



Tesis - TF142320

**EFEK KEMIRINGAN POROS TERHADAP KINERJA  
TURBIN HIDROKINETIK TIPE DARRIEUS - *STRAIGHT*  
*BLADE CASCADED***

AHMAD WILDAN MAHMASHANI  
NRP. 02311650020001

DOSEN PEMBIMBING  
Dr. Ridho Hantoro, ST., MT.

PROGRAM MAGISTER  
BIDANG KEAHLIAN REKAYASA ENERGI TERBARUKAN  
DEPARTEMEN TEKNIK FISIKA  
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI  
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER  
SURABAYA  
2018



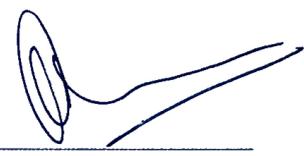
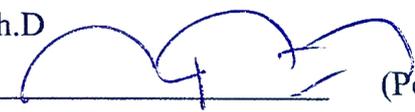
Tesis disusun untuk memenuhi salah satu syarat memperoleh gelar  
Magister Teknik (M.T.)  
di  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

oleh :

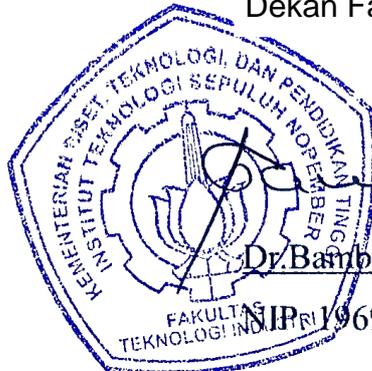
Ahmad Wildan Mahmashani  
Nrp. 02311650020001

Tanggal Ujian : 16 Juli 2018  
Periode Wisuda : September 2018

Disetujui oleh:

1. Dr. Ridho Hantoro, ST, MT  
NIP : 197612232005011001  (Pembimbing I)
2. Gunawan Nugroho, ST, MT, Ph.D  
NIP: 197711272002121002  (Penguji I)
3. Agus Muhamad Hatta, ST, MSi, Ph.D  
NIP: 197809022003121002  (Penguji II)

Dekan Fakultas Teknologi Industri,



  
Dr. Bambang L. Widjiantoro, ST, MT

NIP: 19690507 199512 1 001



EFEK KEMIRINGAN POROS TERHADAP KINERJA TURBIN  
HIDROKINETIK AKSIS VERTIKAL TIPE DARRIEUS  
*STRAIGHT BLADE CASCADED*

Nama Mahasiswa : Ahmad Wildan Mahmashani  
NRP : 02311650020001  
Dosen Pembimbing : Dr.Ridho Hantoro, ST, MT

**ABSTRAK**

Konfigurasi turbin arus laut dibagi menjadi dua menurut peletakannya yaitu di dasar laut dan menggunakan *platform* apung. Turbin hidrokinetik tipe darrieus *straight blade cascaded (SBC)* memiliki jumlah *blade* sebanyak 9 buah yang terbagi kedalam 3 *arm*, dimana pada 3 *blade* turbin terluar dilengkapi dengan mekanisme *passive pitch blade* dan 6 *blade* didalam menggunakan mekanisme *fixed blade*. Ketika turbin diletakkan pada *platform* apung, arus air dapat membuat *platform* beserta turbin yang dibawahnya menjadi miring beberapat derajat akibat beban hidrodinamis yang mengenai turbin. Dengan alasan keselamatan, jika turbin dipasang pada *platform* apung, kemiringan maksimal yang diperbolehkan adalah tidak melebihi  $15^\circ$ . Penelitian ini didasarkan pada uji eksperimental dan simulasi CFD untuk mengetahui performansi pada saat turbin dalam konfigurasi  $0^\circ$  (tegak lurus), dengan kemiringan sudut  $15^\circ$  dan kemiringan sudut sebesar  $30^\circ$ . Uji eksperimental dilakukan pada sebuah kanal di Desa Seloliman, Mojokerto. Berdasarkan hasil survey, terdapat 3 titik yang dipilih untuk dijadikan lokasi pengujian, dimana pada 3 lokasi tersebut memiliki kecepatan aliran air yaitu 0.6 m/s, 0.8 m/s dan 0.9 m/s. Dari hasil simulasi CFD dapat terlihat bahwa, fenomena gaya dan torsi yang terjadi pada turbin, memiliki pola sinusoidal yang terbagi pada sumbu x,y,z. Sehingga dapat diketahui dari hasil pengujian bahwa dengan memiringkan poros turbin, performansi yang didapatkan menjadi menurun. Penurunan pada performansi terjadi karena gaya - gaya yang utamanya bekerja dominan pada sumbu x dan y, menerima gaya yang lebih kecil ketika poros turbin mulai dimiringkan. Disamping itu, perbedaan intensitas turbulensi yang terdapat di daerah turbin dapat menggambarkan fenomena penurunan performansi turbin. Sehingga performansi terbaik turbin hidrokinetik tipe Darrieus *straight blade cascaded* adalah pada konfigurasi dengan kemiringan  $0^\circ$ .

Kata kunci: *Vertical axis turbine, Darrieus straight-blade, tilted angle, computational fluid dynamics.*



# IMPACT OF TILTING SHAFT IN VERTICAL AXIS HYDROKINETIC TURBINE DARRIEUS STRAIGHT BLADE CASCADDED

By : Ahmad Wildan Mahmashani  
Student Identity Number : 02311650020001  
Supervisor : Dr.Ridho Hantoro, ST, MT

## ABSTRACT

Hydrokinetic turbine configuration is divide into two categories regarding to the placement i.e. on the sea bed and using floating platform. Hydrokinetic turbine Darrieus type straight blade cascaded used in this study is consist of 9 blades which divide into 3 blades into 3 arms. This turbine equipped by two blade motion mechanism i.e. passive pitch blade and fixed blade. When the turbine is placed under the floating platform water current could impact the body platform and the turbine so the hydrodynamics load could make both tilting for some degrees. By safety reasons, when the turbine is placed under the floating platform the maximum allowed tilting degree is not exceed  $15^\circ$ . The basic of this study are based on experimental and simulation using CFD to observed the performance of the turbine in upright condition ( $0^\circ$ ) and tilting condition ( $15^\circ$  and  $30^\circ$ ). Experimental testing held on a canal in Seloliman, Mojokerto. Based on the location data, there are 3 spots considered to implement the experimental testing which have freestream velocity of 0.6 m/s, 0.8 m/s and 0.9 m/s. Based on CFD methods, it could be seen that the phenomenon of force and torque of the turbine has sinusoidal pattern in three axes (x,y,z). So it can be known form the CFD result that by tilt the turbine into  $15^\circ$  and  $30^\circ$  could give a bad result to its performance. The performance decrement occurred when the main force that works in x and y axis to generate torque are shared into z axis. So, the main axis (x and y) get less force when the turbine is tilt into some degrees. Besides that, the difference of turbulence intensity which occurs inside turbine could depict the decrement of performance phenomenon. So that, the best configuration which gives the best performance of hydrokinetic turbine Type Darrieus straight blade cascaded is on upright configuration of  $0^\circ$ .

Keywords: *Vertical axis turbine, Darrieus straight-blade, tilted angle, computational fluid dynamics.*



## KATA PENGANTAR

Bismillahirrahmanirrahim,

Penulis mengucapkan puji kehadiran Allah SWT atas limpahan rahmat dan hidayah-Nya sehingga tesis dengan judul “Efek Kemiringan Poros Terhadap Kinerja Turbin Hidrokinetik Aksis Vertikal Tipe Darrieus Straight Blade Cascaded” dapat terlaksana sampai akhirnya laporan tesis ini dapat penulis susun hingga selesai. Penulis juga ingin mengucapkan terima kasih kepada berbagai pihak, diantaranya adalah sebagai berikut :

1. Allah SWT yang telah memberikan kemudahan serta kemampuan untuk mengerjakan tesis ini.
2. Orang tua tercinta beserta saudara yang selalu mendukung dalam pekerjaan tesis ini.
3. Bapak Dr. Ridho Hantoro, ST, MT selaku pembimbing sekaligus dosen wali yang memberikan bimbingan, motivasi, dan saran dalam pengerjaan tesis ini.
4. Bapak Gunawan Nugroho, ST, MT, Ph.D dan Bapak Agus Muhamad Hatta, ST, MSi, Ph.D selaku dosen penguji yang memberikan bimbingan dan saran-saran untuk perbaikan tesis ini.
5. Teman-teman kuliah Khamim, Brian, Erna, Mas Iwan, Alex, Marco, Damien, Endah, Mbak Wiji, Mbak Romma, Intan P, Nur Fadhillah, Rinda, Mbak Levana, Nela, Putri, Ainun, Mas Achmadi, Mas Ken, Lilik, Miftah, Intan T, Nyoman, Puji, Yugor, Kholid dan Nando yang selalu memberikan waktunya untuk berdiskusi dan memberikan motivasi bagi penulis.

Penulis menyadari bahwa terdapat banyak kekurangan dalam pengerjaan dan penulisan laporan tesis ini, sehingga penulis memohon maaf beserta kritik dan saran.

Surabaya, Juli

2018

Penulis



## DAFTAR ISI

LEMBAR PENGESAHAN .....	ii
ABSTRAK .....	iv
ABSTRACT .....	vi
KATA PENGANTAR .....	viii
DAFTAR ISI .....	x
DAFTAR GAMBAR .....	xii
DAFTAR TABEL .....	xvi
DAFTAR NOTASI .....	xviii
BAB 1 PENDAHULUAN .....	1
1.1 Latar Belakang .....	1
1.2 Rumusan Masalah .....	3
1.3 Tujuan Penelitian .....	3
1.4 Batasan Masalah .....	4
BAB 2 DASAR TEORI .....	5
2.1 Turbin Darrieus – H (Straight Blade) .....	5
2.2 Blade Profile .....	6
2.3 Hidrodinamika Blade .....	7
2.4 Konfigurasi Peletakan Turbin .....	13
2.5 Analisis Performansi Turbin Hidrokinetik .....	14
2.6 Computational Fluid Dynamics .....	16
BAB 3 METODOLOGI PENELITIAN .....	19
3.1 Diagram Alir Penelitian .....	19
3.2 Desain Turbin .....	20
3.3 Konfigurasi Eksperimental .....	21

3.4	Konfigurasi Simulasi Menggunakan CFD.....	23
3.4.1	Pendefinisian Geometri.....	23
3.4.2	<i>Mesh Independency</i> .....	24
3.4.3	<i>Convergence Study</i> .....	28
BAB 4 HASIL DAN PEMBAHASAN.....		33
4.1	Uji Eksperimental .....	33
4.1.1	Pengujian Turbin dengan Kofigurasi Kemiringan 0° .....	33
4.1.2	Pengujian Turbin dengan Kofigurasi dengan Kemiringan Poros 15° .....	34
4.1.3	Pengujian Turbin dengan Kofigurasi Kemiringan Poros 30° .....	36
4.2	Simulasi CFD.....	38
4.2.1	Simulasi CFD Turbin dengan Konfigurasi 0° .....	38
4.2.2	Simulasi CFD Turbin dengan Konfigurasi Kemiringan Poros 15° .....	45
4.2.3	Simulasi CFD Turbin dengan Konfigurasi Kemiringan Poros 30° .....	51
4.3	Diskusi .....	56
BAB 5 PENUTUP.....		65
5.1	Kesimpulan .....	65
DAFTAR PUSTAKA .....		67
LAMPIRAN.....		69
BIODATA PENULIS .....		75

## DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Jenis turbin vertikal aksis (Khan et al., 2009).....	5
Gambar 2.2 Profil geometri NACA (simetric <i>airfoil</i> ) <i>Thickness vs Cord length</i> (Coiro, Marco, Nicolosi, Melone, & Montella, 2005).....	6
Gambar 2.3 Dampak dari aspek rasio (h/R) terhadap performansi VAWT.....	7
Gambar 2.4 Prinsip dari <i>Double Multiple Stream Tube</i> Model yang terdiri dari 6 <i>streamtube</i> (Beri & Yao, 2011) .....	8
Gambar 2.5 <i>Induce velocity</i> untuk <i>stream tube</i> bagian <i>upstream</i> dan <i>downstream</i> (Beri & Yao, 2011) .....	9
Gambar 2.6 Skematik Vertikal Aksis Turbin (VAT) (tampak atas) (Paraschivoiu, Delclaux, Fraunié, & Béguier, 1983).....	10
Gambar 2.7 Diagram gaya dan kecepatan aliran pada <i>airfoil</i> turbin VAT (Beri & Yao, 2011) .....	11
Gambar 2.8 Efek perubahan sudut serang terhadap (a) koefisien <i>lift</i> NACA 0018 dan (b) koefisien <i>drag</i> NACA 0018 (Brusca et al., 2014).....	12
Gambar 2.9 Konfigurasi umum turbin hidrokinetik : (a) <i>sea bed system</i> dan (b) <i>floating system</i> (Akimoto et al., 2013).....	13
Gambar 2.10 <i>Degrees of freedom</i> (DOF) pada turbin hidrokinetik .....	14
Gambar 2.11 Azimuth ( $\theta$ ) turbin vertikal aksis.....	15
Gambar 3.1 Diagram Alir Penelitian .....	19
Gambar 3.2 Turbin <i>Cascade Darrieus Straight Blade</i> .....	20
Gambar 3.3 JDC Flowatch untuk <i>Flow Meter</i> .....	21
Gambar 3.4 Ilustrasi Dimensi Kanal Seloliman.....	22
Gambar 3.5 <i>Sensor Rotary Encoder</i> .....	22
Gambar 3.6 Pengukuran Sudut Kemiringan Turbin .....	23
Gambar 3.7 Meshing pada <i>stationary domain</i> (a) dan <i>rotating domain</i> (b). .....	24
Gambar 3.8 <i>Minimum orthogonal quality check</i> .....	25
Gambar 3.9 <i>Maximum skewness check</i> . .....	25
Gambar 3.10 perbandingan convergency pada kondisi steady state dengan menggunakan 1 Core serial (a), 4 Core local paralel (b), dan 4 Core local paralel dengan penambahan jumlah iterasi (c).....	30

Gambar 3.11 Perbandingan convergency kriteria kondisi transient dengan menggunakan 4 Core local paralel pada saat relevancy (a) absolute dan (b) absolute or relative. ....	31
Gambar 4.1 Pengujian konfigurasi turbin 0°. ....	33
Gambar 4.2 Pengaruh Kecepatan Freestream terhadap RPM dan Daya Turbin Pada Konfigurasi Turbin 0°. ....	34
Gambar 4.3 Pengujian Turbin Konfigurasi dengan Kemiringan 15°. ....	35
Gambar 4.4 Visualisasi Pengujian Turbin Konfigurasi dengan Kemiringan 15°. ....	35
Gambar 4.5 Pengaruh Kecepatan Freestream terhadap RPM dan Daya Turbin Pada Konfigurasi Turbin dengan Kemiringan 15°. ....	36
Gambar 4.6 Pengujian Konfigurasi dengan Kemiringan tetap 30°. ....	36
Gambar 4.7 Visualisasi Pengujian Konfigurasi dengan Kemiringan tetap 30°. ....	37
Gambar 4.8 Pengaruh Kecepatan Freestream terhadap RPM dan Daya Turbin Pada Konfigurasi Turbin dengan Kemiringan 30°. ....	37
Gambar 4.9 Pembagian zona ekstraksi lift. ....	38
Gambar 4.10 Fluktuasi Torsi Konfigurasi 0° pada Kecepatan <i>Freestream</i> (a) 0.6 m/s, (b) 0.8 m/s dan (c) 0.9 m/s ....	39
Gambar 4.11 Komparasi Fluktuasi Torsi pada Sumbu z untuk Konfigurasi 0° ...	40
Gambar 4.12 Kontur Kecepatan Aliran pada konfigurasi 0° (a) tampak atas dan (b) tampak samping ....	41
Gambar 4.13 Komparasi Profil Kecepatan Aliran (a) 0.6 m/s, (b) 0.8 m/s, dan (c) 0.9 m/s pada 3 Bagian <i>Top, Middle dan Bottom</i> Turbin untuk Konfigurasi Turbin 0°. ....	43
Gambar 4.14 Komparasi <i>Pressure Coefficient</i> untuk Kecepatan aliran (a) 0.6 m/s, (b) 0.8 m/s, dan (c) 0.9 m/s pada 3 Bagian <i>Top, Middle dan Bottom</i> Turbin untuk Konfigurasi Turbin 0°. ....	45
Gambar 4.15 Komparasi Fluktuasi Torsi pada Sumbu Z untuk Konfigurasi Turbin dengan Kemiringan 30°. ....	46
Gambar 4.16 Kontur Kecepatan Aliran pada Konfigurasi Kemiringan 15° (a) Tampak Atas dan (b) Tampak Samping ....	47

Gambar 4.17 Komparasi Profil Kecepatan <i>Freestream</i> (a) 0.6 m/s, (b) 0.8 m/s, dan (c) 0.9 m/s pada 3 Bagian <i>Top, Middle dan Bottom</i> Turbin untuk Konfigurasi Turbin Miring 15° .....	48
Gambar 4.18 Komparasi <i>Pressure Coefficient</i> untuk Kecepatan <i>Freestream</i> (a) 0.6 m/s, (b) 0.8 m/s, dan (c) 0.9 m/s pada 3 Bagian <i>Top, Middle dan Bottom</i> Turbin untuk Konfigurasi Turbin Miring 15° .....	50
Gambar 4.19 Komparasi Fluktuasi Torsi pada Sumbu Z untuk Konfigurasi Turbin denga Kemiringan 30° .....	51
Gambar 4.20 Kontur Kecepatan <i>freestream</i> pada konfigurasi kemiringan 30° (a) tampak atas dan (b) tampak samping.....	52
Gambar 4.21 Komparasi Profil Kecepatan <i>Freestream</i> (a) 0.6 m/s, (b) 0.8 m/s, dan (c) 0.9 m/s pada 3 Bagian <i>Top, Middle dan Bottom</i> Turbin untuk Konfigurasi Turbin Miring 30° .....	54
Gambar 4.22 Komparasi <i>Pressure Coefficient</i> untuk Kecepatan <i>Freestream</i> (a) 0.6 m/s, (b) 0.8 m/s, dan (c) 0.9 m/s pada 3 Bagian <i>Top, Middle dan Bottom</i> Turbin untuk Konfigurasi Turbin Miring 30° .....	56
Gambar 4.23 <i>Coefficient of Performance</i> untuk Masing – Masing Variasi Kecepatan.....	57
Gambar 4.24 Efek Peningkatan Area Sapuan Turbin Terhadap <i>Coefficient of Performance</i> Pada Konfigutasi kemiringan 15° dan 30° .....	58
Gambar 4.25 Ilustrasi Peningkatan <i>Projected Area</i> Sapuan Turbin Terhadap Konfigurasi Kemiringan (a) Tegak Lurus (0 °), mirng 15°, dan miring 30° .....	59
Gambar 4.26 Komparasi <i>Coefficient of Performance</i> Untuk Semua Konfigurasi.	60
Gambar 4.27 Grafik Peningkatan RPM terhadap Kecepatan <i>Freestream</i> .....	60
Gambar 4.28 Komparasi Cp vs TSR untuk Semua Konfigurasi.....	61
Gambar 4.29 Pola Gaya Untuk Konfigurasi (a) 0°, (b) Kemiringan 15° dan (c) Kemiringan 30° Pada Kecepatan <i>Freestream</i> 0.8 m/s.....	62
Gambar 4.30 Kontur <i>Turbulence Intensity</i> (a) 0°, (b) Kemiringan 15° dan (c) Kemiringan 30° Pada Kecepatan <i>Freestream</i> 0.8 m/s.....	63

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## DAFTAR TABEL

Tabel 3.1 Ukuran geometri turbin	20
Tabel 3.2 Matriks Kecepatan <i>freestream</i> pada kanal Selomliman.	21
Tabel 3.3 Komparasi Mesh Independency	26
Tabel 3.4 Mesh independency lanjutan pada channel ukuran 10 cm.	27
Tabel 3.5 Detail mesh sizing pada semua domain.	28
Tabel 3.6 Model Turbulensi dan Kondisi Batas	29

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## DAFTAR NOTASI

$A_{turbin}$	Luas sapuan turbin ( $m^2$ )
$A_{projected}$	Luas sapuan turbin terproyeksi ( $m^2$ )
$B$	<i>Blockage ratio</i>
$c$	Panjang <i>cord</i> (m)
$C_D$	Koefisien <i>drag</i>
$C_l$	Koefisien <i>lift</i>
$C_n$	Koefisien gaya normal
$C_p$	Koefisien daya
$D$	Diameter turbin (m)
$\vec{F}$	Gaya (N)
$k$	Energi kinetik turbulen
$N$	Jumlah turbin
$P$	Daya (Watt)
$R$	Jari-jari turbin (m)
$V_\infty$	Kecepatan <i>freestream</i> (m/s)
$\alpha$	Sudut serang
$\eta$	<i>Turbine Efficiency</i>
$\theta$	Sudut azimuth
$\lambda$	<i>Tip speed ratio</i>
$\rho$	Massa jenis ( $kg/m^3$ )
$\vec{\tau}$	Torsi (N.m)
$\omega$	Kecepatan sudut (rad/s)

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

# BAB 1

## PENDAHULUAN

### 1.1 Latar Belakang

Teknologi di bidang turbin hidrokinetik masih dalam tahap pengembangan sehingga masih banyak celah kajian yang harus diteliti. Turbin hidrokinetik merupakan adaptasi dari turbin angin lepas pantai dimana teknologi yang digunakan pada turbin hidrokinetik mirip dengan turbin angin. Karena teknologi turbin angin sudah relatif lebih matang maka dapat digunakan reliabilitas data dari hasil analisa turbin angin sebagai referensi turbin hidrokinetik (Hu & Du, 2012).

Meskipun secara karakteristik turbin angin dan turbin hidrokinetik sepintas terlihat sama, namun dari segi biaya turbin hidrokinetik dianggap lebih tinggi karena dalam instalasi dan perawatannya turbin arus laut memiliki kecenderungan korosif yang lebih tinggi ditambah lagi akses yang terbatas dan memerlukan operasi bawah air. Untuk mengatasi masalah tersebut para peneliti telah mengajukan beberapa konsep yang dianggap lebih ramah lingkungan.

Konfigurasi turbin arus laut dibagi menjadi dua menurut peletakkannya yaitu di dasar laut dan menggunakan *platform* apung (Akimoto, Tanaka, & Uzawa, 2013). Lebih ringkasnya, *platform* apung biasanya terhubung dengan sistem *mooring* yang terdiri dari kabel atau rantai dan berfungsi untuk menjaga *platform* agar tetap stabil saat dikenai beban lingkungan (arus air, angin, dan gelombang laut). Meskipun sistem *mooring* dapat membatasi pergerakan pada *platform* apung, sistem *mooring* masih sulit untuk menjaga agar platform berada pada posisi yang benar – benar *steady*, hal ini disebabkan karena adanya pengaruh dari beban stokastik gelombang laut (Lei et al., 2017).

Menurut Borg, *platform* apung mempunyai 6 *Degrees of Freedom* (6-DOF) terdiri dari tiga gerakan rotasional dan tiga gerakan translasional yang dipengaruhi oleh besarnya arus dan gelombang. Sistem *mooring* hanya dapat membatasi tiga gerak horizontal *platform* apung yaitu rotasi dari *yaw motion* di sumbu-z, *surge motion* di sumbu-x dan *sway motion* di sumbu-y, dimana tiga gerakan lainnya yaitu *heave* di sumbu-z, rotasi *pitch* di sumbu-x dan rotasi *roll* di sumbu-y tidak bisa dibatasi oleh sistem *mooring* (Michael Borg, Shires, & Collu, 2014).

Konversi energi lepas pantai telah berkembang dalam skala penelitian maupun komersil, baik energi kinetik angin maupun energi kinetik arus laut (Stewart, 2016). Konversi energi kinetik dibagi menjadi dua berdasarkan axisnya yaitu *Horizontal Axis Turbine* (HAT) dan *Vertikal Axis Turbine* (VAT) (Khan, Bhuyan, Iqbal, & Quaiocoe, 2009).

*Floating* VAT mempunyai beberapa kelebihan dibanding dengan *floating* HAT di antaranya stabilitas daya apung, profil blade yang sederhana, *fatigue load gravity* yang lebih rendah, investasi yang lebih rendah dan mampu berputar pada arus yang relatif rendah, dimana hal ini sesuai dengan keadaan arus laut di Indonesia [8, 9].

Beberapa penelitian menganalisis tentang aerodinamika dari *Offshore Wind Turbine* (OF-WT) dimana salah satunya menggunakan *Unsteady Computational Fluid Dynamic* (CFD) untuk mengetahui aerodinamika dari *Offshore Horizontal Axis Wind Turbine* OF-HAWT di bawah pengaruh *pitching motion* pada platform terapung (T. Tran, Kim, & Song, 2014). Lei Hang et al, melakukan studi terhadap performansi aerodinamika pada *Offshore Vertical Axis Wind turbine* (OF-VAWT) di bawah pengaruh *pitching motion* dengan metode CFD dan *Improved Delayed Detached Eddy Simulation (IDDES) model* (Lei et al., 2017). Borg dan Collu juga meneliti tentang perbandingan OF-HAWT dan OF-VAWT terhadap gaya aerodinamika dan dampaknya terhadap respon statis dan dinamis dari turbin angin lepas pantai (M. Borg & Collu, 2015).

Chowdhury menganalisa aerodinamika dari VAWT dalam kondisi tegak lurus dan miring dengan menggunakan metode CFD dan model matematis Shear Stress Transport (SST)  $k-\omega$  (Chowdhury, Akimoto, & Hara, 2016). Orlandi mennganalisis performansi VAWT pada aliran yang miring terhadap turbin dengan menggunakan metode CFD dan model SST (Orlandi, Collu, Zanforlin, & Shires, 2015). Dari penelitian yang dilakukan oleh Chowdury (Chowdhury et al., 2016) dan Orlandi (Orlandi et al., 2015) keduanya menunjukkan adanya peningkatan *Power Coefficient* yang lebih besar pada saat turbin dalam posisi miring dibandingkan dengan turbin dalam posisi tegak lurus.

Penelitian mengenai aerodinamika turbin angin telah banyak dilakukan namun penelitian di bidang turbin hidrokinetik mengenai hidrodinamika dalam

pengaruh DOF belum banyak dikembangkan, misalnya mengenai sebuah riset turbin arus laut (hidrokinetik) yang dilakukan oleh *University Naples and Ponte di Archimede S.p.A* di selat Messina, Itali. Mereka menguji performansi dari Turbin Kobold komersil yang terdiri dari tiga buah *Darrieus vertical axis turbine* (VAT) yang tertambat di bawah sebuah *platform* apung. Dimana pada kondisi kerja normal, sistem turbin (*platform* dan turbin) akan miring sekitar  $5^\circ$  (Calcagno & Moroso, 2007). Pada penelitian tersebut (Calcagno & Moroso, 2007) sudut kemiringan turbin diabaikan dan dianggap telah menjamin efisiensi global yang baik dan *safety on board*.

Penelitian dibidang hidrokinetik terus dilakukan guna menambah informasi tentang hidrodinamika pada VAT. Penelitian tentang *pitching motion* terhadap performansi turbin hidrokinetik kali ini adalah penelitian yang termasuk dalam sebuah roadmap dimana berbagai penelitian sebelumnya telah dilakukan untuk mengembangkan turbin arus laut. Aspek yang dikembangkan meliputi aspek hidrodinamika turbin, kemampuan *blade pitching* dan *self-start*, *power* dan *control*, penggunaan *diffuser*, kekuatan struktur dan getaran turbin serta susunan/*array* turbin.

## **1.2 Rumusan Masalah**

Berdasarkan latar belakang di atas, maka rumusan masalah yang akan diangkat dalam penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Bagaimana pengaruh kemiringan poros Turbin tipe Darrieus - *Straight Blade Cascad* terhadap performansinya ?
2. Bagaimana konfigurasi kemiringan poros Turbin tipe Darrieus - *Straight Blade Cascaded* yang dapat memberikan peningkatan terhadap performansinya?

## **1.3 Tujuan Penelitian**

Berdasarkan rumusan masalah tersebut, maka tujuan yang ingin dicapai dalam penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Menganalisa kemiringan poros Turbin tipe Darrieus - *Straight Blade Cascad* terhadap performansinya.

2. Menentukan konfigurasi terbaik berdasarkan kemiringan poros Turbin tipe Darrieus - *Straight Blade Cascaded* yang dapat memberikan peningkatan terhadap performansi.

#### **1.4 Batasan Masalah**

1. Turbin yang digunakan dalam penelitian ini adalah turbin aksis vertikal tipe Darrieus – *Straight Blade Cascaded* dengan diameter 0.4 m, span 0.4 m, 0.05 m pada chord serta jumlah blade sebanyak 9 buah.
2. Variasi kemiringan poros turbin yang digunakan pada uji eksperimental adalah  $0^\circ$ ,  $15^\circ$  dan  $30^\circ$ .
3. Pada studi ini, simulasi numerik tidak mengikut sertakan efek dari kedalaman kanal, efek *bearing*, *arm* dan mekanisme *variable pitch* pada *blade* terluar turbin aksis vertikal tipe Darrieus – *Straight Blade Cascaded*.

## BAB 2

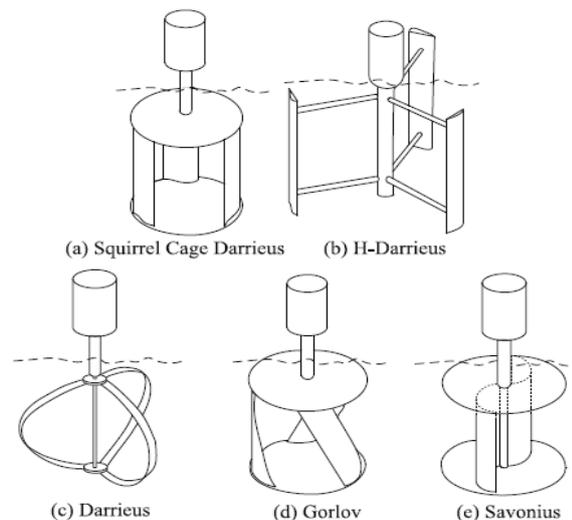
### DASAR TEORI

#### 2.1 Turbin Darrieus – H (Straight Blade)

Turbin hidrokinetik merupakan sebuah divais elektromekanikal yang mengkonversi energi kinetik dari aliran sungai, arus pasang-surut, saluran air buatan dan gelombang air laut menjadi listrik tanpa memerlukan tumbukan yang keras dari ketinggian tertentu. Turbin hidrokinetik merupakan adaptasi dari turbin angin dimana keduanya sama-sama menggunakan energi kinetik sebuah aliran. Hal mendasar yang membedakannya adalah jenis fluidanya.

Seperti halnya turbin angin, turbin hidrokinetik dibedakan menjadi dua jenis menurut poros turbine terhadap aliran yang datang yaitu : Horizontal axis turbine (HAT) (posisi poros turbine berada sejajar dengan arah datangnya aliran) dan Vertical axis turbine (VAT) (posisi poros turbine tegak lurus terhadap arah datangnya aliran).

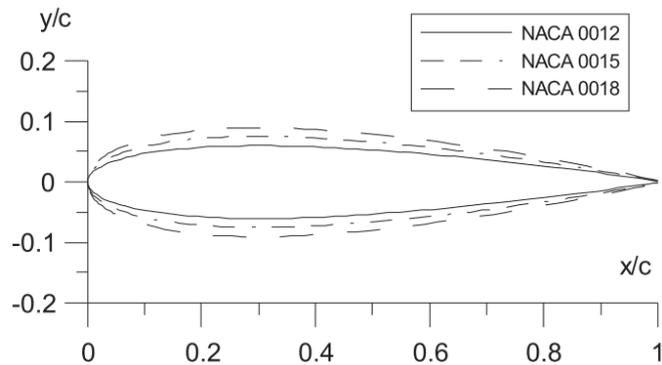
VAT dibagi beberapa jenis seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2.1, dimana salah satu yang paling banyak dikembangkan adalah VAT tipe Darrieus, yang diciptakan pada tahun 1931 oleh seorang *aeronautical engineer* asal perancis yang bernama Georges Jean Marie Darrieus. VAT mampu mengekstrak energi dengan memanfaatkan kecepatan arus rendah, dimana hal ini cocok untuk kondisi arus laut di Indonesia yang juga relatif rendah (Purba et al., 2015).



Gambar 2.1 Jenis turbin vertikal aksis (Khan et al., 2009)

## 2.2 Blade Profile

Profil *blade* yang digunakan dalam penelitian ini adalah tipe NACA (*National Advisory Committee for Aeronautics*), yang merupakan standar dalam perancangan suatu *airfoil*. *Airfoil* pada dasarnya merupakan *body* aerodinamika sederhana yang berguna untuk dapat memberikan gaya angkat (*lift force*) dan gaya seret (*drag force*) pada sebuah benda ketika dilintasi aliran fluida. NACA merepresentasikan geometri *airfoil* dengan menggunakan kode angka (4 – 6 digit). Dalam penelitian ini, profil *blade* yang digunakan adalah NACA 0018 yang berarti memiliki 0 *chamber* dengan nilai 0 dan mempunyai ketebalan maksimum sebesar 18% dari panjang *cordnya*. Adapun gambaran mengenai profil *blade* simetris ditunjukkan pada Gambar 2.2.

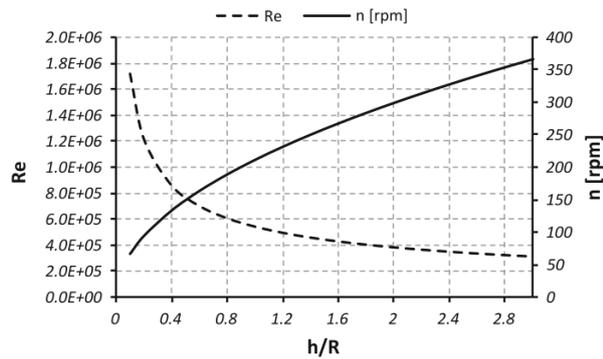


Gambar 2.2 Profil geometri NACA (simetric *airfoil*) *Thickness vs Cord length* (Coiro, Marco, Nicolosi, Melone, & Montella, 2005).

Dalam ilmu aerodinamika, *aspect ratio* dari *blade* adalah perbandingan antara panjang *foil* dengan panjang *blade*. Sebuah *aspect ratio* yang tinggi menunjukkan bahwa turbin memiliki *blade* yang panjang dan panjang *foil* yang pendek, sedangkan *aspect ratio* yang rendah menunjukkan *blade* yang pendek dengan *foil* yang panjang. Sebuah turbin akan dianggap lebih aerodinamis jika memiliki *aspect ratio* yang besar, terutama untuk turbin tipe Darrieus *straight-blade*.

$$\text{Aspect Ratio} = \frac{\text{span}(m)}{\text{chord}(m)} \quad (2.1)$$

Untuk *foil straight-blade* pada umumnya *aspect ratio* (AR) didefinisikan sebagai perbandingan panjang *blade* atau *spand* dengan panjang *cord* pada turbin.



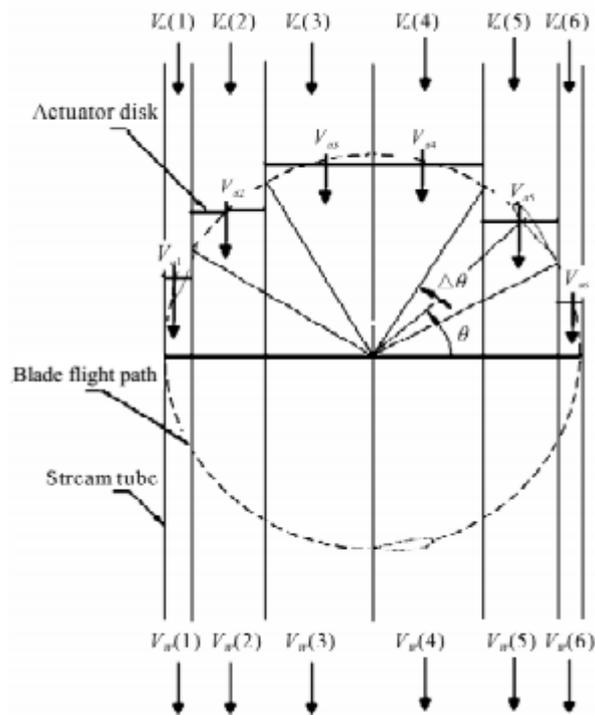
Gambar 2.3 Dampak dari aspek rasio ( $h/R$ ) terhadap performansi VAWT

Sebuah turbin akan dianggap berakselerasi dengan baik, apabila *aspect ratio* berada di bawah 1, namun pada kecepatan angin atau arus yang tinggi putaran rotor tidak dapat mencapai nilai maksimum. Sedangkan untuk *aspect ratio* tinggi ( $AR > 1$ ), maka putaran motor dapat berputar hingga maksimum, namun memiliki akselerasi putar minimum (Brusca, Lanzafame, & Messina, 2014).

### 2.3 Hidrodinamika Blade

Turbin jenis Vertikal Aksis *Straight-blade* merupakan jenis turbin yang cukup sederhana dan mudah dibuat. Namun jenis turbin ini membutuhkan analisa aerodinamika yang cukup kompleks dikarenakan kecepatan aliran pada bagian *upstream* dan *downstream* yang tidak konstan (Beri & Yao, 2011). *Downstream blade* memperoleh aliran yang telah terganggu akibat pergerakan dari *upstream blade*.

Berbagai metode dikembangkan untuk kebutuhan analisa *Vertical Axis Turbine* (VAT), salah satunya adalah *Double Multiple Stream Tube* (DMST) Model. *Double Multiple Stream Tube* (DMST) merupakan model perhitungan untuk vertikal aksis turbin yang dikembangkan oleh Paraschivoiu (Beri & Yao, 2011). Model ini membedakan aliran *upstream* dan *downstream* yang mengenai *blade* dengan membagi masing-masing *streamtube* menjadi bagian *upstream* dan *downstream* seperti ditunjukkan pada Gambar 2.3. Model ini mengasumsikan bahwa *wake* yang terbentuk oleh *blade* bagian *upstream* sudah mencapai nilai kecepatan terbesarnya sebelum mengenai *downstream blade*. *Downstream blade* mendapatkan fluida dengan kecepatan lebih rendah daripada kecepatan *freestream*.

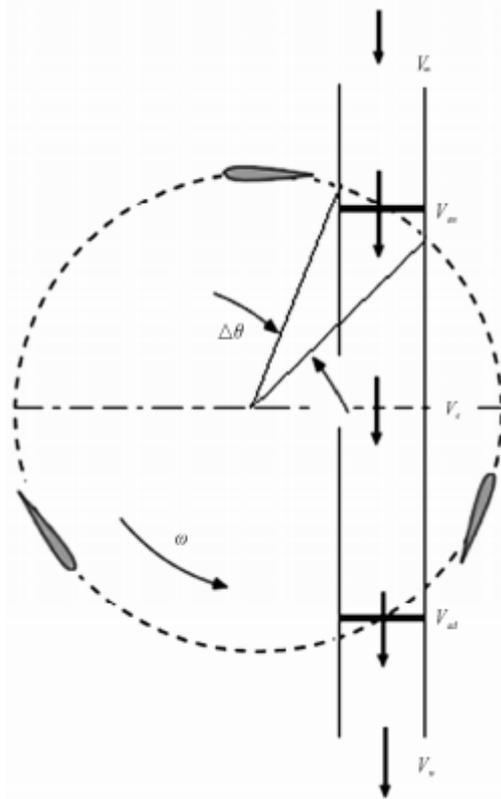


Gambar 2.4 Prinsip dari *Double Multiple Stream Tube Model* yang terdiri dari 6 *streamtube* (Beri & Yao, 2011)

Masing-masing *blade* akan melewati *stream tube* sebanyak dua kali, yaitu ketika berada di bagian *upstream* dan *downstream*. Oleh karena itu dalam melakukan perhitungan, persamaan konservasi momentum dan koefisien aerodinamika harus diselesaikan sebanyak dua kali, yaitu untuk bagian *upstream* dan *downstream*. Persamaan (2.2) dan (2.3) menunjukkan *induce velocity* untuk bagian *upstream* ( $V_{au}$ ) dan untuk bagian *downstream* ( $V_{ad}$ ). Gambar 2.5 menunjukkan kecepatan pada bagian *upstream* ( $V_{au}$ ) dan *downstream* ( $V_{ad}$ ).

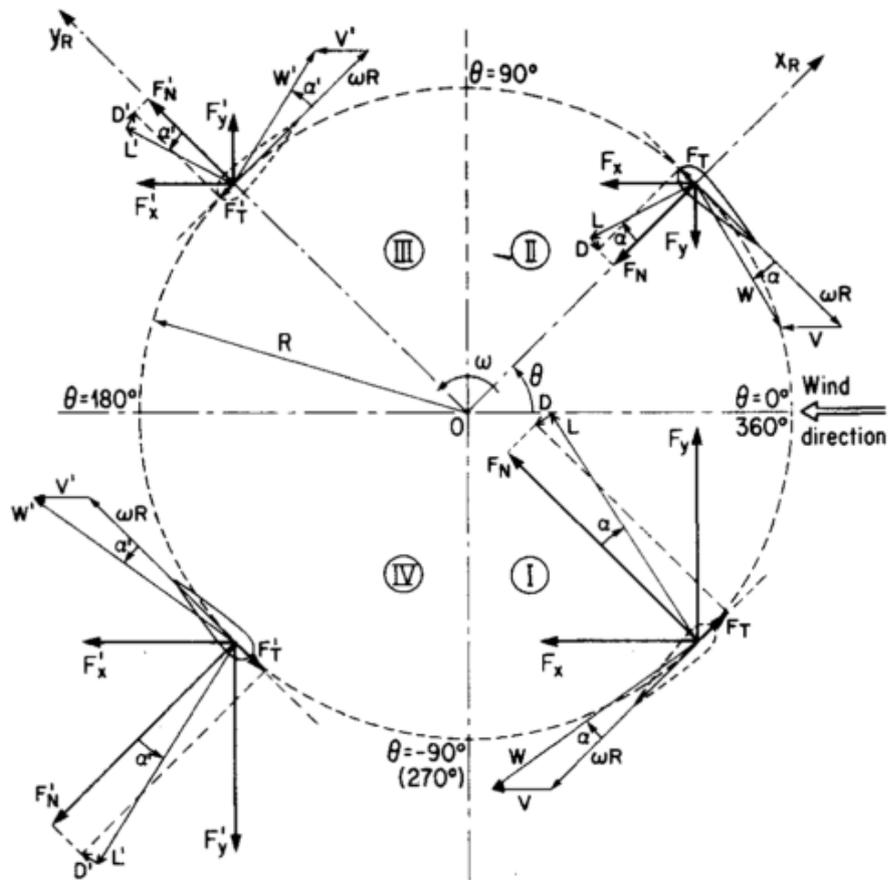
$$V_{au} = \frac{1}{2}(V_{\infty} + V_e) \quad (2.2)$$

$$V_{ad} = \frac{1}{2}(V_e + V_w) \quad (2.3)$$



Gambar 2.5 *Induce velocity* untuk *stream tube* bagian *upstream* dan *downstream* (Beri & Yao, 2011)

Skematik untuk VAT (tampak atas) dapat dilihat pada Gambar 2.6. Interaksi antara masing-masing *blade* dan aliran fluida yang berbeda menghasilkan gaya aerodinamika yang berbeda. *Blade* pada kuadran II dan III bergerak melawan aliran datang, sehingga *blade* yang terletak pada kuadran tersebut menghasilkan gaya aerodinamika yang lebih kecil daripada *blade* yang terletak pada kuadran II dan III.

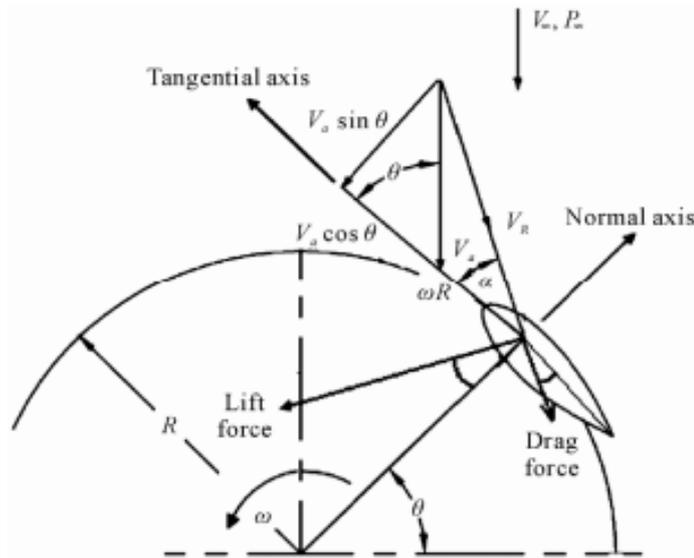


Gambar 2.6 Skematik Vertikal Aksis Turbin (VAT) (tampak atas) (Paraschivoiu, Delclaux, Fraunié, & Béguier, 1983)

Besarnya gaya aerodinamika yang dihasilkan oleh *blade* bergantung pada resultan kecepatan aliran pada *blade*. Gambar 2.7 memberikan ilustrasi mengenai pembentukan resultan kecepatan aliran pada *blade*. Dari Gambar 2.7 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:

$$v_R = \sqrt{(v_a \sin \theta)^2 + (v_a \cos \theta + \omega R)^2} \quad (2.4)$$

Dimana  $v_a$  merupakan kecepatan aksial,  $\omega$  kecepatan sudut,  $R$  adalah jari-jari turbin dan  $\theta$  merupakan sudut azimuth.



Gambar 2.7 Diagram gaya dan kecepatan aliran pada *airfoil* turbin VAT (Beri & Yao, 2011)

Besarnya torsi dan gaya yang dihasilkan oleh suatu blade dipengaruhi oleh sudut serang. Dari Gambar 27, sudut serang didefinisikan sebagai sudut yang dibentuk antara garis cord dan kecepatan resultan. Ketika sudut serang diperbesar hingga mencapai sudut kritis, maka akan muncul turbulensi pada bagian trailing edge yang dapat menyebabkan stall. Pada saat terjadi fenomena stall, blade kehilangan gaya lift, sementara itu gaya drag semakin besar. Hal ini menyebabkan turbin tidak dapat berputar dengan baik. Perubahan besar koefisien lift terhadap sudut serang dapat dilihat pada Gambar 2.8. *Blade* pada turbin VAT mengalami perubahan sudut serang secara periodik selama berputar. Persamaan (2.4) menunjukkan besarnya sudut serang pada VAT.

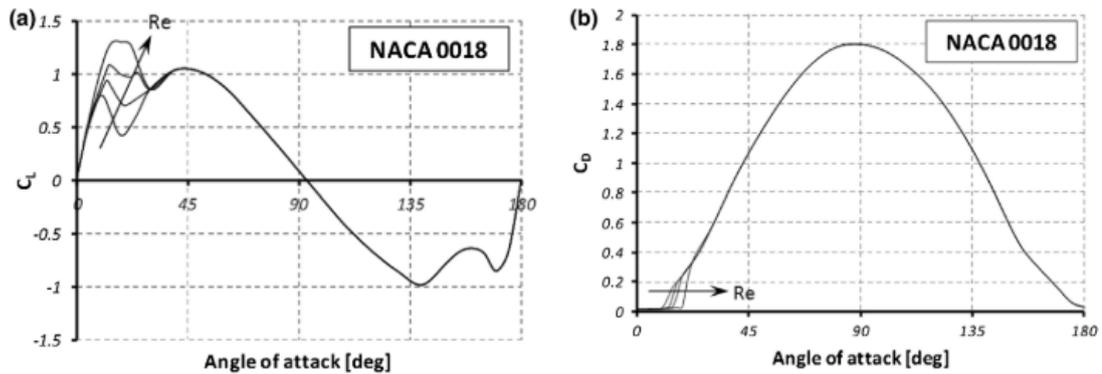
$$\tan \alpha = \frac{v_a \sin \theta}{v_a \cos \theta + \omega R} \quad (2.6)$$

Persamaan (2.7) dan (2.8) menunjukkan besarnya koefisien gaya tangensial dan gaya normal untuk VAT. Dari persamaan tersebut dapat diketahui bahwa koefisien gaya tangensial dan gaya normal dipengaruhi oleh sudut serang.

$$C_n = C_L \cos \alpha + C_D \sin \alpha \quad (2.7)$$

$$C_T = C_L \sin \alpha - C_D \cos \alpha \quad (2.8)$$

Dimana  $C_L$  dan  $C_D$  merupakan koefisien *lift* dan koefisien *drag*.



Gambar 2.8 Efek perubahan sudut serang terhadap (a) koefisien *lift* NACA 0018 dan (b) koefisien *drag* NACA 0018 (Brusca et al., 2014)

Persamaan (2.9) – (2.11) masing-masing digunakan untuk menghitung torsi, daya dan koefisien daya yang dihasilkan oleh turbin.

$$\tau = \vec{r} \times \vec{F} \quad (2.9)$$

$$P = \vec{\tau} \times \vec{\omega} \quad (2.10)$$

$$C_p = \frac{P}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A_{turbin} \cdot v_{\infty}^3} \quad (2.11)$$

Performansi dari suatu turbin direpresentasikan sebagai nilai  $C_p$ , yang menunjukkan banyaknya daya fluida (air maupun angin) yang mampu diekstrak oleh turbin. Menurut Betz, teoritikal  $C_p$  untuk turbin adalah 0.59, yang disebut sebagai Betz limit. Betz limit diperoleh dengan menganggap turbin sebagai mesin konversi energi yang ideal, dengan asumsi:

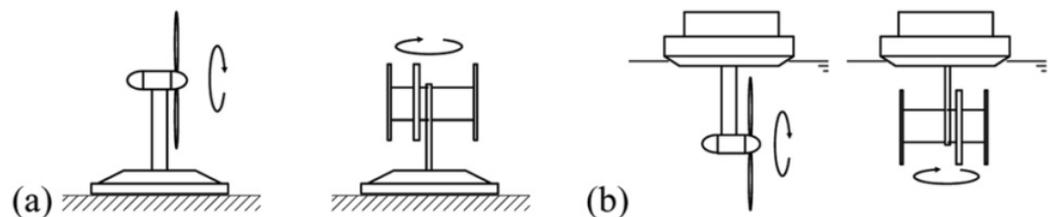
- Turbin tidak memiliki hub, sehingga tidak ada rugi-rugi daya yang diakibatkan karena hub.
- Turbin diasumsikan memiliki jumlah blade yang tidak terhingga.
- Keseragaman terjadi pada seluruh area sapuan rotor

Dalam pengaplikasiannya, asumsi-asumsi tersebut sulit untuk dilaksanakan. Banyak kehilangan daya (*losses*) yang disebabkan oleh beberapa faktor, diantaranya gaya *drag* akibat gesekan yang terjadi pada *blade*, perputaran aliran fluida akibat pergerakan rotor dan rugi-rugi daya akibat transmisi dan sistem elektrik (Ragheb & Ragheb, 1926). Berdasarkan hasil studi teoritik dan studi

eksperimental yang dilakukan oleh beberapa ilmuwan yang berbeda, nilai  $C_p$  untuk jenis VAT adalah berkisar pada nilai 0,4 (Eriksson, Bernhoff, & Leijon, 2008).

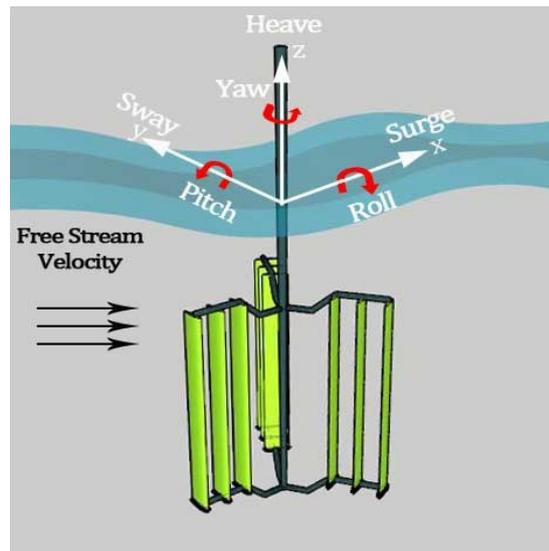
## 2.4 Konfigurasi Peletakan Turbin

Konfigurasi utama pada peletakan turbin hidrokinetik yang umum di pakai ditunjukkan di Gambar 2.5, dimana pada (a) konfigurasi HAT dan VAT diletakkan di dasar laut, sedangkan gambar (b) menunjukkan konfigurasi HAT dan VAT yang didukung dengan floating platform.



Gambar 2.9 Konfigurasi umum turbin hidrokinetik : (a) *sea bed system* dan (b) *floating system* (Akimoto et al., 2013).

Seperti konfigurasi yang telah disebutkan diatas, bahwa *swept area* dari turbin cenderung relatif lebih kecil terhadap total dimensi dari sistem turbin. Meskipun dapat menggunakan *floating platform* untuk mengangkat struktur turbin yang terendam, jangkauan kedalaman yang dapat digunakan memiliki batasan karena tingginya beban hidrodinamis pada turbin. Menambah ukuran turbin untuk mendapatkan energi yang lebih besar membutuhkan kekuatan struktur pendukung yang cukup besar untuk menjaga posisi turbin agar tetap tegak lurus (Akimoto et al., 2013).



Gambar 2.10 *Degrees of freedom (DOF)* pada turbin hidrokinetik.

*Floating platform* biasanya menggunakan *mooring system* untuk menjaga *platform* agar tetap stabil jika dikenai beban. Meskipun *mooring system* dapat membatasi gerak *platform*, namun sulit untuk menjaga *platform* agar tetap stabil pada posisinya karena adanya gaya gelombang laut. *Platform* akan memiliki gerak yang berlebih pada 6-DOF dibawah pengaruh beban lingkungan seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.5, 6-DOF termasuk 3 gerakan rotasi dan 3 gerakan translasi.

## 2.5 Analisis Performansi Turbin Hidrokinetik

Terdapat beberapa variabel untuk mengevaluasi sebuah Turbin Hidrokinetik. Diantaranya ialah Reynold number ( $Re$ ), kecepatan sudut ( $\omega$ ), tip speed ratio (TSR), torsi ( $T$ ), *coefficient of torque* ( $C_t$ ), daya mekanik, dan efisiensi.

*Reynold Number* adalah rasio antara gaya inersia terhadap gaya viskos terhadap suatu kondisi aliran tertentu. Bilangan ini digunakan untuk menunjukkan jenis aliran yang berbeda, misalnya laminar dan turbulen.

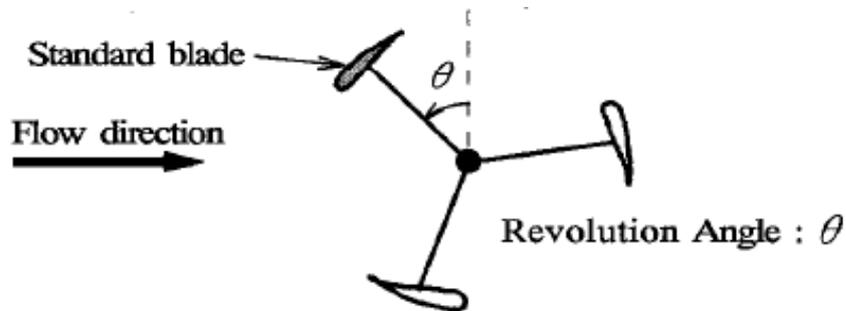
$$Re = \frac{\rho v D}{\mu} \quad (2.12)$$

Kecepatan sudut merupakan banyaknya putaran turbin dalam satuan waktu tertentu. Kecepatan sudut turbin dapat dinyatakan dalam satuan RPM (*rotation per minute*) atau rad/s. Variabel TSR masih berhubungan dengan RPM. TSR adalah perbandingan antara kecepatan tangensial *foil* turbin dengan kecepatan arus air.

Nilai TSR menyatakan seberapa cepat turbin berputar terhadap kecepatan arus tertentu. Secara matematis, TSR dinyatakan dalam persamaan berikut.

$$\lambda = \frac{R\omega}{v} \quad (2.13)$$

Torsi merupakan perkalian antara gaya dengan jari-jari turbin. Torsi dapat pula dinyatakan sebagai kekuatan turbin dalam berputar. Turbin vertikal aksis memiliki sudut azimuth  $0^\circ$  ketika *leading edge* dari *standard blade* (*blade* referensi / *foil* referensi) berhadapan langsung dengan arah arus. Gambar 2.4 menunjukkan besarnya azimuth ( $\theta$ ) dalam turbin vertikal aksis.



Gambar 2.11 Azimuth ( $\theta$ ) turbin vertikal aksis

Variabel *Coefficient of torque* ( $C_t$ ) masih berhubungan dengan torsi turbin. *Coefficient of torque* ( $C_t$ ) adalah koefisien yang menyatakan besarnya torsi suatu turbin terhadap kecepatan arus tertentu. Berdasarkan koefisien ini, peneliti dapat membandingkan besarnya torsi satu turbin dengan turbin yang lain, walaupun tipe dan dimensi turbin yang dibandingkan berbeda satu sama lain. Atau dengan kata lain variabel  $C_t$  merupakan variabel yang *comparable* untuk membandingkan besarnya torsi satu turbin dengan turbin yang lain. Secara matematis,  $C_t$  dinyatakan oleh persamaan berikut.

$$C_T = \frac{T}{\frac{1}{2}\rho AV^2 R} \quad (2.14)$$

Daya mekanik turbin merupakan perkalian antara kecepatan sudut (rad/s) dengan torsi turbin (Nm). Semakin besar daya mekanik suatu turbin, maka potensi daya listrik yang dapat dihasilkan juga semakin besar. Sedangkan, efisiensi merupakan perbandingan antara daya mekanik (daya output turbin) dengan daya

yang tersedia (daya input arus air). Daya input arus air sangat dipengaruhi oleh kecepatan arus (V). Efisiensi yang dimaksud pada Tugas Akhir ini ialah efisiensi mekanik dari turbin. Efisiensi menyatakan persentase daya mekanik (daya output turbin) yang dapat dihasilkan terhadap daya input arus air tertentu. Semakin besar efisiensi, maka semakin besar daya yang dapat dihasilkan oleh turbin tersebut. Oleh karena itu, performansi turbin direpresentasikan dalam efisiensi.

Berdasarkan variabel efisiensi, peneliti dapat membandingkan performansi satu turbin dengan turbin yang lain, walaupun tipe dan dimensi turbin yang dibandingkan berbeda satu sama lain. Atau dengan kata lain efisiensi merupakan variabel yang comparable untuk membandingkan besarnya performansi satu turbin dengan turbin yang lain. Efisiensi biasa pula disebut dengan Coefficient of Power (Cp). Secara matematis, Cp dinyatakan oleh persamaan berikut . Sedangkan efisiensi sama seperti Cp, akan tetapi dinyatakan dalam persentase.

$$P = T\omega \quad (2.15)$$

$$C_P = \frac{P}{P_{available}} = \frac{T\omega}{0,5\rho AV^3} = \frac{T}{0,5\rho AV^2 R} \cdot \frac{R\omega}{V} = C_T \times \lambda \quad (2.16)$$

## 2.6 Computational Fluid Dynamics

CFD merupakan metode numerik yang dapat digunakan untuk memprediksikan aliran fluida, perpindahan panas dan reaksi dalam sistem yang kompleks. CFD banyak diaplikasikan secara luas baik di dunia industri maupun selain industri. Bertujuan untuk mengurangi waktu dan biaya yang diperlukan dalam mendesain model. Dalam menganalisis masalah aliran fluida terdapat tiga tahapan dalam proses simulasi CFD, yaitu:

### a. *Pre-processing*

*Pre processing* adalah suatu proses awal pada simulasi CFD, dimana pada proses ini dilakukan pendefinisian geometri yang telah dibuat sebelumnya pada *design modeler*. Pendefinisian tersebut dilakukan dalam bentuk domain dan kondisi batas atau *boundary condition*. Pada tahapan ini juga dilakukan pendefinisian kondisi awal dan pemasukan nilai parameter fisika yang sesuai dengan kondisi sebenarnya. Selanjutnya dilakukan tahapan berikutnya yaitu *solving*.

**b. Meshing**

Mesh merupakan kumpulan dari semua elemen yang berupa unsur atau sel dalam suatu domain. Sel atau unsur merupakan bagian penyusun domain. Dalam proses penyelesaian persamaan pengatur terdiskritisasi harus dilakukan pada masing-masing bagian dari domain. Terdapat banyak sel dari bentuk mesh atau grid yang tersedia, yang biasanya sering digunakan dalam proses meshing. Akan tetapi seluruh bentuk elemen atau sel penyusun domain tidak sepenuhnya cocok terhadap permasalahan yang ingin diselesaikan, hal ini tergantung pada problem dan cara penyelesaian yang digunakan.

**c. Solver Iteration**

*Solver iteration* adalah tahapan dalam simulasi CFD yang dilakukan dengan cara menghitung data parameter fisika yang telah dimasukkan bersamaan dengan model geometri. Perhitungan ini dilakukan dengan menggunakan metode numerik seperti elemen hingga, beda hingga dan volume hingga. Pada tahapan ini akan dilakukan proses iterasi data hingga mendapatkan nilai error sesuai dengan batas error yang telah ditentukan atau dapat dikatakan sudah konvergen. Lalu tahapan selanjutnya adalah proses *post – processing*.

**d. Post-processing**

*Post-processing* adalah tahapan terakhir dalam simulasi CFD., dimana dalam tahapan ini kita dapat mengetahui profil aliran, seperti kontur kecepatan, tekanan, suhu dan lain-lain. Lalu kita juga dapat mengetahui nilai variable yang ingin ditinjau, seperti nilai gaya dalam arah sumbu x dan y, lalu nilai torsi dalam arah sumbu x dan y.

Adapun persamaan dasar yang digunakan dalam persamaan aliran gerak fluida pada CFD adalah persamaan Navier stokes (momentum), kontinuitas, dan persamaan energi.

Persamaan kontinuitas :

$$\frac{D\rho}{Dt} + \rho \frac{\partial U_i}{\partial x_i} = 0 \tag{2.17}$$

Persamaan Navier Stokes :

$$\underbrace{\rho \frac{\partial U_j}{\partial t}}_I + \underbrace{\rho U_i \frac{\partial U_j}{\partial x_i}}_{II} = - \underbrace{\frac{\partial P}{\partial x_j}}_{III} - \underbrace{\frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_i}}_{IV} + \underbrace{\rho g_j}_V \quad (2.18)$$

Dimana,

I: *Local change with time*

II: *Momentum convection*

III: *Surface force*

IV: *Molecular-dependent momentum exchange (diffusion)*

V: *Mass force*

$$\tau_{ij} = -\mu \left( \frac{\partial U_j}{\partial x_i} + \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \right) + \frac{2}{3} \delta_{ij} \mu \frac{\partial U_k}{\partial x_k} \quad (2.19)$$

Persamaan Energi

$$\underbrace{\rho c_\mu \frac{\partial T}{\partial t}}_I + \underbrace{\rho c_\mu U_i \frac{\partial T}{\partial x_i}}_{II} = - \underbrace{P \frac{\partial U_i}{\partial x_i}}_{III} + \underbrace{\lambda \frac{\partial^2 T}{\partial x_i^2}}_{IV} - \underbrace{\tau_{ij} \frac{\partial U_j}{\partial x_i}}_V \quad (2.20)$$

I: *Local energy change with time*

II: *Convective term*

III: *Pressure work*

IV: *Heat flux (diffusion)*

V: *Irreversible transfer of mechanical energy into heat*

*Bentuk umum persamaan Navier stokes*

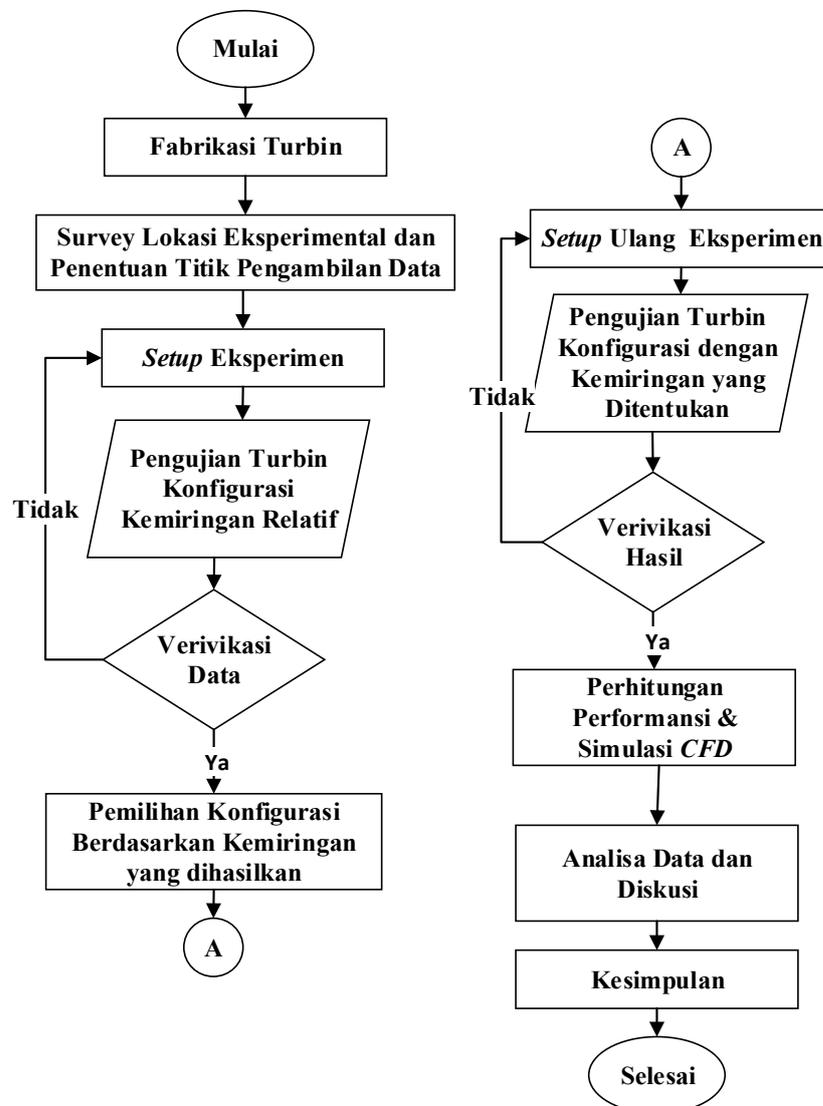
$$\frac{\partial(\rho\Phi)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \rho U_i \Phi - \Gamma_\Phi \frac{\partial \Phi}{\partial x_i} \right) = q_\Phi \quad (2.21)$$

Dimana  $\Phi = 1, U_j, T$ , bisa didapatkan melalui persamaan kontinuitas, persamaan momentum dan persamaan energy. Pada persamaan ini U adalah komponen kecepatan,  $x_i$  merupakan komponen dalam arah,  $\rho$  merupakan densitas fluida, T merupakan temperatur,  $\mu$  adalah viskositas dan P adalah tekanan.

**BAB 3**  
**METODOLOGI PENELITIAN**

**3.1 Diagram Alir Penelitian**

Dua aspek yang menjadi dasar penelitian ini adalah eksperimental dan simulasi. Adapun tahapan penelitian mengenai pengaruh sudut kemiringan turbin tipe Darrieus – SBC terhadap kinerjanya ditampilkan pada gambar 3.1.



Gambar 3.1 Diagram Alir Penelitian

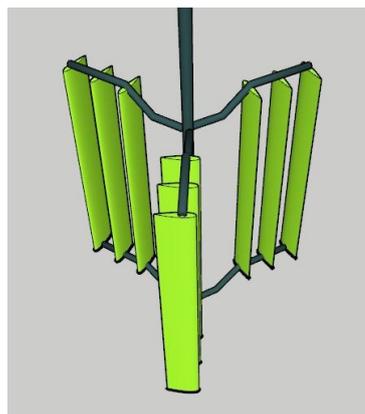
Penelitian ini dimulai dengan uji eksperimental yang dilakukan di sebuah kanal milik PPLH (Pusat Pendidikan Lingkungan Hidup) di Desa Seloliman, Mojokerto, Jawa Timur . Hasil dari uji eksperimental, selanjutnya akan menjadi input untuk simulasi numerik menggunakan *CFD*. Simulasi numerik dilakukan untuk mendapatkan informasi mengenai data yang tidak didapatkan pada saat uji eksperimental seperti torsi, gaya, kontur kecepatan dll.

### 3.2 Desain Turbin

Turbin yang digunakan dalam penelitian ini jenis adalah turbin vertikal jenis Darrieus *Straight-Blade* memiliki *blade* sebanyak 9 buah dan disusun *cascade* dalam 3 *arm*. Jenis *hydrofoil* yang digunakan adalah NACA 0018, yang merupakan jenis *hydrofoil* simetris. Dimensi untuk fabrikasi turbin terdapat pada tabel 3.3 berikut :

Tabel 3.1 Ukuran geometri turbin

No	Item	Nilai (cm)
1	Chord	5
2	Span	40
3	Arm	20
4	Diameter Shaft Atas	2
5	Diameter Shaft Bawah	1
6	Panjang shaft	150



Gambar 3.2 Turbin *Cascade Darrieus Straight Blade*

Turbin yang akan digunakan dalam penelitian ini memiliki aspek rasio 8:1 yang merupakan perbandingan antara span (panjang blade) dan cord dimana panjang cord adalah 5 cm dan panjang span adalah 40 cm. Ratio height to diameter ( $\beta$ ) adalah 1 :1 dimana span turbin 40 cm dan diameter turbin adalah 40 cm. Shaft

(poros) turbin dibuat mengecil dari diameter atas 2 cm menjadi 1 cm di bawah turbin dengan tinggi *shaft* sebesar 130 cm. Ilustrasi desain turbin ditunjukkan pada Gambar 3.2.

### 3.3 Konfigurasi Eksperimental.

Penelitian ini dimulai dengan uji eksperimental yang dilakukan di sebuah kanal milik PPLH (Pusat Pendidikan Lingkungan Hidup) di Desa Seloliman, Mojokerto, Jawa Timur

Tabel 3.2 Matriks Kecepatan *freestream* pada kanal Seloliman.

Kecepatan <i>freestream</i> (m/s)
0.6
0.8
0.9

Pada tahap uji eksperimental kali ini, untuk mendapatkan kecepatan aliran yang beragam, pengukuran kecepatan *freestream* dilakukan diberberapa titik, dimulai dari hulu hingga ke hilir kanal menggunakan *Flow Meter* dari JDC Flowatch seperti yang ditunjukkan pada Gambar 3.3.

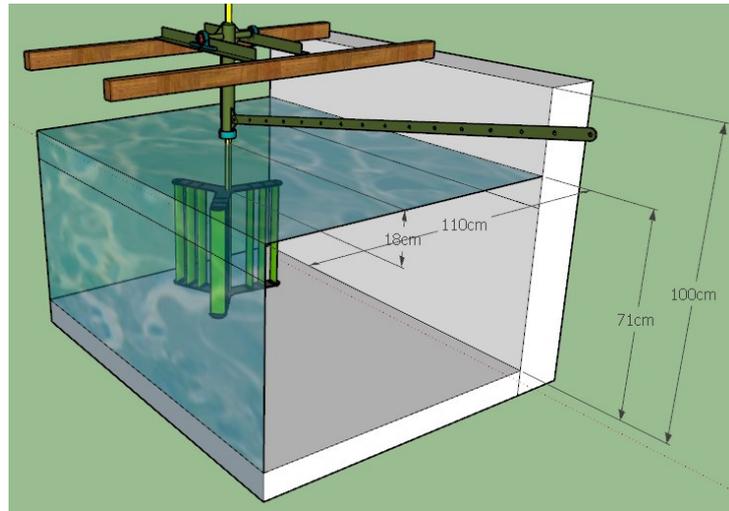


Gambar 3.3 JDC Flowatch untuk *Flow Meter*

Pengambilan sample kecepatan aliran dilakukan pada 8 titik. Didapatkan kecepatan aliran pada 6 titik adalah sebesar 0.9 m/s dan dua lainnya adalah berkecepatan 0.6 m/s dan 0.8 m/s seperti yang ditunjukkan pada Tabel 3.2.

Setelah ditentukan titik yang akan dipakai untuk pengujian, langkah selanjutnya adalah melakukan pengukuran luas kanal dan kedalaman kanal. Pada

studi ini, lokasi yang dipakai untuk pengujian adalah lokasi yang memiliki kedalaman lebih dari 45 cm ( $> 45\text{cm}$ ). Kedalaman tersebut ditentukan agar seluruh turbin dapat tenggelam seluruhnya. Adapun ilustrasi kanal dan konfigurasi turbin yang dipakai dalam penelitian ini ditunjukkan pada Gambar 3.4.

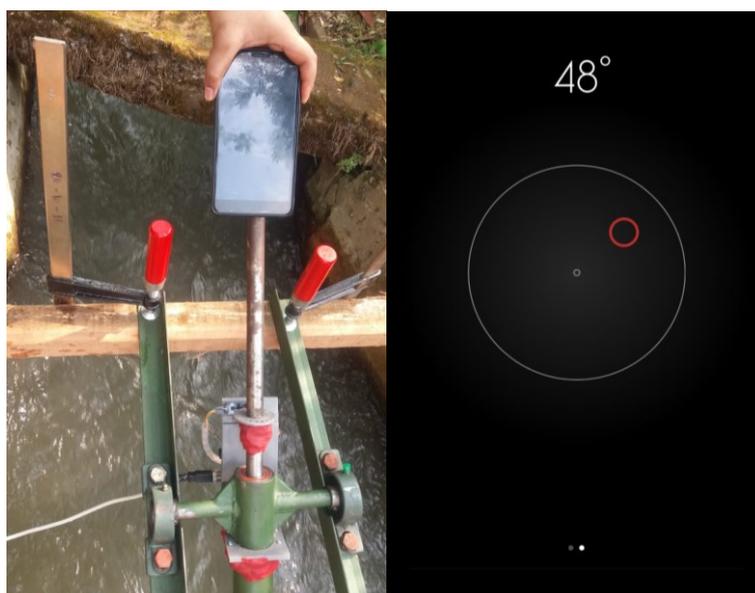


Gambar 3.4 Ilustrasi Dimensi Kanal Seloliman

Data yang diambil dalam uji eksperimental kali ini adalah RPM, kecepatan *freestream* dan sudut kemiringan turbin. Data RPM diambil menggunakan sensor *Rotary Encoder* yang dipasang pada *shaft* turbin sehingga dapat memonitoring data RPM yang telah dihasilkan. Sensor *Rotary Encoder* telah dikalibrasi sehingga nilai yang dihasilkan sesuai dengan alat ukur konvensional yaitu tachometer.



Gambar 3.5 *Sensor Rotary Encoder*



Gambar 3.6 Pengukuran Sudut Kemiringan Turbin

Pembacaan kemiringan sudut turbin, dilakukan dengan dua cara, yaitu dengan busur dan menggunakan software compass (Gambar 3.6.) dan didapatkan hasil dari pembacaan kemiringan turbin dengan menggunakan software telah sesuai dengan pembacaan pada busur.

### 3.4 Konfigurasi Simulasi Menggunakan CFD

#### 3.4.1 Pendefinisian Geometri

CFD (*Computational Fluid Dynamics*) merupakan metode numerikal yang dapat digunakan untuk memprediksikan aliran fluida, perpindahan panas dan reaksi dalam sebuah sistem yang kompleks. Dalam penelitian ini CFD digunakan sebagai *tools* untuk mempermudah dalam mendapatkan informasi – informasi data turbin yang tidak dapat dijangkau oleh uji eksperimental. Adapaun tahapan utama yang harus dilakukan untuk memperoleh data dari simulasi menggunakan CFD adalah *pre-processing*, *solver* dan *post-processing*.

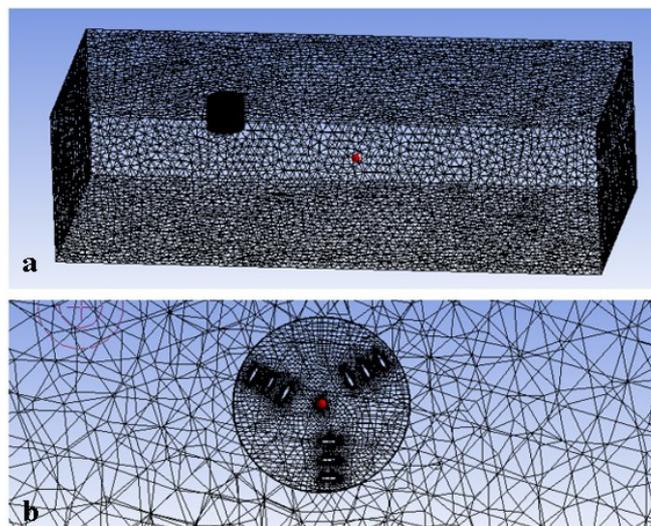
*Pre processing* adalah proses awal pada simulasi CFD, dimana pada tahap ini geometri turbin dibuat dan didefinisikan sesuai dengan kondisi turbin pada saat eksperimental. Desain turbin dilakukan dengan menggunakan *Design Modeler* atau *Spaceclaim*, dimana pada penelitian ini geometri yang digunakan adalah 3D yang terdiri dari dua domain yaitu *stationary domain* dan *rotating domain*. *Stationary*

*domain* didefinisikan sebagai domain yang menggambarkan kondisi pada *towing tank*. Sedangkan *rotating domain* mendefinisikan kondisi turbin yang berputar sesuai dengan kecepatan sudut pada saat eksperimental.

Diameter domain turbin yang digunakan pada penelitian ini adalah sebesar 1.2D. Sedangkan untuk dimensi *stationary domain* disesuaikan dengan luas penampang pada kanal milik PPLH di Desa Seloliman yang memiliki tinggi 1.5 meter, lebar 1.1 meter dan kedalaman air adalah 0.7 meter. Peletakan domain turbin (*rotation domain*) dilakukan pada kedalaman 0.18 meter dari permukaan air dan berjarak 5D dari *inlet* 20D dari *Outlet* (Guang, Ran-sheng, Yan, & Peng-fei, 2013).

### 3.4.2 Mesh Independency

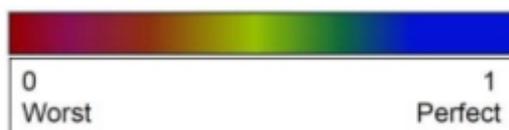
Tahap selanjutnya adalah melakukan pembuatan *grid* atau yang disebut dengan *meshing*. Grid terdiri atas elemen atau sel, dimana dalam satu sel akan dilakukan perhitungan mengenai persamaan konservasi massa, momentum dan energi. Rentang waktu komputasi dan juga bergantung pada banyaknya sel dalam sebuah domain, semakin banyak jumlah sel maka semakin lama waktu yang dibutuhkan untuk melakukan perhitungan. Maka dari itu dalam penelitian ini, ukuran grid pada setiap domain ataupun *face* dilakukan *mesh sizing* dan disesuaikan kebutuhan perhitungan. Kualitas mesh yang lebih diutamakan adalah mesh pada turbin, sehingga sel yang dibutuhkan pada bagian turbin lebih kecil dibandingkan dengan mesh pada bagian lainya.



Gambar 3.7 Meshing pada *stationary domain* (a) dan *rotating domain* (b).

Beberapa percobaan telah dilakukan guna mendapatkan hasil *meshing* yang memenuhi kriteria untuk dilakukan perhitungan didalam solver FLUENT 18.1. Pada studi ini parameter yang menjadi prioritas dalam menentukan kualitas dari *meshing* antara lain adalah jumlah elemen, *orthogonalquality* dan *skewness*. Jumlah elemen yang terlampau banyak akan berpengaruh pada akurasi dan kecepatan sebuah komputer untuk melakukan iterasi. Semakin banyak jumlah elemen, tidak mejamin keadaan *convergence* dapat tercapai, selama kriteria yang lain belum terpenuhi.

Parameter yang menjadi acuan selanjutnya adalah nilai minimum untuk *Orthogonal quality* adalah harus mendekati 1. Sebuah *cells* dikatakan buruk apabila nilai minimum *orthogonal quality*nya mendekati nol sementara yang terbaik nilai minimumnya mendekati 1. Minimum *orthogonal quality* harus harus dicapai pada saat *meshing* harus melebihi 0.01, maka kualitas rata-ratanya akan lebih tinggi pula.



Gambar 3.8 *Minimum orthogonal quality check.*

Selanjutnya nilai *Skewness* merupakan perbedaan antara bentuk dari cell dan bentuk dari equilateral cell dari sebuah volume. *Skewness* yang tinggi pada sebuah *cells* akan berpengaruh terhadap akurasi dan membuat perhitungan tidak stabil. Sebagai contoh, *mesh* jenis quadron mempunyai sudut mendekati 90 derajat, sementara pada penelitian ini, jenis *mesh* yang digunakan adalah *triangular/tetrahedral*, dimana sudut yang harus pada bentuk tersebut adalah mendekati 60 derajat dan mempunyai total sudut kurang dari 90 derajat.



Gambar 3.9 *Maximum skewness check.*

Untuk *triangular/tetrahedral mesh* yang digunakan harus berada dibawah nilai 0.95. Jika nilai *skewness* pada *mesh* melebihi 0.95 akan menyebabkan konvergensi sulit tercapai.

Pada penelitian ini, telah dilakukan *mesh independency* guna mendapatkan hasil yang memenuhi kriteria untuk dilakukan perhitungan didalam solver FLUENT 18.1. Adapun parameter mesh independency pada studi ini ditunjukkan pada tabel 3.4. Dalam melakukan mesh independency ini, penyesuaian ukuran cell dilakukan dengan berurutan dimulai dari *sizing face* pada turbine dan poros, kemudian *sizing volume* pada rotating domain (domain turbin), *sizing* pada *contact region*, dan terakhir adalah *sizing volume* pada *stationary* domain (domain *channel*).

Penentuan sizing pada *face* turbin dan poros dilakukan dengan menurunkan ukuran defaultnya agar sesuai dengan dinding – dinding turbin, pada kasus ini ukuran face sizing pada turbine dan poros adalah sebesar 0.1 cm. Percobaan penambahan ukuran telah dilakukan dengan menaikkan ukuran face sizing menjadi sebesar 0.25 cm, dengan panjang chord sebesar 5 cm, sizing face pada ukuran 0.25 cm menghasilkan geometri blade turbine yang kurang baik ( profile NACA 0018 kurang halus) sehingga sizing face turbin dan poros dikembalikan pada ukuran 0.1 cm.

Sizing volume yang dilakukan pada rotating domain diset pada ukuran 1 cm, mengingat diameter dan tinggi dari rotating domain adalah 1.2 D, maka dengan ukuran volume sizing sebesar 1 cm, rotating domain mendapatkan ukuran jumlah elemen yang cukup, mengingat ukuran cell pada rotating domain harus lebih kecil dari stationarry domain. Contact sizing juga dilakukan untuk menambah kualitas perhitungan pada post processing nantinya. Sizing yang dilakukan pada contact region ini adalah berukuran 2.5 cm.

Tabel 3.3 Komparasi *Mesh Independency*

Maximum Channel Body Sizing (cm)	Relevance Center Size	Number of Elements	Maximum Skewness	Minimum Orthogonality
7.5	coarse	6,446,115	0.63880	0.3612
	medium	7,433,566	0.93513	0.0004
	fine	7,463,317	0.94908	0.0003
10	coarse	2,429,425	0.63880	0.3612

Tabel 3.4 Lanjutan

Maximum Channel Body Sizing (cm)	Relevance Center Size	Number of Elements	Maximum Skewness	Minimum Orthogonality
10	medium	3,990,309	0.92259	0.0774
	fine	2,547,285	0.61382	0.3618
15	coarse	3,017,573	0.61428	0.3857
	medium	3,993,078	0.93580	0.0648
	fine	4,899,221	0.92554	0.0744
22.5	coarse	2,574,525	0.61428	0.3857
	medium	3,687,853	0.93461	0.0653
	fine	3,921,976	0.92554	0.0744
30	coarse	2,578,404	0.61428	0.3587
37.5	coarse	2,576,863	0.61428	0.3587

Sizing juga dilakukan pada stationary domain, dimana pada domain ini komparasi ukuran dilakukan dengan lebih mendalam, guna mendapat jumlah elemen yang sesuai dengan sizing pada rotating domain. Perbandingan *mesh independency* dimulai dari ukuran 7.5 cm hingga 37.5 cm seperti yang ditunjukkan pada tabel 3.4. Pada penelitian ini, hal yang menjadi acuan utama untuk pemilihan ukuran maximum *body channel sizing* adalah nilai maximum *skewness* dan minimum *orthogonality sturdy*. Semakin besar ukuran sizing, tidak menjamin jumlah elemen dapat berkurang. Terbukti dengan membandingkan jumlah elemen pada ukuran 10 cm dan 15 cm pada tingkat kekasaran *mesh (coarse, medium, fine)* yang sama terlihat bahwa jumlah elemen pada ukuran 10 cm berjumlah lebih sedikit dibandingkan dengan ukuran 15 cm.

Tabel 3.5 *Mesh independency* lanjutan pada *channel* ukuran 10 cm.

Relevance Center Size + Span Angle	Number of Elements	Maximum Skewness	Minimum Orthogonality
Coarse + Coarse	2,426,007	0.62069	0.37931
Coarse + Medium	2,538,624	0.63063	0.36937
Coarse + Fine	3,006,020	0.61347	0.38526

Dengan terpilihnya ukuran sizing volume pada channel untuk ukuran sizing 10 cm. Maka langkah selanjutnya adalah melakukan pemilihan mesh independency lanjutan, yaitu dengan memvariasikan ukuran mesh (*relevance center*) yang terpilih, dengan ukuran mesh pada span anglenya seperti yang ditunjukkan pada tabel 3.5. Dengan merujuk pada prioritas yang telah disebut sebelumnya, bahwa minimum *orthogonality* yang harus dicapai adalah yang paling mendekati 1 dan maksimum skewness yang paling mendekati nilai nol. Maka ukuran *relevance center* dan span angle yang dipilih adalah pada ukuran (*coarse+fine*).

Tabel 3.6 Detail *mesh sizing* pada semua domain.

Parameter	Kondisi
<i>Meshing size</i>	<i>Blade</i> : 0,1 cm
	<i>Rotating domain</i> : 1 cm
	<i>Contact region</i> : 2.5 cm
	<i>Stationary domain</i> : 10 cm
<i>Advance size function</i>	<i>curvature</i>
<i>Relevance center</i>	<i>coarse</i>
<i>Span angle</i>	<i>fine</i>
Jumlah <i>element</i>	3,006,020
<i>Min orthogonal quality</i>	0,38
<i>Max Skewness</i>	0,61

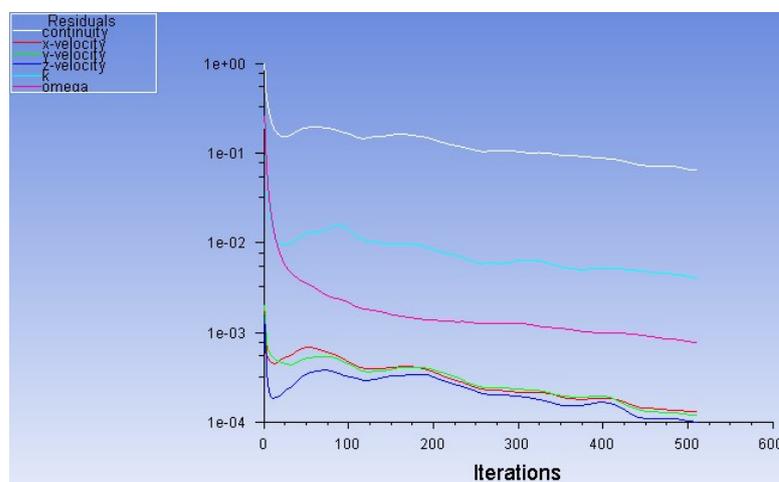
### 3.4.3 *Convergence Study*

Pengkodisian boundary dan metode perhitungan perlu ditentukan guna menyesuaikan keadaan turbin pada simulasi dengan keadaan pada saat eksperimental. Pengaturan kondisi yang kurang tepat akan sangat berpengaruh terhadap akurasi perhitungan.

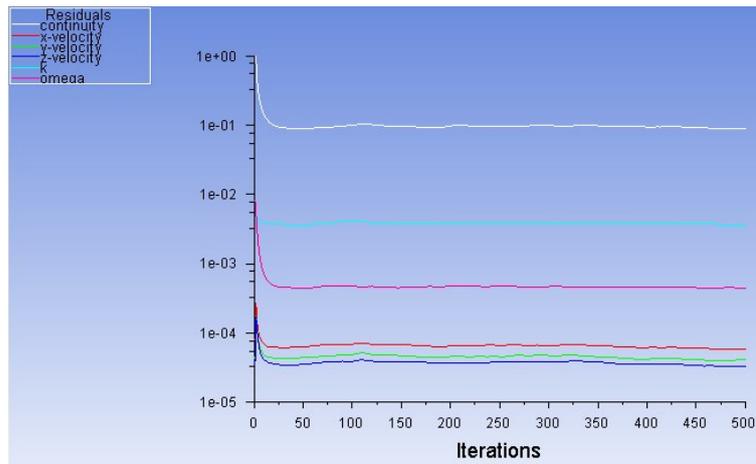
Tabel 3.7 Model Turbulensi dan Kondisi Batas

Parameter	Kondisi
Model Turbulensi	k-omega SST
<i>Rotating domain</i>	<i>Mesh motion</i> dengan kecepatan rotasi disesuaikan dengan hasil eksperimental
<b>Kondisi Batas</b>	
<i>Inlet</i>	<i>Velocity inlet</i>
	<i>Normal to Boundary</i>
<i>Outlet</i>	<i>Pressure outlet</i>
<i>Blade/turbine</i>	<i>Wall</i>
	<i>Moving wall (Rotational)</i>
<i>Symmetry</i>	<i>Symmetry</i>
Metode Inisialisasi	<i>Hybrid initialization</i>

Permodelan turbulensi yang digunakan dalam studi ini adalah k-omega SST. K-omega SST merupakan salah satu model yang unggul dalam memecahkan kasus aliran dengan *adverse pressure* gradien dan separasi aliran yang tinggi. Model turbulensi ini banyak dipakai untuk simulasi turbin air maupun turbin angin (T. T. Tran & Kim, 2015), (Orlandi et al., 2015). *Setup* model dan kondisi batas diltunjukkan pada tabel 3.7.

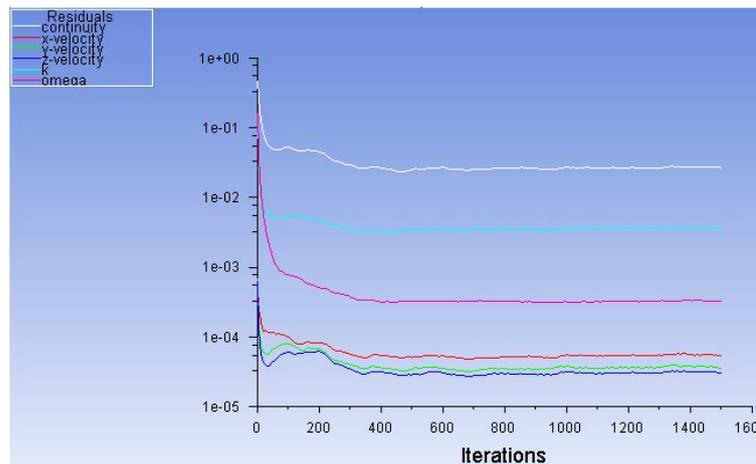


(a)



(b)

10

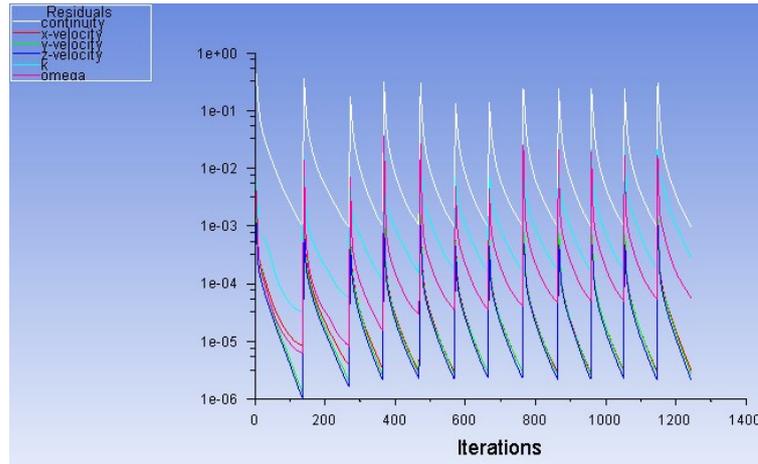


(c)

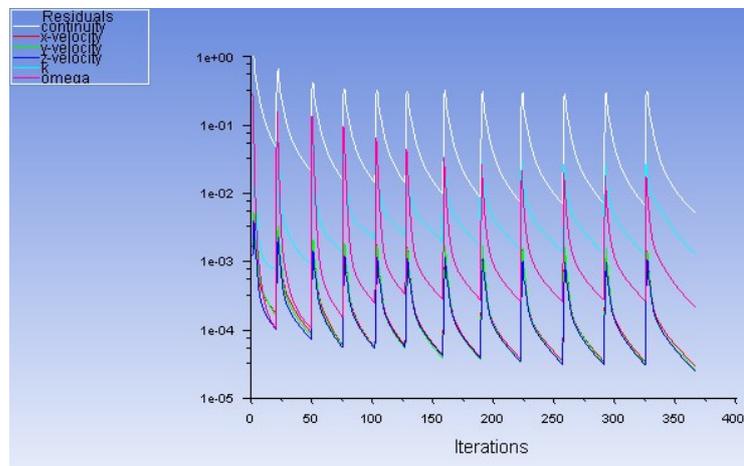
Gambar 3.10 perbandingan *convergency* pada kondisi *steady state* dengan menggunakan 1 *Core* serial (a), 4 *Core* local paralel (b), dan 4 *Core* local paralel dengan penambahan jumlah iterasi (c).

Simulasi numerikal dilakukan dengan menggunakan CFD (Computational Fluid Dynamics) *software* yang dijalankan pada perangkat *Personal Computer* dengan prosesor core i7-6700 4 core, Memory DDR4 RAM 32 GB, serta graphic card NVIDIA Ge Force GT 710. Komparasi perhitungan juga dilakukan di setup awal, yaitu pada penggunaan *core* dalam perhitungan didalam solver fluent terhadap durasi waktu perhitungan seperti yang ditunjukkan pada gambar 3.8. Dengan menggunakan serial single core, durasi yang dibutuhkan untuk

menyesaikan 500 iterasi adalah  $\pm 60$  menit. Berbeda halnya jika menggunakan paralel 4 core local, untuk melakukan 500 iterasi, waktu yang dibutuhkan adalah  $\pm 25$  menit. Perbedaan yang mencolok juga terlihat dari nilai error yang didapatkan pada iterasi yang sama. Dengan menggunakan 4 core paralell local gambar 3.8 (b), nilai error yang didapat pada iterasi yang sama untuk setiap variabel cenderung rendah dibandingkan dengan menggunakan single core gambar 3.8 (a).



(a)



(b)

Gambar 3.11 Perbandingan *convergency* kriteria kondisi *transcient* dengan menggunakan 4 *Core* local paralel pada saat relevancy (a) absolute dan (b) absolute or relative.

Percobaan penggunaan paralel core juga dilakukan untuk 1500 iterasi untuk membuktikan bahwa fluktuasi error perhitungan variable tidak terjadi kembali pada iterasi yang lebih tinggi. Hasilnya, 1500 iterasi dapat diselesaikan dengan durasi

lebih cepat dari 500 iteasi dengan menggunakan single core dengan durasi yakni sekitar  $\pm 55$  menit.

Dengan menggunakan paralel core pada solver fluent, dalam kondisi transient solver dapat melakukan iterasi lebih cepat hingga dapat mencapai keadaan konvergen seperti yang ditunjukkan pada gambar 3.8. Nilai dari kriteria konvergensi diset pada keadaan default yaitu 0.001 untuk default dan 0.05 pada relative.

## BAB 4

### HASIL DAN PEMBAHASAN

#### 4.1 Uji Eksperimental

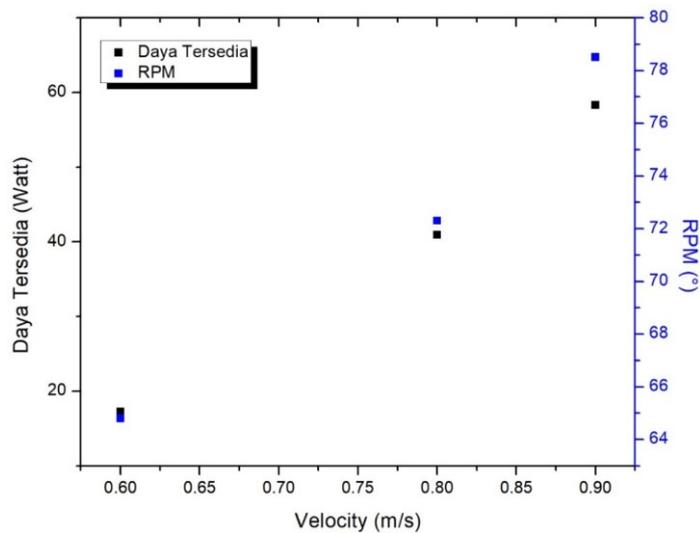
##### 4.1.1 Pengujian Turbin dengan Konfigurasi Kemiringan $0^\circ$

Pada penelitian ini, turbin diuji dengan beberapa variasi kemiringan sudut. Pengujian dimulai dengan melakukan uji pada konfigurasi  $0^\circ$ , seperti yang ditunjukkan pada gambar 4.1. Konfigurasi  $0^\circ$  merupakan sebuah *setup* turbin *over-hanging*, dimana pada *setup* ini turbin tercelup seluruhnya.  $0^\circ$  didefinisikan sebagai posisi turbin yang tegak lurus dan menghadap langsung ke arah *freestream* dengan derajat kemiringan nol.



Gambar 4.1 Pengujian konfigurasi turbin  $0^\circ$ .

Semua konfigurasi pengujian ,turbin diuji dengan 3 variasi kecepatan yaitu, 0.6 m/s; 0.8 m/s dan 0.9 m/s. Berdasarkan hasil pengujian, diketahui bahwa kecepatan *freestream* yang diberikan kepada turbin berpengaruh besar terhadap peningkatan kecepatan sudut turbin dan daya yang dihasilkan oleh turbin, seperti ditunjukkan pada Gambar 4.2. Peningkatan kecepatan *freestream* akan memberikan peningkatan yang cukup signifikan terhadap energi air yang tersedia (energi air yang mengenai turbin), sehingga semakin besar potensi energi yang dapat diekstraksi oleh turbin. Hal ini akan menyebabkan peningkatan kecepatan sudut dan daya yang dihasilkan oleh turbin.

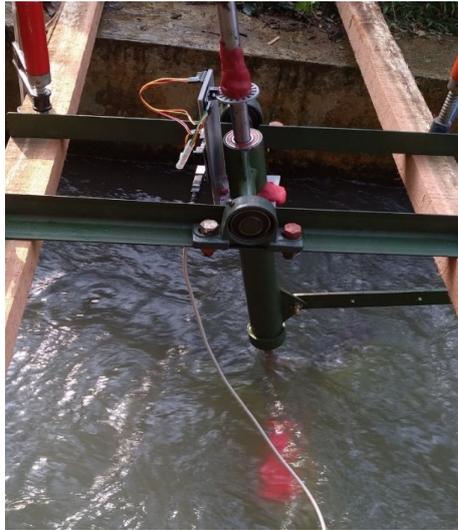


Gambar 4.2 Pengaruh Kecepatan *Freestream* terhadap RPM dan Daya Turbin Pada Konfigurasi Turbin  $0^\circ$ .

Pada kecepatan 0,6 m/s, daya yang diterima turbin Darrieus tipe *cascade* konfigurasi  $0^\circ$  adalah sebesar 17.28 Watt dengan nilai RPM sebesar 64.8. Pada kecepatan 0.8 m/s, daya yang diterima oleh turbin adalah sebesar 40.96 Watt dengan besar RPM adalah 72.3. Daya yang diterima oleh turbin terus meningkat sebanding dengan peningkatan kecepatan *freestream*. Sehingga, pada kecepatan *freestream* 0.9 m/s, daya yang dihasilkan mencapai 58.32 Watt dengan RPM sebesar 78.5.

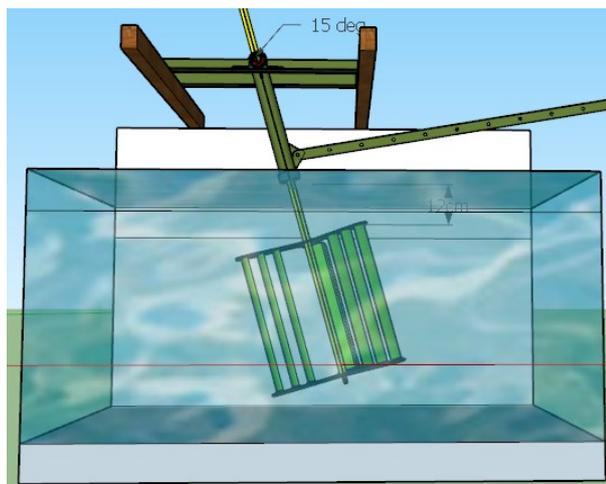
#### 4.1.2 Pengujian Turbin dengan Konfigurasi dengan Kemiringan Poros $15^\circ$

Variasi uji eksperimental yang kedua dilakukan dengan menentukan posisi poros turbin pada kemiringan  $15^\circ$  seperti yang ditunjukkan pada Gambar 4.3 dan di visualisasikan pada Gambar 4.4 untuk mendapatkan gambaran tampak samping pada saat pengujian.

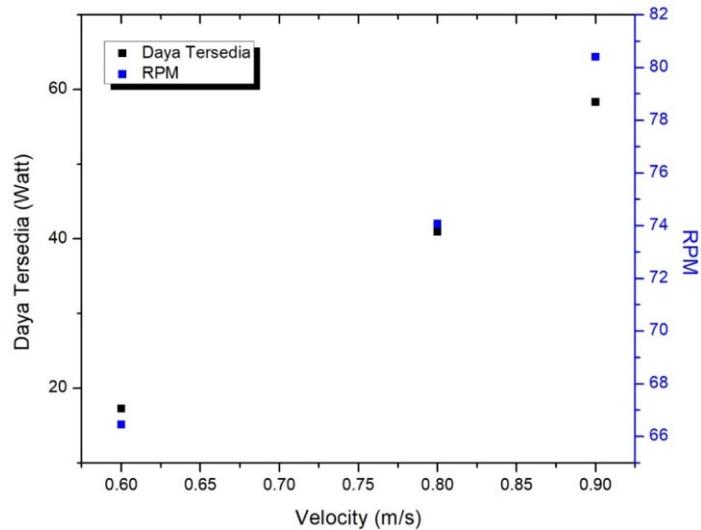


Gambar 4.3 Pengujian Turbin Konfigurasi dengan Kemiringan  $15^\circ$ .

Berdasarkan hasil pengujian, pada kecepatan 0.6 m/s, turbin Darrieus tipe *cascade* konfigurasi dengan kemiringan  $15^\circ$  menerima energi air sebesar 17.28 Watt dengan nilai RPM sebesar 66.45. Pada kecepatan 0.8 m/s, daya yang diterima oleh turbin adalah sebesar 40.96 Watt dengan besar RPM adalah 74.075. Daya yang diterima oleh turbin terus meningkat sebanding dengan peningkatan kecepatan *freestream*. Sehingga, pada kecepatan *freestream* 0.9 m/s, daya yang dihasilkan mencapai 58.32 Watt dengan RPM sebesar 80.41 seperti yang ditunjukkan pada Gambar 4.5.



Gambar 4.4 Visualisasi Pengujian Turbin Konfigurasi dengan Kemiringan  $15^\circ$



Gambar 4.5 Pengaruh Kecepatan Freestream terhadap RPM dan Daya Turbin Pada Konfigurasi Turbin dengan Kemiringan  $15^\circ$ .

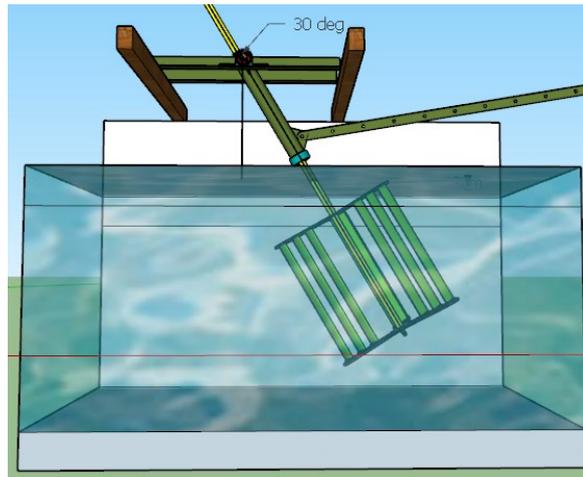
#### 4.1.3 Pengujian Turbin dengan Konfigurasi Kemiringan Poros $30^\circ$

Pengujian dilanjutkan dengan melakukan variasi kemiringan poros turbin pada kemiringan  $30^\circ$ . Pengujian efek kemiringan poros turbin, dilakukan pada tiga lokasi terpilih, yang memiliki kecenderungan kecepatan *freestream* dengan nilai 0.6 m/s, 0.8 m/s dan 0.9 m/s.

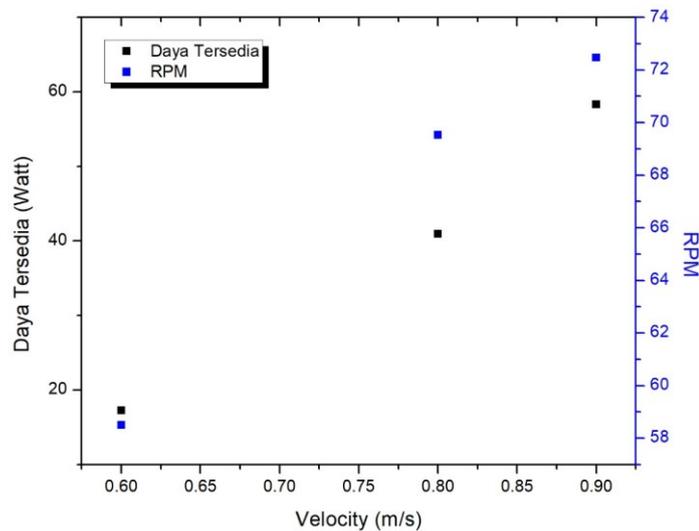


Gambar 4.6 Pengujian Konfigurasi dengan Kemiringan tetap  $30^\circ$

Variasi uji eksperimental ketiga dilakukan dengan menentukan posisi poros turbin pada kemiringan  $30^\circ$  seperti yang ditunjukkan pada Gambar 4.6 dan di visualisasikan pada Gambar 4.7 untuk mendapatkan gambaran tampak samping pada saat pengujian.



Gambar 4.7 Visualisasi Pengujian Konfigurasi dengan Kemiringan tetap 30



Gambar 4.8 Pengaruh Kecepatan Freestream terhadap RPM dan Daya Turbin Pada Konfigurasi Turbin dengan Kemiringan 30°.

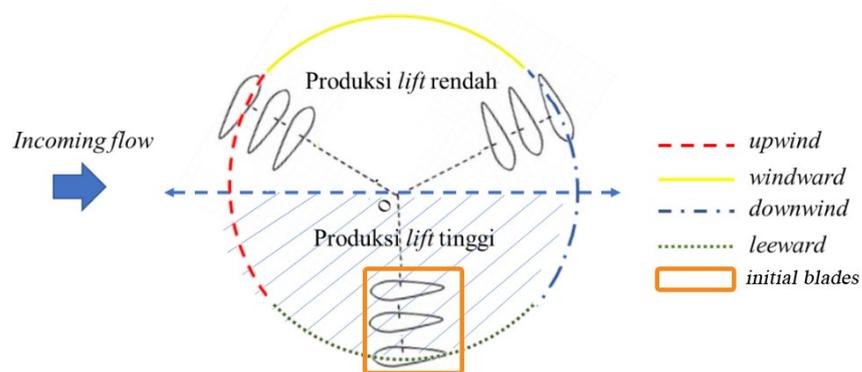
Gambar 4.8 menunjukkan hasil pengujian pada kemiringan poros sebesar 30° pada kecepatan 0.6 m/s, turbin Darrieus tipe *cascade* dengan luas turbin sebesar 0.16 m<sup>2</sup>, menerima energi air sebesar 17.28 Watt dengan nilai RPM sebesar 58.5. Pada kecepatan 0.8 m/s, daya yang diterima oleh turbin adalah sebesar 40.96 Watt dengan besar RPM adalah 69.5. Daya yang diterima oleh turbin terus meningkat sebanding dengan peningkatan kecepatan *freestream*. Sehingga, pada kecepatan *freestream* 0.9 m/s, daya yang diterima turbin mencapai 58.32 Watt dengan RPM sebesar 72.47.

## 4.2 Simulasi CFD

### 4.2.1 Simulasi CFD Turbin dengan Konfigurasi 0°

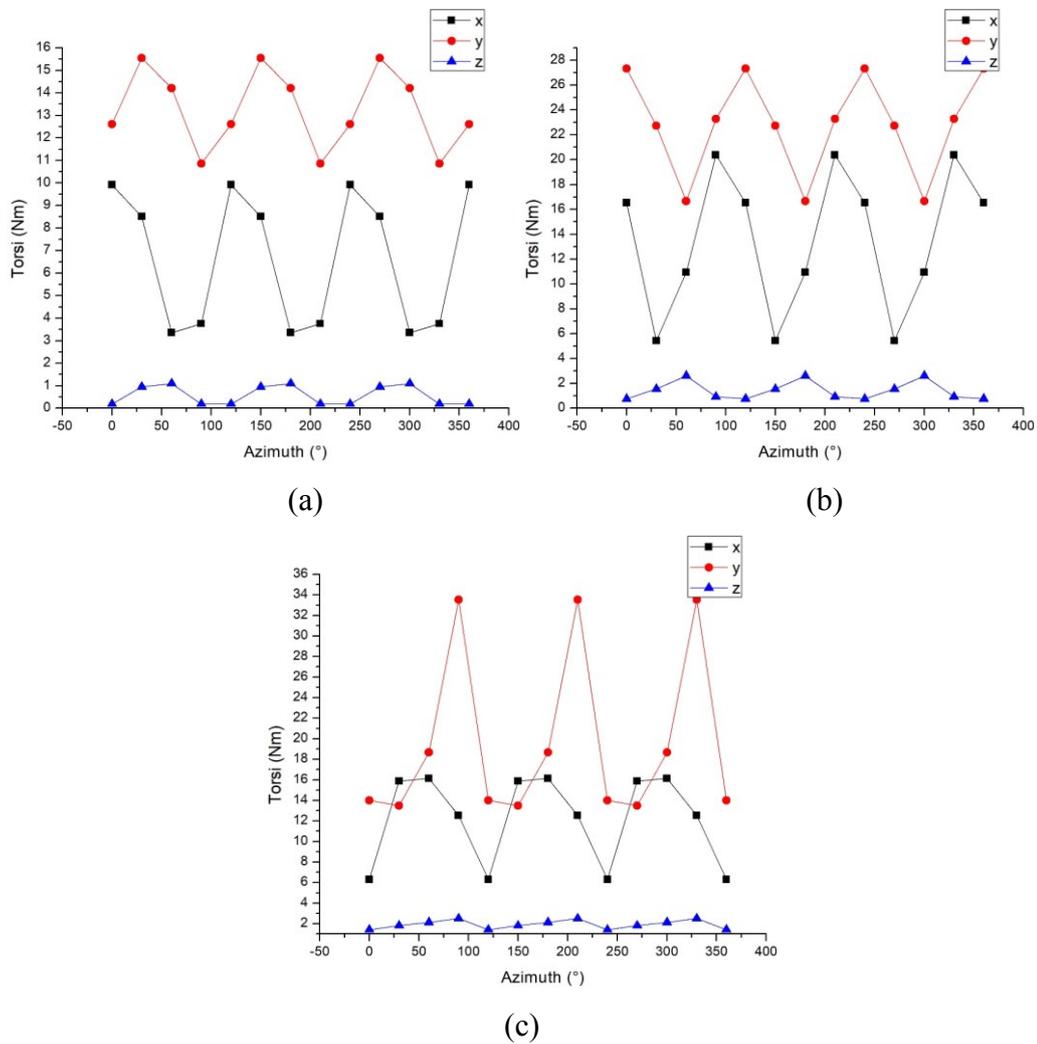
Simulasi numerik pada studi ini bertujuan untuk mendapatkan informasi yang tidak bisa didapatkan selama uji eksperimental. Dengan menggunakan metode *transient*, informasi mengenai gaya, torsi, kontur kecepatan, dll, dapat diperoleh secara lebih detail (per-azimuth) dalam satu putaran penuh. Jumlah iterasi yang digunakan pada simulasi konfigurasi 0° ini adalah  $\pm 500$  iterasi per time step. Dimana *time step* yang digunakan adalah sebanyak 24 *time step*, yang berarti dalam satu putaran penuh (360°) pada setiap interval 15° sudut azimuth terdapat 1 *time step* yang memuat  $\pm 500$  iterasi.

Dalam satu kali putaran, turbin vertikal memiliki zona yang disebut dengan *leeward* dan berpotensi untuk menghasilkan lift lebih tinggi dibandingkan dengan zona *winward*. Hal ini disebabkan karena posisi blade saat berada di zona *leeward* cenderung mendapatkan *angle of attack* yang optimal. Pembagian zona produksi lift ditunjukkan pada gambar 4.9.



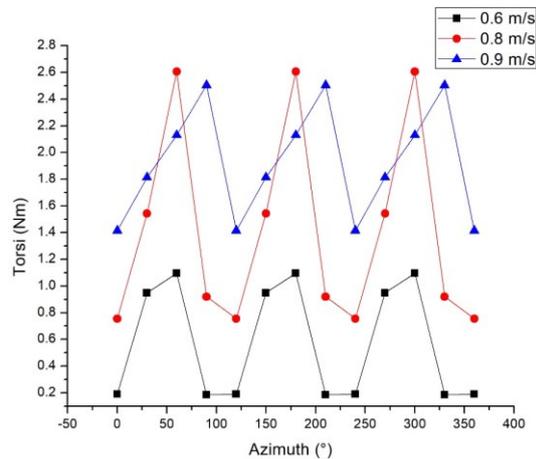
Gambar 4.9 Pembagian zona ekstraksi lift

Fluktuasi nilai torsi yang ditunjukkan pada Gambar 4.10, menunjukkan pola sinusoidal, dimana hal tersebut merepresentasikan torsi yang terjadi pada setiap azimuth dalam 3 *arm* sehingga dalam satu putaran penuh terdapat 3 puncak dan 3 lembah nilai torsi.



Gambar 4.10 Fluktuasi Torsi Konfigurasi  $0^\circ$  pada Kecepatan *Freestream* (a) 0.6 m/s, (b) 0.8 m/s dan (c) 0.9 m/s

Sebuah turbin dapat berputar akibat adanya gaya – gaya yang bekerja pada *blade* turbin, seperti yang dijelaskan pada Gambar 2.6. Resultan dari gaya – gaya yang bekerja pada *blade* tersebut akan menghasilkan gaya angkat (*lift force*) dan gaya seret (*drag force*) sehingga *blade* mampu bergerak maju melawan arah pada zona *windward* (van der Spoel et al., 2015).

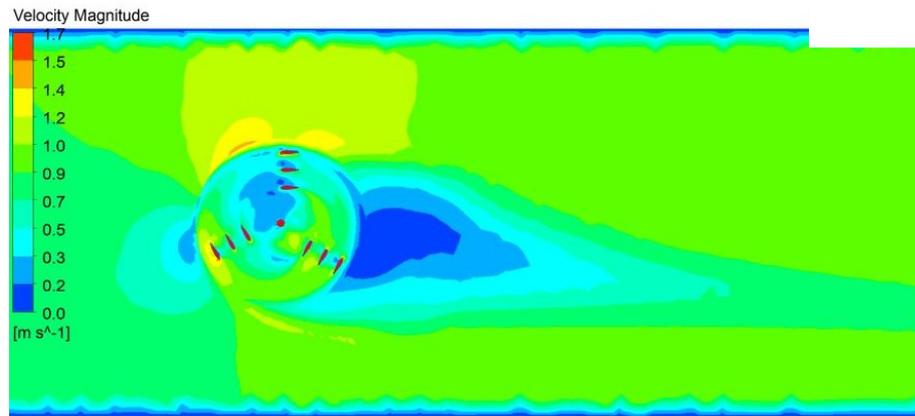


Gambar 4.11 Komparasi Fluktuasi Torsi pada Sumbu z untuk Konfigurasi 0°

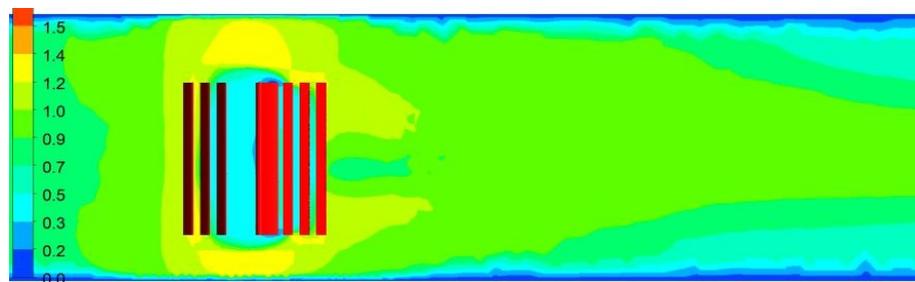
Fluktuasi torsi pada Gambar 4.10, menunjukkan bahwa torsi terjadi pada semua sumbu (x, y, z). Sumbu yang dianalisa lebih lanjut adalah torsi yang terjadi pada sumbu z, dimana torsi pada sumbu tersebut merupakan sumbu putar dari poros turbin tipe Darrieus yang digunakan dalam penelitian ini. Komparasi perbandingan torsi pada sumbu z ditampilkan pada gambar 4.11.

Nilai torsi rata – rata yang dihasilkan turbin meningkat seiring dengan peningkatan kecepatan *freestream*. Dimana nilai torsi rata –rata turbin untuk kecepatan 0.6 m/s adalah sebesar 0.57 Nm. Peningkatan nilai torsi rata - rata dari kecepatan 0.6 m/s ke 0.8 m/s adalah sebesar 0.829 N.m sehingga nilai torsi rata – rata pada kecepatan 0.8 m/s adalah sebesar 1.4 Nm. Adapun peningkatan nilai torsi rata - rata dari kecepatan 0.8 m/s ke 0.9 m/s adalah sebesar 0.52 N.m sehingga nilai torsi rata – rata pada kecepatan 0.9 m/s adalah sebesar 1.92 Nm.

Simulasi menggunakan CFD pada studi ini dilakukan untuk mendapatkan informasi yang tidak didapat saat pengujian eksperimental salah satunya adalah kontour kecepatan *freestream* seperti yang ditunjukkan pada Gambar 4.12. Untuk mengetahui kontur profil kecepatan *freestream* lebih mendalam, gambar profil aliran di bagi menjadi dua yaitu tampak atas dan tampak samping.



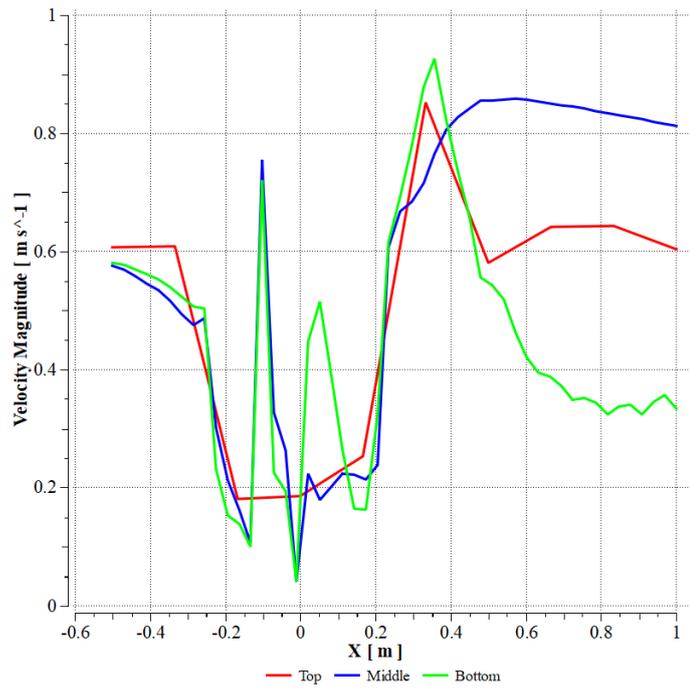
(a)



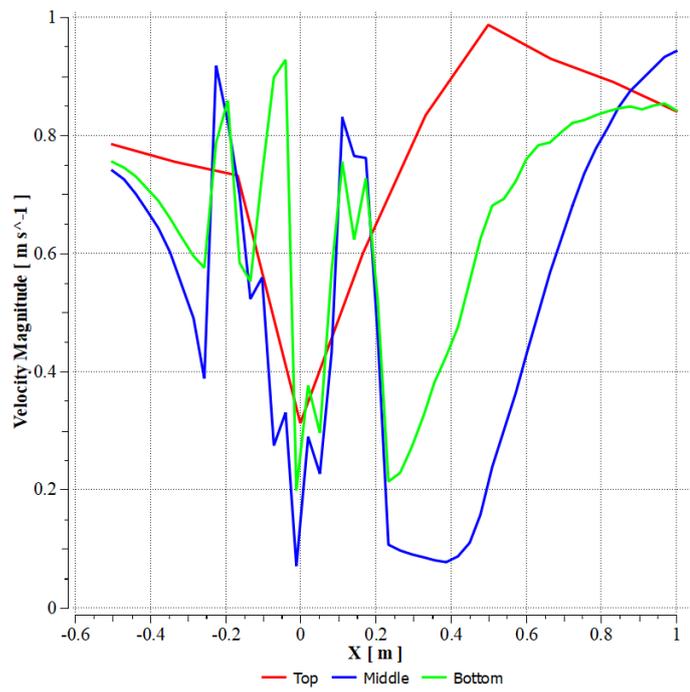
(b)

Gambar 4.12 Kontur Kecepatan Aliran pada konfigurasi  $0^\circ$  (a) tampak atas dan (b) tampak samping

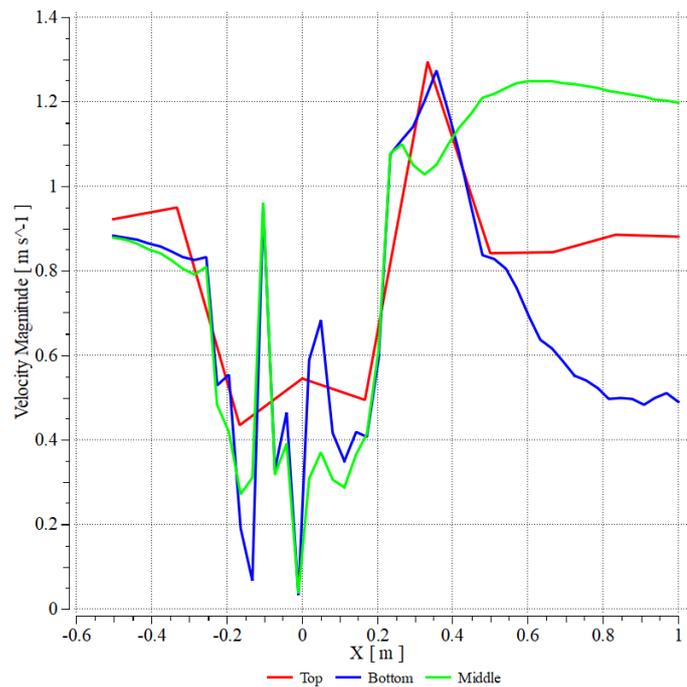
Kontur aliran yang ditunjukkan pada Gambar 4.12, merupakan kontur *velocity* yang diambil pada saat turbin mengalami ekstraksi energi terendah yaitu pada azimuth  $0$ . Pada saat blade berada pada azimuth  $0$ , *angle off attack* juga bernilai  $0$  karena posisi dari *leading edge* berada tegak lurus terhadap *incoming flow*. Posisi tersebut berdampak pada nilai *coefficient drag* yang semakin meningkat sehingga turbin ketika pada posisi tersebut memiliki nilai torsi yang relatif rendah.



(a)



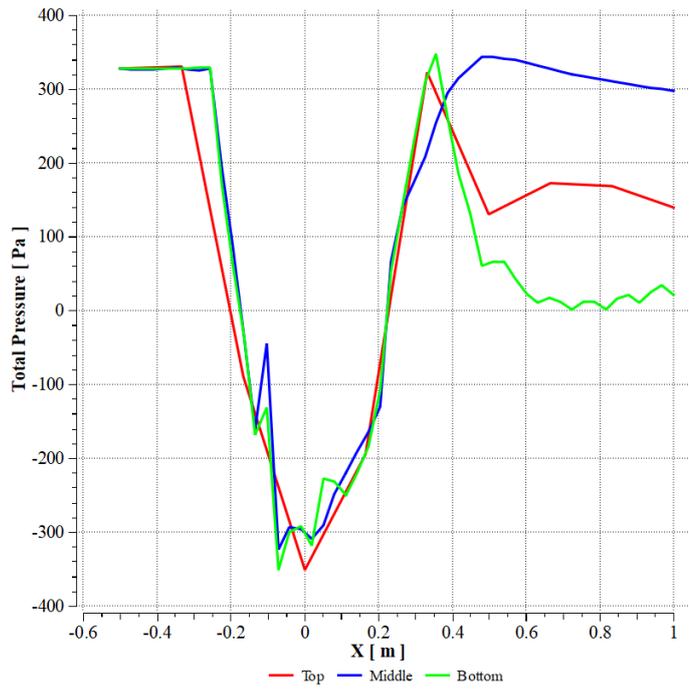
(b)



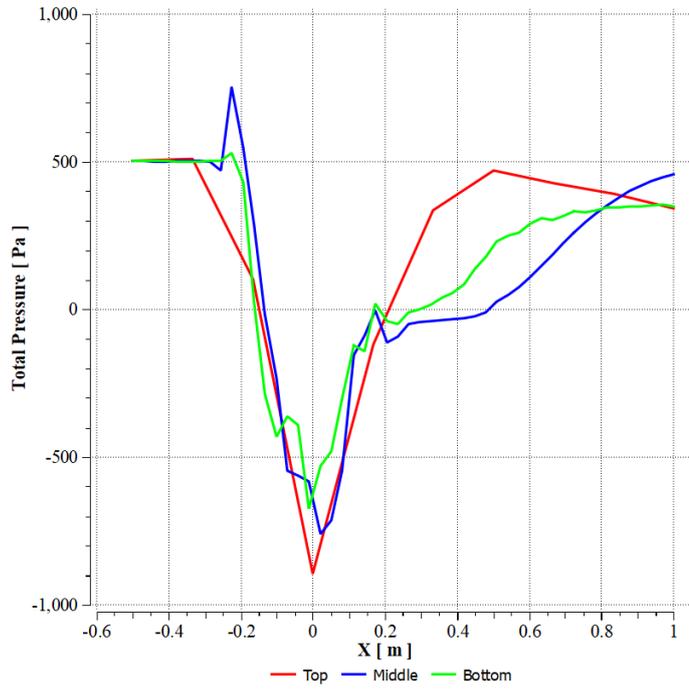
(c)

Gambar 4.13 Komparasi Profil Kecepatan Aliran (a) 0.6 m/s, (b) 0.8 m/s, dan (c) 0.9 m/s pada 3 Bagian *Top*, *Middle* dan *Bottom* Turbin untuk Konfigurasi Turbin 0°

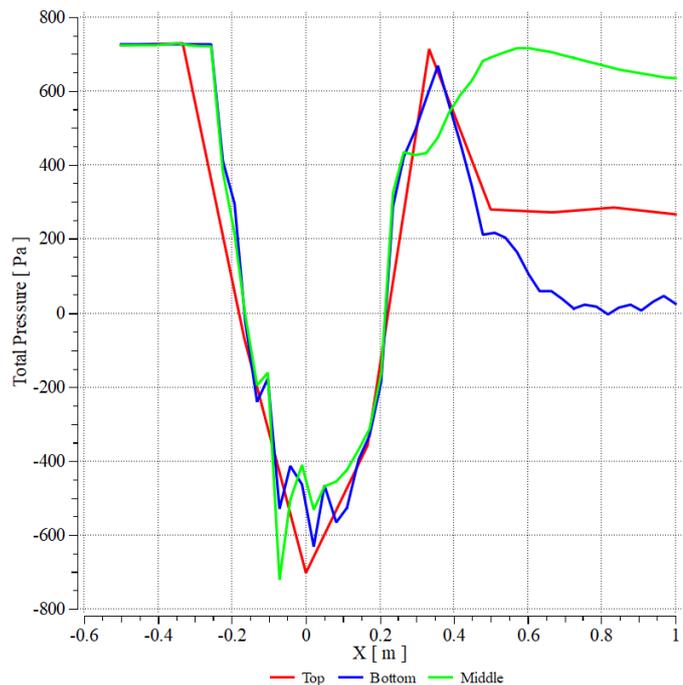
Grafik nilai kecepatan aliran yang ditunjukkan pada Gambar 4.13. Untuk mendapatkan nilai kecepatan *freestream* pada range tertentu, didalam tahap post processing 3 buah line pada sumbu x diplot pada jarak -0.5 m sampai 1 m dan pada aksis y digunakan untuk membagi turbin kedalam 3 bagian yaitu *top*, *middle* dan *bottom* dimana jarak antar ke tiga line tersebut adalah 0.2 m yang merepresentasikan setengah dari total panjang span turbin. Peningkatan kecepatan *freestream* mempengaruhi profil aliran yang mengenai turbin seperti yang ditunjukkan pada gambar 4.13. Berdasarkan grafik profil tersebut dapat diketahui bahwa kecepatan pada bagian turbin *middle* mendapatkan kecepatan aliran yang lebih tinggi dibandingkan dengan bagian *top* dan *bottom*.



(a)



(b)



(c)

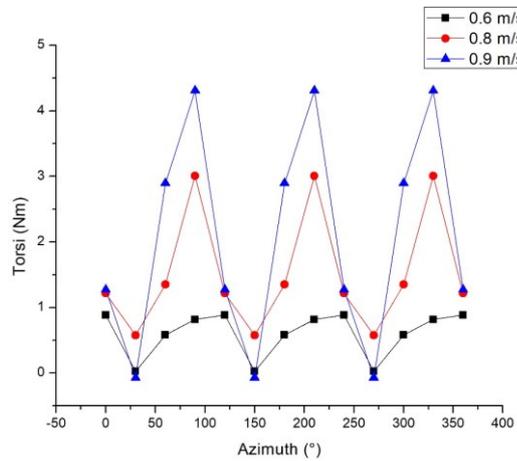
Gambar 4.14 Komparasi *Pressure Coefficient* untuk Kecepatan aliran (a) 0.6 m/s, (b) 0.8 m/s, dan (c) 0.9 m/s pada 3 Bagian *Top*, *Middle* dan *Bottom* Turbin untuk Konfigurasi Turbin 0°

Gaya – gaya yang bekerja pada aliran *freestream* dan mengenai blade, menyebabkan peningkatan *pressure* pada daerah turbin. Grafik yang ditunjukkan pada Gambar 4.14, menunjukkan *pressure* mengalami penurunan yang signifikan sesaat setelah melewati turbin. Penurunan pada *pressure* tersebut disebabkan karena energi yang tersedia dalam aliran air telah diekstrak oleh turbin. Seperti halnya pada grafik kecepatan aliran, grafik *pressure coefficient* menunjukkan bahwa *pressure* tertinggi terjadi pada bagian tengah (*middle*) turbin.

#### 4.2.2 Simulasi CFD Turbin dengan Konfigurasi Kemiringan Poros 15°

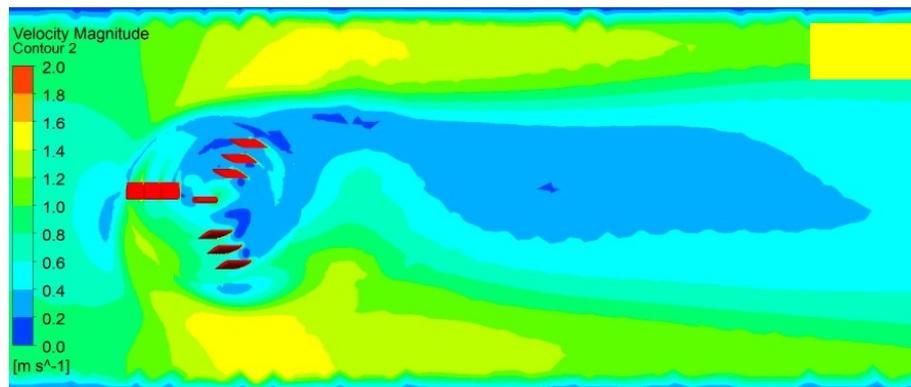
Nilai torsi rata – rata yang dihasilkan turbin meningkat seiring dengan peningkatan kecepatan *freestream*. Dimana nilai torsi rata – rata turbin untuk kecepatan 0.6 m/s adalah sebesar 0.6 Nm. Peningkatan nilai torsi rata - rata dari kecepatan 0.6 m/s ke 0.8 m/s adalah sebesar 0.9 N.m sehingga nilai torsi rata – rata pada kecepatan 0.8 m/s adalah sebesar 1.51 Nm. Adapun peningkatan nilai torsi

rata - rata dari kecepatan 0.8 m/s ke 0.9 m/s adalah sebesar 0.57 N.m sehingga nilai torsi rata – rata pada kecepatan 0.9 m/s adalah sebesar 2.07 Nm.

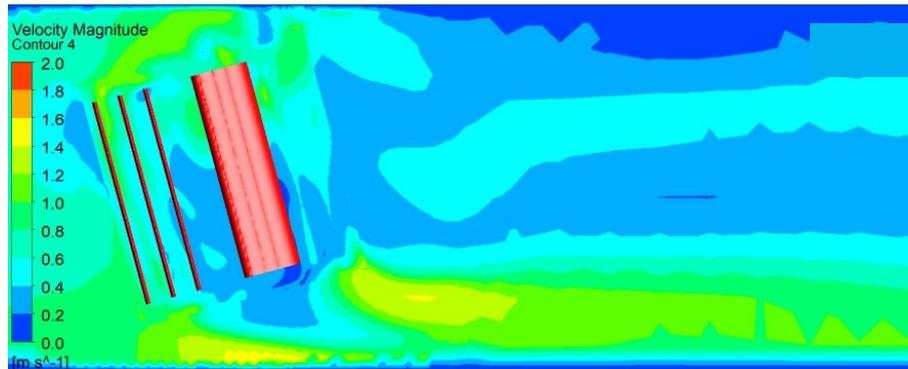


Gambar 4.15 Komparasi Fluktuasi Torsi pada Sumbu Z untuk Konfigurasi Turbin dengan Kemiringan 30°

Seperti yang telah dinyatakan sebelumnya bahwa simulasi CFD pada studi ini dilakukan untuk mendapatkan informasi yang tidak didapat pada saat pengujian eksperimental salah satunya adalah kontour kecepatan aliran seperti yang ditunjukkan pada Gambar 4.16 adalah untuk mengetahui kontur profil kecepatan *freestream* lebih mendalam, gambar profil aliran di bagi menjadi dua yaitu tampak atas dan tampak samping.



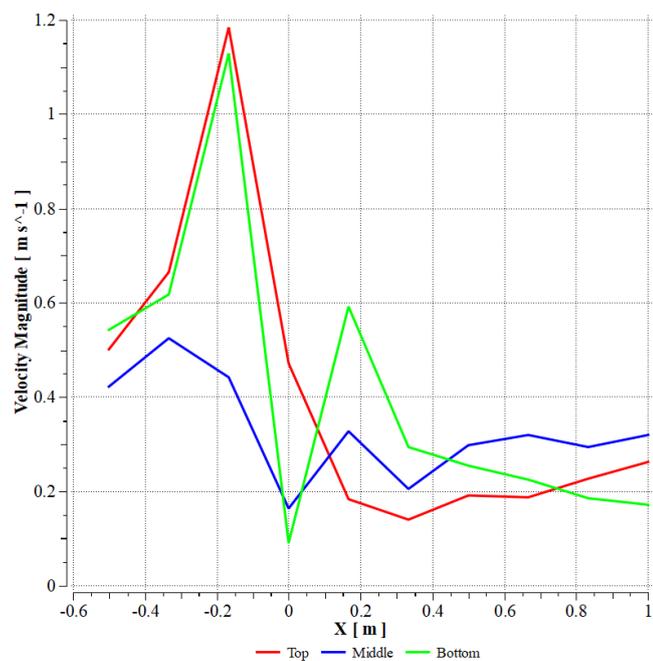
(a)



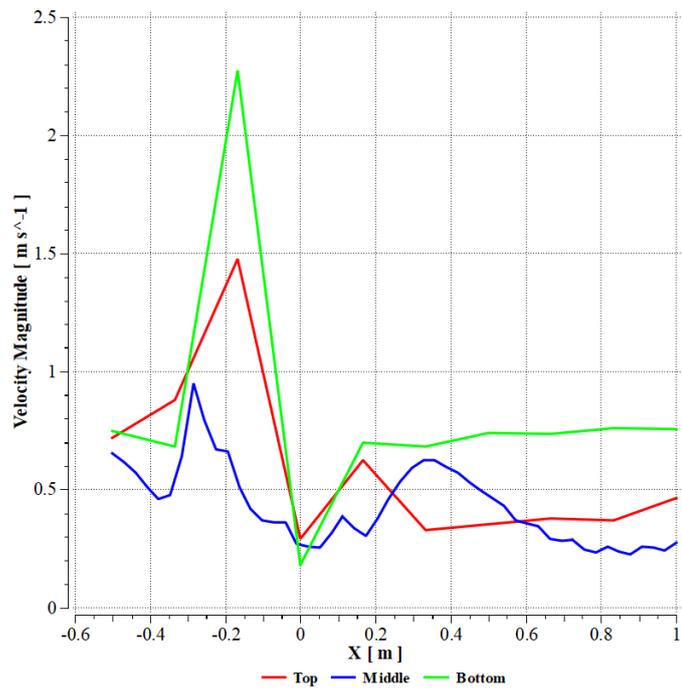
(b)

Gambar 4.16 Kontur Kecepatan Aliran pada Konfigurasi Kemiringan  $15^\circ$  (a) Tampak Atas dan (b) Tampak Samping

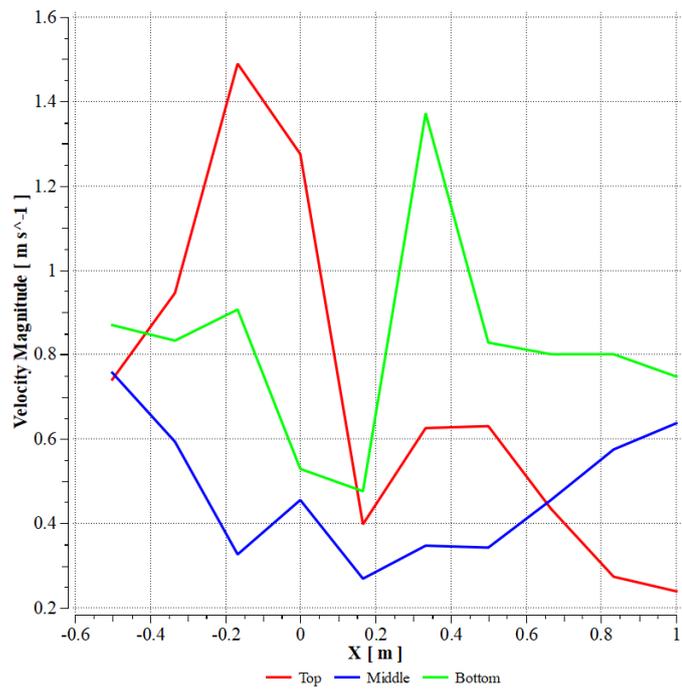
Kontur kecepatan *freestream* yang di tampilkan pada Gambar 4.16 merupakan kontur yang didapat pada kecepatan  $0.8 \text{ m/s}$ . Dimana kontur aliran pada variasi kecepatan *freestream* lainnya memiliki kontur yang hampir serupa pada konfigurasi kemiringan turbin yang sama. Dapat terlihat bahwa kecepatan aliran akan berkurang sesaat setelah melewati turbin (Gambar 4.16 a). Akibat dari turbin yang dimiringkan, kecepatan aliran yang dekat pada permukaan air mengalami penurunan kecepatan (Gambar 4.16 b).



(a)



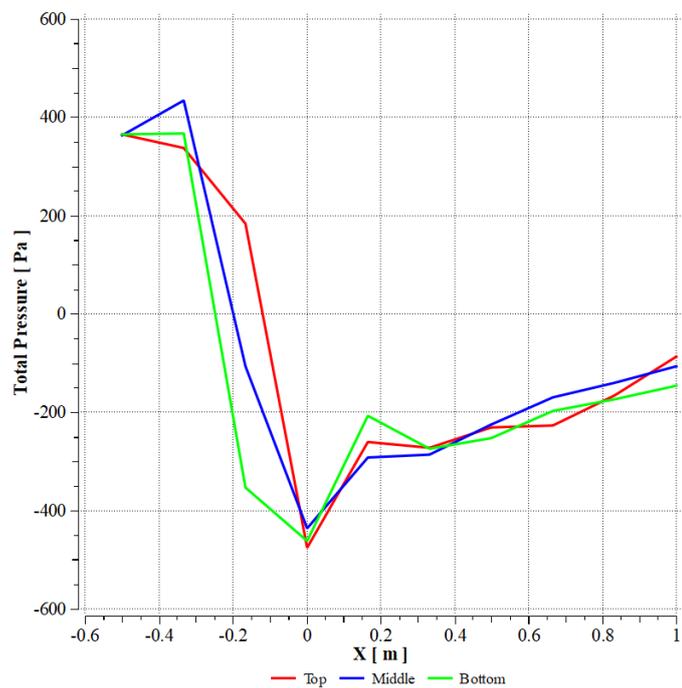
(b)



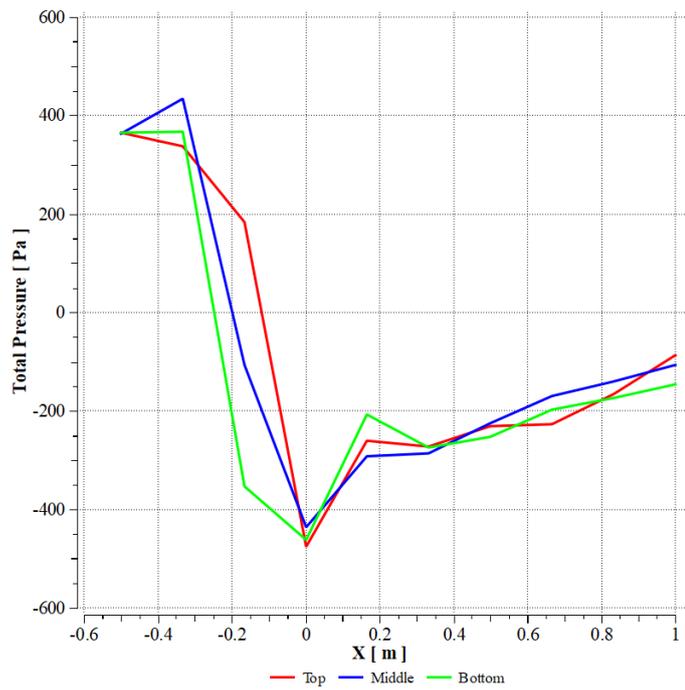
(c)

Gambar 4.17 Komparasi Profil Kecepatan *Freestream* (a) 0.6 m/s, (b) 0.8 m/s, dan (c) 0.9 m/s pada 3 Bagian *Top*, *Middle* dan *Bottom* Turbin untuk Konfigurasi Turbin Miring 15°

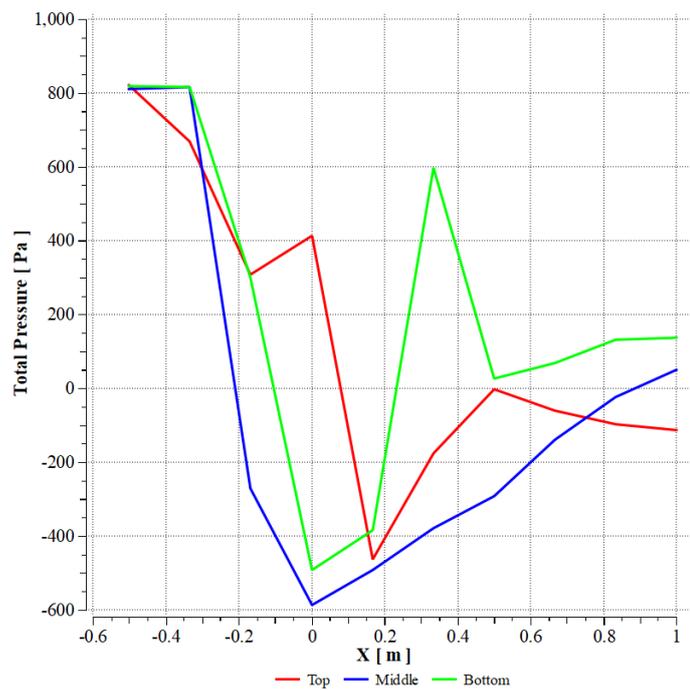
Berdasarkan kontur kecepatan aliran pada Gambar 4.16 dan Grafik profil aliran pada Gambar 4.17, dapat diketahui bahwa kecepatan aliran sesaat setelah mengeneai turbin akan menurun dan pada jarak tertentu kecepatan aliran akan kembali lagi pada kecepatan awal. Pada bagian turbin bagian *top* dapat terlihat bahwa kecepatan aliran setelah melewati turbin mengalami penurunan yang drastis hingga nilainya berada di bawah bagian kecepatan aliran pada bagian turbin yang lain.



(a)



(b)



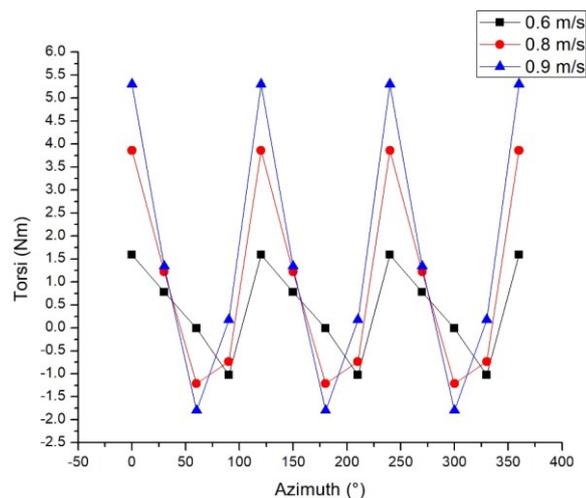
(c)

Gambar 4.18 Komparasi *Pressure Coefficient* untuk Kecepatan *Freestream* (a) 0.6 m/s, (b) 0.8 m/s, dan (c) 0.9 m/s pada 3 Bagian *Top*, *Middle* dan *Bottom* Turbin untuk Konfigurasi Turbin Miring 15°

Efek dari pressure yang terjadi antara aliran *freestream* dan blade turbin, menyebabkan *pressure* pada daerah turbin meningkat. Grafik yang ditunjukkan pada Gambar 4.18, menunjukkan *pressure* mengalami penurunan yang signifikan sesaat setelah melewati turbin. Penurunan pada nilai *pressure* tersebut diakibatkan oleh energi kinetik pada arus air telah diekstrak oleh turbin. Berdasarkan grafik dapat terlihat bahwa pada kecepatan 0.6 m/s dan 0.8 m/s *pressure* yang mengalami penurunan terbesar ditunjukkan pada bagian *bottom* dari turbin, sementara untuk kecepatan 0.9 m/s bagian turbin *top* mengalami penurunan *pressure*. Hal ini dapat mengindikasikan bahwa ekstraksi turbin pada daerah – daerah yang memiliki *pressure* tertinggi tersebut mampu mengekstrak energi dengan baik.

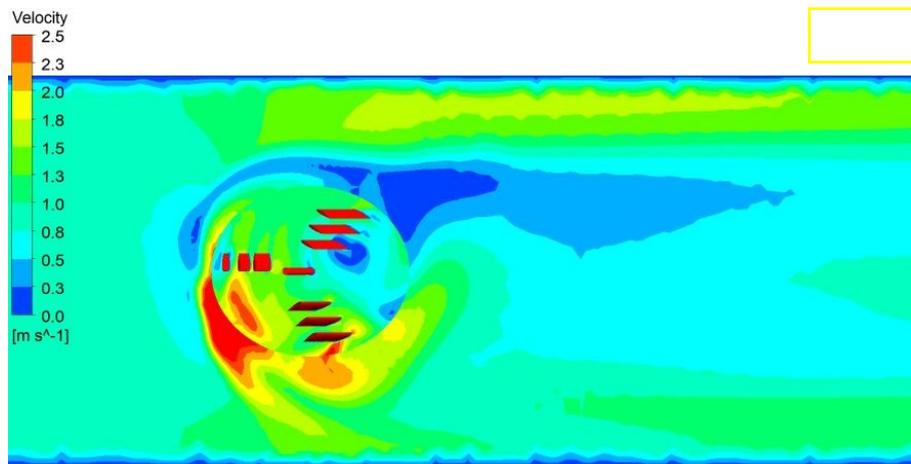
#### 4.2.3 Simulasi CFD Turbin dengan Konfigurasi Kemiringan Poros 30°

Nilai torsi rata – rata yang dihasilkan turbin meningkat seiring dengan peningkatan kecepatan *freestream*. Dimana nilai torsi rata –rata turbin untuk kecepatan 0.6 m/s adalah sebesar 0.42 Nm. Peningkatan nilai torsi rata - rata dari kecepatan 0.6 m/s ke 0.8 m/s adalah sebesar 0.59 N.m sehingga nilai torsi rata – rata pada kecepatan 0.8 m/s adalah sebesar 1.01 Nm. Adapun peningkatan nilai torsi rata - rata dari kecepatan 0.8 m/s ke 0.9 m/s adalah sebesar 0.547 N.m sehingga nilai torsi rata – rata pada kecepatan 0.9 m/s adalah sebesar 1.56 Nm.

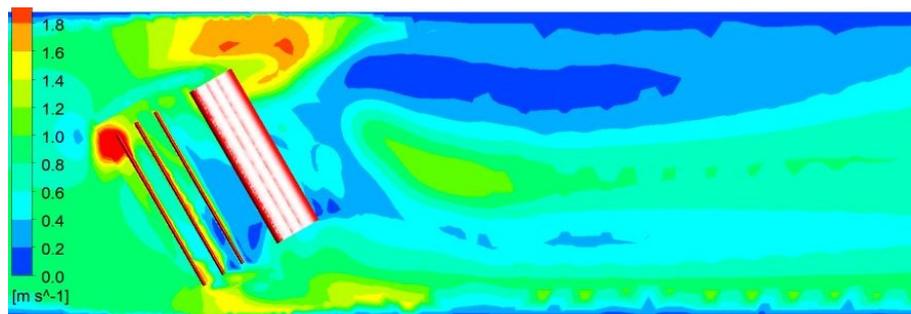


Gambar 4.19 Komparasi Fluktuasi Torsi pada Sumbu Z untuk Konfigurasi Turbin dengan Kemiringan 30°

Kontur kecepatan aliran yang di tampilkan pada Gambar 4.20 merupakan kontur yang didapat pada kecepatan 0.9 m/s. Dimana kontur aliran pada variasi kecepatan *freestream* lainnya memiliki kontur yang hampir serupa pada konfigurasi kemiringan turbin yang sama. Dapat terlihat bahwa kecepatan aliran akan berkurang sesaat setelah melewati turbin (Gambar 4.20 a). Akibat dari turbin yang dimiringkan, kecepatan aliran yang dekat pada permukaan air mengalami peningkatan kecepatan (Gambar 4.20 b). Kontur aliran bagian bawah turbin memiliki kecepatan yang relatif lebih tinggi dibandingkan dengan kontur pada daerah *downwind* akibat adanya efek dasar kanal.

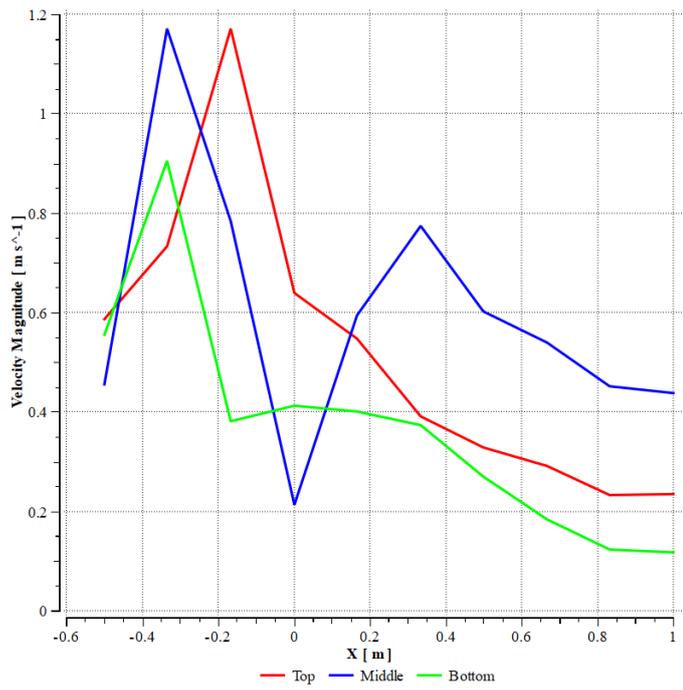


(a)

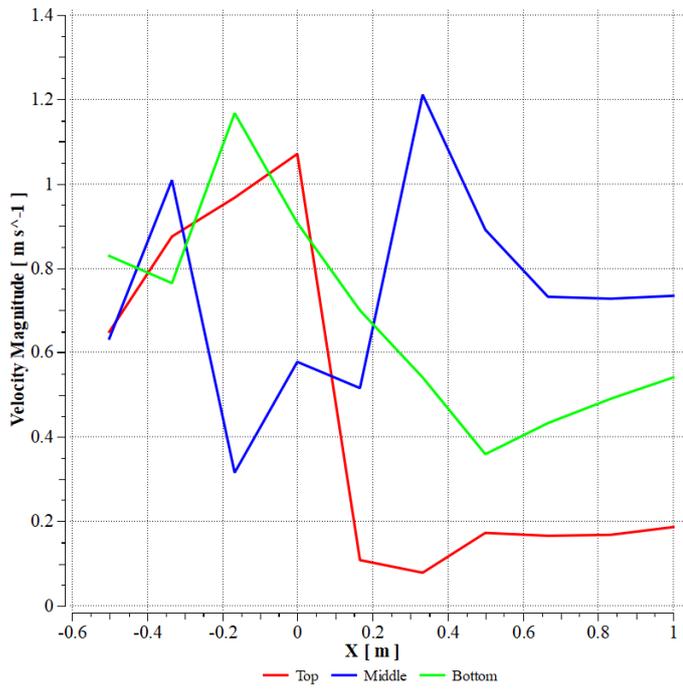


(b)

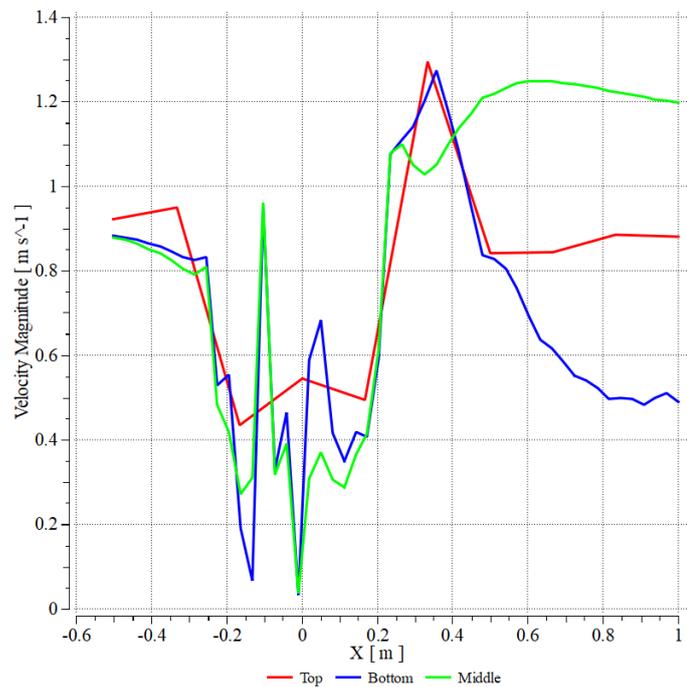
Gambar 4.20 Kontur Kecepatan *freestream* pada konfigurasi kemiringan 30° (a) tampak atas dan (b) tampak samping



(a)



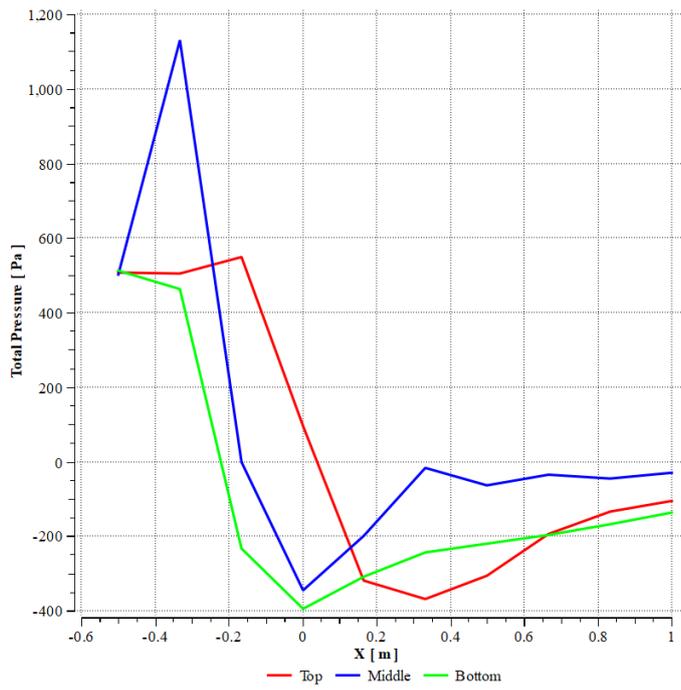
(b)



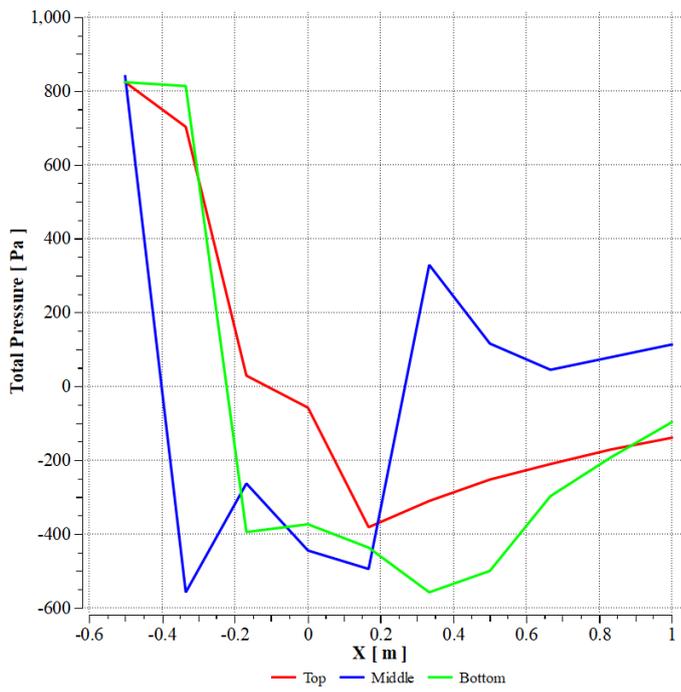
(c)

Gambar 4.21 Komparasi Profil Kecepatan *Freestream* (a) 0.6 m/s, (b) 0.8 m/s, dan (c) 0.9 m/s pada 3 Bagian *Top*, *Middle* dan *Bottom* Turbin untuk Konfigurasi Turbin Miring 30°

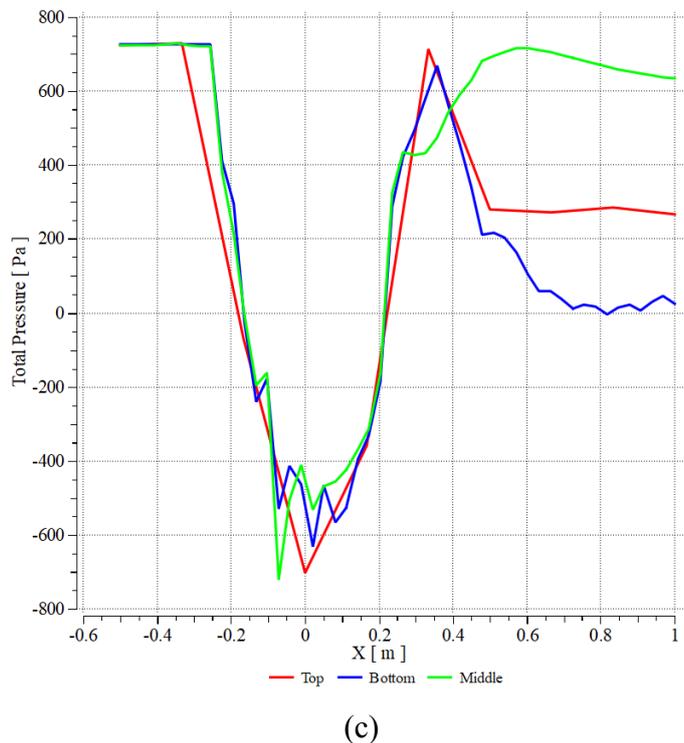
Grafik profil aliran yang ditunjukkan pada Gambar 2.1, menunjukkan hal yang hampir serupa, bahwa kecepatan aliran pada saat turbin dimiringkan 30° akan mengalami penurunan kecepatan pada saat mengenai turbin  $x = 0$ . Penurunan yang dialami pada bagian turbin tidak sama antar kecepatan freestream. Misalkan pada kecepatan 0.6 m/s (Gambar 2.2 a) menunjukkan bahwa kecepatan tertinggi yang mengenai turbin adalah pada bagian *middle* dan terendah pada *top*. Namun jika ditinjau dari bagian yang mendapat kecepatan tertinggi paling banyak diantara variasi kecepatan adalah pada turbin bagian *middle*.



(a)



(b)



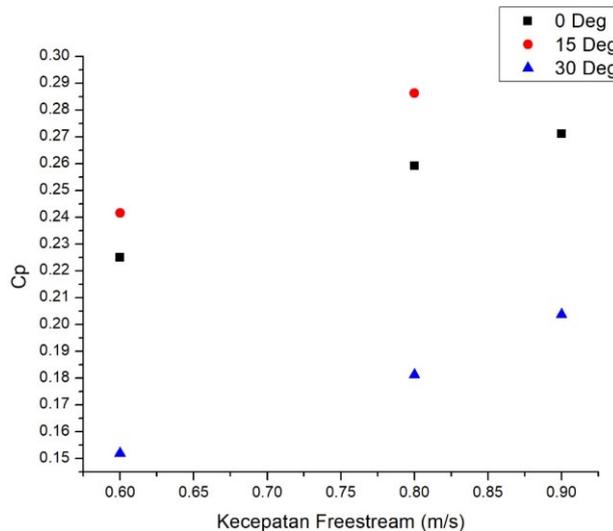
Gambar 4.22 Komparasi *Pressure Coefficient* untuk Kecepatan *Freestream* (a) 0.6 m/s, (b) 0.8 m/s, dan (c) 0.9 m/s pada 3 Bagian *Top*, *Middle* dan *Bottom* Turbin untuk Konfigurasi Turbin Miring 30°

Efek dari *pressure* yang terjadi antara aliran *freestream* dan blade turbin, menyebabkan *pressure* pada daerah turbin meningkat. Grafik yang ditunjukkan pada Gambar 4.22, menunjukkan *pressure* mengalami penurunan yang signifikan sesaat setelah melewati turbin. Penurunan pada nilai *pressure* tersebut diakibatkan oleh energi kinetik pada arus air telah diekstrak oleh turbin. Berdasarkan grafik dapat terlihat bahwa pada semua variasi *coefficient pressure* mengalami penurunan yang hampir identik. Hal tersebut dapat mengindikasikan bahwa turbin pada variasi kecepatan *freestream* tidak memberikan pengaruh yang besar terhadap torsi yang dihasilkan oleh turbin.

### 4.3 Diskusi

Turbin hidrokinetik merupakan sebuah divais untuk mengkonversi energi kinetik dari aliran sungai, arus laut maupun saluran air buatan dan dikonversi menjadi energi putar melauai poros turbin. Turbin yang digunakan pada penelitian

ini merupakan turbin tipe *Darrieus straight blade*, yang memiliki jumlah blade sebanyak 9. Dimana pada blade terluar dari turbin tersebut menggunakan *passive pitch blade* yang memiliki kemampuan untuk menyesuaikan sudut pitch pada range sudut  $\pm 20^\circ$ . Penggunaan *passive pitch blade* dapat memperbaiki performansi pada turbin aksis vertikal, dimana permasalahan yang utama pada turbin aksis vertikal ini adalah kemampuan awal turbin untuk berputar (*self-starting*).

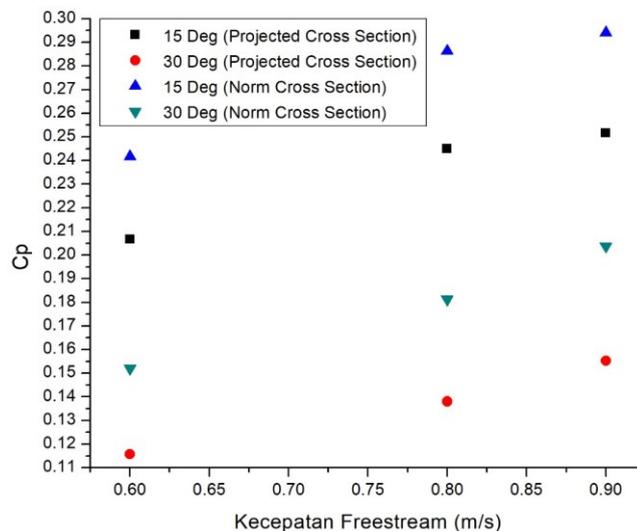


Gambar 4.23 *Coefficient of Performance* untuk Masing – Masing Variasi Kecepatan

Pada penelitian ini, turbin hidrokinetik diuji pada 3 variasi kecepatan, yaitu 0.6 m/s, 0.8 m/s dan 0.9 m/s pada 3 variasi kemiringan yaitu  $0^\circ$  (0 Deg),  $15^\circ$  dan  $30^\circ$ . Berdasarkan hasil penujian tersebut diketahui bahwa  $C_p$  (*Coefficient of Performance*) mengalami peningkatan seiring dengan peningkatan kecepatan *freestream* seperti yang ditunjukkan pada Gambar 4.22. Pada variasi kecepatan 0.6 m/s,  $C_p$  yang dihasilkan dapat meningkat sebanyak 7% jika turbin dimiringkan sebanyak  $15^\circ$  sehingga  $C_p$  konfigurasi turbin miring  $15^\circ$  pada kecepatan 0.6 m/s adalah sebesar 0.24 dan  $C_p$  untuk kecepatan *freestream* 0.6 m/s untuk konfigurasi 0 Deg adalah 0.22. Dalam kecepatan *freestream* yang sama, turbin dimiringkan  $30^\circ$  untuk mengetahui performansi yang didapat saat turbin dalam kemiringan sudut yang ekstrim. Pada kecepatan *freestream* 0.6 m/s, didapatkan penurunan performansi sebanyak 32% pada saat turbin dimiringkan dari  $15^\circ$  ke  $30^\circ$ .

Berbeda halnya dengan peningkatan  $C_p$  antar variasi kecepatan pada konfigurasi kemiringan yang sama, peningkatan  $C_p$  dari konfigurasi  $0^\circ$  terhadap konfigurasi kemiringan  $15^\circ$  adalah sebesar 13% yang diperoleh pada kecepatan 0.6 m/s adalah sebesar 0.22 dan  $C_p$  untuk kecepatan 0.8 mm/s adalah sebesar 0.26. sedangkan untuk kecepatan *freestream* 0.9 m/s,  $C_p$  mengalami kenaikan sebesar 4% dimana  $C_p$  untuk kecepatan 0.9 m/s pada konfigurasi  $0^\circ$  adalah 0.27.

Peningkatan  $C_p$  tertinggi berdasarkan kecepatan *freestream* 0.6 m/s menuju 0.8 m/s dalam konfigurasi kemiringan turbin yang sama, terjadi pada konfigurasi turbin miring  $15^\circ$  dan  $30^\circ$ . Persentase kenaikan nilai  $C_p$  pada konfigurasi tersebut adalah sebesar 16%, dimana  $C_p$  yang diperoleh untuk konfigurasi ( $0^\circ$ ) dan miring  $15^\circ$  adalah 0.24 dan 0.28 pada kecepatan 0.6 m/s dan 0.8 m/s. Presenatase kenaikan serupa juga terjadi pada konfigurasi kemiringan  $30^\circ$  pada kecepatan 0.6 m/s ke 0.8 m/s dengan kenaikan yang sama yaitu sebesar 16% yaitu pada  $C_p$  pada 0.15 ke 0.18 pada konfigurasi  $30^\circ$  di kecepatan *freestream* 0.6 m/s dan 0.8 m/s.



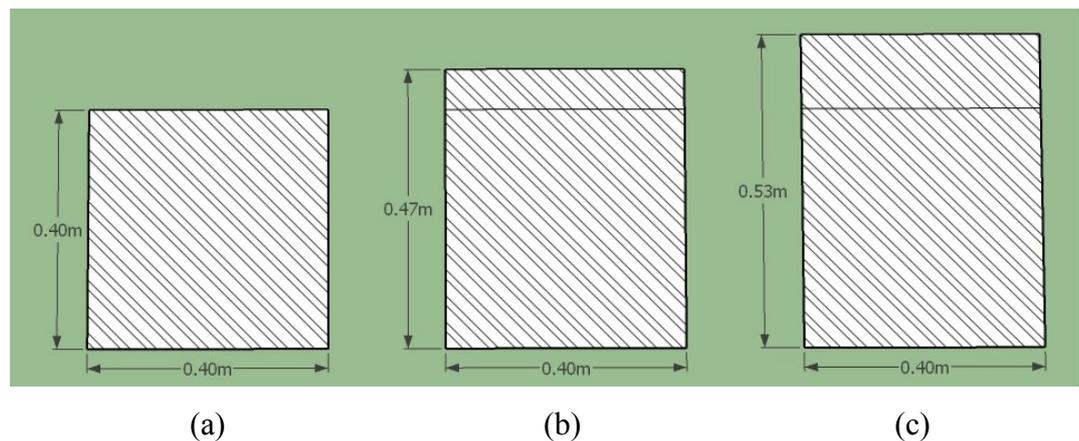
Gambar 4.24 Efek Peningkatan Area Sapuan Turbin Terhadap *Coefficient of Performance* Pada Konfigutasi kemiringan  $15^\circ$  dan  $30^\circ$

Menurut studi yang dilakukan oleh Chowdury (Chowdhury et al., 2016) dan Lei (Lei et al., 2017), faktor primer yang mempengaruhi peningkatan performansi turbin adalah kecepatan *freestream* dan RPM yang dihasilkannya. Faktor lain yang mempengaruhi performansi turbin pada saat turbin vertikal dimiringkan adalah pertambahan luas sapuan turbin (*Swept Area*), sehingga didapatkan *projected swept*

area seperti yang ditunjukkan pada Gambar 4.24, dimana persamaan tersebut didapatkan berdasarkan :

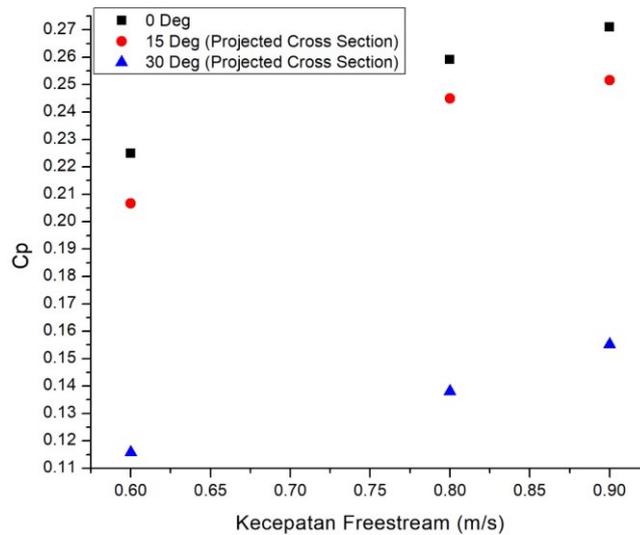
$$A_{Projected} = 2RH \cos\theta + \pi R^2 \sin\theta \quad (4.1)$$

Dimana, R, H dan  $\theta$  menunjukkan jari – jari turbin, panjang span dan sudut kemiringan turbin. Dengan menggunakan *projected swept area* kedalam perhitungan Cp pada persamaan (2.16) maka didapatkan perubahan nilai Cp seperti yang ditunjukkan pada Gambar 4.23. Nilai Cp yang ditunjukkan merupakan perbandingan nilai Cp dari kemiringan 15° dan 30° pada saat luas sapuan normal (*normal cross section area*) dibandingkan dengan luas sapuan setelah diproyeksikan miring sebesar 15° dan 30° (*projected cross section*).



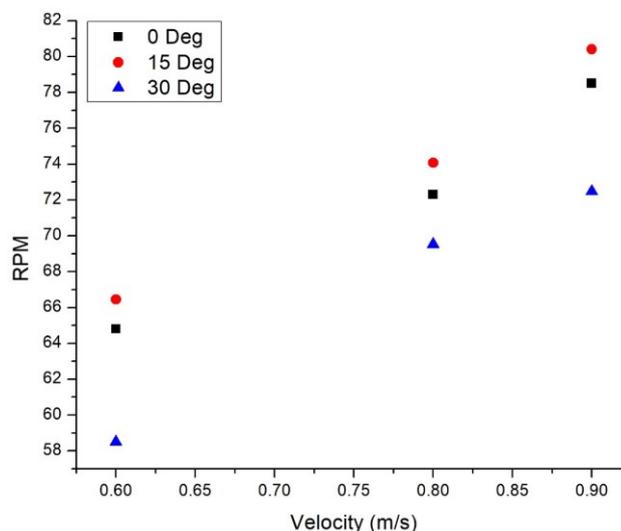
Gambar 4.25 Ilustrasi Peningkatan *Projected Area* Sapuan Turbin Terhadap Konfigurasi Kemiringan (a) Tegak Lurus (0 °), miring 15°, dan miring 30°

Berdasarkan grafik pada Gambar 4.23, dapat diketahui bahwa penurunan nilai Cp terjadi pada kedua konfigurasi miring (15° dan 30°). Besar persentase penurunan pada nilai Cp sebanyak 14% terjadi pada *projected swept area* sebesar 0.187 m<sup>2</sup> pada konfigurasi kemiringan 15°. Sedangkan penurunan Cp sebesar 24% terjadi pada *projected swept area* sebesar 0.21 m<sup>2</sup> untuk konfigurasi dengan kemiringan 30°. Perhitungan perubahan *projected swept area* hanya dilakukan pada konfigurasi miring, karena dalam konfigurasi 0° *swept area* yang digunakan adalah sama yaitu 0.16 m<sup>2</sup>, ilustrasi peningkatan *projected area* ditunjukkan pada Gambar 4.24.



Gambar 4.26 Komparasi *Coefficient of Performance* Untuk Semua Konfigurasi.

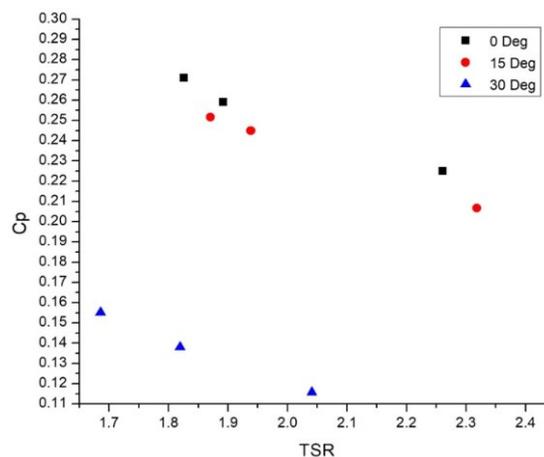
Grafik Cp yang ditunjukkan pada Gambar 4.25, menunjukkan bahwa Cp pada konfigurasi  $0^\circ$  memiliki nilai yang lebih tinggi daripada kedua konfigurasi yang lain, setelah *swept area* turbin pada konfigurasi dengan kemiringan  $15^\circ$  dan  $30^\circ$  diproyeksikan. Apabila dibandingkan dengan grafik Cp yang ditunjukkan pada Gambar 4.22, nilai Cp terbaik pada grafik tersebut didapatkan untuk konfigurasi  $15^\circ$ . Penurunan persentase Cp pada Gambar 4.25 dari konfigurasi 0 deg setelah dimiringkan  $15^\circ$  adalah  $\pm 7\%$  dan untuk presentase penurunan nilai Cp dari konfigurasi 0 deg menuju konfigurasi  $30^\circ$  adalah sebesar  $\pm 46\%$ .



Gambar 4.27 Grafik Peningkatan RPM terhadap Kecepatan Freestream

Rata – rata peningkatan RPM antar konfigurasi  $0^\circ$  terhadap konfigurasi kemiringan  $15^\circ$  hanyalah sebesar 2% seperti yang ditunjukkan pada Gambar 4.26. Bila dibandingkan dengan penurunannya, rata - rata persentase penurunan nilai RPM pada kecepatan 0.6 m/s adalah sebesar 11% untuk konfigurasi dengan kemiringan  $30^\circ$ . Nilai RPM meningkat seiring dengan peningkatan kecepatan *freestream*. Rata rata peningkatan yang terjadi dari kecepatan 0.6 m/s hingga 0.8 m/s untuk nilai RPM adalah sebesar 12%. Persentase peningkatan nilai RPM juga terjadi pada kecepatan 0.8 m/s ke 0.9 m/s dengan besar persentase kenaikan RPM rata –rata adalah 7%.

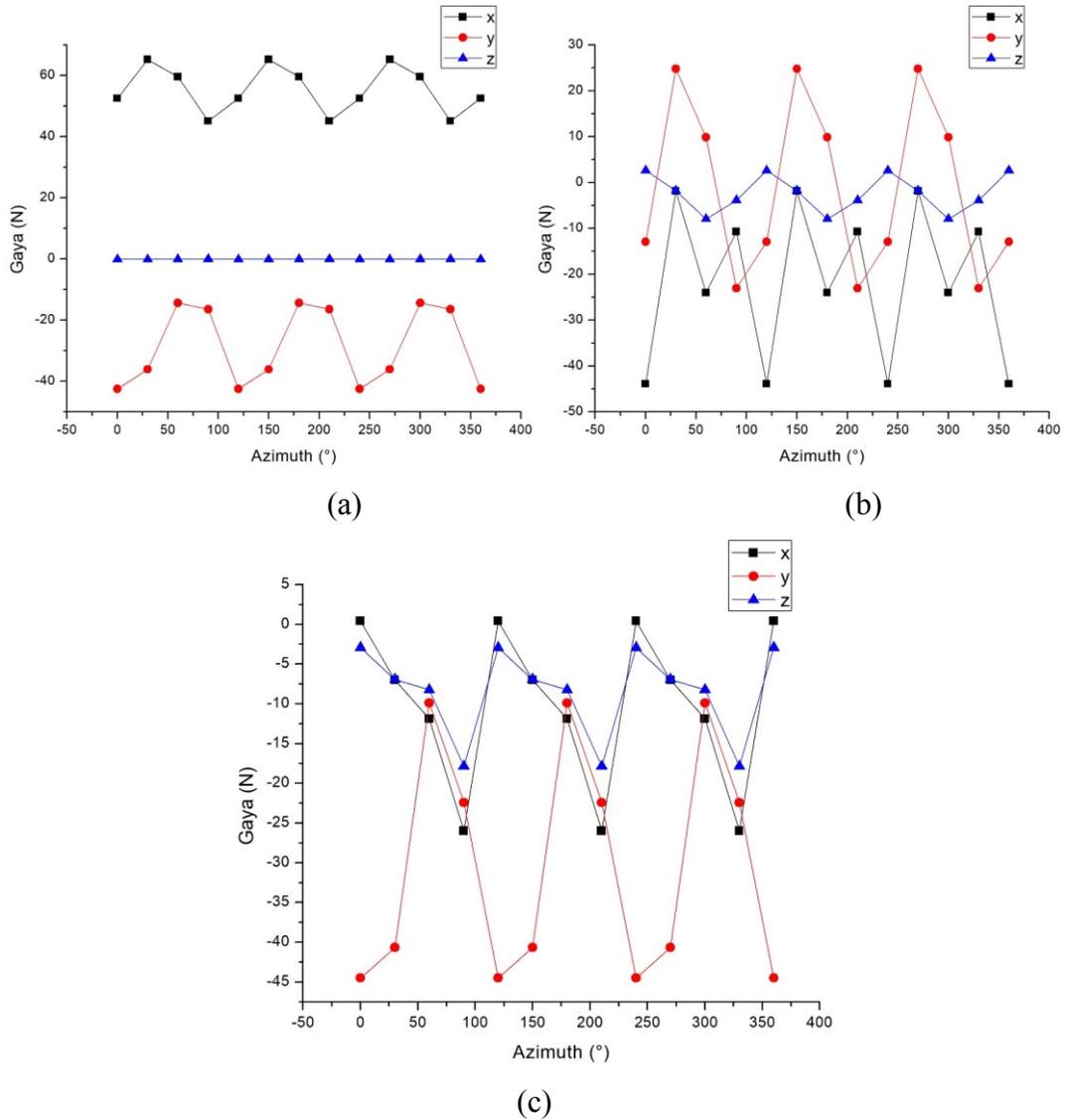
Meskipun *swept area* bertambah akibat adanya *projected area* untuk konfigurasi dengan kemiringan  $15^\circ$  dan  $30^\circ$  seperti yang ditunjukkan pada gambar 4.24. Dimana penambahan luas *swept projected area* untuk konfigurasi  $15^\circ$  dan  $30^\circ$  hanyalah sebesar  $2.8 \text{ cm}^2$  dan  $5.2 \text{ cm}^2$ . Penambahan *swept area* tidak mampu memberikan peningkatan yang signifikan pada performansi turbin. Hal ini juga diperburuk dengan munculnya beberapa faktor yang menyebabkan penurunan performansi turbin. Salah satunya adalah peningkatan RPM yang kurang sensitif terhadap peningkatan kecepatan *freestream* seperti yang ditunjukkan pada grafik  $C_p$  vs TSR pada Gambar 4.27.



Gambar 4.28 Komparasi  $C_p$  vs TSR untuk Semua Konfigurasi

TSR merupakan ratio dari kecepatan putar yang dihasilkan turbin dibandingkan dengan kecepatan *freestream* yang mengenai suatu luasan turbin seperti yang ditunjukkan pada persamaan 2.13. Peningkatan RPM yang dihasilkan

oleh turbin aksis vertikal tipe Darrieus *straight blade*, dinilai kurang sensitif terhadap peningkatan kecepatan freestream, hal tersebut dapat terlihat pada Gambar 4.27, dimana nilai  $C_p$  yang dihasilkan untuk semua konfigurasi cenderung menurun terhadap kenaikan nilai TSR.

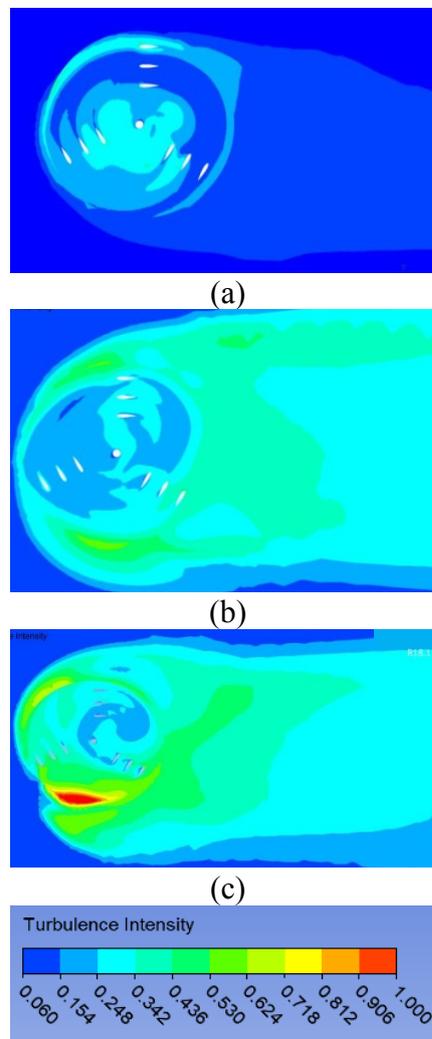


Gambar 4.29 Pola Gaya Untuk Konfigurasi (a)  $0^\circ$ , (b) Kemiringan  $15^\circ$  dan (c) Kemiringan  $30^\circ$  Pada Kecepatan *Freestream* 0.8 m/s

Pola gaya (x,y,z) yang ditunjukkan oleh Gambar 4.28 menunjukkan pola sinusoidal untuk satu kali revolusi turbin untuk semua konfigurasi di kecepatan 0.8 m/s. Pola gaya yang ditunjukkan pada setiap sumbu menunjukkan perubahan perilaku gaya ketika turbin dimiringkan. Berdasarkan grafik tersebut dapat terlihat

bahwa gaya yang bekerja pada sumbu x dan y pada konfigurasi  $0^\circ$  lebih dominan dibandingkan dengan gaya yang bekerja pada sumbu z. Ketika turbin mulai dimiringkan  $15^\circ$  dan  $30^\circ$  (Gambar 4.28 b dan c) gaya yang semula dominan pada sumbu x dan y akan mulai terbagi pada sumbu z dengan fluktuasi yang semakin bertambah pada konfigurasi kemiringan  $30^\circ$ .

Gaya yang bekerja untuk menghasilkan torsi adalah gaya yang bekerja pada sumbu x dan sumbu y. Dimana seiring dengan perubahan kemiringan turbin, gaya pada sumbu x dan sumbu y mulai terbagi pada sumbu z sehingga gaya yang bekerja untuk menghasilkan torsi tersebut nilainya mulai berkurang, sehingga nilai  $C_p$  cenderung mengalami penurunan.



Gambar 4.30 Kontur *Turbulence Intensity* (a)  $0^\circ$ , (b) Kemiringan  $15^\circ$  dan (c) Kemiringan  $30^\circ$  Pada Kecepatan *Freestream* 0.8 m/s

Faktor lain yang menyebabkan penurunan performansi turbin pada saat konfigurasi miring adalah besarnya nilai intensitas turbulensi yang terjadi pada daerah turbin. Intensitas turbulensi merupakan rasio dari fluktuasi perubahan kecepatan aliran dibandingkan dengan kecepatan aliran. Peningkatan pada nilai intensitas turbulensi menyebabkan penurunan performansi turbin. Berdasarkan kontur intensitas turbulensi yang ditunjukkan pada Gambar 2.8, dapat diketahui bahwa pada kecepatan *freestream* yang sama, intensitas turbulensi dapat meningkat ketika turbin memiliki kemiringan  $15^\circ$  dan  $30^\circ$ . Sebuah turbin vertikal tetap menghasilkan gaya *lift* pada saat *blade* turbin berada pada zona *downwind*, gaya *lift* yang bekerja pada daerah tersebut tergolong masih rendah dibandingkan ketika *blade* turbin berada pada zona *windward* dimana *blade* mampu menghasilkan gaya *lift* yang optimal. Peningkatan turbulense intensity yang terjadi pada daerah turbin menyebabkan vektor dari kecepatan lokal menjadi semakin berfluktuasi, sehingga *angle off attack* yang semula dirancang untuk menghasilkan ekstraksi *lift* yang tinggi pada daerah *leeward* tidak dapat menghasilkan gaya *lift* tinggi akibat arah aliran yang terlalu acak.

## BAB 5

### PENUTUP

#### 5.1 Kesimpulan

Berdasarkan hasil pengujian dan analisa yang telah dilakukan, maka dapat ditarik kesimpulan bahwa :

- a. Konfigurasi pemasangan turbin dengan kemiringan  $15^\circ$  dan  $30^\circ$  memberikan pengaruh yang buruk terhadap performansi turbin hidrokinetik tipe Darrieus *straight blade cascaded*.
- b. Peningkatan kecepatan *freestream* tidak mampu memberikan pengaruh yang signifikan terhadap peningkatan TSR ketika poros turbin mulai dimiringkan pada kemiringan  $15^\circ$  dan  $30^\circ$ . Hal tersebut diakibatkan terutama oleh gaya yang bekerja untuk menghasilkan gaya *lift* pada sumbu x dan y, mulai terbagi pada gaya di sumbu z ketika poros turbin memiliki kemiringan dalam sudut tertentu.
- c. Berdasarkan hasil simulasi, dapat diketahui bahwa intensitas turbulensi yang terjadi ketika turbin semakin berada pada kondisi miring memiliki intensitas turbulensi yang semakin besar yang menyebabkan arah aliran didalam turbin semakin acak sehingga *blade* yang berada pada zona ekstraksi gaya *lift* tertinggi tidak dapat menghasilkan gaya lift yang optimal.
- d. Berdasarkan hasil perhitungan performansi turbin, dapat diketahui bahwa  $C_p$  terbaik didapatkan pada konfigurasi  $0^\circ$  pada kecepatan *freestream* 0.9 m/s dengan besar  $C_p$  adalah 0.27 dan  $C_p$  terendah didapatkan pada konfigurasi  $30^\circ$  dengan nilai  $C_p$  sebesar 0.11 pada kecepatan 0.6 m/s. Sehingga, konfigurasi turbin yang memiliki performansi terbaik adalah konfigurasi turbin dengan kemiringan  $0^\circ$ .

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## DAFTAR PUSTAKA

- Akimoto, H., Tanaka, K., & Uzawa, K. (2013). Technical note A conceptual study of floating axis water current turbine for low-cost energy capturing from river, tide and ocean currents. *Renewable Energy*, 57, 283–288. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2013.02.002>
- Beri, H., & Yao, Y. (2011). Double Multiple Streamtube Model and Numerical Analysis of Vertical Axis Wind Turbine. *Energy and Power Engineering*, 03(03), 262–270. <https://doi.org/10.4236/epe.2011.33033>
- Borg, M., & Collu, M. (2015). A comparison between the dynamics of horizontal and vertical axis offshore floating wind turbines. *Phil. Trans. R. Soc. A*, 373(2035), 20140076. <https://doi.org/dx.doi.org/10.1098/rsta.2014.0076>
- Borg, M., & Collu, M. (2015). Offshore floating vertical axis wind turbines, dynamics modelling state of the art. Part III: Hydrodynamics and coupled modelling approaches. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 46, 296–310. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2014.10.100>
- Borg, M., Shires, A., & Collu, M. (2014). Offshore floating vertical axis wind turbines, dynamics modelling state of the art. part I: Aerodynamics. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 39, 1214–1225. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2014.07.096>
- Brusca, S., Lanzafame, R., & Messina, M. (2014). Design of a vertical-axis wind turbine: how the aspect ratio affects the turbines performance. *International Journal of Energy and Environmental Engineering*, 5(4), 333–340. <https://doi.org/10.1007/s40095-014-0129-x>
- Calcagno, G., & Moroso, A. (2007). The Kobold marine turbine : from the testing model to the full scale prototype. *Tidal Energy Summit*.
- Chowdhury, A. M., Akimoto, H., & Hara, Y. (2016). Comparative CFD analysis of Vertical Axis Wind Turbine in upright and tilted configuration. *Renewable Energy*, 85, 327–337. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2015.06.037>
- Coiro, D. P., Marco, A. De, Nicolosi, F., Melone, S., & Montella, F. (2005). Dynamic Behaviour of the Patented Kobold Tidal Current Turbine : Numerical and Experimental Aspects, 45(3).
- Eriksson, S., Bernhoff, H., & Leijon, M. (2008). Evaluation of different turbine concepts for wind power. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 12(5), 1419–1434. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2006.05.017>
- Guang, Z., Ran-sheng, Y., Yan, L. I. U., & Peng-fei, Z. (2013). Hydrodynamic performance of a vertical-axis tidal-current turbine with different preset angles of attack. *Journal of Hydrodynamics*, 25(2), 280–287. [https://doi.org/10.1016/S1001-6058\(13\)60364-9](https://doi.org/10.1016/S1001-6058(13)60364-9)
- Hu, Z., & Du, X. (2012). Reliability analysis for hydrokinetic turbine blades. *Renewable Energy*, 48, 251–262. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2012.05.002>
- Khan, M. J., Bhuyan, G., Iqbal, M. T., & Quaicoe, J. E. (2009). Hydrokinetic energy conversion systems and assessment of horizontal and vertical axis turbines for river and tidal applications : A technology status review. *Applied Energy*, 86(10), 1823–1835. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2009.02.017>

- Lei, H., Zhou, D., Lu, J., Chen, C., Han, Z., & Bao, Y. (2017). The impact of pitch motion of a platform on the aerodynamic performance of a floating vertical axis wind turbine. *Energy*, *119*, 369–383. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2016.12.086>
- Orhan, K., Mayerle, R., & Pandoe, W. W. (2015). Assesment of Energy Production Potential from Tidal Stream Currents in Indonesia. *Energy Procedia*, *76*, 7–16. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2015.07.834>
- Orlandi, A., Collu, M., Zanforlin, S., & Shires, A. (2015). 3D URANS analysis of a vertical axis wind turbine in skewed flows. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, *147*, 77–84. <https://doi.org/10.1016/j.jweia.2015.09.010>
- Paraschivoiu, I., Delclaux, F., Fraunié, P., & Béguier, C. (1983). Aerodynamic Analysis of the Darrieus Wind Turbines Including Secondary Effects. *Journal of Energy*, *7*(5), 416–422.
- Purba, N. P., Kelvin, J., Sandro, R., Gibran, S., Permata, R. A. I., Maulida, F., & Martasuganda, M. K. (2015). Suitable Locations of Ocean Renewable Energy (ORE) in Indonesia Region-GIS Approached. *Energy Procedia*, *65*, 230–238. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2015.01.035>
- Ragheb, M., & Ragheb, A. M. (1926). Wind Turbines Theory - The Betz Equation and Optimal Rotor Tip Speed Ratio, *1*(1).
- Stewart, G. (2016). A Review and Comparison of Floating Offshore Wind Turbine Model Experiments. *Energy Procedia*, *94*(1876), 227–231. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2016.09.228>
- Tran, T., Kim, D., & Song, J. (2014). Computational fluid dynamic analysis of a floating offshore wind turbine experiencing platform pitching motion. *Energies*, *7*(8), 5011–5026. <https://doi.org/10.3390/en7085011>
- Tran, T. T., & Kim, D. H. (2015). The aerodynamic interference effects of a floating offshore wind turbine experiencing platform pitching and yawing motions. *Indian Journal of Thoracic and Cardiovascular Surgery*, *31*(1), 549–561. <https://doi.org/10.1007/s12206-015-0115-0>
- van der Spoel, E., Rozing, M. P., Houwing-Duistermaat, J. J., Eline Slagboom, P., Beekman, M., de Craen, A. J. M., ... van Heemst, D. (2015). *Aerodynamics of Wind Turbines - Second Edition. Aging* (Vol. 7). <https://doi.org/10.1017/CBO9781107415324.004>

**LAMPIRAN**  
**LAMPIRAN 1**

Kinerja Konfigurasi Turbin dengan Kemiringan 0°

Kecepatan <i>freestream</i>	Rpm	Torsi (N.m)	$\omega$ (rad/s)	TSR	Daya air (Watt)	Daya mekanik (Watt)	Cp
0.6	64.8	0.573077	6.7824	2.2608	17.28	3.886837	0.224932692
0.8	72.3	1.402615	7.5674	1.89185	40.96	10.61415	0.259134562
0.9	78.51282	1.923615	8.217675	1.82615	58.32	15.80765	0.271050179

Kinerja Konfigurasi Turbin dengan Kemiringan 15°

Kecepatan <i>freestream</i>	Rpm	Torsi (N.m)	$\omega$ (rad/s)	TSR	Daya air (Normal Swept Area) (Watt)	Daya air (Projected Swept Area) (Watt)	Daya mekanik (Watt)	Cp (Normal)	Cp (Projected)
0.6	66.45	0.600308	6.9551	2.318367	20.196	17.28	4.1752	0.241620372	0.206734008
0.8	74.075	1.512692	7.753183	1.938296	47.872	40.96	11.72818	0.286332539	0.244990408
0.9	80.41026	2.038077	8.416274	1.870283	68.1615	58.32	17.15301	0.294118875	0.251652514

Kinerja Konfigurasi Turbin dengan Kemiringan 30°

Kecepatan <i>freestream</i>	Rpm	Torsi (N.m)	$\omega$ (rad/s)	TSR	Daya air (Normal Swept Area) (Watt)	Daya air (Projected Swept Area) (Watt)	Daya mekanik (Watt)	Cp (Normal)	Cp (Projected)
0.6	66.45	0.600308	6.9551	2.318367	22.68	17.28	2.625825	0.151957465	0.115777116
0.8	74.075	1.512692	7.753183	1.938296	53.76	40.96	7.42081	0.181172112	0.138035895
0.9	80.41026	2.038077	8.416274	1.870283	76.545	58.32	11.87982	0.203700546	0.155200416

## LAMPIRAN 2

### Hasil Simulasi CFD Konfigurasi 0°

0 Deg Vel 0.6 m/s						
Azimuth	Force x	Force y	Force z	Torque x	Torque y	Torque z
0	52.485	-42.573	-0.142	9.913	12.611	0.19
30	65.247	-36.137	-0.165	8.509	15.547	0.949
60	59.542	-14.359	-0.121	3.355	14.212	1.095
90	45.074	-16.464	-0.086	3.748	10.858	0.186
120	52.485	-42.573	-0.142	9.913	12.611	0.19
150	65.247	-36.137	-0.165	8.509	15.547	0.949
180	59.542	-14.359	-0.121	3.355	14.212	1.095
210	45.074	-16.464	-0.086	3.748	10.858	0.186
240	52.485	-42.573	-0.142	9.913	12.611	0.19
270	65.247	-36.137	-0.165	8.509	15.547	0.949
300	59.542	-14.359	-0.121	3.355	14.212	1.095
330	45.074	-16.464	-0.086	3.748	10.858	0.186
360	52.485	-42.573	-0.142	9.913	12.611	0.19

0 Deg Vel 0.8 m/s						
Azimuth	Force x	Force y	Force z	Torque x	Torque y	Torque z
0	113.262	-67.825	0.169	16.526	27.322	0.756
30	94.156	-21.469	0.271	5.425	22.737	1.544
60	68.359	-44.811	0.3	10.936	16.669	2.606
90	95.727	-84.513	0.229	20.371	23.276	0.92
120	113.262	-67.825	0.169	16.526	27.322	0.756
150	94.156	-21.469	0.271	5.425	22.737	1.544
180	68.359	-44.811	0.3	10.936	16.669	2.606
210	95.727	-84.513	0.229	20.371	23.276	0.92
240	113.262	-67.825	0.169	16.526	27.322	0.756
270	94.156	-21.469	0.271	5.425	22.737	1.544
300	68.359	-44.811	0.3	10.936	16.669	2.606
330	95.727	-84.513	0.229	20.371	23.276	0.92
360	113.262	-67.825	0.169	16.526	27.322	0.756

0 Deg Vel 0.9 m/s						
Azimuth	Force x	Force y	Force z	Torque x	Torque y	Torque z
0	56.451	-24.258	0.471	6.307	14.002	1.415
30	54.777	-64.193	0.251	15.87	13.482	1.815
60	76.187	-65.492	0.307	16.122	18.663	2.13
90	138.294	-50.384	0.122	12.526	33.519	2.504
120	56.451	-24.258	0.471	6.307	14.002	1.415
150	54.777	-64.193	0.251	15.87	13.482	1.815
180	76.187	-65.492	0.307	16.122	18.663	2.13
210	138.294	-50.384	0.122	12.526	33.519	2.504
240	56.451	-24.258	0.471	6.307	14.002	1.415
270	54.777	-64.193	0.251	15.87	13.482	1.815
300	76.187	-65.492	0.307	16.122	18.663	2.13
330	138.294	-50.384	0.122	12.526	33.519	2.504
360	56.451	-24.258	0.471	6.307	14.002	1.415

### LAMPIRAN 3

#### Hasil Simulasi CFD Konfigurasi 15°

15 Deg Vel 0.6 m/s						
Azimuth	Force x	Force y	Force z	Torque x	Torque y	Torque z
0	3.644	-15.536	-1.493	1.975	-0.324	0.883
30	1.867	-3.734	-1.543	0.474	0.144	0.026
60	-5.706	-13.437	-3.816	3.706	-2.16	0.581
90	2.122	-27.918	-2.501	5.23	-0.355	0.817
120	3.644	-15.536	-1.493	1.975	-0.324	0.883
150	1.867	-3.734	-1.543	0.474	0.144	0.026
180	-5.706	-13.437	-3.816	3.706	-2.16	0.581
210	2.122	-27.918	-2.501	5.23	-0.355	0.817
240	3.644	-15.536	-1.493	1.975	-0.324	0.883
270	1.867	-3.734	-1.543	0.474	0.144	0.026
300	-5.706	-13.437	-3.816	3.706	-2.16	0.581
330	2.122	-27.918	-2.501	5.23	-0.355	0.817
360	3.644	-15.536	-1.493	1.975	-0.324	0.883

15 Deg Vel 0.8 m/s						
Azimuth	Force x	Force y	Force z	Torque x	Torque y	Torque z
0	-43.894	2.599	212.599	-1.381	-1.047	1.215
30	-1.858	-1.801	-1.801	-2.623	-0.719	0.575
60	-24.035	-7.986	-7.986	-0.315	-4.693	1.352
90	-10.76	-3.883	-3.883	4.732	-3.555	3.008
120	-43.894	2.599	212.599	-1.381	-1.047	1.215
150	-1.858	-1.801	-1.801	-2.623	-0.719	0.575
180	-24.035	-7.986	-7.986	-0.315	-4.693	1.352
210	-10.76	-3.883	-3.883	4.732	-3.555	3.008
240	-43.894	2.599	212.599	-1.381	-1.047	1.215
270	-1.858	-1.801	-1.801	-2.623	-0.719	0.575
300	-24.035	-7.986	-7.986	-0.315	-4.693	1.352
330	-10.76	-3.883	-3.883	4.732	-3.555	3.008
360	-43.894	2.599	212.599	-1.381	-1.047	1.215

15 Deg Vel 0.9 m/s						
Azimuth	Force x	Force y	Force z	Torque x	Torque y	Torque z
0	-40.805	-9.778	212.403	-2.245	0.078	1.274
30	-1.044	36.329	-1.64	-6.751	-1.035	0.071
60	-6.684	-3.838	-3.507	1.815	-1.046	2.895
90	-9.246	-33.044	-4.88	7.941	-2.431	4.309
120	-40.805	-9.778	212.403	-2.245	0.078	1.274
150	-1.044	36.329	-1.64	-6.751	-1.035	0.071
180	-6.684	-3.838	-3.507	1.815	-1.046	2.895
210	-9.246	-33.044	-4.88	7.941	-2.431	4.309
240	-40.805	-9.778	212.403	-2.245	0.078	1.274
270	-1.044	36.329	-1.64	-6.751	-1.035	0.071
300	-6.684	-3.838	-3.507	1.815	-1.046	2.895
330	-9.246	-33.044	-4.88	7.941	-2.431	4.309
360	-40.805	-9.778	212.403	-2.245	0.078	1.274

## LAMPIRAN 4

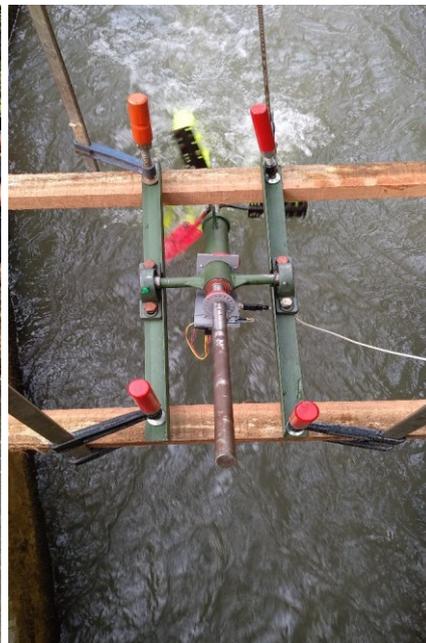
### Hasil Simulasi CFD Konfigurasi 30°

30 Deg Vel 0.6 m/s						
Azimuth	Force x	Force y	Force z	Torque x	Torque y	Torque z
0	-3.991	-33.825	-6.114	3.897	-3.677	1.591
30	-4.26	-37.65	-5.474	5.087	-4.429	0.776
60	-4.955	-33.632	-5.55	4.898	-2.731	0.009
90	1.856	-28.673	-0.752	2.124	-1.417	1.03
120	-3.991	-33.825	-6.114	3.897	-3.677	1.591
150	-4.26	-37.65	-5.474	5.087	-4.429	0.776
180	-4.955	-33.632	-5.55	4.898	-2.731	0.009
210	1.856	-28.673	-0.752	2.124	-1.417	1.03
240	-3.991	-33.825	-6.114	3.897	-3.677	1.591
270	-4.26	-37.65	-5.474	5.087	-4.429	0.776
300	-4.955	-33.632	-5.55	4.898	-2.731	0.009
330	1.856	-28.673	-0.752	2.124	-1.417	1.03
360	-3.991	-33.825	-6.114	3.897	-3.677	1.591

30 Deg Vel 0.9 m/s						
Azimuth	Force x	Force y	Force z	Torque x	Torque y	Torque z
0	0.488	-53.611	-3.553	9.266	-2.276	5.302
30	-6.111	-42.867	-7.216	5.919	-5.293	1.34
60	-10.259	-4.72	-7.384	0.68	-1.795	1.798
90	-26.286	-30.389	-19.027	4.161	-10.133	0.175
120	0.488	-53.611	-3.553	9.266	-2.276	5.302
150	-6.111	-42.867	-7.216	5.919	-5.293	1.34
180	-10.259	-4.72	-7.384	0.68	-1.795	1.798
210	-26.286	-30.389	-19.027	4.161	-10.133	0.175
240	0.488	-53.611	-3.553	9.266	-2.276	5.302
270	-6.111	-42.867	-7.216	5.919	-5.293	1.34
300	-10.259	-4.72	-7.384	0.68	-1.795	1.798
330	-26.286	-30.389	-19.027	4.161	-10.133	0.175
360	0.488	-53.611	-3.553	9.266	-2.276	5.302

30 Deg Vel 0.8 m/s						
Azimuth	Force x	Force y	Force z	Torque x	Torque y	Torque z
0	0.41	-44.486	-2.936	7.164	-2.198	3.861
30	-7.009	-40.661	-6.928	5.699	-5.013	1.22
60	-11.878	-9.883	-8.238	1.834	-2.997	1.215
90	-25.976	-22.416	-17.863	2.601	-9.811	0.734
120	0.41	-44.486	-2.936	7.164	-2.198	3.861
150	-7.009	-40.661	-6.928	5.699	-5.013	1.22
180	-11.878	-9.883	-8.238	1.834	-2.997	1.215
210	-25.976	-22.416	-17.863	2.601	-9.811	0.734
240	0.41	-44.486	-2.936	7.164	-2.198	3.861
270	-7.009	-40.661	-6.928	5.699	-5.013	1.22
300	-11.878	-9.883	-8.238	1.834	-2.997	1.215
330	-25.976	-22.416	-17.863	2.601	-9.811	0.734
360	0.41	-44.486	-2.936	7.164	-2.198	3.861

LAMPIRAN 4



*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## BIODATA PENULIS



Penulis lahir di Kota Bondowoso, Jawa Timur pada tanggal 13 Oktober 1991. Tamat SDN Dabasah 7 (2004), SMPN 4 Bondowoso (2007) dan SMAN 1 Tenggarang Bondowoso (2010). Setelah tamat SMA, penulis melanjutkan studinya ke Politeknik Negeri Jember dengan Program Studi Teknik Energi Terbarukan dan lulus. Setelah menyelesaikan studi sarjana, penulis melanjutkan studi magister di Departemen Teknik Fisika, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember dengan mengambil bidang minat Rekayasa Energi Terbarukan. Selama menempuh studi magister, penulis telah melakukan beberapa publikasi ilmiah, diantaranya “*Performance Investigation of an Innovative Vertical Axis Hydrokinetic Turbine – Straight Blade Cascaded (VAHT-SBC) for Low Current Speed*” pada ICOSMEE 2017, “*Impact of Sizing in Vertical Axis Hydrokinetic Turbine – Straight Blade Cascaded (VAHT-SBC) to The Channel Blockage*” pada ISITIA 2018, “*Analysis of Vertical Axis Hydrokinetic Turbine – Straight Blade Cascaded (VAHT-SBC) Performance in Upright and Tilted Configuration*” pada EPIC 2018 dan “*Numerical Study on the Performance of VAHT-SBC Under Various Flow and Depth Placement*”. Penulis dapat dihubungi melalui email : [mahmashany@gmail.com](mailto:mahmashany@gmail.com) .