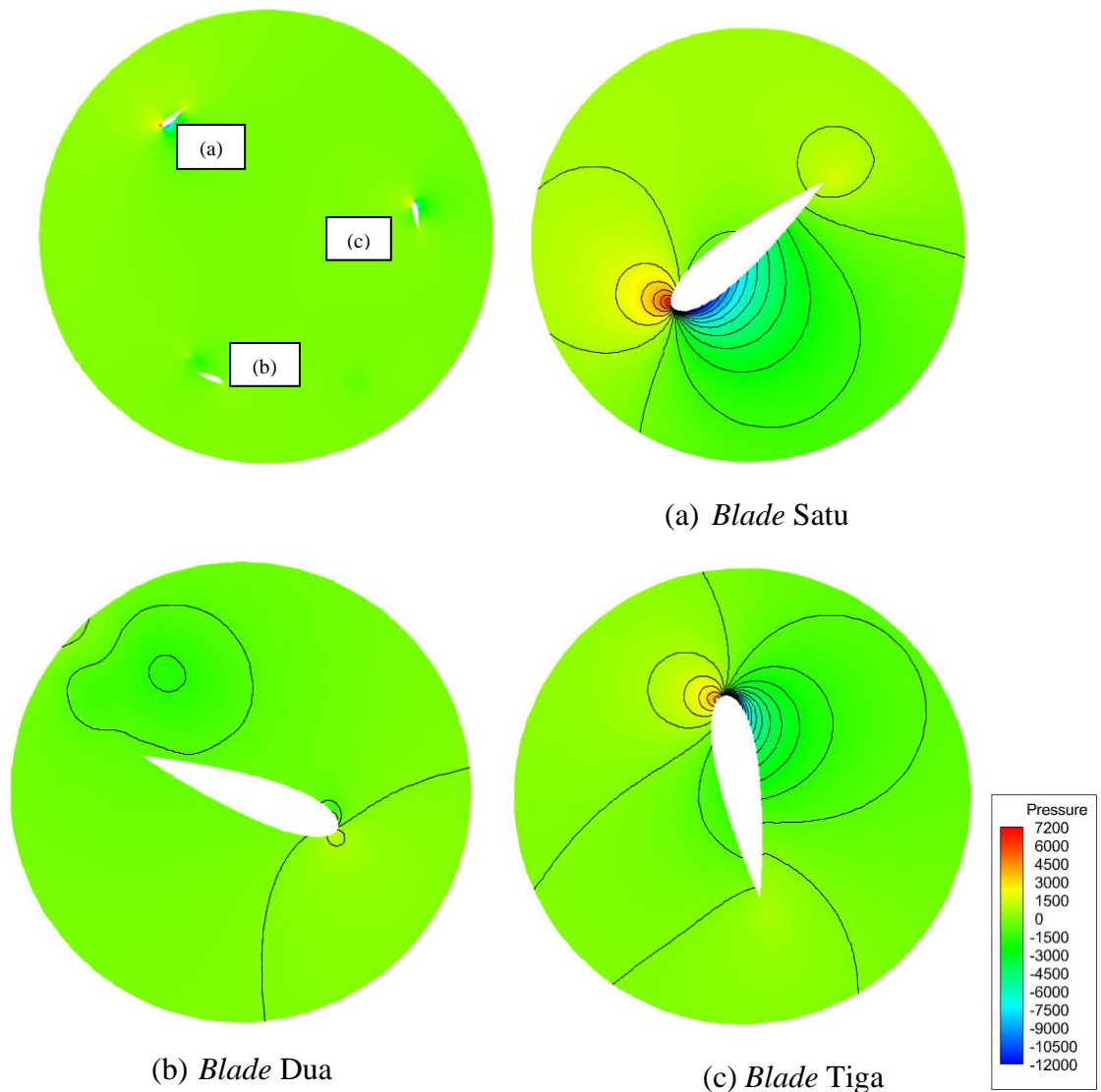


sehingga menyebabkan tekanan yang besar. Pada daerah *trailing edge* mempunyai kecepatan yang rendah serta tekanan yang tinggi yang disebabkan karena adanya *advance pressure* yang akan membentuk *vortex* pada daerah tersebut. Jika dibandingkan dengan *vortex* pada *trailing edge* sudut *azimuth*  $45^\circ$ , *vortex* pada *trailing edge* sudut *azimuth*  $270^\circ$  ternyata terjadi lebih awal yang menandakan bahwa titik separasi yang terjadi pada daerah tersebut juga terjadi lebih awal. Pada sudut *azimuth*  $270^\circ$  mempunyai gaya *lift* yang kecil, hal tersebut disebabkan karena adanya perbedaan tekanan yang cukup kecil antara bagian luar dan dalam *blade*. Pada bagian luar *blade* terlihat mempunyai kecepatan yang cukup rendah ditandai dengan kontur kecepatan yang berwarna hijau. Sedangkan, pada bagian dalam *blade* juga terlihat mempunyai kecepatan yang cukup rendah dengan kontur yang berwarna hijau. Dikarenakan pada bagian luar dan dalam *blade* tersebut mempunyai kecepatan yang cukup rendah, sehingga pada bagian tersebut sama-sama akan menghasilkan tekanan yang cukup besar. Oleh karena itu, pada *blade* tersebut akan terjadi perbedaan tekanan yang relatif kecil. Adanya perbedaan tekanan yang relatif kecil antara daerah luar dan dalam *blade* tersebutlah yang menyebabkan gaya *lift* yang dihasilkan relatif kecil.

Analisis fenomena kontur kecepatan pada turbin tanpa sudut *pitch* juga bisa diterapkan pada Analisis fenomena kontur kecepatan pada turbin dengan sudut *pitch*  $+4^\circ$  seperti yang terlihat pada gambar 4.6 diatas. Gambar 4.6 (a) merupakan kontur kecepatan dari turbin darrieus dengan sudut *pitch*  $+4^\circ$  pada sudut *azimuth*  $345^\circ$ . Pada sudut *azimuth*  $345^\circ$ , dihasilkan gaya *lift* yang paling besar selama satu putaran turbin tersebut. Hal tersebut tentunya terjadi karena adanya perbedaan tekanan yang cukup besar antara bagian dalam dan luar *blade*. Sama seperti pada turbin tanpa sudut *pitch*, gaya *lift* terkecil juga dihasilkan pada sudut *azimuth*  $270^\circ$ . Pada sudut *azimuth* tersebut perbedaan tekanan yang dihasilkan antara bagian luar dan dalam *blade* cukup kecil sehingga sulit untuk menimbulkan gaya *lift*.

#### **4.1.4 Analisis Kontur Tekanan**

Kontur tekanan juga merupakan salah satu parameter yang digunakan untuk menganalisis data secara kualitatif. Analisis kontur tekanan pada aliran fluida dilakukan untuk memvisualisasikan distribusi tekanan aliran yang berada di daerah sekitar *blade*. Sehingga, dari kontur tekanan tersebut dapat digunakan untuk melihat fenomena fluida yang terbentuk disekitar *blade*. Gambar 4.7 dibawah ini merupakan kontur tekanan di rotor turbin tanpa sudut *pitch* pada sudut *azimuth*  $45^\circ$ .



Gambar 4.7 Kontur Tekanan *Instantaneous* di Rotor Turbin Tanpa Sudut *Pitch* pada Sudut *Azimuth* 45°: (a) *Blade* Satu; (b) *Blade* Dua; (c) *Blade* Tiga

Berdasarkan gambar 4.7 di atas merupakan gambar yang menunjukkan kontur tekanan yang terdistribusi dalam daerah rotor turbin. Pada kontur tekanan tersebut terlihat bahwa setiap *blade* mempunyai distribusi kontur tekanan yang berbeda-beda. Berdasarkan gambar 4.7 (a), fenomena kontur tekanan pada *blade* satu menunjukkan adanya perbedaan tekanan yang cukup besar pada bagian dalam dan luar *blade*. Hal tersebut terlihat dari kontur tekanan *blade* satu yang mempunyai tekanan yang lebih tinggi pada bagian luar *blade* ditandai dengan warna kontur hijau. Sedangkan, pada bagian dalam *blade* mempunyai tekanan yang lebih rendah ditandai dengan kontur yang berwarna biru. Akan tetapi, tekanan yang tertinggi justru berada pada daerah *leading edge* yang mana terdapat titik stagnasi dibagian tersebut dan ditandai dengan kontur berwarna merah. Dengan adanya perbedaan tekanan yang cukup besar antara bagian dalam dan luar *blade* tersebut, maka gaya *lift* yang dihasilkan *blade* satupun relatif besar.

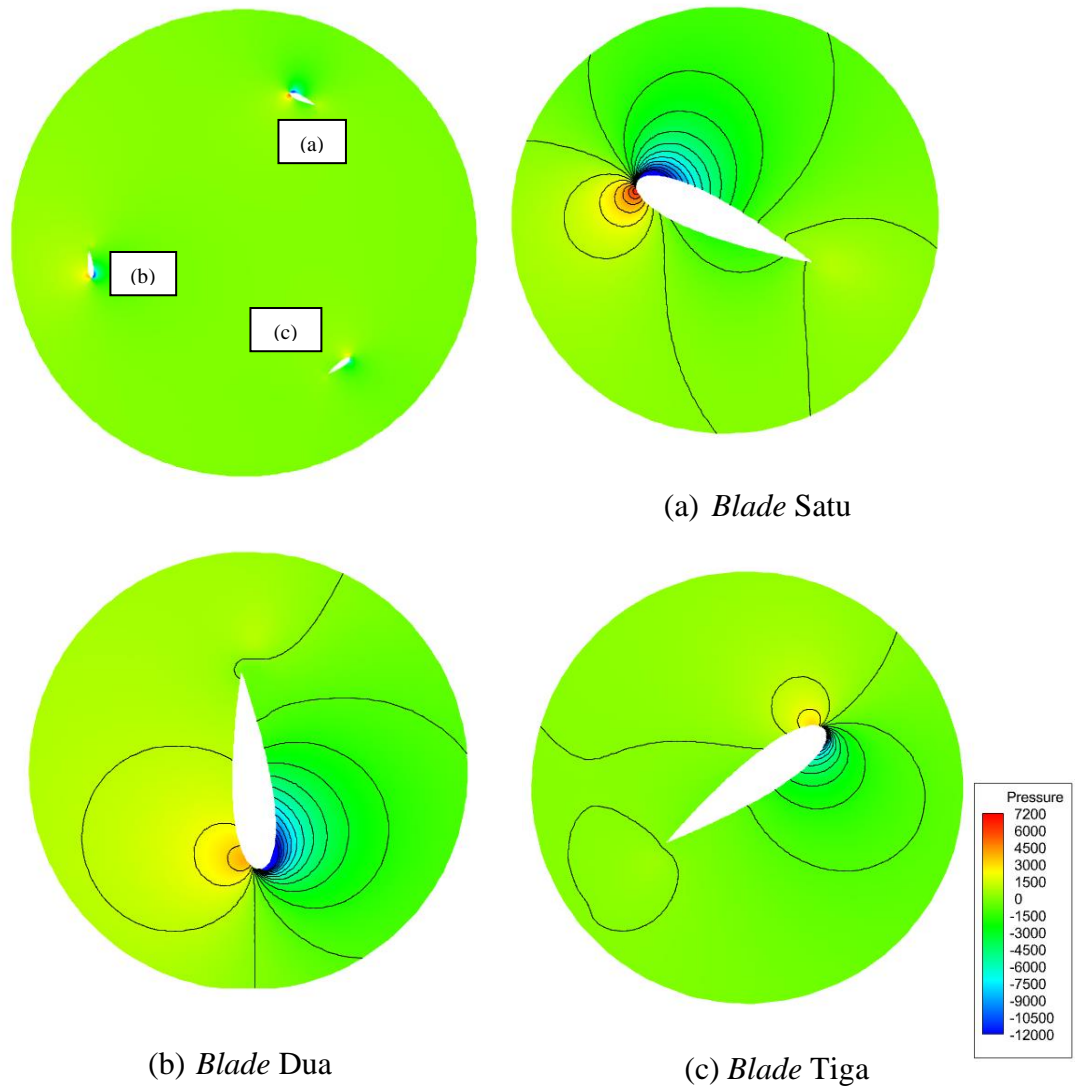
Berbeda dengan *blade* satu, pada *blade* dua mempunyai distribusi kontur tekanan yang berbeda, terlihat pada gambar 4.7 (b). Terlihat bahwa pada *blade* dua kontur tekanan antara bagian dalam dan luar *blade* mempunyai distribusi tekanan yang hampir sama. Pada bagian luar *blade* mempunyai tekanan yang cukup besar ditandai dengan kontur tekanan berwarna hijau.

Begitu juga dengan bagian dalam *blade* mempunyai distribusi kontur tekanan yang besar juga ditandai dengan warna kontur hijau. Oleh karena itu, perbedaan tekanan yang dihasilkanpun relatif kecil yang menyebabkan gaya *lift* yang dihasilkanpun kecil.

*Blade* tiga berada pada posisi *downstream* dengan kontur tekanan yang berbeda dengan *blade* satu dan dua, terlihat pada gambar 4.7 (c). Pada *blade* tiga juga terdapat titik stagnasi pada daerah *leading edge* yang ditandai dengan tekanan yang tinggi dengan warna kontur merah. Pada bagian dalam *blade* terlihat kontur tekanan berwarna hijau yang menandakan bahwa daerah tersebut mempunyai tekanan cukup besar. Sedangkan, pada bagian luar *blade* terlihat kontur tekanan berwarna hijau dan berwarna biru pada sisi dekat *leading edge* yang menandakan bahwa pada bagian tersebut mempunyai tekanan yang cukup besar dikarenakan kontur berwarna hijau lebih mendominasi jika dibandingkan kontur berwarna biru. Dikarenakan tekanan pada bagian dalam dan luar *blade* mempunyai besar yang hampir sama, maka gaya *lift* yang dihasilkanpun akan relatif kecil.

Berdasarkan penjelasan diatas dapat disimpulkan bahwa meskipun gaya *lift* yang dihasilkan *blade* satu pada sudut *azimuth* tersebut mempunyai nilai yang paling besar, akan tetapi belum tentu pada sudut *azimuth* tersebut *coefficient of moment* total yang dihasilkan besar. Hal tersebut dikarenakan adanya pengaruh dari *blade* dua dan *blade* tiga yang mempunyai nilai gaya *lift* yang relatif kecil, yang mana hal tersebut akan menyebabkan nilai *coefficient of moment* pada *blade* dua dan tigapun relatif kecil. Karena *coefficient of moment* total merupakan bentuk dari superposisi dari *coefficient of moment* setiap *blade*, sehingga dapat dilihat bahwa penjumlahan dari setiap *coefficient of moment blade* pada posisi sudut *azimuth* tersebut belum cukup untuk menghasilkan *coefficient of moment* total yang optimal.

Analisis fenomena kontur tekanan pada turbin tanpa sudut *pitch* juga bisa diterapkan pada Analisis fenomena kontur tekanan pada turbin dengan sudut *pitch* +4°. Seperti yang terlihat pada gambar 4.8 untuk turbin sudut *pitch* +4° pada sudut *azimuth* 345° dibawah ini:



Gambar 4.8 Kontur Tekanan *Instantaneous* di Rotor Turbin dengan Sudut *Pitch* +4° pada Sudut *Azimuth* 345°: (a) *Blade* Satu; (b) *Blade* Dua; (c) *Blade* Tiga

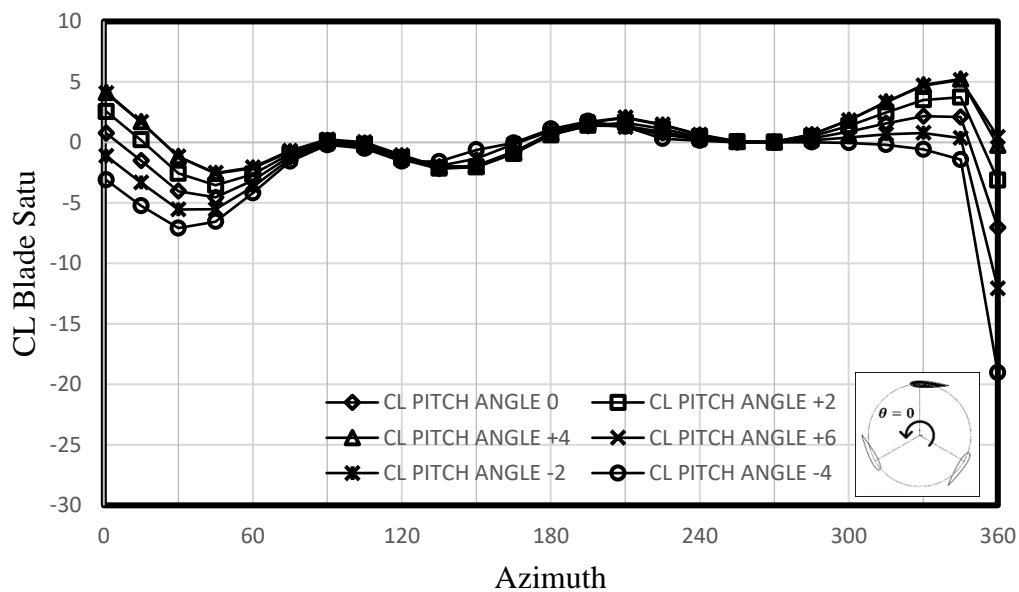
Gambar 4.8 (a) merupakan kontur tekanan dari turbin darrieus dengan sudut *pitch* +4° pada sudut *azimuth* 345° pada *blade* satu. Pada sudut *azimuth* tersebut terlihat bahwa adanya perbedaan tekanan yang cukup besar antara bagian dalam dan luar *blade* *blade* satu, sehingga gaya *lift* yang dihasilkanpun besar. Hal tersebut juga terlihat dari fenomena kontur tekanan yang dialami oleh *blade* dua, yang mana juga terdapat perbedaan tekanan yang cukup signifikan seperti yang ditunjukkan dalam gambar 4.8 (b). Hal tersebut terlihat dari perbedaan warna kontur yang berada pada bagian dalam dan luar *blade*, sehingga pada *blade* duapun juga menghasilkan gaya *lift* yang cukup besar. Sedangkan untuk *blade* tiga pada gambar 4.8 (c), terlihat bahwa warna kontur tekanan yang dihasilkan mempunyai warna yang relatif sama pada bagian dalam dan luar *blade*. Oleh karena itu, pada *blade* tiga akan dihasilkan gaya *lift* yang relatif kecil.

Pada sudut *azimuth* 345° mempunyai *coefficiecnt of moment* total yang cukup optimal yaitu sebesar 0,329. Hal tersebut terjadi karena pada sudut *azimuth* 345° *blade* satu dan dua dapat menghasilkan gaya *lift* yang cukup besar, disusul dengan gaya *lift* pada *blade* tiga. Dengan besarnya gaya *lift* yang dihasilkan, *coefficiecnt of moment* setiap *blade* yang dihasilkanpun juga akan bertambah besar sehingga akan menghasilkan *coefficiecnt of moment* total yang optimal juga.

## 4.2 Analisis Fenomena Fluida pada TSR 2,6

### 4.2.1 *Coefficient of Lift* dan *Coefficient of Drag* pada TSR 2,6

Selain pada TSR 2,2, *coefficient of lift* dan *coefficient of drag* yang terjadi pada *blade* satu turbin darrieus juga akan dianalisis pada TSR yang lebih tinggi yaitu 2,6. Salah satu parameter yang akan dibahas terlebih dahulu adalah *coefficient of lift* yang dihasilkan oleh *blade* satu terhadap sudut *azimuth*. Gambar 4.9 dibawah ini merupakan grafik *coefficient of lift* pada *Blade* Satu dengan TSR 2,6.



Gambar 4.9 *Coefficient of Lift* ( $C_L$ ) pada *Blade* Satu dengan TSR 2,6

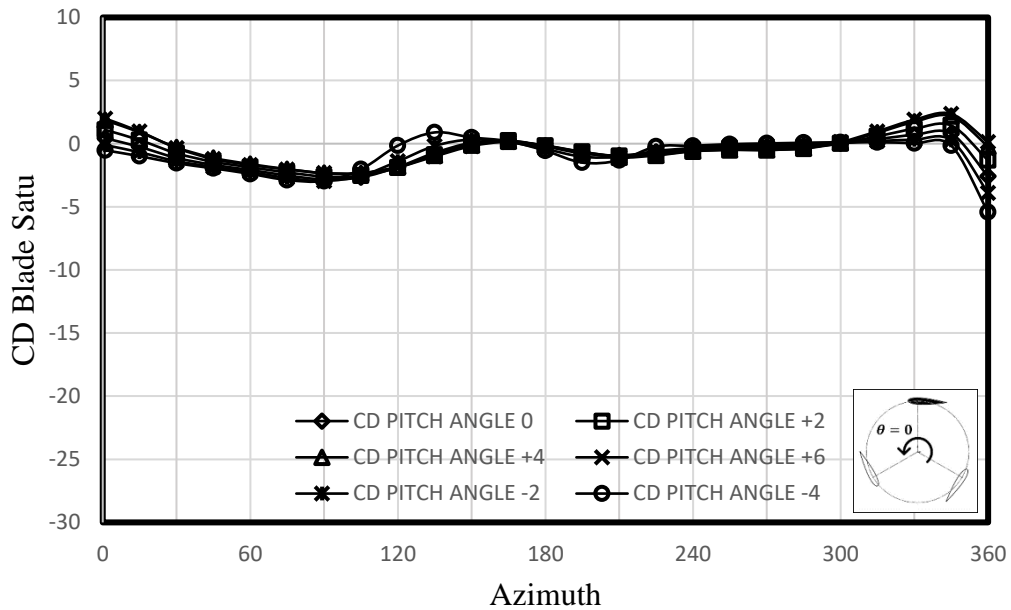
Sama seperti grafik  $C_L$  pada TSR 2,2, grafik  $C_L$  diatas juga diambil selama satu putaran dari sudut *azimuth*  $0^\circ$  -  $360^\circ$  untuk semua sudut *pitch*. Dapat diamati bahwa grafik *coefficient of lift* dari *blade* satu mempunyai tren yang cukup fluktuatif dan mempunyai nilai yang berbeda-beda pada setiap sudut *azimuth*. Nilai  $C_L$  pada TSR 2,6 terbesar berada pada *blade* satu dengan sudut *pitch*  $-4^\circ$  yaitu sebesar 19,04 pada posisi sudut *azimuth*  $360^\circ$ . Sedangkan, nilai  $C_L$  terkecil berada pada *blade* satu turbin tanpa sudut *pitch* dengan nilai hampir mendekati nol pada posisi sudut *azimuth*  $270^\circ$ .

Berdasarkan hasil analisis *coefficient of lift* pada TSR 2,6, pada turbin tanpa sudut *pitch* dengan sudut *pitch*  $0^\circ$  mempunyai nilai  $C_L$  tertinggi sebesar 7,05 pada posisi sudut *azimuth*  $360^\circ$ . Sedangkan nilai  $C_L$  tertinggi untuk dengan sudut *pitch*  $+2^\circ$  adalah sebesar 3,73 pada sudut *azimuth*  $345^\circ$  dan nilai  $C_L$  terendah 0.01 pada posisi sudut *azimuth*  $270^\circ$ . Selanjutnya pada sudut *pitch* yang lebih tinggi yaitu  $+4^\circ$  mempunyai nilai  $C_L$  tertinggi sebesar 5,24 pada posisi sudut *azimuth*  $345^\circ$  dan nilai  $C_L$  terendah 0.04 pada posisi sudut *azimuth*  $270^\circ$ . Untuk sudut *pitch*  $+6$  nilai  $C_L$  tertinggi adalah sebesar 5,16 pada posisi sudut *azimuth*  $345^\circ$  dan nilai  $C_L$  terendah adalah 0.02 pada posisi sudut *azimuth*  $105^\circ$ .

Analisis nilai  $C_L$  pada TSR 2,6 selanjutnya akan dilakukan pada sudut *pitch* bernilai negatif. Sudut *pitch* pertama yang akan dianalisis adalah sudut *pitch*  $-2^\circ$  didapatkan nilai  $C_L$  tertinggi 12,06 pada posisi sudut *azimuth*  $360^\circ$  dan nilai  $C_L$  terendah 0,004 pada posisi sudut *azimuth*  $270^\circ$ . Selanjutnya, pada sudut  $-4^\circ$  didapatkan nilai  $C_L$  terendah 0.001 pada posisi sudut *azimuth*  $270^\circ$ .

Selanjutnya analisis akan dilakukan pada data *coefficient of drag* yang dapat dihasilkan oleh *blade* satu. Hal tersebut dikarenakan nilai *coefficient of lift* dan *coefficient of drag*

merupakan parameter yang saling berpengaruh. Nilai *coefficient of drag* yang dihasilkan turbin darrieus dari setiap sudut *pitch* akan dijabarkan pada gambar 4.10 sebagai berikut:



Gambar 4.10 *Coefficient of Drag* ( $C_D$ ) pada *Blade* Satu dengan TSR 2.6

Sama seperti grafik  $C_L$ , grafik  $C_D$  diatas juga diambil selama satu putaran dari sudut *azimuth*  $0^\circ - 360^\circ$  untuk semua sudut *pitch*. Dapat dilihat bahwa dalam satu putaran grafik *coefficient of drag* dari *blade* satu mempunyai tren yang cukup fluktuatif sama seperti grafik *coefficient of lift* yang menandakan bahwa nilai  $C_D$  akan selalu berbeda pada setiap sudut *azimuth*. Berdasarkan grafik diatas dapat diamati bahwa nilai  $C_D$  terbesar berada pada *blade* satu dengan sudut *pitch*  $-4^\circ$  yaitu sebesar 5,42 pada posisi sudut *azimuth* sebesar  $360^\circ$ . Sedangkan, nilai  $C_D$  terkecil juga berada pada *blade* satu dengan sudut *pitch*  $-4^\circ$  yaitu sebesar 0,02 pada posisi sudut *azimuth* sebesar  $270^\circ$ .

Berdasarkan grafik tersebut akan dianalisis nilai  $C_D$  yang dapat dihasilkan oleh *Blade* satu sehingga dapat diketahui nilai maksimum dan nilai minimumnya. Pada turbin tanpa sudut *pitch* tanpa sudut *pitch* mempunyai nilai  $C_D$  maksimum pada sudut *azimuth*  $90^\circ$  dengan nilai 2,83 sedangkan nilai  $C_D$  minimum pada sudut *azimuth*  $300^\circ$  dengan nilai 0,02. Analisis juga dilakukan pada turbin dengan sudut *pitch*  $+2^\circ$  dengan nilai  $C_D$  maksimum pada sudut *azimuth*  $90^\circ$  sedangkan nilai  $C_D$  minimum 0,02 berada pada sudut *azimuth*  $300^\circ$ . Sedangkan untuk sudut *pitch*  $+4^\circ$ , mempunyai nilai  $C_D$  maksimum pada sudut *azimuth*  $105^\circ$  sebesar 2,34 dan mempunyai nilai  $C_D$  minimum pada sudut *azimuth*  $300^\circ$  sebesar 0,06. Selanjutnya untuk analisis pada sudut *pitch* terbesar yaitu  $+6^\circ$ , yang mana pada sudut *pitch* tersebut mempunyai nilai  $C_D$  maksimum sebesar 2,36 pada sudut *azimuth*  $345^\circ$ .

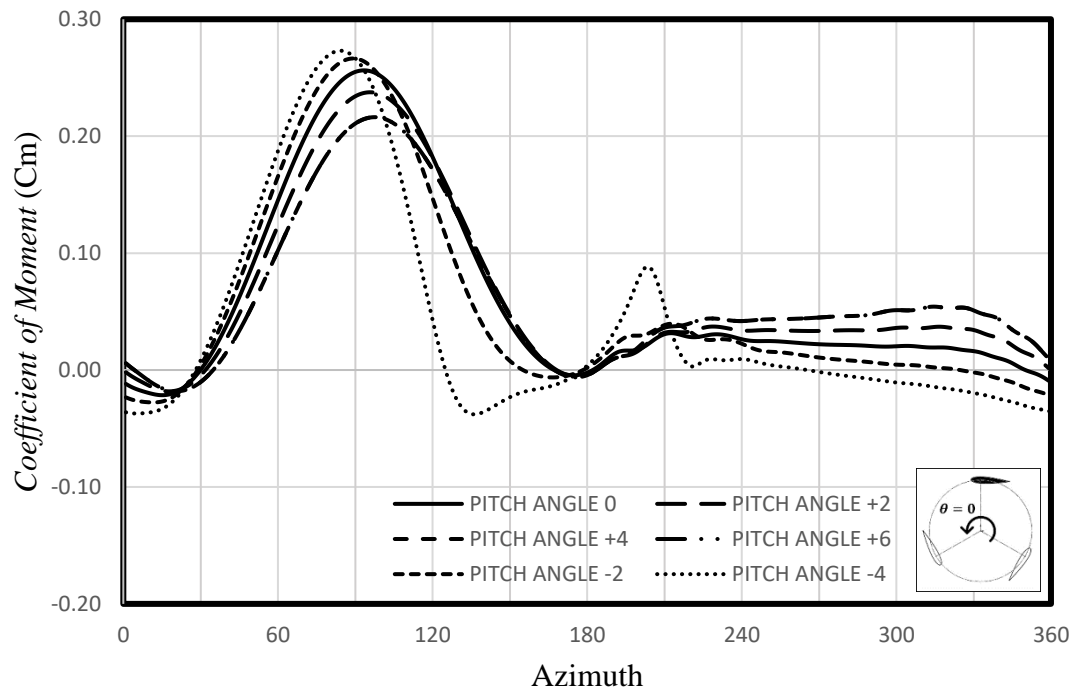
Selanjutnya untuk analisis pada sudut *pitch* negatif yaitu pada sudut *pitch*  $-2^\circ$  dan  $-4^\circ$  didapatkan hasil nilai  $C_D$  yang tentunya berbeda. Pada sudut *pitch*  $-2^\circ$  didapatkan nilai  $C_D$  maksimum pada sudut *azimuth*  $90^\circ$  sebesar 2,96 dan nilai  $C_D$  minimum pada sudut *azimuth*  $300^\circ$  sebesar 0,05. Sedangkan pada sudut *azimuth*  $-4^\circ$  didapatkan nilai  $C_D$  minimum pada sudut *azimuth*  $270^\circ$  dengan nilai 0,02.

Berdasarkan hasil perbandingan nilai  $C_L$  dan  $C_D$  pada TSR 2,2 serta nilai  $C_L$  dan  $C_D$  pada TSR 2,6, dapat dilihat bahwa terdapat perbedaan nilai  $C_L$  dan  $C_D$  yang cukup signifikan. Hal tersebut terjadi karena adanya perbedaan TSR pada posisi sudut *azimuth* tertentu yang nantinya akan berpengaruh terhadap nilai *angle of attack*. Adanya perbedaan nilai *angle of attack*

tersebutlah yang nantinya akan berpengaruh pada besarnya gaya *lift* dan gaya *drag* yang dihasilkan *blade* satu.

#### 4.2.2 Coefficient of Moment pada TSR 2.6

Selain analisis pada *coefficient of lift* dan *coefficient of drag*, analisis mengenai *coefficient of moment* pada TSR 2,6 juga perlu dilakukan guna mengetahui nilai momen yang dihasilkan oleh rotor turbin. Gambar 4.11 dibawah ini merupakan grafik *coefficient of moment* ( $C_m$ ) yang dihasilkan oleh *blade* satu pada TSR 2,6.



Gambar 4.11 Coefficient of Moment ( $C_m$ ) pada Blade Satu dengan TSR 2.6

Seperti pada grafik  $C_m$  *blade* satu TSR 2,2, grafik pada gambar diatas juga diambil selama satu putaran sudut *azimuth*  $0^\circ - 360^\circ$ . Grafik seperti gambar diatas memiliki tren yang fluktuatif untuk semua sudut *pitch*. Momen maksimum yang dihasilkan pada setiap sudut *pitch* juga berada pada sudut *azimuth* yang berbeda-beda. Oleh karena itu terlihat bahwa adanya pergeseran puncak grafik pada semua sudut *pitch*.

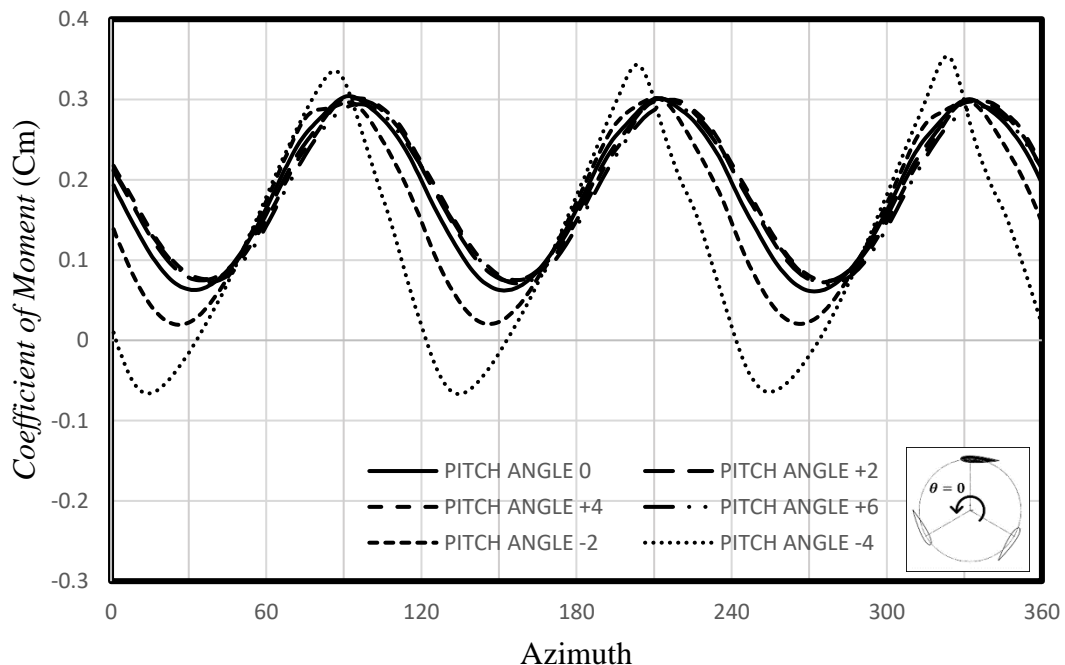
Grafik pada gambar tersebut telah memberikan informasi mengenai nilai  $C_m$  untuk setiap sudut *pitch*. Sehingga, perlu dilakukan analisis mengenai nilai  $C_m$  yang telah berhasil diplot dengan cara mencari rata-rata nilai  $C_m$  pada *blade* satu. Untuk turbin tanpa sudut *pitch* mempunyai rata-rata  $C_m$  *blade* satu sebesar 0,060, sedangkan untuk sudut *pitch*  $+2^\circ$  mempunyai nilai rata-rata  $C_m$  *blade* satu sebesar 0,0621. Selanjutnya untuk sudut *pitch*  $+4^\circ$  mempunyai nilai rata-rata  $C_m$  *blade* satu sebesar 0,0623. Berikutnya yang akan dibandingkan adalah sudut *pitch*  $+6^\circ$  yaitu dengan nilai  $C_m$  sebesar 0,0622.

Analisis juga akan dilakukan pada sudut *pitch* negatif yaitu  $-2^\circ$  dan  $-4^\circ$ . Pada sudut *pitch*  $-2^\circ$  didapatkan rata-rata nilai  $C_m$  *blade* satu sebesar 0,054, sedangkan untuk sudut *pitch*  $-4^\circ$  didapatkan rata-rata nilai  $C_m$  *blade* satu sebesar 0,039. Berdasarkan hasil analisis diatas dapat diambil kesimpulan bahwa sudut *pitch*  $+4^\circ$  mempunyai rata-rata nilai  $C_m$  *blade* satu terbesar apabila dibandingkan dengan sudut *pitch* yang lain. Sedangkan untuk sudut *pitch* dengan nilai rata-rata  $C_m$  *blade* satu terkecil adalah pada sudut *pitch*  $-4^\circ$ .

Adanya fluktuasi yang terjadi pada grafik  $C_m$  *blade* satu tersebut dikarenakan adanya pengaruh fenomena fluida seperti yang telah dijelaskan sebelumnya pada gambar 4.3. Terlihat

bahwa grafik mulai turun dengan nilai hampir mendekati nol atau berada pada nilai negatif pada *azimuth*  $0^\circ - 30^\circ$ . Setelah melewati sudut *azimuth*  $30^\circ$ , grafik kembali naik sampai pada titik maksimum yaitu pada sudut *azimuth* antara  $87^\circ$  dan  $103^\circ$ , yang mana untuk setiap sudut *pitch* mempunyai titik maksimum yang berbeda beda terhadap sudut *azimuth*. Setelah mencapai titik maksimum, grafik akan turun sampai pada sudut *azimuth* tertentu yaitu pada sudut  $137^\circ$  untuk sudut *pitch*  $-4^\circ$  dan sekitar sudut  $170^\circ$  untuk sudut *pitch* yang lain. Selanjutnya grafik akan kembali naik sampai pada sudut *azimuth*  $210^\circ$  untuk semua sudut *pitch*, kecuali pada sudut *pitch*  $-4^\circ$  yang mana grafik mengalami kenaikan yang cukup signifikan sampai pada sudut *azimuth*  $206^\circ$  dan kembali turun sampai pada sudut *azimuth*  $223^\circ$ . Untuk grafik sudut *pitch*  $0^\circ, +2^\circ, +4^\circ$ , dan  $+6^\circ$  setelah melewati sudut *azimuth*  $210^\circ$ , grafik cenderung stabil sampai pada sudut *azimuth*  $330^\circ$  dan setelah itu grafik kembali turun sampai sudut *azimuth*  $360^\circ$ . Sedangkan untuk sudut *pitch*  $-2^\circ$  dan  $-4^\circ$  grafik cenderung mengalami penurunan namun tidak signifikan sampai pada sudut *azimuth*  $360^\circ$ .

Selain analisis pada grafik  $C_m$  blade satu, analisis juga akan dilakukan pada grafik  $C_m$  total. Gambar 4.12 dibawah ini menunjukkan grafik  $C_m$  total yang dapat dihasilkan oleh rotor turbin pada TSR 2,6:



Gambar 4.12 *Coefficient of Moment ( $C_m$ ) Total dengan TSR 2.6*

Grafik pada gambar diatas menunjukkan bahwa adanya penurunan nilai  $C_m$  pada sudut *azimuth* antara  $0^\circ$  dan  $45^\circ$ . Tetapi kemudian nilai  $C_m$  mulai mengalami peningkatan sampai titik maksimum pada sudut *azimuth* tertentu. Hal tersebut dikarenakan setiap *pitch angle* mempunyai titik maksimum terhadap sudut *azimuth* yang berbeda beda, yaitu antara sudut *azimuth*  $88^\circ$  dan  $95^\circ$ . Setelah melewati sudut *azimuth* untuk nilai maksimum,  $C_m$  total akan kembali turun sampai pada sudut *azimuth* antara  $135^\circ$  dan  $165^\circ$ . Siklus grafik  $C_m$  total yang cukup fluktuatif tersebut akan terus berulang setiap  $120^\circ$  sampai satu putaran penuh.

Analisis yang perlu dilakukan selanjutnya adalah analisis mengenai nilai rata-rata  $C_m$  total yang dapat dihasilkan rotor turbin. Pada turbin tanpa sudut *pitch* didapatkan nilai rata-rata  $C_m$  total sebesar 0,181. Sedangkan, pada sudut *pitch*  $+2^\circ$  didapatkan rata-rata nilai  $C_m$  total adalah sebesar 0,186 dan pada sudut *pitch*  $+4^\circ$  sebesar 0,187. Selanjutnya pada sudut *pitch*  $+6^\circ$

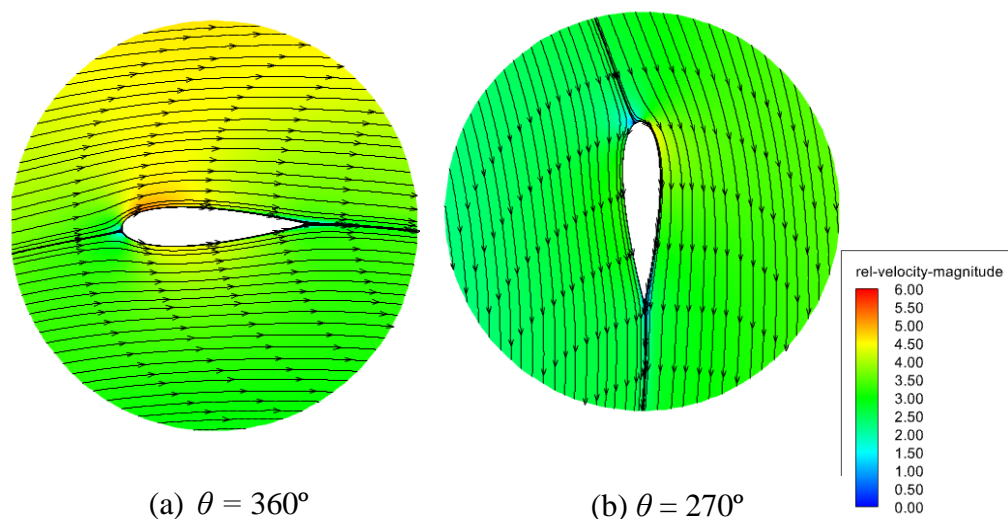


didapatkan nilai rata-rata  $C_m$  0,181, yang mana nilai tersebut hampir sama dengan nilai rata-rata  $C_m$  pada turbin tanpa sudut *pitch*.

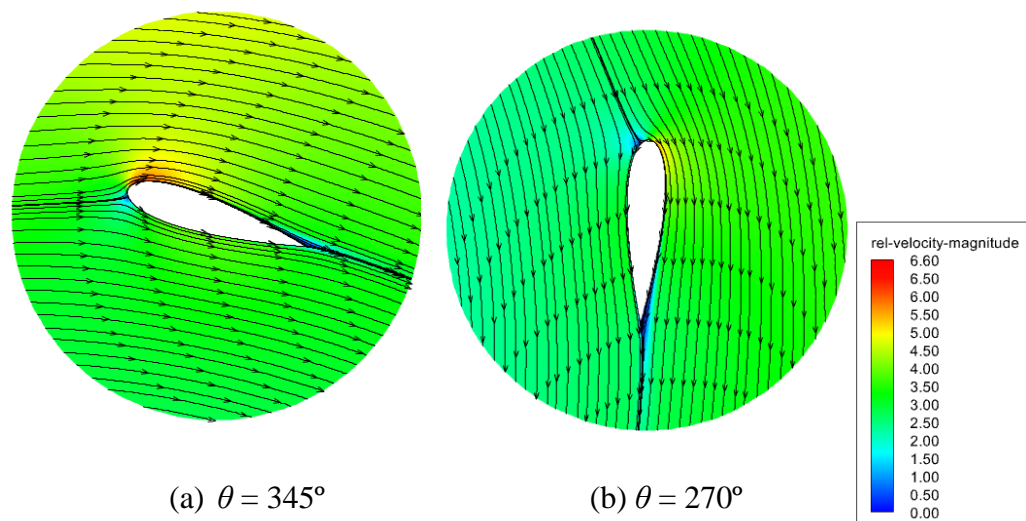
Analisis selanjutnya akan dilakukan pada sudut *pitch* negatif yaitu  $-2^\circ$  dan  $-4^\circ$ . Rata-rata nilai  $C_m$  total yang dihasilkan pada sudut *pitch*  $-2^\circ$  adalah sebesar 0,160 sedangkan untuk sudut *pitch*  $-4^\circ$  didapatkan nilai sebesar 0,119. Kedua data tersebut menunjukkan bahwa nilai rata-rata  $C_m$  total yang dihasilkan sudut *pitch* negatif masih berada dibawah nilai rata-rata  $C_m$  total pada turbin tanpa sudut *pitch*. Oleh karena itu, dapat disimpulkan bahwa sudut *pitch* negatif belum bisa meningkatkan nilai  $C_m$  total turbin. Sedangkan pada sudut *pitch* positif, didapatkan bahwa sudut *pitch* tersebut berhasil meningkatkan nilai rata-rata  $C_m$  total dengan terbaiknya pada sudut *pitch*  $+4^\circ$ .

#### 4.2.3 Analisis Kontur Kecepatan

Analisis pada kontur kecepatan relatif juga penting dilakukan untuk mendapatkan data kualitatif, yang mana data kontur kecepatan relatif tersebut diambil pada *time step* ke-3600 atau pada *flowtime* 22,29 detik. Gambar 4.13 dibawah ini merupakan gambar kontur kecepatan relatif aliran fluida disekitar *blade* satu pada turbin tanpa sudut *pitch* untuk sudut *azimuth*  $360^\circ$  dan  $270^\circ$ . Sedangkan, untuk gambar 4.14 menunjukkan kontur kecepatan relatif di sekitar *blade* satu turbin dengan sudut *pitch*  $+4^\circ$  untuk sudut *azimuth*  $345^\circ$  dan  $270^\circ$ .



Gambar 4.13 Kontur Kecepatan Relatif *Instantaneous* Sekitar *Blade* pada Turbin Tanpa Sudut *Pitch* pada Sudut *Azimuth*  $360^\circ$  dan  $270^\circ$



Gambar 4.14 Kontur Kecepatan Relatif *Instantaneous* Sekitar *Blade* pada Turbin dengan Sudut *Pitch*  $+4^\circ$  pada Sudut *Azimuth*  $345^\circ$  dan  $270^\circ$

Gambar 4.13 diatas menunjukkan bahwa terdapat perbedaan distribusi kecepatan pada kedua sudut *azimuth* tersebut. Analisis fenomena fluida yang terjadi di kontur kecepatan relatif sekitar *blade* satu pada TSR 2,6 mempunyai konsep yang sama dengan analisis fenomena fluida yang terjadi di kontur kecepatan relatif sekitar *blade* satu pada TSR 2,2. Dalam analisis tersebut lebih ditekankan pada kecepatan aliran yang berada pada bagian dalam luar *blade* sehingga akan menyebabkan perbedaan tekanan antara kedua bagian tersebut. Adanya perbedaan tekanan tersebutlah yang akan menentukan besaran gaya *lift* yang dihasilkan oleh *blade* pada sudut *azimuth* tertentu.

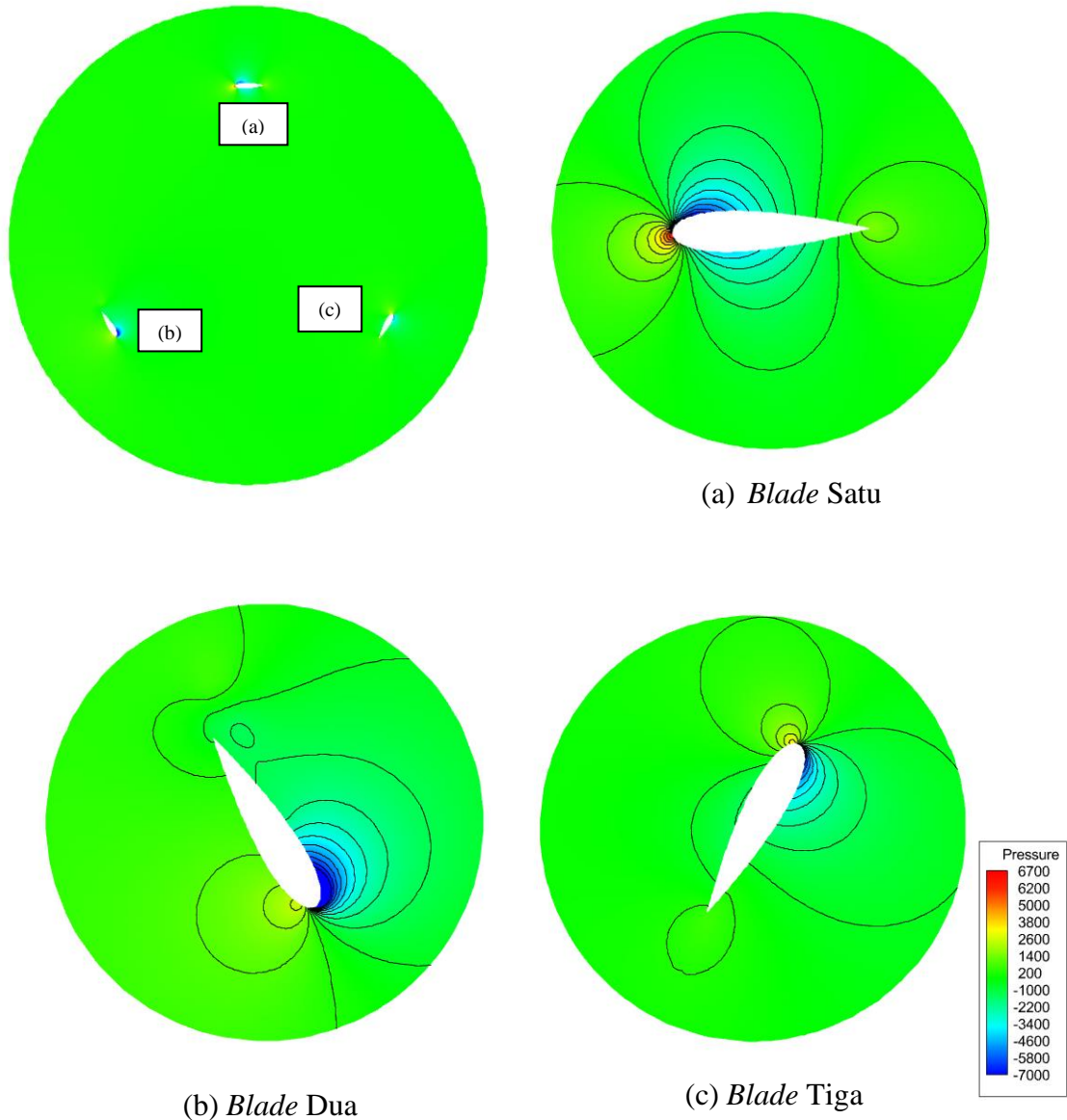
Gambar 4.13 (a) merupakan bentuk kontur kecepatan yang berada disekitar *blade* satu pada sudut *azimuth*  $360^\circ$  turbin tanpa sudut *pitch*. Kontur kecepatan pada sudut *azimuth*  $360^\circ$  menghasilkan gaya *lift* yang paling besar pada satu putaran turbin. Hal tersebut dikarenakan adanya perbedaan kecepatan aliran yang cukup besar antara bagian dalam dan luar *blade*. Adanya perbedaan kecepatan itulah yang akan menghasilkan perbedaan tekanan dan menghasilkan gaya *lift*. Sedangkan pada kontur kecepatan pada sudut *azimuth*  $270^\circ$  mempunyai hasil yang berkebalikan yaitu menghasilkan nilai *lift* yang paling kecil pada satu putaran turbin, ditunjukkan pada gambar 4.13 (b). Hal tersebut dikarenakan perbedaan kecepatan yang terjadi antara bagian dalam dan luar *blade* cukup kecil sehingga perbedaan tekanan yang dihasilkanpun cukup kecil juga. Hal tersebutlah yang menyebabkan pada sudut *azimuth*  $270^\circ$  dihasilkan gaya *lift* yang relatif kecil.

Sedangkan pada sudut *pitch*  $+4^\circ$ , ditunjukkan bahwa *blade* satu pada sudut *azimuth*  $345^\circ$  dapat menghasilkan gaya *lift* yang relatif besar, ditunjukkan pada gambar 4.14 (a). Sama seperti pada turbin tanpa sudut *pitch*, munculnya gaya *lift* pada *blade* tersebut tidak lepas dari pengaruh kecepatan aliran yang berada pada bagian dalam dan luar *blade*. Semakin besar kecepatan aliran, maka tekanan yang dihasilkanpun akan semakin kecil begitu juga sebaliknya. Oleh karena itu, adanya perbedaan warna kontur yang cukup signifikan antara bagian dalam dan luar *blade* menunjukkan perbedaan kecepatan yang cukup signifikan juga sehingga dapat dihasilkan perbedaan tekanan yang signifikan juga. Hal tersebutlah yang menyebabkan pada sudut *azimuth*  $345^\circ$  dapat menghasilkan gaya *lift* yang relatif besar. Pada gambar 4.14 (b) dengan sudut *azimuth*  $270^\circ$ , terlihat juga bahwa adanya perbedaan warna yang tidak cukup signifikan, sehingga perbedaan kecepatan yang dihasilkanpun tidak cukup besar. Oleh karena itu dapat

disimpulkan bahwa pada sudut *azimuth* 270° perbedaan tekanan yang dihasilkanpun relatif kecil dan menyebabkan gaya *lift* yang dihasilkanpun kecil.

#### 4.2.4 Analisis Kontur Tekanan

Analisis selanjutnya yang perlu dilakukan adalah analisis pada kontur tekanan untuk memperoleh data kualitatif rotor turbin dengan TSR 2,6. Pada gambar 4.15 dibawah ini merupakan kontur tekanan di rotor turbin tanpa sudut *pitch* pada sudut *azimuth* 360°.

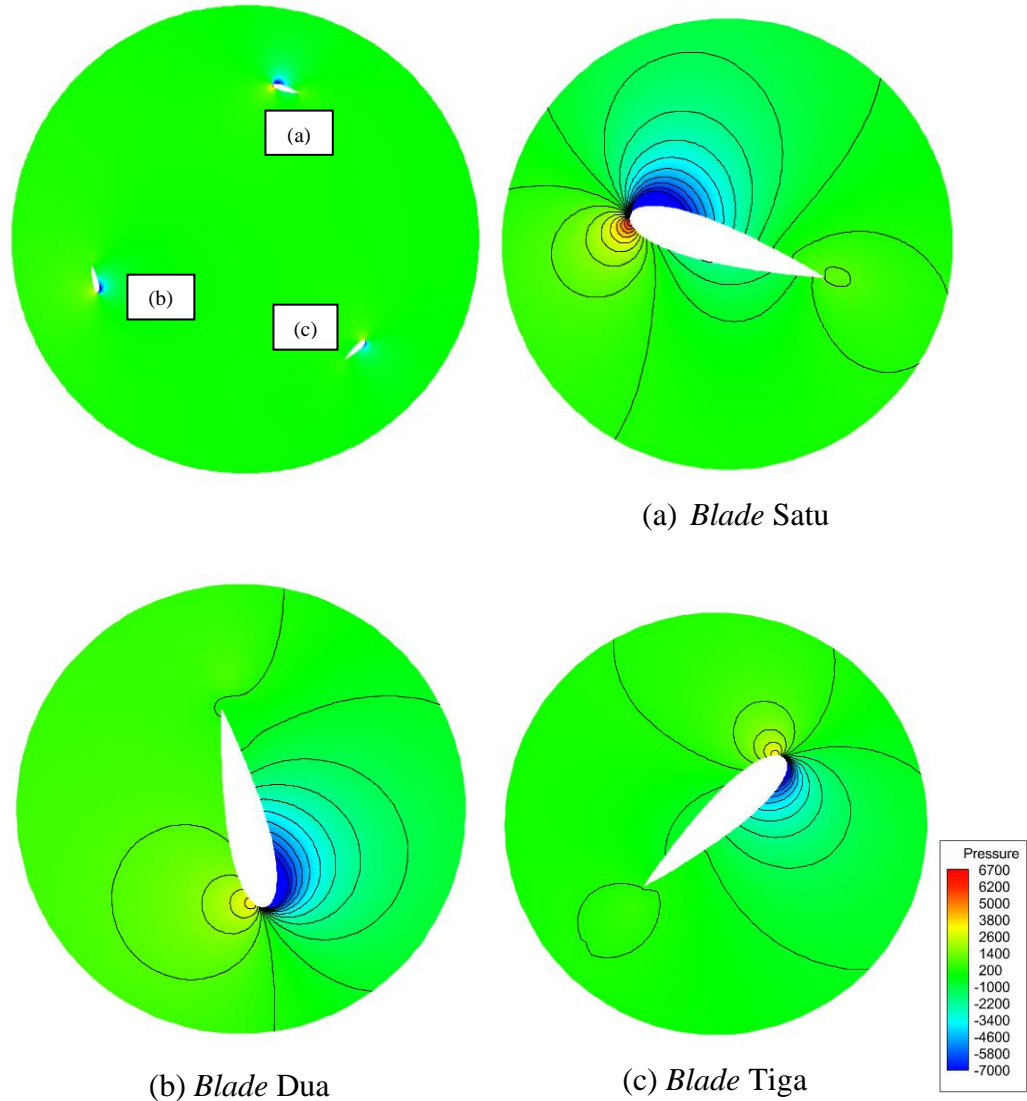


Gambar 4.15 Kontur Tekanan *Instantaneous* di Rotor Turbin Tanpa Sudut *Pitch* pada Sudut *Azimuth* 360°: (a) *Blade* Satu; (b) *Blade* Dua; (c) *Blade* Tiga

Analisis fenomena fluida yang terjadi di kontur tekanan sekitar *blade* satu pada TSR 2,6 mempunyai konsep yang sama dengan analisis fenomena fluida yang terjadi di kontur tekanan sekitar *blade* satu pada TSR 2,2. Gambar 4.15 (a) menunjukkan distribusi tekanan yang terjadi di sekitar *blade* satu. Terlihat bahwa adanya perbedaan tekanan yang cukup besar antara bagian dalam dan luar *blade* yang membuat *blade* satu pada posisi sudut *azimuth* tersebut menghasilkan gaya *lift* yang paling besar. Selanjutnya untuk gambar 4.15 (b) menunjukkan

distribusi tekanan yang terjadi di sekitar *blade* dua. Pada *blade* tersebut terlihat bahwa perbedaan tekanan yang dihasilkan juga cukup besar. Hal tersebut terlihat dari adanya perbedaan warna kontur antara bagian dalam dan luar *blade*, sehingga gaya *lift* yang dihasilkanpun cenderung besar. Sedangkan pada gambar 4.15 (c) dapat dilihat bahwa perbedaan tekanan yang terjadi relatif lebih kecil apabila dibandingkan dengan pada *blade* satu dan dua. Oleh karena itu, gaya *lift* yang dihasilkanpun relatif lebih kecil.

Analisis selanjutnya adalah analisa fenomena kontur tekanan pada turbin dengan sudut *pitch*  $+4^\circ$ . Seperti yang terlihat pada gambar 4.16 untuk turbin sudut *pitch*  $+4^\circ$  pada sudut *azimuth*  $345^\circ$  dibawah ini:



Gambar 4.16 Kontur Tekanan *Instantaneous* di Rotor Turbin dengan Sudut *Pitch*  $+4^\circ$  pada Sudut *Azimuth*  $345^\circ$ : (a) *Blade* Satu; (b) *Blade* Dua; (c) *Blade* Tiga

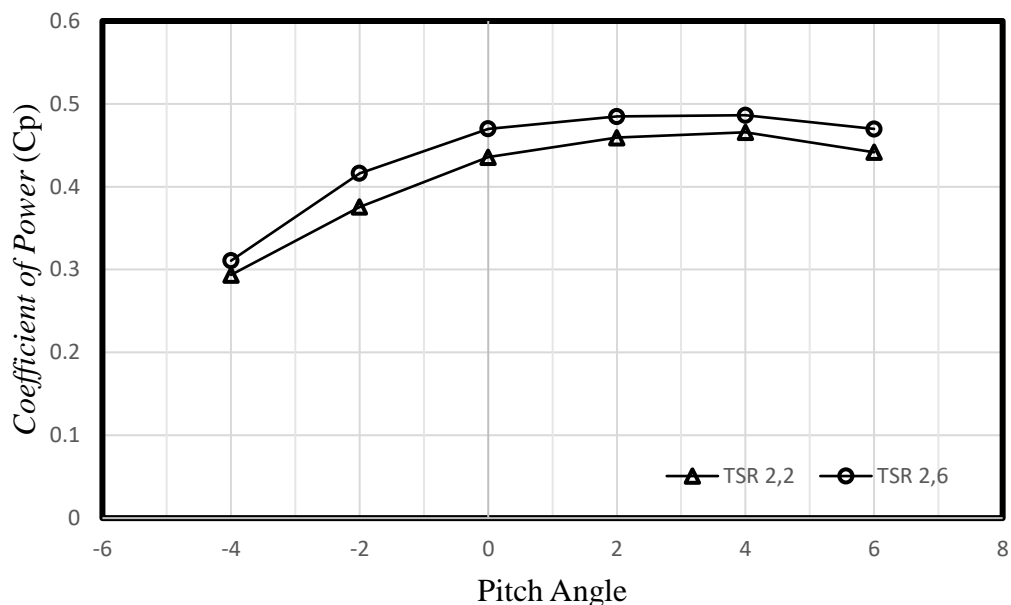
Berdasarkan gambar 4.16 (a) diatas, kontur tekanan dari *blade* satu turbin darrieus dengan sudut *pitch*  $+4^\circ$  pada sudut *azimuth*  $345^\circ$  mempunyai distribusi tekanan yang berbeda antara bagian dalam dan luar *blade*. Pada sudut *azimuth* tersebut terlihat bahwa adanya perbedaan tekanan yang cukup besar antara bagian dalam dan luar *blade* satu, sehingga gaya *lift* yang dihasilkan akan relative besar. Sama seperti pada *blade* satu, pada *blade* dua juga terlihat

fenomena kontur tekanan dengan perbedaan tekanan yang cukup signifikan seperti yang ditunjukkan dalam gambar 4.16 (b). Oleh karena itu, pada *blade* duapun juga menghasilkan gaya *lift* yang cukup besar. Sedangkan pada *blade* tiga dapat diamati bahwa perbedaan tekanan yang terjadi relatif lebih kecil. Hal tersebut terlihat dari warna kontur antara bagian luar dan dalam *blade* yang relatif sama, sehingga gaya *lift* yang dihasilkanpun akan lebih kecil.

Berdasarkan hasil analisis nilai rata-rata  $C_m$  total, pada sudut *azimuth*  $345^\circ$  mempunyai nilai  $C_m$  total yang cukup optimal yaitu sebesar 0,286. Sama seperti pada TSR 2,2 sudut *azimuth*  $345^\circ$  yang telah dianalisis sebelumnya, hal tersebut terjadi karena pada TSR 2,6 sudut *azimuth*  $345^\circ$  *blade* satu dan dua dapat menghasilkan gaya *lift* yang cukup besar, disusul dengan gaya *lift* pada *blade* tiga. Dengan besarnya gaya *lift* yang dihasilkan oleh masing-masing *blade*, *coefficient of moment* setiap *blade* yang dihasilkanpun juga akan bertambah besar sehingga akan menghasilkan *coefficient of moment* total yang optimal juga.

### 4.3 Analisis Coefficient of Power

*Coefficient of Power* ( $C_P$ ) merupakan salah satu parameter yang dapat digunakan untuk mengukur kinerja dari turbin dengan menggunakan prinsip konversi energi. Dengan melakukan analisis pada nilai  $C_P$ , maka dapat diketahui berapa besar energi air yang dapat diekstraksi dari energi kinetik air yang melalui penampang rotor menjadi suatu keluaran daya. Gambar 4.17 dibawah ini merupakan grafik  $C_P$  yang berhasil dihasilkan oleh rotor turbin Darrieus pada TSR 2,2 dan 2,6.



Gambar 4.17 Grafik *Coefficient of Power* ( $C_P$ ) Turbin Darrieus terhadap Sudut *Pitch* pada TSR 2,2 dan 2,6

Berdasarkan gambar diatas dapat dilihat bahwa terdapat perbedaan nilai  $C_P$  yang cukup signifikan antara turbin tanpa sudut *pitch* atau tanpa sudut *pitch* dengan turbin yang telah ditambahkan sudut *pitch*. Pada TSR 2,2 dapat dilihat bahwa dengan penambahan sudut *pitch* positif, nilai  $C_P$  berhasil ditingkatkan. Pada turbin tanpa sudut *pitch*, didapatkan nilai  $C_P$  sebesar 0,436, sedangkan pada sudut *pitch*  $+2^\circ$  didapatkan hasil yang lebih tinggi yaitu sebesar 0,459. Selain itu, pada sudut *pitch* yang lain yaitu pada sudut *pitch*  $+4^\circ$  didapatkan nilai  $C_P$  sebesar 0,466 dan pada sudut *pitch*  $+6^\circ$  sebesar 0,442. Selanjutnya pada sudut *pitch* negatif yaitu pada sudut *pitch*  $-2^\circ$  dan  $-4^\circ$ , didapatkan hasil bahwa pada sudut *pitch*  $-2^\circ$  nilai  $C_P$  yang dihasilkan masih berada dibawah turbin tanpa sudut *pitch* yaitu sebesar 0,376. Sama seperti pada turbin

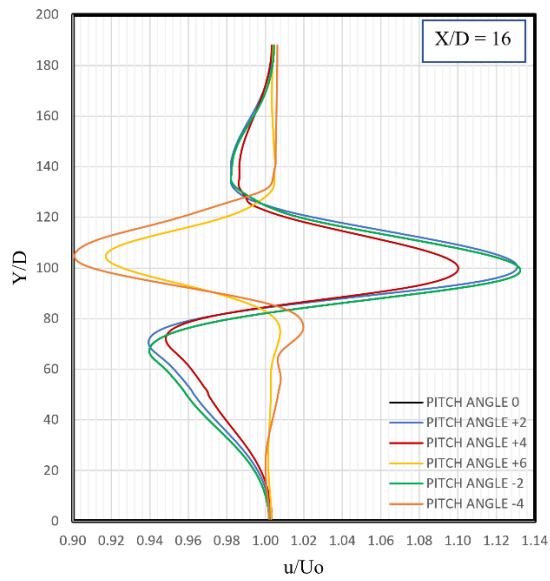
dengan sudut *pitch*  $-2^\circ$ , sudut *pitch*  $-4^\circ$  juga mempunyai nilai  $C_P$  yang masih dibawah oleh turbin tanpa sudut *pitch* yaitu sebesar 0,294.

Analisis akan dilanjutkan pada TSR 2,6, yang mana TSR tersebut mempunyai nilai tren yang berada di atas TSR 2,2 yang menandakan bahwa TSR 2,6 dapat menghasilkan nilai  $C_P$  yang lebih baik. Pada turbin tanpa sudut *pitch* didapatkan nilai  $C_P$  sebesar 0,469, sedangkan pada turbin dengan sudut *pitch*  $+2^\circ$  didapatkan nilai  $C_P$  sebesar 0,485. Selanjutnya pada sudut *pitch*  $+4^\circ$  didapatkan hasil nilai  $C_P$  sebesar 0,486 dan pada sudut *pitch*  $+6^\circ$  adalah sebesar 0,469. Sama seperti analisis pada TSR 2,2, analisis TSR 2,6 juga akan membandingkan penambahan untuk sudut *pitch* negatif yaitu  $-2^\circ$  dan  $-4^\circ$  dengan masing-masing berhasil memperoleh nilai  $C_P$  sebesar 0,416 dan 0,311.

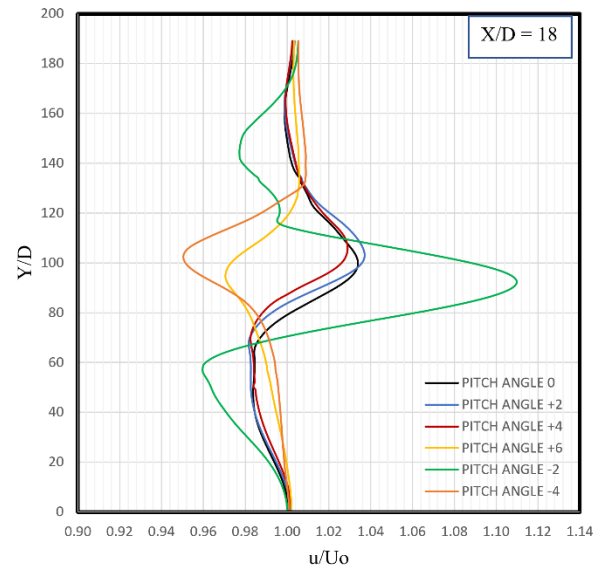
Berdasarkan analisis diatas dapat disimpulkan bahwa dengan adanya sudut *pitch* pada *blade* akan mempengaruhi nilai  $C_P$  yang dihasilkan. pada sudut *pitch* positif terlihat bahwa nilai  $C_P$  cenderung naik. Sedangkan pada sudut *pitch* negatif terlihat bahwa nilai  $C_P$  cenderung turun apabila dibandingkan dengan turbin tanpa sudut *pitch*. Selain itu, hasil analisis diatas menunjukkan bahwa turbin dengan sudut *pitch*  $+4^\circ$  mempunyai nilai  $C_P$  yang paling tinggi apabila dibandingkan dengan sudut *pitch* yang lain. Berdasarkan hasil perhitungan, turbin dengan sudut *pitch*  $+4^\circ$  berhasil menaikkan nilai  $C_P$  sebesar 6,88% terhadap turbin tanpa sudut *pitch* pada TSR 2,2 dan sebesar 3,49% pada TSR 2,6.

#### **4.4 Analisis Panjang Wake**

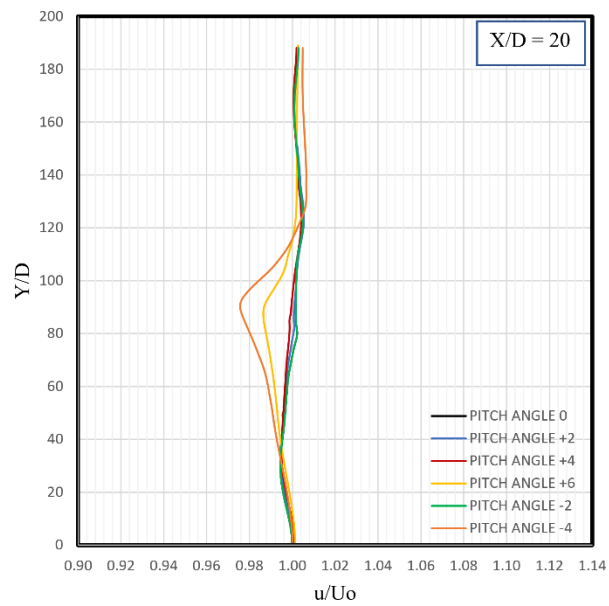
*Wake* merupakan salah satu contoh fenomena fluida yang terjadi akibat turbin yang berputar. Munculnya *wake* pada turbin disebabkan karena adanya perubahan energi air yang dilakukan oleh turbin sehingga terjadi reduksi energi dan momentum yang dimiliki oleh air. Reduksi energi ini yang mengakibatkan penurunan kecepatan air. Perubahan kecepatan pada daerah *wake* dapat dengan jelas teramati dari profil kecepatan aliran pada daerah *wake*. Gambar 4.18 dibawah ini merupakan grafik profil kecepatan aliran pada TSR 2,2 yang diambil pada tiga titik X/D untuk mendapatkan posisi dimana *wake* telah mengalami *recovery*. Sama seperti TSR 2,2, pada TSR 2,6 profil kecepatan aliran juga diambil pada tiga titik X/D untuk mencari posisi *wake* telah mengalami *recovery* dan dapat diamati pada gambar 4.19. Data *wake recovery* diambil pada saat *time step* ke-3600 atau akhir putaran ke-10. Yang mana pada TSR 2,2 digunakan *flowtime* 21,94 detik dan pada TSR 2,6 digunakan *flowtime* 22,29 detik.



(a)

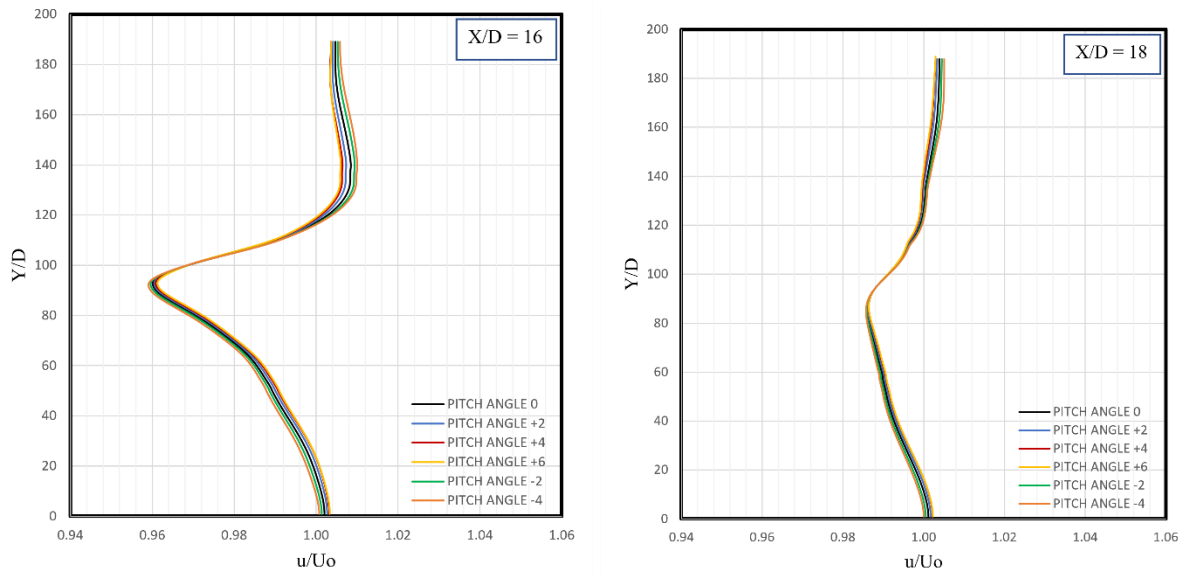


(b)



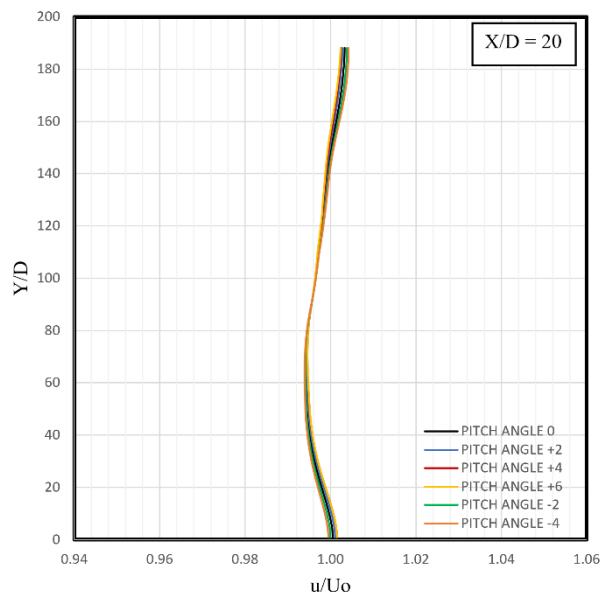
(c)

Gambar 4.18 Grafik Profil Kecepatan *Instantaneous* Aliran TSR 2,2 pada Titik: (a) X/D =16; (b) X/D=18; (c) X/D=20



(a)

(b)



(c)

Gambar 4.19 Grafik Profil Kecepatan *Instantaneous* Aliran TSR 2,6 pada Titik: (a) X/D =16; (b) X/D=18; (c) X/D=20

Grafik diatas menunjukkan adanya fluktuasi kecepatan yang terjadi pada beberapa titik X/D pada daerah terjadinya *wake*. Berdasarkan grafik profil kecepatan diatas, akan diketahui jarak dimana *wake* yang terjadi pada daerah *downstream* turbin sudah mulai mengalami *recovery*. Mulai terbentuknya fenomena *wake recovery* diindikasikan apabila terjadi pertukaran momentum dan energi dari lingkungan luar *wake* ke daerah dalam *wake*, sehingga kecepatan yang berada di daerah dalam *wake* bisa melebur dengan daerah lingkungan luar *wake*. Gambar 4.18 (a) diatas menunjukkan profil kecepatan pada TSR 2,2 dengan jarak X/D=16 untuk semua sudut *pitch*. Berdasarkan grafik tersebut, terlihat bahwa turbin dengan sudut *pitch*  $-2^\circ$  dan turbin tanpa sudut *pitch* mempunyai fluktuasi kecepatan terbesar. Kecepatan aliran terbesar adalah



sebesar 1,47 m/s ( $u/U_0 = 1,13$ ) dan kecepatan aliran terkecil adalah sebesar 1,22 m/s ( $u/U_0 = 0,94$ ). Pada jarak  $X/D=16$ , daerah *wake* untuk setiap sudut *pitch* belum mengalami *wake recovery* diatas 95%. Untuk turbin tanpa sudut *pitch* pada jarak  $X/D=16$  masih mempunyai persentase *wake recovery* sebesar 86,75% dan pada sudut *pitch* +2° sebesar 90,00%. Sedangkan pada sudut *pitch* +4°, *wake recovery* yang tercapai adalah sebesar 86,92% dan 91,81% untuk sudut *pitch* +6°. Selanjutnya untuk sudut *pitch* -4° *wake recovery* yang tercapai adalah sebesar 90,09% dan untuk sudut *pitch* -2° adalah sebesar 86,75%.

Selanjutnya analisis akan dilanjutkan pada jarak  $X/D = 18$  seperti yang terlihat pada gambar 4.18 (b) dengan TSR 2,2. Hal tersebut dilakukan guna mencari jarak terbaik yang mana *wake recovery* sudah terjadi sepenuhnya atau mendekati 100%. Sama seperti pada grafik sebelumnya, sudut *pitch* -2° mempunyai fluktuasi kecepatan yang terbesar jika dibandingkan dengan sudut *pitch* lain pada jarak  $X/D=18$ . Berdasarkan gambar tersebut, sudut *pitch* -2° mempunyai kecepatan aliran terbesar yaitu 1,44 m/s ( $u/U_0 = 1,11$ ) dan kecepatan aliran terkecil yaitu 1,25 m/s ( $u/U_0 = 0,96$ ). Pada jarak  $X/D=18$ , setiap sudut *pitch* telah mengalami *wake recovery* diatas 95% kecuali pada sudut *pitch* -2° yaitu sebesar 89,02%. Pada turbin tanpa sudut *pitch*, daerah *wake* telah mengalami *recovery* sebesar 96,60% dan pada sudut *pitch* +2° juga telah mengalami *wake recovery* sebesar 97,11%. Untuk selanjutnya yaitu pada sudut *pitch* +4° *wake recovery* telah terjadi sebesar 96,29% dan pada sudut *pitch* +6° sebesar 97,08%. Selanjutnya pada sudut *pitch* -4°, didapatkan hasil bahwa *wake recovery* telah terjadi sebesar 95,06%. Berdasarkan analisis tersebut dapat diamati bahwa pada jarak  $X/D = 18$  *wake recovery* untuk setiap sudut *pitch* mempunyai nilai yang lebih baik apabila dibandingkan dengan jarak  $X/D=16$ .

Analisis selanjutnya akan dilakukan pada jarak  $X/D$  yang lebih jauh yaitu pada jarak  $X/D=20$  dengan TSR 2,2, seperti yang terlihat pada gambar 4.18 (c) diatas. Berdasarkan gambar tersebut dapat dilihat bahwa sebagian grafik sudut *pitch* sudah mulai tidak berfluktuasi, kecuali pada sudut *pitch* +6° dan -4° yang masih mempunyai perbedaan kecepatan. Perbedaan kecepatan terbesar berada pada sudut *pitch* -4° yaitu sebesar 1,27 m/s ( $u/U_0=0,98$ ). Berdasarkan hasil analisis, didapatkan hasil bahwa semua sudut *pitch* telah mengalami *wake recovery* yang lebih baik dengan hasil mendekati 100%. Pada turbin tanpa sudut *pitch*, *wake recovery* yang terjadi telah mencapai 99,45% dan 99,52% pada sudut *pitch* +2°. Selanjutnya pada sudut *pitch* +4° *wake recovery* yang terjadi adalah sebesar 99,45% dan pada sudut *pitch* +6° adalah sebesar 98,65. Sedangkan pada pada sudut *pitch* negatif yaitu -2° dan -4° didapatkan hasil *wake recovery* sebesar 99,45% dan 97,56%. Berdasarkan hasil tersebut dapat disimpulkan bahwa *wake recovery* terbaik terjadi pada jarak yang semakin jauh, dalam hal ini pada jarak  $X/D=20$ .

Analisis selanjutnya akan dilakukan pada TSR 2,6, yang mana terlihat bahwa adanya perbedaan karakteristik grafik yang dihasilkan antara TSR 2,6 dan TSR 2,2. Dapat dilihat bawah pada TSR 2,6 grafik profil kecepatan yang dihasilkan cenderung tidak terlalu fluktuatif apabila dibandingkan dengan grafik profil kecepatan pada TSR 2,2. Hal tersebut dikarenakan pada TSR 2,6 aliran cenderung dibelokkan ke bagian luar *blade* dan *swept area* sehingga *wake* yang dihasilkan pada bagian *downstream* cenderung lebih stabil. Sedangkan pada TSR 2,2 aliran tidak hanya dibelokkan ke bagian luar *blade* saja, tetapi ada aliran yang dibelokkan ke bagian dalam *blade* sehingga *wake* yang dihasilkan pada bagian *downstream* cenderung lebih bergejolak.

Berdasarkan gambar 4.19 (a), dapat dilihat bahwa setiap sudut *pitch* pada jarak  $X/D=16$  TSR 2,6, mempunyai profil kecepatan yang berbentuk sama. Reduksi kecepatan terbesar berada pada sudut *pitch* -4° dengan kecepatan terkecil adalah 1,06 m/s ( $u/U_0 = 0,96$ ) dan kecepatan terbesar adalah 1,11 m/s ( $u/U_0 = 1,01$ ). Pada jarak  $X/D=16$  untuk setiap sudut *pitch*, terlihat bahwa *wake recovery* telah mencapai lebih dari 95%. Pada turbin tanpa sudut *pitch* *wake recovery* telah mencapai 96,04% dan 96,13% pada turbin dengan sudut *pitch* +2°. Selanjutnya

pada sudut *pitch* +4° *wake recovery* telah mencapai 96,14%, sedangkan pada sudut *pitch* +6° adalah sebesar 96,22%. Untuk sudut *pitch* negatif, *wake recovery* yang terjadi sudah cukup baik yaitu sebesar 96,03% untuk sudut *pitch* -2° dan 95,95% untuk sudut *pitch* -4°.

Analisis selanjutnya yaitu pada gambar 4.19 (b) dengan jarak  $X/D=18$ , yang mana dapat dilihat bahwa profil kecepatan yang dihasilkan lebih baik jika dibandingkan profil kecepatan dengan jarak  $X/D=16$ . Hal tersebut terlihat dari reduksi kecepatan dari setiap sudut *pitch* telah semakin berkurang. Berdasarkan gambar tersebut dapat dilihat bahwa sudut *pitch* -4° mempunyai reduksi kecepatan yang paling besar dengan kecepatannya terkecilnya adalah 1,08 m/s ( $u/U_0=0,99$ ) dan kecepatan terbesar adalah 1,11 m/s ( $u/U_0 = 1,01$ ). Pada jarak  $X/D=18$ , terlihat bahwa *wake recovery* yang terjadi lebih baik jika dibandingkan dengan  $X/D=16$ . Untuk turbin tanpa sudut *pitch* *wake recovery* telah mencapai 98,61% sedangkan pada sudut *pitch* +2° *wake recovery* mencapai 98,64%. Selanjutnya pada sudut *pitch* +4° *wake recovery* yang terbentuk telah mencapai 98,63% dan 98,65% untuk sudut *pitch* +6°. Selanjutnya analisis pada sudut *pitch* negatif yaitu -2° dan -4° didapatkan *wake recovery* telah mencapai 98,61% dan 98,60%.

Gambar 4.19 (c) menunjukkan profil kecepatan pada TSR 2,6 dengan jarak  $X/D=20$  untuk semua sudut *pitch*. Berdasarkan gambar tersebut dapat dilihat bahwa profil kecepatan yang terbentuk lebih baik jika dibandingkan dengan jarak  $X/D=16$  dan  $X/D=18$ , yang mana perbedaan kecepatan yang terjadi semakin lebih kecil. Sama seperti pada grafik sebelumnya, sudut *pitch* -4° mempunyai reduksi kecepatan yang paling besar jika dibandingkan dengan sudut *pitch* yang lain. Pada sudut *pitch* -4° didapatkan kecepatan terkecilnya adalah 1,09 m/s ( $u/U_0 = 0,99$ ) dan kecepatan terbesarnya adalah 1,11 m/s ( $u/U_0 = 1,01$ ) dengan *wake recovery* telah mencapai 99,43%. Untuk turbin tanpa sudut *pitch*, *wake* telah berhasil mengalami *recovery* sebesar 99,45%. Sedangkan pada sudut *pitch* +2° dan +4°, *wake* telah berhasil mengalami *recovery* sebesar 99,47% dan 99,46%. Selanjutnya pada sudut *pitch* +6°, *wake recovery* telah mencapai 99,47%. Untuk *wake recovery* pada sudut *pitch* -2°, didapatkan hasil sebesar 99,44%. Berdasarkan analisis pada ketiga jarak tersebut dapat disimpulkan bahwa, *wake recovery* terbaik terjadi pada jarak terjauh yaitu  $X/D=20$ .

Berdasarkan hasil analisis *wake recovery* pada TSR 2,2 dan TSR 2,6, maka dapat diambil kesimpulan bahwa pada TSR 2,6 *wake recovery* cenderung terjadi lebih cepat. Hal tersebut terlihat pada TSR 2,6, yang mana *wake recovery* yang terbentuk pada semua sudut *pitch* telah mencapai nilai lebih dari 95% pada  $X/D=16$  dan mendekati 100% pada jarak  $X/D=20$ . Sedangkan pada TSR 2,2, *wake recovery* yang terbentuk belum mencapai lebih dari 95% pada  $X/D=16$  tetapi baru mendekati 100% pada jarak  $X/D=20$ . Oleh karena itu dapat disimpulkan bahwa *wake recovery* pada TSR 2,6 terjadi lebih awal apabila dibandingkan dengan dari TSR 2,2, tetapi sama-sama mendekati nilai 100% pada jarak yang lebih jauh yaitu  $X/D=20$ .

## BAB 5. KESIMPULAN

### 5.1 Kesimpulan

Berdasarkan hasil analisa dan pembahasan mengenai pengaruh penambahan sudut *pitch* pada *blade*, maka didapatkan beberapa kesimpulan sebagai berikut:

1. Pengaruh sudut *pitch* pada blade  $-4^\circ$ ,  $-2^\circ$ ,  $+2^\circ$ ,  $+4^\circ$ , dan  $+6^\circ$  terhadap gaya lift dan gaya drag yang terjadi pada *blade* adalah :

Adanya penambahan sudut *pitch* akan mempengaruhi fenomena aliran yang terjadi di sekitar *blade*. Oleh karena itu, gaya lift dan gaya drag yang dihasilkan pada setiap *blade* akan berbeda tergantung pada posisi sudut *azimuth*, *angle of attack*, serta sudut *pitch* itu sendiri. Setiap sudut *pitch* yang disimulasikan mempunyai nilai  $C_L$  dan  $C_D$  maksimum dan minimum yang berbeda beda. Sebagai contoh pada TSR 2,6 antara turbin tanpa sudut *pitch* dan turbin dengan penambahan sudut *pitch*  $+4^\circ$  mempunyai nilai maksimum minimum  $C_L$  dan  $C_D$  yang berbeda. Pada turbin konvensional, nilai  $C_L$  tertinggi adalah 7,05 pada posisi sudut *azimuth*  $360^\circ$  dan nilai  $C_L$  terendah adalah mendekati nol pada posisi sudut *azimuth*  $270^\circ$ . Sedangkan pada turbin dengan penambahan sudut *pitch*  $+4^\circ$ , mempunyai nilai  $C_L$  tertinggi sebesar 5,24 pada posisi sudut *azimuth*  $345^\circ$  dan nilai  $C_L$  terendah 0,04 pada posisi sudut *azimuth*  $270^\circ$ . Untuk nilai  $C_D$  sendiri pada turbin tanpa sudut *pitch* diperoleh nilai  $C_D$  terbesar pada sudut *azimuth*  $90^\circ$  dengan nilai 2,83 sedangkan nilai  $C_D$  minimum pada sudut *azimuth*  $300^\circ$  dengan nilai 0,02. Sedangkan untuk sudut *pitch*  $+4^\circ$ , mempunyai nilai  $C_D$  maksimum pada sudut *azimuth*  $105^\circ$  sebesar 2,34 dan mempunyai nilai  $C_D$  minimum pada sudut *azimuth*  $300^\circ$  sebesar 0,06.

2. Pengaruh sudut *pitch* pada blade  $-4^\circ$ ,  $-2^\circ$ ,  $+2^\circ$ ,  $+4^\circ$ , dan  $+6^\circ$  terhadap *wake* yang terjadi pada aliran dibelakang *blade* adalah :

Penambahan sudut *pitch* akan mempengaruhi fenomena *wake* yang terjadi pada daerah *downstream* turbin. Pada TSR 2,2 dengan jarak  $X/D=16$ , didapatkan hasil bahwa *wake* yang mengalami *recovery* masih berada dibawah 95% dan baru mendekati 100% pada jarak  $X/D=20$ . Sedangkan pada TSR 2,6 dengan jarak  $X/D=16$ , *wake* yang telah mengalami *recovery* telah lebih dari 95% dan mendekati 100% pada jarak  $X/D=20$ . Oleh karena itu dapat disimpulkan bahwa *wake recovery* pada TSR 2,6 terjadi lebih awal apabila dibandingkan dengan TSR 2,2, tetapi sama-sama mendekati nilai 100% pada jarak yang lebih jauh yaitu  $X/D=20$ .

3. Selain pengaruh terhadap gaya lift, gaya drag, serta panjang *wake*, adanya penambahan sudut *pitch* pada *blade* juga akan berpengaruh besar terhadap *coefficient of power* yang dihasilkan. Berdasarkan hasil analisis, turbin dengan penambahan sudut *pitch*  $+4^\circ$  mempunyai nilai  $C_P$  paling baik pada TSR 2,2 dan 2,6 jika dibandingkan dengan turbin tanpa sudut *pitch* serta turbin dengan sudut *pitch* yang lain. Berdasarkan hasil perhitungan, turbin dengan sudut *pitch*  $+4^\circ$  berhasil menaikkan nilai  $C_P$  sebesar 6,88% terhadap turbin tanpa sudut *pitch* pada TSR 2,2 dan sebesar 3,49% pada TSR 2,6.

### 5.2 Saran

Setelah melakukan penelitian mengenai turbin Darrieus dengan penambahan sudut *pitch* tersebut, terdapat beberapa saran agar kedepannya penelitian yang sejenis dapat menghasilkan data yang lebih baik dan akurat. Adapun saran-saran yang diberikan adalah sebagai berikut:

1. Pengolahan data *coefficient of lift* serta *coefficient of drag* dapat dilakukan setiap sudut *azimuth* atau dalam rentang sudut *azimuth* yang lebih kecil selama satu putaran. Hal tersebut dimaksudkan agar bisa mendapatkan data yang lebih akurat.
2. Menggunakan model simulasi 3-Dimensi dengan tujuan agar dapat menangkap fenomena fluida secara keseluruhan pada turbin.

3. Menambahkan variasi *tip speed ratio* guna memperoleh nilai rentang *tip speed ratio* yang sesuai untuk memperoleh nilai *coefficient of power* yang maksimal.
4. Perlu dilakukan analisis tambahan mengenai fenomena *wake recovery* dengan mengambil rentang jarak yang lebih banyak sehingga dapat diketahui proses terbentuknya *wake recovery* dengan lebih jelas.
5. Menggunakan komputer yang memiliki spesifikasi lebih baik dengan tujuan untuk mempercepat proses iterasi selama simulasi.

## DAFTAR PUSTAKA

- [1] Adam, Latif. 2016. Dinamika Sektor Kelistrikan di Indonesia: Kebutuhan dan Performa Penyediaan. *Jurnal Ekonomi dan Pengembangan* Vol 24, No.1.
- [2] Kementerian Energi dan Sumber Daya Mineral. 2015. Rencana Umum Ketenagalistrikan Nasional 2015 – 2034.
- [3] BPPT. 2019. Indonesia Energy Outlook 2019: The Impact of Increased Utilization of New and Renewable Energy on the National Economy.
- [4] Patel, V., Eldho, T.I., & Prabhu, S.V. 2018. Performance Enhancement of a Darrieus Hydrokinetic Turbine With The Blocking of a Specific Flow Region for Optimum Use of Hydropower. *Renewable Energy*. Vol. 135, pp. 1144 – 1156. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2018.12.074>
- [5] Guillaud, N., Balarac, G., Goncalves, E., & Zanette, J. 2019. Large Eddy Simulations on Vertical Axis Hydrokinetic Turbines – Power Coefficient Analysis for Various Solidities. *Renewable Energy*. Vol. 147, pp. 473–486. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2019.08.039>
- [6] 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*. Vol. 11, pp. 3 - 15. doi:10.3390/en11061514
- [7] Rezaeiha, A., Kalkman, I., & Blocken, B. 2017. Effect of *Pitch* Angle on Power Performance and Aerodynamics of a Vertical Axis Wind Turbine. *Applied Energy*. Vol. 197, pp. 132 – 150. <http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2017.03.128>
- [8] Lin, H. S., & Li, X. C. 2020. The Investigation of a Sliding Mesh Model for Hydrodynamic Analysis of a SUBOFF Model in Turbulent Flow Fields. *Marine Science and Engineering*. Vol. 8, pp. 2 – 19. doi:10.3390/jmse8100744
- [9] 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*. Vol. 16, pp. 5707 – 5717. <http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2012.06.016>
- [10] Dixon, K. R. 2008. The Near Wake Structure of a Vertical Axis Wind Turbine. Delft University of Technology.
- [11] Bhutta, M. M. A., Hayat, N., Farooq, A. U., Ali, Z., Jamil, R., & Hussain, Z. 2012. Vertical Axis Wind Turbine - A Review of Various Configurations and Design Techniques. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. Vol. 16, pp. 1926 – 1939. doi:10.1016/j.rser.2011.12.004
- [12] Beri, H., Yao, Y. 2011. Double Multiple Stream Tube Model and Numerical Analysis of Vertical Axis Wind Turbine. *Energy and Power Engineering*. Vol. 3, pp. 262 – 270. doi:10.4236/epe.2011.33033
- [13] Birjandi, A. H. 2012. Effect of Flow and Fluid Structures on the Performance of Vertical River Hydrokinetic Turbines. University of Manitoba.
- [14] Elvira, G. R., Crespo, A., Migoya, E., Manuel, F., & Hernandez, J. 2005. Anisotropy of Turbulence in Wind Turbine Wakes. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*. Vol. 93, pp. 797 – 814. doi:10.1016/j.jweia.2005.08.001
- [15] Sanderse, B. 2009. Aerodynamics of Wind Turbine Wakes: Literature Review. *Energy Research Centre of The Netherlands*.
- [16] Bartl, J., Pierella, F., & Saetran, L. 2012. Wake Measurements Behind an Array of Two Model Wind Turbines. *Energy Procedia*. Vol. 24, pp. 305 – 312. doi:10.1016/j.egypro.2012.06.113

- [17] Kumar, A., Saini, R. P. 2016. Performance Parameters of Savonius Type Hydrokinetic Turbine – A Review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. Vol. 64, pp. 289 – 310. <http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2016.06.005>
- [18] Demircan, E. 2014. Design and Analysis of a Vertical Axis Water Turbine for River Applications Using Computational Fluid Dynamic. Middle East Technical University.
- [19] Maldar, N. R., Yee Ng, C., & Oguz, E. 2020. A Review of the Optimization Studies for Savonius Turbine Considering Hydrokinetic Applications. *Energy Conversion and Management*. Vol. 226. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2020.113495>
- [20] Nguyen, M. T., Balduzzi, F., & Goude, A. 2021. Effect of Pitch Angle on Power and Hydrodynamics of a Vertical Axis Turbine. *Ocean Engineering*. Vol. 238. <https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2021.109335>
- [21] Zuo, W., Wang, X., & Kang, S. 2016. Numerical Simulations on the Wake Effect of H-Type Vertical Axis Wind Turbines. *Energi*. Vol. 106, pp. 691 – 700. <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2016.02.127>
- [22] Sahin, I., & Acir, A. 2015. Numerical and Experimental Investigations of Lift and Drag Performances of NACA 0015 Wind Turbine Airfoil. *International Journal of Materials, Mechanics and Manufacturing*. Vol. 3, No. 1. <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2016.02.127>
- [23] Ramirez, D., Rubio-Clemente, A., & Chica, E. 2019. Design and Numerical Analysis of An Efficient H-Darrieus Vertical-Axis Hydrokinetic Turbine. *Journal of Mechanical Engineering and Sciences*. Vol. 13, pp. 6036 – 6058. <https://doi.org/10.15282/jmes.13.4.2019.21.0477>
- [24] Hantoro, R., Utama, I. K. A. P., Arief, I. S., Ismail, A., & Manggala, S. W. 2018. Innovation in Vertical Axis Hydrokinetic Turbine – Straight Blade Cascaded (VAHT-SBC) Design and Testing For Low Current Speed Power Generation. *Journal of Physics: Conference Series*. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1022/1/012023>
- [25] 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. *Proceedings of the ASME 2010 International Mechanical Engineering Congress & Exposition*. <http://asme.org/terms>
- [26] 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>
- [27] 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>
- [28] 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>

## BIODATA PENULIS



Diah Ayu Sekarrini lahir di Rembang pada tanggal 6 Januari 2000. Penulis merupakan anak kedua dari dua bersaudara. Penulis telah menempuh pendidikan formalnya yang dimulai di SD N 2 Leteh Rembang, SMP N 2 Rembang, dan SMA N 1 Rembang. Setelah menyelesaikan Pendidikan di SMA, penulis melanjutkan pendidikan ke jenjang yang lebih tinggi di Departemen Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya pada tahun 2018 hingga 2022. Selama menempuh pendidikan di perguruan tinggi, penulis turut aktif dalam kegiatan akademik maupun non-akademik. Dalam kegiatan non-akademik, penulis pernah tergabung dalam organisasi mahasiswa Himpunan Mahasiswa Mesin yang diamanahi menjadi staf Departemen PPIM pada tahun 2019 dan sekretaris Departemen Karya pada tahun 2021. Penulis juga pernah ikut andil dalam beberapa pelatihan kemahasiswaan seperti LKMM-Pra TD, LKMM-TD, LKMM-TM (daring), dan ALT 2020. Dalam kegiatan akademik penulis juga pernah mengikuti perlombaan PKM pada tahun 2021. Selain kegiatan PKM, penulis juga pernah menjadi asisten praktikum mata kuliah Mekanika Fluida I dan Mekanika Fluida II untuk tahun ajaran 2020/2021. Kemudian pada tahun 2021, penulis juga pernah bergabung dengan tim MBKM Kedaireka di perusahaan PT. Pembangkitan Jawa Bali yang mempunyai tujuan untuk mengembangkan pembangkit listrik tenaga hidrokinetik.