



SKRIPSI - ME 184834

**ANALISA PEMAKAIAN FRAME POROS ELIPS PADA LENGAN
TURBIN SISTEM PLTAL**

Agum Jinan Haq
NRP: 04211746000017

Dosen Pembimbing :
Ir. Tony Bambang Musriyadi, PGD., M.MT
Achmad Baidowi, ST., MT

**DEPARTEMEN TEKNIK SISTEM PERKAPALAN
FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
2020**

“Halaman ini sengaja dikosongkan”



SKRIPSI - ME 184834

**ANALYSIS OF THE USE OF ELLIPSE MAIN SHAFT FRAME ON
TURBINE ARM PLTAL SYSTEM**

Agum Jinan Haq
NRP: 04211746000017

Dosen Pembimbing :
Ir. Tony Bambang Musriyadi, PGD., M.MT
Achmad Baidowi, ST., MT

**DEPARTEMEN TEKNIK SISTEM PERKAPALAN
FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
2020**

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

LEMBAR PENGESAHAN

**ANALISA PEMAKAIAN FRAME POROS ELIPS PADA LENGAN
TURBIN SISTEM PLTAL**

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada

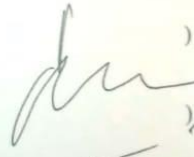
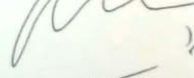
Bidang Studi *Marine Manufacturing and Design (MMD)*
Program Studi S-1 Departemen Teknik Sistem Perkapalan
Fakultas Teknologi Kelautan
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

AGUM JINAN HAQ
NRP 0421 17 4600 0017

Disetujui oleh Pembimbing Tugas Akhir:

1. Ir. Tony Bambang Musriyadi, PGD., M.MT
NIP. 195904101987011001
2. Achmad Baidowi, ST., MT
NIP.

()
()

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

LEMBAR PENGESAHAN

**ANALISA PEMAKAIAN FRAME POROS ELIPS PADA LENGAN
TURBIN SISTEM PLTAL**

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat

Memperoleh Gelar Sarjana Teknik

pada

Bidang Studi Marine Manufacturing and Design (MMD)

Program Studi S-1 Departemen Teknik Sistem Perkapalan

Fakultas Teknologi Kelautan

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

AGUM JINAN HAQ

NRP 0421 17 4600 0017

Disetujui oleh Kepala Departemen
Teknik Sistem Perkapalan:



“Halaman ini sengaja dikosongkan”

ANALISA PEMAKAIAN FRAME POROS ELIPS PADA LENGAN TURBIN SISTEM PLTAL

Nama : Agum Jinan Haq
NRP : 04211746000017
Dosen Pembimbing : Ir. Tony Bambang Musriyadi, PGD., M.MT
Achmad Baiodowi, ST., MT

Abstrak

Abstrak - Potensi pemanfaatan sumber daya alam di Indonesia sangatlah besar, dan salah satunya yaitu arus laut sebagai energi baru terbarukan yang dapat digunakan sebagai pembangkit listrik. Salah satu letak yang potensial dalam memanfaatkan energi arus laut yaitu di selat toyapakeh. Setelah menentukan letak potensi pemanfaatan energi arus laut, maka dibuatlah perencanaan dan modifikasi dari Pembangkit Listrik Tenaga Arus Laut berupa desain yang telah direncanakan sebelumnya. Permasalahan yang timbul dari pemanfaatan arus laut pada pembangkit listrik tenaga arus laut yaitu ketika adanya gaya gelombang dan arus yang diberikan secara berulang dan dapat menimbulkan fatigue. Penggunaan desain *frame poros* utama yang telah dimodifikasi dapat meminimalkan permasalahan yang terjadi. Desain yang sudah dimodifikasi tersebut dianalisa dengan metode *finite element* dan dibantu dengan perangkat lunak *Finite Element*. Parameter yang digunakan dalam analisa dengan metode tersebut berupa nilai beban gelombang dan beban arus sesuai dengan data yang diperoleh menggunakan teori morison. Hasil analisa berdasarkan metode tersebut yaitu tegangan tertinggi yang terjadi pada pada *frame* poros yang sudah dimodifikasi dengan pembebanan gelombang dari arah 90^0 bernilai 49,8 MPa. Service life *frame* poros utama yang sudah dimodifikasi dapat beroperasi maksimal yaitu selama 7 tahun.

Kata Kunci : *Finite Element, lengan turbin, frame poros utama*

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

ANAYSIS OF THE USE OF ELLIPSE MAIN SHAFT FRAME ON TURBINE PLTAL SYSTEM

Nama : Agum Jinan Haq
NRP : 04211746000017
Dosen Pembimbing : Ir. Tony Bambang Musriyadi, PGD., M.MT
Achmad Baiodowi, ST., MT

Abstract

Abstract - The potential utilization of natural resources in Indonesia is very large, and one of them is sea currents as renewable energy that can be used as electricity power plant. One of the potential locations in utilizing the energy of ocean currents is the Toyapakeh strait. After determining the location of the potential utilization of ocean current energy, the design and modification of the design of the Marine Power Plant is made in the form of a pre-planned sign. The problems that arise from the use of sea current in power plant ocean currents is when there is a wave force and current that is given repeatedly and can cause fatigue. The use of a modified main shaft frame design can minimize the problems that occur. The modified design was analyzed by the finite element method and assisted by the Finite Element Software. The parameters used in the analysis using this methode are wave load and current load values in accordance with the data obtained using the theory of the morison. The results of the analysis based on this method are the highest stress that occurs in the main shaft frame that has been modified with the loading of the wave from 90^0 worth 49,8 MPa. The modified of main shaft frame life service can operate optimally for 7 years.

Key Words : *Finite Element, turbin arm, main frame shaft*

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

KATA PENGANTAR

Alhamdulillah segala puji bagi Allah subhanahu wa ta'ala yang mana masih diberikan kesempatan kepada penulis untuk menyelesaikan tugas akhir sebagai salah satu syarat kelulusan program sarjana Departemen Teknik Sistem Perkapalan Fakultas Teknologi Kelautan Institut Teknologi Sepuluh Nopember dengan judul “Studi Kekuatan Lengan Turbin Pembangkit Listrik Tenaga Arus Laut Sumbu Vertikal Berbasis Finite Element”. Selain itu, ada beberapa pihak penulis berterima kasih dalam lancarnya pengerjaan tugas akhir diantaranya.

1. Bapak Beny Cahyono, S.T., M.T., Ph. D selaku Kepala Departemen Teknik Sistem Perkapalan Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
2. Bapak Ede Mehta Wardhana S.T., M.T dan Bapak Edy Jadmiko, S.T., M.T selaku dosen wali akademik yang telah memberikan banyak saran kepada penulis dalam mengambil topik tugas akhir.
3. Bapak Ir. Tony Bambang Musriyadi PGD, M.MT selaku Dosen Pembimbing I Tugas Akhir yang telah memberikan banyak saran agar lancarnya proses pengerjaan tugas akhir
4. Bapak Achmad Baidowi S.T., M.T selaku dosen pembimbing II tugas akhir yang telah banyak memberikan saran dan masukan selama proses pengerjaan tugas akhir.
5. Seluruh dosen dan staf Departemen Teknik Sistem Perkapalan ITS yang telah memberikan fasilitas dan bantuan selama proses pengerjaan tugas akhir berlangsung.
6. Orangtua ayahanda Agus Kholiq S.Pd dan ibunda Umi Naziroh S.Pd beserta saudara kandung Rahma Agun Aulal Muna dan Nela Najwa Hilalia yang telah memberikan dukungan dalam menyelesaikan laporan tugas akhir.
7. Alm. Kyai Muhsys Zaenal Abidin yang sudah membimbing dan selalu mendoakan saya.
8. Semua teman – teman dan staf Laboratorium Marine Manufacturing and Design Teknik Sistem Perkapalan ITS yang banyak memberikan dukungan serta beberapa fasilitas agar lancarnya pengerjaan laporan tugas akhir.
9. Semua teman-teman di ruang lingkup kampus maupun di luar ruang lingkup kampus yang telah memberikan dukungan dalam menyelesaikan laporan tugas akhir

Maka dari itu, penulis menyadari bahwa masih banyak terdapat kekurangan dalam menyelesaikan laporan tugas akhir ini. Untuk itu penulis minta maaf atas segala kekurangan yang terdapat pada laporan tugas akhir ini. Penulis berharap semoga laporan ini bermanfaat bagi pembaca umumnya.

Surabaya, 13 Januari 2020

Penulis

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR ISI

LEMBAR PENGESAHAN.....	Error! Bookmark not defined.
KATA PENGANTAR.....	xiv
DAFTAR ISI.....	xvi
DAFTAR GAMBAR	xx
DAFTAR TABEL.....	xxii
BAB I.....	Error! Bookmark not defined.
PENDAHULUAN.....	Error! Bookmark not defined.
1.1. Latar Belakang	Error! Bookmark not defined.
1.2. Rumusan Masalah	Error! Bookmark not defined.
1.3. Tujuan Penelitian.....	Error! Bookmark not defined.
1.4. Manfaat Penelitian.....	Error! Bookmark not defined.
1.5. Batasan Masalah.....	Error! Bookmark not defined.
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	Error! Bookmark not defined.
2.1. Pembangkit Listrik Tenaga Arus Laut.....	Error! Bookmark not defined.
2.2. Turbin Arus Laut.....	Error! Bookmark not defined.
2.3. Struktur Lengan Turbin PLTAL	Error! Bookmark not defined.
2.4. Konsep Pembebanan	Error! Bookmark not defined.
2.4.1. Beban Mati	Error! Bookmark not defined.
2.4.2. Beban Hidup.....	Error! Bookmark not defined.
2.4.3. Beban Lingkungan.....	Error! Bookmark not defined.
2.5. Metode Elemen Hingga (finite element).....	Error! Bookmark not defined.
2.6. Kurva S-N	Error! Bookmark not defined.
2.7. Fatigue (Kelelahan)	Error! Bookmark not defined.
2.8. Tegangan.....	Error! Bookmark not defined.
2.9. Regangan.....	Error! Bookmark not defined.
2.10. Teori Gerak Benda Terapung Karena Beban Lingkungan	Error! Bookmark not defined.

2.11.	Beban Lingkungan Pada Struktur <i>Offshore Cylinder</i>	Error! Bookmark not defined.
2.11.1.	Teori <i>Morison</i>	Error! Bookmark not defined.
2.11.2.	Teori Gelombang Airy.....	Error! Bookmark not defined.
2.12.	Bearing	Error! Bookmark not defined.
2.12.1.	Jenis Bearing	Error! Bookmark not defined.
BAB III METODOLOGI PENELITIAN		Error! Bookmark not defined.
3.1.	Identifikasi Masalah	Error! Bookmark not defined.
3.1.1.	Studi Literatur.....	Error! Bookmark not defined.
3.1.2.	Pengumpulan Data.....	Error! Bookmark not defined.
3.1.3.	Perhitungan Gaya Gelombang dan Gaya <i>Drag Force</i> pada Arus...	Error! Bookmark not defined.
3.1.4.	Pemodelan	Error! Bookmark not defined.
3.1.5.	Simulasi dan Analisis	Error! Bookmark not defined.
3.2.	Jenis Penelitian	Error! Bookmark not defined.
3.3.	Tempat dan Alat Penelitian	Error! Bookmark not defined.
3.4.	Metode Pengumpulan Data.....	Error! Bookmark not defined.
3.5.	Data Yang dibutuhkan	Error! Bookmark not defined.
3.5.1.	Data Gelombang	Error! Bookmark not defined.
3.5.2.	Data Arus.....	Error! Bookmark not defined.
3.5.3.	Data Struktur Lengan Turbin Sumbu Vertikal	Error! Bookmark not defined.
3.5.4.	Data Berat Komponen Lengan Turbin...	Error! Bookmark not defined.
3.5.5.	Data Beban Arus.....	Error! Bookmark not defined.
BAB IV		Error! Bookmark not defined.
HASIL DAN PEMBAHASAN		Error! Bookmark not defined.
4.1.	Desain Frame Utama	Error! Bookmark not defined.
4.2.	Analisa Gaya Fluida Pada Model	Error! Bookmark not defined.
4.2.1.	Menghitung Gaya Inersia Dari Beban Gelombang	Error! Bookmark not defined.

4.2.2.	Menghitung Gaya Gelombang dengan Variasi Titik Distribusi Lengan Turbin	Error! Bookmark not defined.
4.3.	Mendapatkan Nilai Tegangan dengan <i>Finite Element Method</i>	Error! Bookmark not defined.
4.3.1.	Tegangan Frame Utama Yang Telah di Re-Desain.....	Error! Bookmark not defined.
4.4.	Fatigue Pada Frame Utama.....	Error! Bookmark not defined.
4.5.	Deformasi Pada <i>Frame</i> Utama Menggunakan <i>Finite Element Method</i> ..	Error! Bookmark not defined.
4.6.	<i>Strain Frame</i> Utama Menggunakan <i>Finite Element Method</i>	Error! Bookmark not defined.
4.7.	Menghitung <i>Fatigue</i> Pada Struktur Lengan Turbin	Error! Bookmark not defined.
4.8.	Analisa Vortex Induced Vibration	Error! Bookmark not defined.
4.9.	Analisa Bearing Pada Poros.....	Error! Bookmark not defined.
4.8.1.	Material Bearing	Error! Bookmark not defined.
4.8.2.	Boundary Condition	Error! Bookmark not defined.
4.8.3.	Tegangan	Error! Bookmark not defined.
4.8.4.	Deformasi	Error! Bookmark not defined.
4.8.5.	Umur.....	Error! Bookmark not defined.
4.8.6.	Safety Factor.....	Error! Bookmark not defined.
4.10.	Analisa Bearing Pada Joint.....	Error! Bookmark not defined.
4.9.1.	Material Bearing Pada Joint Poros.....	Error! Bookmark not defined.
4.9.2.	Boundary Condition	Error! Bookmark not defined.
4.9.3.	Tegangan Pada Bearing Joint Poros.....	Error! Bookmark not defined.
4.9.4.	Deformasi Pada Bearing Joint Poros.....	Error! Bookmark not defined.
4.9.5.	Umur Pada Bearing Joint Poros.....	Error! Bookmark not defined.
4.9.6.	Safety Factor Pada Bearing Joint Poros.	Error! Bookmark not defined.
BAB V	Error! Bookmark not defined.
KESIMPULAN DAN SARAN	Error! Bookmark not defined.

5.1. Kesimpulan.....	Error! Bookmark not defined.
5.2. Saran.....	Error! Bookmark not defined.
DAFTAR PUSTAKA.....	Error! Bookmark not defined.
LAMPIRAN.....	Error! Bookmark not defined.
BIODATA PENULIS	Error! Bookmark not defined.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1. Jenis-jenis Turbin Horizontal.....	4
Gambar 2.2. Jenis-jenis Turbin Vertikal.....	4
Gambar 2.3. Struktur Lengan Turbin Bagian Atas[1].....	5
Gambar 2.4. Struktur Lengan Turbin Bagian Bawah	5
Gambar 2.5. Parameter Gelombang.....	8
Gambar 2.6. Nilai Koefisien <i>Drag Force</i>	10
Gambar 2.7. Kurva S-N [11]	11
Gambar 2.8. Grafik <i>calculate probability of fatigue failure as function of calculate damage</i>	15
Gambar 2.9. Grafik <i>cumulated probability of through wall fatigue crack as function of service life for 20 years calculated fatigue life</i>	15
Gambar 2.10. Pembebanan aksial pada batang turbular (Popov, 1993).....	16
Gambar 2.11. Gaya Gelombang pada Silinder Tegak.....	19
Gambar 2.12. Sketsa Definisi Gelombang.....	19
Gambar 2.13. Ball Bearing.....	22
Gambar 2.13. Roll Bearing.....	22
Gambar 2.13. Plain Bearing	23
Gambar 3.1. <i>Flow Chart</i> Penelitian	25
Gambar 3.2. <i>Current Lose</i> di Lokasi PLTAL [1]	29
Gambar 3.3. Arah pembebanan Lengan Turbin Berdasarkan Arah Pembebanan	30

Gambar 3.4. Letak Geografis dari PLTAL	30
Gambar 3.5. Desain <i>Frame</i> Poros [1].....	31
Gambar 3.6. <i>Chuck</i> dan Pengunci	32
Gambar 3.7. Turbin Pembangkit listrik tenaga arus laut	32
Gambar 3.8. Generator dan Gearbox PLTAL.....	33
Gambar 4.1. Desain <i>Frame</i> Poros Berbentuk <i>Cylinder</i>	35
Gambar 4.2. Desain <i>Frame</i> Poros Berbentuk <i>Elipse</i>	35
Gambar 4.3. Hasil <i>Meshing Frame</i> Poros <i>Cylinder</i>	36
Gambar 4.4. Hasil <i>Meshing Frame</i> Poros <i>Cylinder</i>	36
Gambar 4.5. Grafik Iterasi <i>Frame Poros Cylinder</i>	37
Gambar 4.6. Grafik Iterasi <i>Frame Poros Elipse</i>	37
Gambar 4.7. Gambaran Distribusi Gelombang Antar Titik Lengan Turbin.....	40
Gambar 4.8. Arah pembebanan <i>frame</i> poros dari 90 ⁰	41
Gambar 4.9. Hasil Simulasi <i>Fatigue Damage</i>	42
Gambar 4.10. Hasil Simulasi Deformasi <i>Frame</i> Utama	43
Gambar 4.11. Hasil Simulasi <i>Strain Frame</i> Utama	44
Gambar 4.12. Grafik Potensi Kegagalan Struktur Berdasarkan DNVGL	46
Gambar 4.13. Grafik Potensi <i>Time in Service</i> Terhadap Kemungkinan <i>Fatigue</i>	47
Gambar 4.14. VIV pada <i>Frame</i> Poros Utama Berbentuk Silinder	48
Gambar 4.15. VIV pada <i>Frame</i> Poros Utama Berbentuk Elips.....	48
Gambar 4.16. Poros Utama dengan Penambahan Bearing.....	49
Gambar 4.17. Hasil <i>Meshing</i>	49
Gambar 4.18. Pemberian Gaya Pada Bearing	50
Gambar 4.19. Hasil Simulasi Tegangan Bearing	51
Gambar 4.20. Hasil Simulasi Total Deformasi Bearing	52
Gambar 4.21. Hasil Simulasi Umur Bearing	53
Gambar 4.22. Hasil Simulasi Safety Factor.....	53
Gambar 4.23. Bearing Pada Bearing <i>Joint</i> Poros.....	54
Gambar 4.24. <i>Meshing</i> Pada Bearing <i>Joint</i> Poros	54
Gambar 4.25. Pemberian Gaya Pada Bearing <i>Joint</i> Poros.....	55
Gambar 4.26. Hasil Simulasi Tegangan Pada Bearing <i>Joint</i> Poros.....	56
Gambar 4.27. Hasil Simulasi Deformasi Pada Bearing <i>Joint</i> Poros.....	57
Gambar 4.28. Hasil Simulasi Life Pada Bearing <i>Joint</i> Poros	57

Gambar 4.29. Hasil Simulasi Safet Factor Pada Bearing Joint Poros	58
---	----

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1. Klasifikasi Jenis Sambungan Turbular	12
Tabel 2.2. Formulasi fatigue S-N Curve	13
Tabel 2.3. Jenis Material dan Nilai k S-N <i>Curve in Seawater</i>	14
Tabel 2.4. Tegangan dan Elongation Minimum pada <i>Normal Steel</i>	17
Tabel 2.5. Klasifikasi gelombang menurut teori gelombang airy	21
Tabel 3.1. Tabel 3.1. Tinggi Gelombang Selat Toyopakeh Nusa Penida, Bali [6]	28
Tabel 3.2. Data Lingkungan pada Nilai Maksimal [6].....	28
Tabel 3.3. Data tinggi Gelombang Signifikan Tiap Arah Pembebanan [6].....	28
Tabel 3.4. Data Berat Komponen Pendukung Lengan Turbin [1].....	32
Tabel 3.5. Hasil Gaya drag force dengan variasi Arus [1]	33
Tabel 4.1. Hasil Simulasi Koefisien Drag	37
Tabel 4.2. Hasil Nilai Drag Force.....	38
Tabel 4.3. Nilai Drag Force Total.....	39
Tabel 4.4. Nilai Gaya Inersia	40
Tabel 4.5. Nilai Gaya Morison	40
Tabel 4.6. Hasil Tegangan <i>Frame</i> Poros	42
Tabel 4.7. Hasil Simulasi <i>Safety Factor</i>	42

Tabel 4.8. Hasil Simulasi Deformasi <i>Frame</i> Poros Utama	43
Tabel 4.9. Hasil Simulasi <i>Strain frame</i> Poros Utama	44
Tabel 4.10. Hasil Pembacaan Kurva S-N	45
Tabel 4.11. Hasil <i>Fatigue Damage Accumulation</i> Dari Arah Pembebanan 90 ⁰	46
Tabel 4.12. Material Properties 100Cr6.....	50
Tabel 4.13. Material Properties Si3N4	50
Tabel 4.14. Material Properties Si3N4	51

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB I

PENDAHULUAN

1.1. Latar Belakang

Sebagai negara dengan kekayaan sumber daya alam yang besar, Indonesia tentunya memiliki berbagai sumber daya yang dapat dimanfaatkan sebagai sumber energi listrik. Sebagai contoh yaitu dengan 2/3 wilayahnya merupakan lautan maka Indonesia memiliki potensi yang dapat dimanfaatkan dari sektor kelautan tersebut. Salah satu yang dapat dimanfaatkan dari sektor kelautan yaitu dengan memanfaatkan arus laut sebagai pembangkit listrik atau yang biasa disebut PLTAL (Pembangkit Listrik Tenaga Arus Laut). Tentu saja hal ini sejalan dengan program pemerintah Indonesia yang mulai gencar mencanangkan riset tentang energi baru terbarukan. Hal ini disebabkan karena semakin berkurangnya cadangan energi dari bahan bakar fosil dikarenakan pemakaian secara terus menerus. Pemanfaatan arus laut sebagai pembangkit listrik atau PLTAL sudah diaplikasikan di selat topayakeh Nusa Penida Bali.

Berdasarkan penelitian yang telah dilakukan sebelumnya, khususnya dalam hal desain dimana bentuk dari tabung poros yang berbentuk silinder yang mana itu terdapat resiko terjadinya deformasi karena adanya pengaruh *vortex induced vibration* (VIV) yang timbul disekitar tabung poros. *Vortex Induced Vibration* sendiri yaitu getaran yang terjadi disekitar pipa atau tabung yang tercelup air dan dapat menyebabkan *fatigue* yang semakin besar sehingga usia dari pipa atau tabung tersebut tidak akan lama. Untuk mengurangi adanya *vortex* atau getaran disekitar *frame* utama maka dilakukan penambahan beberapa *equipment* dan juga modifikasi desain bentuk *frame* utama berdasarkan dari desain sebelumnya.

Berdasarkan desain yang telah dibuat sebelumnya, Pada tugas akhir ini penulis akan melakukan modifikasi desain terhadap bentuk frame utama lengan turbin dan melakukan analisa terhadap nilai *fatigue* (kelelahan) pada *frame* utama lengan turbin dan juga analisa pola aliran *vortex induced vibration* (VIV) serta analisa *static structure* penambahan *bearing* pada poros yang mana ini bertujuan agar diketahui usia layak dalam penggunaan desain lengan turbin ini.

1.2. Rumusan Masalah

Berdasarkan dari penjelasan latar belakang diatas, maka dapat dibuat beberapa rumusan masalah sebagai berikut:

- a. Bagaimana cara mengetahui nilai tahanan pada lengan turbin PLTAL?
- b. Bagaimana cara mengetahui kekuatan lengan turbin PLTAL?

1.3. Tujuan Penelitian

Dilihat berdasarkan permasalahan diatas maka tujuan dari penelitian yang ingin tercapai Antara lain:

- a. Untuk mengetahui nilai tahanan pada lengan turbin PLTAL.
- b. Untuk mengetahui kekuatan lengan turbin pada PLTAL.

1.4. Manfaat Penelitian

Ditinjau berdasarkan latar belakang dan tujuan penelitian, maka manfaat dari penelitian ini yaitu sebagai berikut:

- Sebagai pembelajaran bagi penulis dalam mendesain lengan turbin PLTAL *tidal energy converter system (TECS)*.
- Sebagai pembelajaran bagi penulis dalam menganalisis kekuatan lengan turbin PLTAL *tidal energy converter system (TECS)*.
- Sebagai bahan referensi untuk penelitian lebih lanjut terkait perencanaan *platform* pada PLTAL.

1.5. Batasan Masalah

Adapun batasan dalam penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Penelitian hanya menggunakan parameter beban arus dan gelombang dengan teori *morison*.
2. Desain lengan turbin yang dilakukan penelitian yaitu lengan turbin 5 Kw.
3. Penelitian hanya fokus pada *Frame* poros lengan turbin.
4. Pada penelitian ini tidak membahas efek getaran yang terjadi pada lengan turbin PLTAL.
5. Pada penelitian ini kecepatan aliran yang digunakan dalam simulasi sebesar 2,5 m/s.
6. Pada penelitian ini pembebanan yang dilakukakn hanya pada arah 90°.

BAB II TINJAUAN PUSTAKA

2.1. Pembangkit Listrik Tenaga Arus Laut

Pembangkit Listrik Tenaga Arus Laut (PLTAL) adalah salah satu pemanfaatan energi baru terbarukan yang mana dengan memanfaatkan energi arus laut sebagai sumber energi, arus laut yang merupakan energi kinetik dimanfaatkan untuk menggerakkan sudu turbin. Pengembangan teknologi konversi energi arus laut pada dasarnya mengadopsi prinsip kerja konversi energi angin yang telah berkembang. Arus laut didefinisikan sebagai aliran massa air laut dari suatu tempat ke tempat lain. Potensi sumber yang ada pada arus laut tidak semuanya bisa dikonversikan menjadi energi listrik, terdapat banyak jenis arus laut ditinjau dari letak, penyebab, dan suhu.

Jika ditinjau dari letaknya, arus laut dibedakan menjadi 3, yaitu:

1. Arus Permukaan
Arus laut jenis ini terletak di permukaan laut, dengan kedalaman < 20 m.
2. Arus Sedang
Arus sedang berada pada kedalaman air laut 20-40 m.
3. Arus Dalam
Sementara arus ini terletak di kedalaman >40 m.

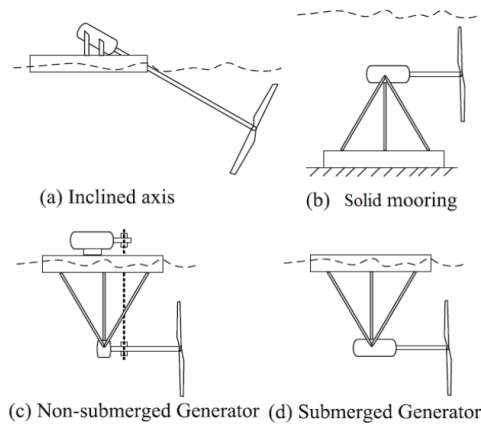
Dengan wilayah laut yang merupakan 3 kali luas daratannya, Indonesia memiliki potensi yang sangat besar dalam hal pemanfaatan energi arus laut. Hal ini akibat dari posisi Indonesia di lajur khatulistiwa dan berada pada titik temu 3 samudera yang akan membawa cukup angin dan arus laut kedalam satu titik temu. Area yang mendukung untuk memproduksi energi *tidal* yakni pada rentang kecepatan arus laut 1,5-3 m/s (baik kondisi pasang-surut dan tidak terpengaruh terhadap cuaca tahunan) memiliki tinggi gelombang tidak lebih dari 8 meter dan periode gelombang tidak melebihi 2 kali Panjang platform (Munib, 2019). Pada tugas akhir berikut penulis menggunakan area lingkungan di selat Toyopakeh, Nusa Penida-Bali untuk dijadikan sebagai input environment karena memenuhi kriteria diatas.

2.2. Turbin Arus Laut

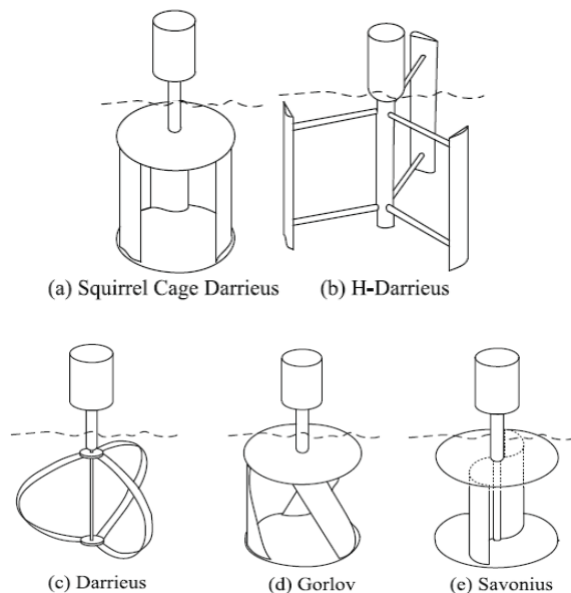
Turbin arus laut adalah teknologi yang dapat digunakan untuk mengekstrak potensi dari arus laut. Turbin horizontal aksis dan turbin vertikal aksis adalah dua jenis turbin arus laut yang digunakan untuk konversi energi arus laut. Turbin horizontal aksis memiliki sumbu rotasi yang sejajar dengan aliran fluida. Turbin vertikal aksis memiliki sumbu rotasi yang tegak lurus terhadap arah aliran fluida. Berikut merupakan jenis-jenis turbin vertical axis. Gambar 2.1 dan 2.2 merupakan contoh turbin horizontal dan vertikal aksis (LPPM-ITS, 2016).

Turbin arus laut merupakan bagian dari *hydrokinetic turbine*, dimana hidrokinetik turbin dibagi menjadi 2 bagian berdasarkan arah rotasi turbin terhadap arah aliran fluida yang melewati turbin. Turbin Horizontal Axis (atau sering disebut

axial flow) memiliki sumbu rotasi yang sejajar dengan aliran fluida. Berikut merupakan jenis-jenis turbin horizontal axis (LPPM-ITS, 2016).



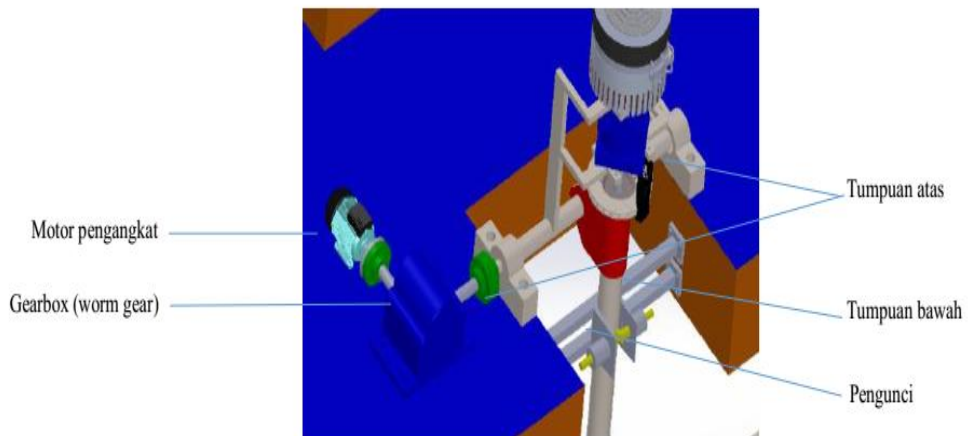
Gambar 2.1 Jenis-jenis turbin horizontal axial



Gambar 2.2 Jenis-jenis turbin vertical axis

2.3. Struktur Lengan Turbin PLTAL

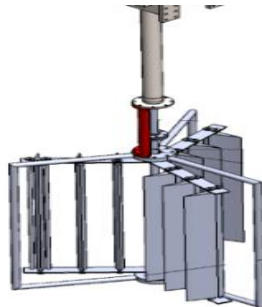
Pada penelitian ini penulis melakukan analisa pada bagian struktur lengan turbin PLTAL yang telah direncanakan sebelumnya. Pada struktur lengan turbin terdapat *Frame* poros/selongsong poros yang berfungsi untuk melindungi poros yang berputar selama beroperasi. *Frame* poros dikaitkan dengan tumpuan bagian atas platform dan tumpuan pada bagian bawahnya.



Gambar 2.3. Struktur Lengan Turbin Bagian Atas

Tumpuan atas terhubung dengan 2 buah housing berfungsi sebagai penahan *Frame* poros engselnya, sedangkan tumpuan bawah berfungsi untuk mengurangi getaran pada saat diberi beban arus. Tumpuan bawah terdapat mekanisme pengunci otomatis secara mekanik. Selain itu pada pengunci tumpuan bawah terdapat spring yang bekerja ketika posisi lengan turbin akan menuju horizontal (pada saat tidak beroperasi).

Sedangkan struktur lengan turbin bagian bawah terdapat turbin dan bushing yang menghubungkan *Frame* turbin dengan *Frame* poros turbin. Berikut merupakan gambar struktur lengan turbin bagian bawah.



Gambar 2.4. Struktur Lengan Turbin Bagian Bawah

Berdasarkan gambar 2.4 menunjukkan bahwa hubungan *Frame* turbin dengan *Frame* poros lengan turbin tidak terhubung. *Frame* poros hanya terhubung dengan bagian atas, tanpa adanya hubungan dengan bagian turbin yang bekerja, Jenis turbin yang digunakan pada PLTAL ini yaitu jenis darrieus.

2.4. Konsep Pembebanan

Kemampuan kerja suatu perancangan struktur lepas pantai atau Offshore structure dipengaruhi oleh beban yang bekerja pada struktur tersebut. Jadi, akurasi beban yang diterjadi pada struktur sangat berpengaruh pada kemampuan kerja dan kekuatan dari struktur yang dirancang.

Berikut beban secara umum yang dipakai dalam perencanaan offshore struktur:

2.4.1. Beban Mati

Beban mati merupakan beban yang diperoleh dari komponen-komponen, peralatan, serta permesinan yang tidak berubah di struktur tersebut, meliputi; berat struktur dan berat peralatan.

2.4.2. Beban Hidup

Beban hidup merupakan beban yang diperoleh dari suatu peralatan seperti permesinan yang bekerja atau beroperasi.

Contoh beban yang termasuk dalam beban hidup ini adalah beban yang diakibatkan oleh pengoprasian mesin atau peralatan yang lainnya pada suatu struktur yang berhubungan dengan oprasi struktur tersebut.

2.4.3. Beban Lingkungan

Beban lingkungan merupakan beban yang diperoleh dari pengaruh lingkungan lokasi struktur beroperasi. Beban lingkungan ketika berada dilaut meliputi beban angin, gelombang, dan arus [8].

- **Beban Angin**

Beban Angin merupakan beban dinamis, dalam perancangan banunan lepas pantai, angin merupakan sebuah beban yang dapat mempengaruhi respon struktur, maka perlu dilakukan perhitungan. Beban angin dihitung berdasarkan besarnya kecepatan ekstrim dengan periode ulang 100 tahunan. Semakin lama periode ulang yang digunakan maka resiko kegagalan semakin besar.

Semakin lama waktu yang digunakan untuk pengulangan, maka resiko kegagalan semakin besar. Gaya pada permukaan datar diasumsikan sebagai gaya normal pada permukaan dan gaya pada tanki silinder vertical, pipa, dan silinder lain diasumsikan searah dengan arah angin, sedangkan yang tidak vertical dapat dihitung dengan menggunakan formula yang diambil dari perhitungan arah angin berhubungan dengan objek. Hal tersebut berlaku untuk semua sudut dari pendekatan beban angin pada struktur [9].

Sedangkan formula untuk gaya angin time series dapat dibangkitkan dari spektrum gelombang menurut API RP 2 T adalah memakai rumus sebagai berikut:

$$F_{WD}(t) = \frac{1}{2} \rho_a C_s A x_a |V_c - \dot{x}|(V_c - \dot{x}) \dots\dots\dots(1)$$

Dimana:

- F_{WD} = gaya angin (N)
 C_s = koefisien bentuk
 ρ_a = massa jenis udara (kg/ m³)
 x = kecepatan dari platform (m/s)
 x_a = aerodinamic amittance
 A = luas area vertikal yang terkena angin (m²)
 V_c = kecepatan partikel air (m/s)

Sedangkan kecepatan angin dirumuskan sebagai berikut:

$$V_w = V_{10} \left(\frac{y}{10} \right)^x \dots\dots\dots(2)$$

Dimana:

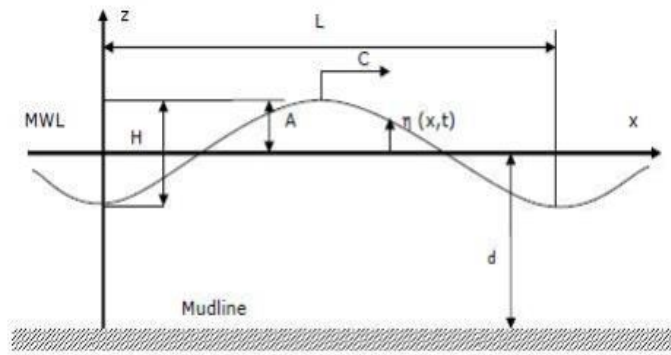
- V_w = kecepatan angin, knots (m/s)
 V_{10} = kecepatan angin pada ketinggian 10 m, knots (m/s)
 y = ketinggian dimana kecepatan angin dihitung, (m)
 x = faktor eksponen

Bila informasi yang akurat tidak tersedia, maka harga eksponensial x sebesar 71 dapat diambil sebagai pendekatan. Harga ini cukup sesuai untuk ketinggian sampai dengan sekitar 200 m. Untuk semua sudut dari pendekatan beban angin pada struktur, gaya pada permukaan datar diasumsikan sebagai gaya normal pada permukaan dan gaya pada tanki silinder vertikal, pipa, dan silinder lain diasumsikan searah dengan arah angin, sedangkan yang tidak vertikal dapat dihitung menggunakan formula yang diambil dari perhitungan arah angin berhubungan dengan gerak objek.

- **Beban Gelombang**

Beban gelombang merupakan beban lingkungan yang memberikan efek terbesar terhadap bangunan lepas pantai. Gelombang terjadi akibat gangguan pada fluida. Gangguan tersebut dapat berupa gangguan pada permukaan air seperti hembusan angin, atau dapat juga berupa gangguan pada dasar laut seperti pergerakan tanah atau gempa bumi [9].

Bentuk ideal gelombang beramplitudo kecil di perairan dalam adalah sinusoidal. Karakteristik gelombang dua dimensi yang merambat dalam arah x dapat dilihat pada Gambar 6 dibawah ini.



Gambar 2.5 Parameter gelombang

Dimana:

A = amplitudo gelombang

C = kecepatan gelombang

d = kedalaman permukaan air rata-rata dari dasar tanah

H = tinggi gelombang dari lembah ke puncak

L = panjang gelombang

x = perpindahan arah horizontal dari puncak gelombang

$\eta(x,t)$ = elevasi muka air pada titik x saat t

MWL = Mean Water Level

Parameter-parameter terpenting dalam menggambarkan gelombang adalah:

- 1 Panjang gelombang L, yaitu jarak horizontal antara dua puncak gelombang atau dua lembah gelombang yang saling berurutan.
- 2 Tinggi gelombang H, yaitu jarak vertikal antara puncak gelombang dan lembah gelombang.
- 3 Periode gelombang T, yaitu waktu yang ditempuh untuk mencapai satu lintasan gelombang.
- 4 Kedalaman perairan h dimana gelombang tersebut dirambatkan.

Terdapat beberapa teori yang dapat digunakan untuk perhitungan gaya gelombang. Salah satunya adalah teori difraksi. Jika suatu struktur mempunyai ukuran yang relatif besar, yakni memiliki ukuran yang kurang lebih sama dengan panjang gelombang, maka keberadaan struktur ini akan mempengaruhi timbulnya perubahan arah pada medan gelombang disekitarnya. Dalam hal ini difraksi gelombang dari permukaan struktur harus diperhitungkan dalam evaluasi gaya gelombang.

Untuk gaya gelombang *time series* dapat di bangkitkan dari spectrum gelombang sebagai *First Order* dan *Second Order*. *First Order* adalah gelombang dengan periode kecil yang daerah pembangkitnya di daerah itu sendiri dan berpengaruh

dominan pada gerakan bangunan apung. Berikut adalah persamaan gaya gelombang first order.

$$F_{WV}^{(1)}(t) = \sum_{i=1}^N F_{WV}^{(1)}(\omega_i) \cos(\omega_i t + \varepsilon_i) \alpha_i \quad \dots\dots\dots(3)$$

Dimana :

$F_{WV}^{(1)}(t)$ = Gaya gelombang *First Order* fungsi waktu

$F_{WV}^{(1)}(\omega)$ = Gayaexciting gelombang *First Order* per unit Amplitudo gelombang

ε_j = Sudut fase komponen gelombang *First Order*

α_i = Amplitudo komponen gelombang *First Order*

Second Order adalah gelombang dengan periode tinggi yang daerah pembangkitnya tidak di daerah tersebut (jauh dari lokasi gelombang terjadi). Berikut adalah persamaan gaya gelombang *Second Order*.

$$F_{WV}^{(2)}(t) = \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^N \alpha_i \alpha_j D_{ij} \cos [(\omega_i - \omega_j)t + (\varepsilon_i - \varepsilon_j)]$$

$$D_{ij} = \text{Drift force per unit amplitudo gelombang} \quad \dots\dots\dots (4)$$

- **Beban Arus**
Arus akibat pasang surut memiliki kecepatan yang semakin berkurang seiring dengan bertambahnya kedalaman sesuai fungsi *non-linear*. Sedangkan arus yang disebabkan oleh angin memiliki karakter yang sama, tetapi dalam fungsi *linear* [10].

Gaya-gaya pada arus yang melewati struktur platform adalah :

- Gaya drag
- $F_d = \frac{1}{2} C_d \rho U |U + u| (U + u) \dots\dots\dots(5)$

Dimana :

F_d = gaya drag (N)

C_d = drag coefficient

ρ = massa jenis air (kg/m^3)

U = kecepatan arus (m/s^2)

u = kecepatan partikel gelombang (m/s)

Berikut ini merupakan nilai drag coefficient untuk beberapa benda :

Shape	Drag Coefficient
Sphere	0.47
Half-sphere	0.42
Cone	0.50
Cube	1.05
Angled Cube	0.80
Long Cylinder	0.82
Short Cylinder	1.15
Streamlined Body	0.04
Streamlined Half-body	0.09

Measured Drag Coefficients

Gambar 2.6 Nilai drag force coefficient

c) Gaya angkat (Lift)

Gaya angkat adalah gaya hidrodinamik dalam arah vertikal, gaya ini terjadi apabila terdapat konsentrasi kecepatan arus laut terhadap struktur dengan arah vertikal.

$$F_L = \frac{1}{2} \times C_L \times \rho \times V_c^2 \times A \dots \dots \dots (6)$$

Dimana :

- F_L = gaya angkat (N)
- C_L = koefisien gaya angkat
- ρ = massa jenis air (kg/m^3)
- V_c = kecepatan arus (m/s^2)
- A = luas yang ditinjau (m^2)

2.5. Metode Elemen Hingga (finite element)

Metode elemen hingga atau biasa disebut dengan *finite element* yaitu merupakan suatu metode pemodelan dan analisa struktur yang lebih kompleks dan detail. Metode ini menjadikan bentuk fisik model struktur sebagai suatu sistem linier

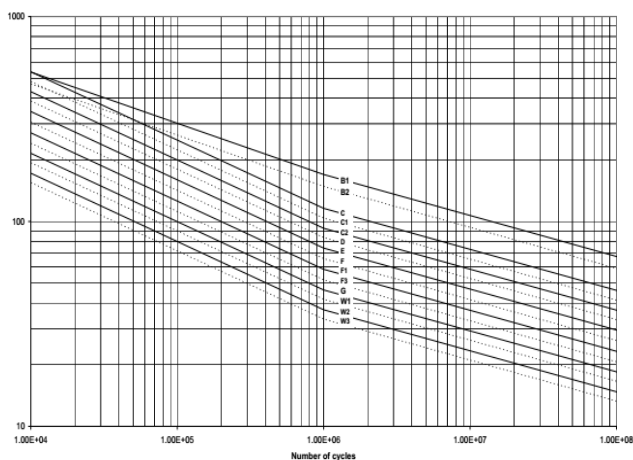
yang berkesinambungan dengan jalan membagi bentuk fisik struktur menjadi kelompok elemen yang lebih kecil. Perpindahan setiap struktur tertentu dalam bentuk jumlah terhingga dari koordinat perpindahan diskrit, yang menggabungkan beberapa ciri dari kedua prosedur, massa tergumpal dan koordinat tergeneralisasi, kini menjadi populer. Pendekatan ini yang merupakan dasar dari metode elemen hingga.

Langkah pertama dalam idealisasi elemen hingga dari setiap struktur adalah membagi suatu struktur menjadi elemen-elemen yang lebih kecil. Ukurannya sembarang, bisa semuanya berukuran sama atau semua berbeda-beda. Pada ujung-ujung bagian dimana mereka saling dihubungkan disebut titik-titik simpul. Perpindahan titik-titik simpul ini kemudian menjadi koordinat tergeneralisasi dari struktur. Lendutan struktur dapat dinyatakan dengan koordinat tergeneralisasi dengan menggunakan kumpulan yang sesuai dari fungsi perpindahan yang diasumsikan.

2.6. Kurva S-N

Kurva S-N digunakan untuk karakteristik fatigue pada material yang mengalami pembebanan yang berulang pada magnitudo konstan.

Dimana N adalah jumlah cycle pada tegangan S yang menyebabkan kerusakan pada struktur. Kurva S-N memberikan banyak informasi sifat fatik karena pada saat pengujian, dimasukkan faktor geometri, perlakuan permukaan, kondisi pembebanan, temperatur dan proses perlakuan material. Kekurangan kurva S-N adalah tidak dapat memprediksi deformasi plastis lokal dan efek dari tegangan rata-rata[4]. Contoh kurva S-N diperlihatkan pada Gambar 2.6.

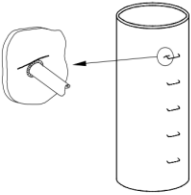
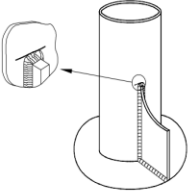
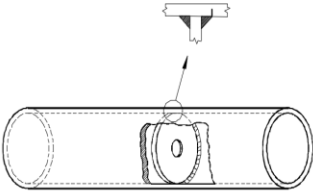


Gambar 2.7. Kurva S-N

Gambar 2.6 menunjukkan bahwa terdapat sumbu x sebagai *Number of Cycle* dan sumbu y *stress range* yang mana digunakan untuk menentukan nilai N maksimum ketika timbul tegangan tertentu. Untuk jenis garis yang terdapat pada gambar 2.6 dapat

digunakan sesuai dengan karakteristik jenis sambungan las lasan yang digunakan pada struktur. Jenis garis yang terdapat pada kurva tersebut dapat dilihat sesuai dengan standar yang digunakan, yaitu standar DNV-GL. Pada standar tersebut telah disediakan pengelompokan karakteristik jenis sambungan yang tepat untuk digunakan. Klasifikasi tersebut dapat dilihat di DNVGL-RP-C203 pada section 10 [11].

Tabel 2.1. Klasifikasi Jenis Sambungan Turbular [11]

Detail category	Constructional details	Description	Requirement
T		1. Parent material adjacent to the toes of full penetration welded tubular joints.	1. <ul style="list-style-type: none"> — The design should be based on the hot spot stress.
F1	2. 	2. Welded rungs.	
D	3. and 4. 	3. Gusseted connections made with full penetration welds.	3. <ul style="list-style-type: none"> — The design stress must include the stress concentration factor due to the overall form of the joint.
F		4. Gusseted connections made with fillet welds.	4. <ul style="list-style-type: none"> — The design stress must include the stress concentration factor due to the overall form of the joint.
	5. 	5. Parent material at the toe of a weld attaching a diaphragm to a tubular member.	The nominal design stress for the inside may be determined from section [3.3.8].
E	$t \leq 25$ mm		
F	$t > 25$ mm		

Berdasarkan tabel 2.1 dapat dilihat bahwa terdapat beberapa klasifikasi tentang jenis struktur yang akan dianalisa. Tabel tersebut merupakan klasifikasi dari jenis sambungan turbular yang mana sambungan tersebut lebih cocok dengan bentuk struktur *Frame* poros.

Pada formulasi *fatigue S-N Curves American Petroleum Institute Recommended Practice 2A-Working Stress Design (API RP 2A-WSD)* untuk menganalisa umur kelelahan struktur bangunan lepas pantai akibat tegangan kerja yang dialami menggunakan persamaan:

$$N = 2 \times 10^6 \left(\frac{\Delta\sigma}{\Delta\sigma_{ref}} \right)^{-m} \dots\dots\dots(7)$$

dimana N adalah nilai siklus yang di izinkan untuk penggunaan siklus rentang tegangan $\Delta\sigma$, dengan $\Delta\sigma_{ref}$ dan m seperti pada penjelasan Tabel 2.2 di bawah :

Tabel 2.2. Formulasi fatigue S-N Curve

Curve	$\Delta\sigma_{ref}$	M	Endurance limit at 200 million Cycles
	Stress range at 2 million Cycles	inverse log-log slope	
X	14.5 ksi (100 MPa)	4.38	5.07 ksi(35 MPa)
X'	11.4 ksi (79 MPa)	3.74	3.33 ksi (23 MPa)

Sumber : API RP 2A-WSD 2002

Kurva X dapat di gunakan untuk profil las terkontrol (with weld profile control) dan memiliki ketebalan cabang sambungan kurang dari 25 mm. Untuk profil las terkontrol yang sama tetapi ketebalannya lebih besar, perlu menggunakan efek skala. Kurva X' dapat digunakan untuk profil las tanpa kontrol (without weld profile control), tetapi sesuai dengan profil dasar standar pelat (ANSI/AWS) dan memiliki ketebalan cabang sambungan kurang dari 16 mm. Dalam penelitian ini terfokus dengan menggunakan kurva X dimana semua profil las dalam kondisi terkontrol.

2.7. Fatigue (Kelelahan)

Fatigue atau biasa disebut kelelahan pada struktur material yaitu kondisi yang mana struktur material yang diberikan beban siklik (beban ber-ulang) akan melemah. Biasanya struktur material yang mengalami fatigue ditandai dengan mulainya retak (*crack*), dilanjutkan dengan penjaralan (*propagation*), dan akhirnya dapat terjadi kerusakan (*failure*) (Soedjono, JJ 1989). Analisa fatigue sangat penting didalam merencanakan desain struktur bangunan lepas pantai untuk memprediksi besar relatif dari fatigue life pada sambungan yang kritis.

Sejak tahun 1830 telah diketahui bahwa baja yang mengalami tegangan berulang akan rusak pada tegangan yang jauh lebih rendah dibanding tegangan yang diperlukan untuk menimbulkan perpatahan pada penerapan beban tunggal. Fenomena ini disebut dengan fatigue (kelelahan). Umumnya kerusakan akibat fatigue terjadi setelah periode penggunaan yang cukup lama.

Fatigue secara sederhana dapat diartikan sebagai kelelahan suatu struktur setelah menerima beban yang berulang-ulang (*cyclic loading*). Batas dari fatigue

didefinisikan sebagai Stress (tegangan) dimana material atau sambungannya dapat menahan beban yang berulang dalam jumlah tertentu, yang nilainya didapat dari kurva S-N (Stress vs jumlah siklus pembebanan yang diizinkan).

Berdasarkan standar DNVGL-RP-C203 terdapat grafik yang menunjukkan bahwa untuk menentukan potensi adanya kegagalan struktur diperlukan menghitung *Fatigue Damage Accumulation*. Formula yang dapat digunakan untuk menghitung *Fatigue Damage Accumulation* sebagai berikut.

$$D = \sum_{i=1}^k \frac{n}{N} \dots\dots\dots(8)$$

Dimana:

D : *Fatigue Damage Accumulation*

k : *Thickness Exponent*

n : *number of stress cycle*

N : *Number of cycle failure based on S-N Curve*

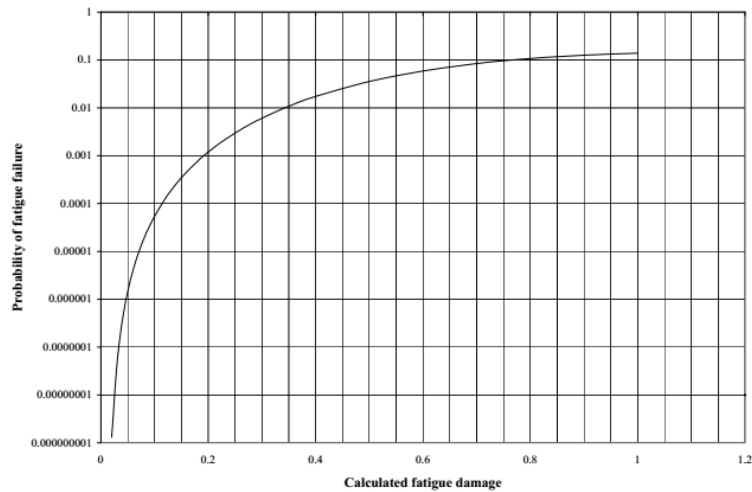
Untuk nilai k ditentukan berdasarkan tabel yang telah ditetapkan pada standar DNVGL sesuai dengan jenis sambungan yang telah ditetapkan sebelumnya. Berikut merupakan tabel dari nilai k berdasarkan jenis material yang dianalisa.

Tabel 2.3. Jenis Material dan Nilai k S-N Curve in Seawater

S-N curve	N ≤ 10 ⁶ cycles		N > 10 ⁶ cycles log ā ₂ m ₂ = 5.0	Fatigue limit at 10 ⁷ cycles (MPa) *)	Thickness exponent k	Structural stress concentration embedded in the detail (S-N class), see also equation (2.3.2)
	m ₁	log ā ₁				
B1	4.0	14.917	17.146	106.97	0	
B2	4.0	14.685	16.856	93.59	0	
C	3.0	12.192	16.320	73.10	0.05	
C1	3.0	12.049	16.081	65.50	0.10	
C2	3.0	11.901	15.835	58.48	0.15	
D	3.0	11.764	15.606	52.63	0.20	1.00
E	3.0	11.610	15.350	46.78	0.20	1.13
F	3.0	11.455	15.091	41.52	0.25	1.27
F1	3.0	11.299	14.832	36.84	0.25	1.43
F3	3.0	11.146	14.576	32.75	0.25	1.61
G	3.0	10.998	14.330	29.24	0.25	1.80
W1	3.0	10.861	14.101	26.32	0.25	2.00
W2	3.0	10.707	13.845	23.39	0.25	2.25
W3	3.0	10.570	13.617	21.05	0.25	2.50

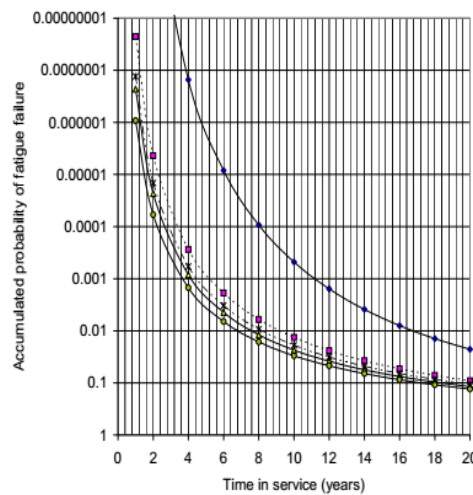
*) see also [2.11]

Setelah menentukan nilai *fatigue damage calculation*, parameter lain yang digunakan yaitu grafik *calculate fatigue damage* terhadap *probability fatigue failure* sesuai dengan standar DNVGL- RP – C203. Berikut merupakan grafik dari standar tersebut.



Gambar 2.8. Grafik calculate probability of fatigue failure as function of calculate damage

Setelah diketahui nilai *probability of fatigue failure*, dapat diketahui *time service year* sesuai dengan grafik lainnya yang terdapat pada standar *DNVGL – RP – C203*.



Gambar 2.9. Grafik cumulated probability of through wall fatigue crack as function of service life for 20 years calculated fatigue life

2.8. Tegangan

Setiap material adalah elastis pada keadaan alaminya. Karena itu jika gaya luar bekerja pada benda, maka benda tersebut akan mengalami deformasi (Arif, 2014). Ketika benda tersebut mengalami deformasi, molekulnya akan membentuk tahanan terhadap deformasi. Tahanan ini per satuan luas dikenal dengan istilah tegangan. Secara matematik tegangan bisa didefinisikan sebagai gaya per satuan luas.

Secara umum tegangan terdapat beberapa jenis diantaranya tegangan normal, tegangan tekan, tegangan tarik, dan sebagainya. Namun untuk peneitian ini hanya berkaitan dengan tegangan normal. Tegangan normal dapat diakibatkan menjadi 2 hal yaitu beban aksial dan beban lenturan.

Beban aksial yaitu beban yang bila gaya-gaya luar yang bekerja pada suatu batang sejajar terhadap sumbu utamanya dan potongan penampang batang tersebut konstan, tegangan internal yang dihasilkan adalah sejajar terhadap sumbu tersebut.



Gambar 2.10. Pembebanan aksial pada batang turbular (Popov, 1993)

Pada gambar 2.10 batang mengalami pembebanan aksial akibat gaya tarik. Akibat gaya ini, batang akan mengalami tegangan aksial (Popov, 1993). Tegangan menunjukkan kekuatan gaya yang menyebabkan perubahan bentuk benda. Maka tegangan dapat didefinisikan sebagai gaya/beban total (F) pada suatu penampang dibagi dengan luas penampang yang dikenainya. Tegangan biasanya dinyatakan dengan σ . Oleh karena itu, formula yang dapat digunakan berdasarkan gambar 2.5 yaitu :

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad \dots\dots\dots(9)$$

Dimana:

F : Gaya Tarik (N)

A: Luas Penampang Lintang (m^2)

Selain itu, penelitian ini menggunakan *offshore standard rules DNV – OS – B101* diantaranya menentukan standar *yield strength* yang diijinkan sesuai dengan material tertentu. Berikut merupakan standar *DNVGL* yang telah ditetapkan.

Tabel 2.4. Tegangan dan Elongation Minimum pada Normal Steel

Grade	Yield stress R_{eH} minimum (MPa)	Tensile strength R_m (MPa)	Elongation A_5 minimum (%)	Impact energy, longitudinal minimum (J)			
				Temperature (°C)	$t \leq 50$ (mm)	$50 < t \leq 70$ (mm)	$70 < t \leq 150$ (mm)
NV A	235	400-520	22 ³⁾	+20	-	34 ²⁾	41 ²⁾
NV B				0	27 ¹⁾	34	41
NV D				-20	27	34	41
NV E				-40	27	34	41

1) Impact tests are not required for grade B steel with thickness of 25 mm or less.
2) Impact tests for grade A over 50 mm thickness are not required when the material is produced using fine grain practice and supplied in either N or TM conditions.
3) For full thickness flat test pieces with width 25 mm and gauge length 200 mm, the minimum elongation (%) is reduced to the following values:

2.9. Regangan

Perubahan pada ukuran sebuah benda karena gaya-gaya atau kopel dalam kesetimbangan dibandingkan dengan ukuran semula disebut regangan. Regangan juga disebut derajat deformasi, (Sarojo, 2002:321). Regangan dalam batang yang berada dalam keadaan tarik didefinisikan sebagai perpanjangan dari batang dibagi dengan panjang batang semula. Regangan dinyatakan dengan ε .

$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{l_0} \dots\dots\dots(10)$$

Dimana:

$\varepsilon = \text{Regangan}$

$\Delta l = \text{perubahan panjang (m)}$

$l_0 = \text{panjang mula – mula (m)}$

Untuk standar yang digunakan sama seperti sebelumnya yaitu standar elongation pada normal *steel* seperti tabel 2.2 yang mengacu pada standar *offshore standard rules DNV – OS – B101*

2.10. Teori Gerak Benda Terapung Karena Beban Lingkungan

Pada dasarnya benda yang mengapung mempunyai 6 mode gerakan bebas yang terbagi menjadi dua kelompok, yaitu 3 mode gerakan translasional dan 3 mode gerakan rotasional. Berikut adalah keenam mode gerakan tersebut:

1. Mode gerak translasional
 - *Surge*, gerakan transversal arah sumbu x
 - *Sway*, gerakan transversal arah sumbu y
 - *Heave*, gerakan transversal arah sumbu z
2. Mode gerak rotasional
 - *Roll*, gerakan rotasional arah sumbu x
 - *Pitch*, gerakan rotasional arah sumbu y

- *Yaw*, gerakan rotasional arah sumbu z

2.11. Beban Lingkungan Pada Struktur *Offshore Cylinder*

Sarpkaya (1981) telah memberikan gambaran garis besar dalam menganalisa gaya gelombang pada suatu struktur. Dimana untuk menghitung gaya gelombang dibutuhkan model dari kondisi gelombang yang didapat dari pencatatan data gelombang, arus dan angin dari lokasi yang direncanakan. Gaya gelombang yang bekerja pada silinder sumbu vertikal merupakan penjumlahan langsung dari *drag force* dan *inertia force*. Sedangkan gaya inersia merupakan penjumlahan antara gaya *froude-krylov* dengan gaya yang disebabkan oleh massa tambah.

2.11.1. Teori *Morison*

Dalam perhitungan gaya gelombang bangunan lepas pantai maka persamaan *Morison* sering dipakai (Chakrabarti, 1987). Untuk dapat memakai rumusan *Morison* ini maka perlu lebih dahulu mengetahui batasan - batasan yang digunakan oleh *Morison* dalam menghitung gaya yang ditimbulkan oleh gelombang. Secara lengkap syarat - syarat yang dimaksud adalah sebagai berikut :

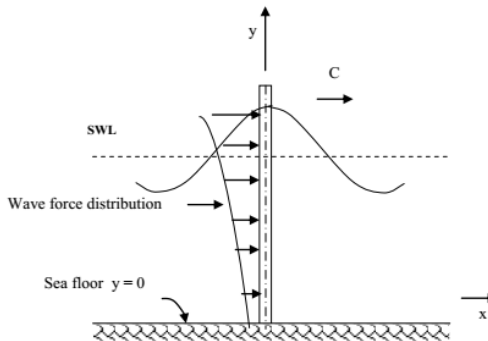
- $D/L > 1$: pada kondisi ini gelombang mendekati pemantulan murni
- $D/L > 0,2$: penambahan gaya gelombang oleh difraksi gelombang perlu diperhatikan
- $D/L < 0,2$: Penggunaan *Morison* Valid

Persamaan yang diberikan *morison* untuk menghitung beban gelombang sebagai berikut.

$$F = \frac{1}{2} \times C_d \times \rho \times D \times |u|u + C_m \times \rho \times A \times \alpha \dots\dots\dots (11)$$

Dimana:

- C_d : Koefisien Drag
- ρ : Massa Jenis Air
- D : diameter silinder
- u : kecepatan partikel gelombang (m/s)
- C_m : Koefisien Inersia
- A : luas penampang silinder (m²)
- α : Percepatan partikel gelombang sumbu horizontal (m/s²)



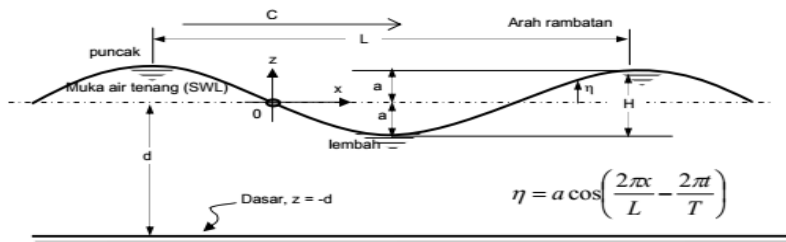
Gambar 2.11. Gaya gelombang pada silinder tegak (dawson,1983)

Gambar 2.11 menunjukkan bahwa pembebanan yang terjadi pada silinder vertikal memiliki variasi gaya gelombang. Bagian yang paling besar distribusi gaya gelombang terdapat pada titik teratas sesuai dengan ketinggian maksimum gelombang. Variasi distribusi beban gelombang tersebut tergantung dari formula kecepatan dan percepatan arus yang digunakan pada titik yang didistribusikan tersebut.

2.11.2. Teori Gelombang Airy

Dalam perhitungan beban gelombang, ada beberapa teori gelombang yang dapat digunakan misalnya teori gelombang Airy atau Stokes. Dari ketentuan yang berlaku pada teori gelombang tersebut, kemudian dilakukan analisa terhadap kondisi perairan dari struktur yang akan dibangun untuk memperoleh kecepatan dan percepatan secara vertikal maupun horisontal partikel fluida untuk setiap kedalaman. Kecepatan dan percepatan merupakan fungsi dari tinggi gelombang (H), periode gelombang (T), kedalaman perairan (d), jarak partikel dari dasar laut (z), dan waktu (t). Penentuan teori gelombang disesuaikan dengan grafik validitas teori gelombang dengan berdasarkan parameter H/gT^2 dan d/gT^2 (Chakrabarti, 1987).

Konsep gelombang yang digunakan pada penelitian ini yaitu teori gelombang airy. Teori gelombang airy diturunkan dari persamaan laplace untuk aliran tak rotasi dengan batas di dasar dan di permukaan laut.



2.12. Skets Definisi Gelombang

Gambar 2.7. menunjukkan bahwa gelombang berada pada koordinat x dan y. Gelombang tersebut menjalar dengan arah sumbu x. Beberapa notasi yang digunakan untuk menghitung teori gelombang airy sebagai berikut.

d : jarak antara muka air rerata dan dasar laut (kedalaman laut) (m)

$\eta(x,t)$: fluktuasi muka air terhadap muka air diam = $\eta = a \cos(kx - \sigma t)$

a : amplitudo gelombang

H : tinggi gelombang = 2a (m)

L : panjang gelombang, yaitu jarak antara dua puncak gelombang yang Berurutan (m)

T : Periode gelombang, yaitu interval waktu yang diperlukan oleh partikel air untuk kembali pada kedudukan yang sama dengan kedudukan sebelumnya (s)

C : Kecepatan rambat gelombang = L/T

k : angka gelombang = $2\pi / L$

ω : frekuensi gelombang = $2\pi / T$

g : gravitasi = 9,81 (m/s²)

Untuk menghitung gaya gelombang menggunakan parameter kecepatan dan percepatan horizontal. Berikut merupakan formula untuk menghitung kecepatan dan percepatan.

$$u = \frac{gHk \cosh k(d+y)}{2\omega \cosh kd} \cos[k(x - ct)] \dots \dots \dots (12)$$

$$\alpha = \frac{w^2 H}{2} \frac{\cosh k(d+z)}{\sinh kd} \sin[k(x - ct)] \dots \dots \dots (13)$$

Dimana:

u = Kecepatan Partikel Gelombang Horizontal (m/s)

α = Percepatan Partikel Gelombang Horizontal (m/s²)

Berdasarkan kedalaman relative laut, yaitu perbandingan antara kedalaman air dan panjang gelombang laut (d/L), gelombang dapat diklasifikasikan menjadi 3 macam sebagai berikut.

Tabel 2.5. Klasifikasi gelombang menurut teori gelombang airy

Keterangan	Gelombang dilaut dangkal	Gelombang di laut transisi	Gelombang di laut dalam
d/L	$d/L \geq 1/2$	$1/20 < d/L < 1/2$	$d/L \leq 1/20$
Tanh (2 π d/L)	$\approx 2\pi d / L$	Tanh (2 π d/L)	≈ 1
Cepat rambat gelombang	$C = \frac{L}{T} = \sqrt{gd}$	$C = \frac{L}{T} = \frac{gT}{2\pi} \tanh\left[\frac{2\pi d}{L}\right]$	$C = C_o = \frac{L}{T} = \frac{gT}{2\pi}$
Panjang Gelombang	$L = T\sqrt{gd}$	$L = \frac{gT^2}{2\pi} \tanh\left[\frac{2\pi d}{L}\right]$	$L = L_o = \frac{gT^2}{2\pi} = 1,56T^2$

(Nur Yuwono, 1982)

Tabel 2.5 menunjukkan terdapat beberapa keterangan dari klasifikasi gelombang tergantung dari kondisi perairan laut. Klasifikasi kondisi laut yang dipertimbangkan untuk mencari beberapa formula yaitu gelombang laut dangkal, gelombang laut transisi, dan gelombang di laut dangkal.

2.12. Bearing

Bearing adalah sebuah elemen mesin yang berfungsi untuk membatasi gerak relatif antara dua atau lebih komponen mesin agar selalu bergerak pada arah yang diinginkan. Bearing menjaga poros (shaft) agar selalu berputar terhadap sumbu porosnya, atau juga menjaga suatu komponen yang bergerak linier agar selalu berada pada jalurnya. Bearing merupakan salah satu bagian dari elemen mesin yang memegang peranan cukup penting karena fungsi dari bantalan yaitu untuk menumpu sebuah poros agar poros dapat berputar tanpa mengalami gesekan yang berlebihan. Bantalan harus cukup kuat untuk memungkinkan poros serta elemen mesin lainnya bekerja dengan baik. Bearing adalah komponen sebagai bantalan untuk membantu mengurangi gesekan peralatan berputar pada poros. Bearing biasanya berbentuk bulat.

2.12.1. Jenis Bearing

Bearing dapat diklasifikasikan berdasarkan gerakan yang diizinkan oleh desain bearing itu sendiri, berdasarkan prinsip kerjanya dan juga berdasarkan gaya atau jenis beban yang dapat ditahan oleh bantalan. Berikut macam-macam bantalan bila dilihat dari gesekan yang terjadi:

- *Anti-Friction bearing* (bantalan gelinding seperti silinder, bola dll).

Anti-Friction bearing adalah jenis bantalan yang tidak akan menimbulkan gesekan. *Anti-Friction bearing* dapat dibedakan menjadi 2 jenis yaitu *roller bearing* dan *ball bearing*.

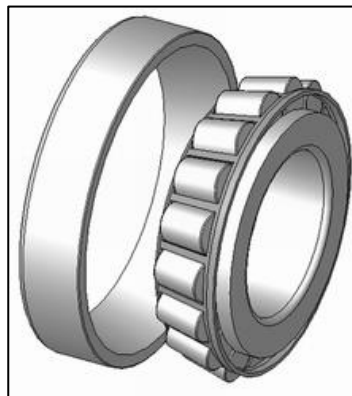
Ball bearing merupakan susunan bola-bola baja yang dikeraskan yang terpasang diantara dua buah cincin, dalam dan luar. Untuk bantalan radial atau atas dan bawah untuk *thrust bearing*. Selain itu juga terdapat

retainer atau separator yang menjaga jarak antara bola baja tetap disekitar cincin. Ball bearing jenis deep groove dirancang untuk menahan beban radial dan beban aksial. Adapun jenis angular contact dirancang untuk menahan beban aksial yang lebih besar dan juga dapat menahan beban radial.



Gambar 2.13 Ball Bearing

Roll bearing menggunakan *roller* yang lurus, tirus atau berkontur yang dipasang diantara dua buah cincin. Secara umum, roll bearing dapat menahan beban statik dan dinamik yang lebih besar daripada ball bearing hal ini disebabkan oleh kontaknya yang lebih besar. Selain itu roll bearing ini juga lebih murah daripada ball bearing untuk ukuran dan beban yang besar. Biasanya roll bearing hanya dapat menahan beban dalam satu arah saja baik secara radial maupun aksial, kecuali bila roller -nya tirus atau berkontur. Secara garis besar, roll bearing dibagi lagi berdasarkan jenisnya yaitu bantalan rol silindris, bantalan rol spherical, bantalan rol tirus, dan bantalan rol jarum.



Gambar 2.14. Roll Bearing

- *Friction bearing (Journal bearing, trust bearing).*

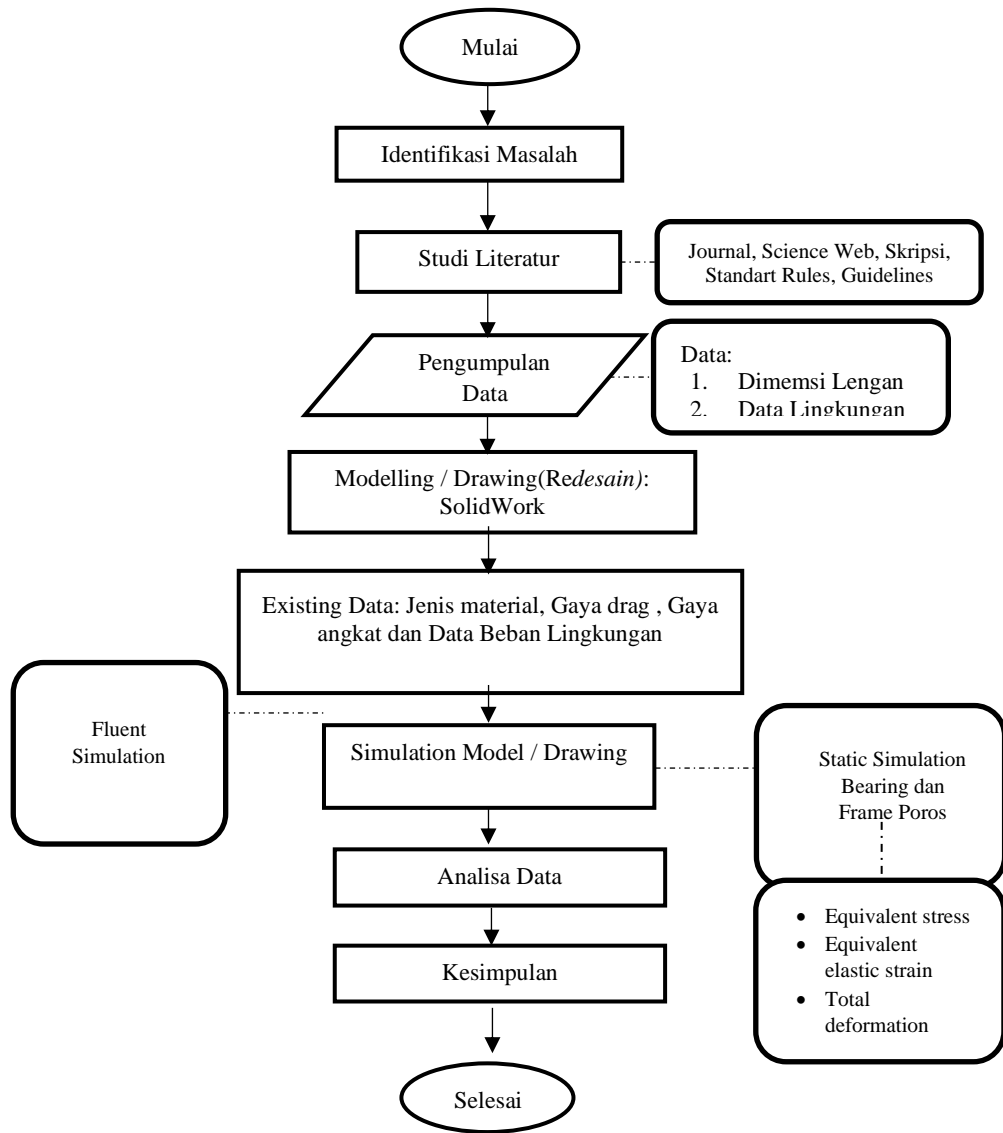
Friction bearing adalah jenis bantalan yang dapat menimbulkan gesekan. Gesekan terjadi antara poros dan bantalan karena permukaan poros ditumpu oleh permukaan bantalan dengan perantara lapisan pelumas. Bantalan jenis ini mampu menumpu poros yang berputar dengan kecepatan tinggi dan beban besar. Bantalan ini sederhana konstruksinya dan dapat dibuat serta dipasang dengan mudah. Karena gesekannya yang besar pada waktu awal mula putaran, bantalan memerlukan momen awal yang lebih besar. Contoh dari *friction bearing* adalah *bush bearing* dan *plain bearing*.



Gambar 2.15. Plain Bearing

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB III METODOLOGI PENELITIAN



3.1. Identifikasi Masalah

Tahapan awal dalam pengerjaan tugas akhir ini adalah dengan mengidentifikasi permasalahan yang ada. Kemudian timbul perumusan masalah yang nantinya akan diselesaikan selama pengerjaan tugas akhir ini. Selain itu, juga terdapat batasan masalah. Hal ini dimaksudkan agar topik bahasan lebih mendetail dan tidak terlalu meluas serta memudahkan penulis dalam melakukan analisa masalah. Pada proses ini dilakukan identifikasi dan perumusan masalah tentang seberapa kuat struktur lengan *platform* saat terkena pengaruh beban lingkungan. Setelah itu, dirumuskan permasalahan yang perlu diselesaikan terkait dengan penulisan tugas akhir ini. Identifikasi sesuai dengan kekuatan sistem struktur lengan platform dengan panduan pembangunan berdasarkan *Guideline of European Marine Energy Center (EMEC)* dan standart kekuatan merujuk pada aturan class American Bureau of Shipping “Floating Production Instalation 2014”.

3.1.1. Studi Literatur

Setelah mengetahui permasalahan yang akan dianalisa, dilakukan studi literatur yaitu mempelajari tentang dasar teori yang sesuai dengan penelitian ini. Beberapa teori yang dipelajari diantaranya tentang mekanisme lengan turbin saat beroperasi dan saat standby, cara menentukan fatigue pada lengan turbin, dan prinsip dasar gaya gelombang yang muncul. Selain itu juga dipelajari tentang perangkat lunak *Finite Element* untuk mempermudah pada saat melakukan simulasi untuk menemukan hasil yang dibutuhkan.

3.1.2. Pengumpulan Data

Seiring dengan studi literatur, penulis juga melakukan pengumpulan data dari penelitian sebelumnya. Data yang dikumpulkan untuk dilakukan analisa fatigue berupa data lingkungan yaitu data gelombang dan data arus yang terdapat di Selat Toyapakeh. Untuk data gelombang diperlukan ketinggian dan periode signifikan dari arah pembebanan tertentu. Sedangkan data arus dikumpulkan dari kecepatan dan *drag force* maksimum yang telah dihitung sebelumnya [1]. Dari kedua data tersebut diperoleh nilai gaya yang mendorong lengan turbin selama beroperasi. Selain itu, data yang dikumpulkan berupa data struktur yang berhubungan dengan lengan turbin seperti berat komponen lainnya seperti berat turbin, berat gearbox dan generator.

3.1.3. Perhitungan Gaya Gelombang dan Gaya *Drag Force* pada Arus

Gaya gelombang dapat dihitung berdasarkan parameter kecepatan gelombang, percepatan gelombang dan kecepatan arus. Kecepatan dan percepatan partikel gelombang dapat dihitung terlebih dahulu setelah dilakukan pengumpulan data gelombang. Setelah menghitung kecepatan dan percepatan, dapat dilakukan perhitungan gaya gelombang dengan persamaan *morison*. Kecepatan arus juga

dimasukkan sebagai parameter untuk menghitung gaya gelombang tersebut. Selain itu juga diperlukan kondisi arus normal yang digunakan untuk pemanfaatan kecepatan arus yang terjadi untuk menghitung *drag force* pada gaya arus.

3.1.4. Pemodelan

Setelah mendapatkan nilai gaya gelombang dan beberapa berat komponen, dilakukan pemodelan ke perangkat lunak *Finite Element*. Pemodelan dilakukan dengan memasukkan (*import*) desain dalam bentuk *solidwork* ke *Finite Element*. Bagian yang digunakan untuk pemodelan yaitu *Frame* poros dan penyangga lengan turbin. Setelah pemodelan secara akurat, maka dapat memasukkan data yang telah dikumpulkan sebelumnya.

3.1.5. Simulasi dan Analisis

Setelah memasukkan data yang diperlukan, maka dapat dilakukan simulasi menggunakan perangkat lunak *Finite Element* tersebut. Hasil dari simulasi berupa tegangan maksimal, dan fatigue atau umur kelelahan pada struktur lengan turbin. Selain dilakukan simulasi, untuk menghitung fatigue juga dapat dilakukan secara manual sesuai dengan standar. Setelah dilakukan perhitungan maka dapat dilakukan validasi apakah sesuai dengan simulasi *Finite Element*. Hasil dari fatigue pada lengan turbin dapat dilakukan pembahasan dan ditarik kesimpulan yang dapat diambil.

3.2. Jenis Penelitian

Metode yang digunakan pada penelitian ini yaitu deskriptif kualitatif, yaitu hasil analisa yang diuraikan dalam suatu karya ilmiah berbentuk narasi, dari analisis tersebut dapat diambil kesimpulan.

3.3. Tempat dan Alat Penelitian

Penelitian dilakukan di Laboratorim *Marine Manufacturing and Design* jurusan Teknik Sistem Perkapalan Fakultas Teknologi Kelautan ITS. Penelitian tersebut dilakukan menggunakan perangkat lunak *Finite Element* 2017 yang mana perangkat lunak tersebut digunakan untuk analisa *fatigue* pada *Frame* poros utama.

3.4. Metode Pengumpulan Data

Pengumpulan data dilakukan dengan metode studi pustaka, yang mana penulis melakukan pengumpulan data dari buku penelitian/skripsi sebelumnya. Data tersebut lebih banyak diambil dari judul Tugas Akhir *Studi Kekuatan Mekanisme Penahan Lengan Turbin Pada Floating Platform PLTAL* [1].

3.5. Data Yang dibutuhkan

Sebelum dilakukan simulasi dengan perangkat lunak *Finite Element*, diperlukan beberapa data yang mendukung. Berikut merupakan data yang diperlukan untuk dilakukan penelitian sebagai berikut.

3.5.1. Data Gelombang

Data lingkungan didapat dari penelitian yang telah dilakukan sebelumnya berupa tinggi gelombang dan periode gelombang yang terjadi di Selat Toyapakeh. Data arah pembebanan yang diperoleh hanya pada barat, barat laut dan Tenggara:

Tabel 3.1. Tinggi Gelombang Selat Toyopakeh Nusa Penida, Bali [6]

Arah Pembebanan	Tinggi Gelombang Signifikan (m)	Periode Gelombang Signifikan (s)
Barat (90 ⁰)	0.9	3.77
Barat Laut (45 ⁰)	1.58	4.85
Tenggara (225 ⁰)	2.4	5.93

Selain data tinggi dan periode gelombang, terdapat data lingkungan dari nilai tertinggi sebagai berikut.

Tabel 3.2. Data Lingkungan pada Nilai Maksimal [6]

<i>Sig Wave Height</i>	<i>Wind Speed</i>	<i>Current</i>	<i>Water Depth</i>
2.4 m	22 knot	2.4 m/s	100 m

Setelah diperoleh data lingkungan maksimal, maka terdapat juga data tinggi gelombang signifikan dari tiap arah pembebanan

Tabel 3.3. Data tinggi Gelombang Signifikan Tiap Arah Pembebanan [6]

Tahun	10	25	50	100
Hs	0.74	0.97	1.14	1.32

Menurut hasil perhitungan dari survey met-ocean, menunjukkan, tinggi gelombang yang terjadi berkisar antara 0.5 - 2.5 m dengan perioda 3 - 7 detik. Tinggi gelombang tertinggi terjadi pada bulan Juli dengan tinggi gelombang mencapai 2.5 m dan periode 6-7 detik. Arah dominan gelombang datang dari Tenggara.

Berdasarkan data gelombang tersebut, dapat digunakan:

1. Tinggi gelombang signifikan 0,9 m dengan periode 3,77 s dari arah barat (90⁰)
2. Tinggi gelombang signifikan 2 m dengan periode 6,5 s dari arah barat laut (45⁰)
3. Tinggi gelombang signifikan 2.5 m dengan periode 7 s dari arah tenggara (225⁰)

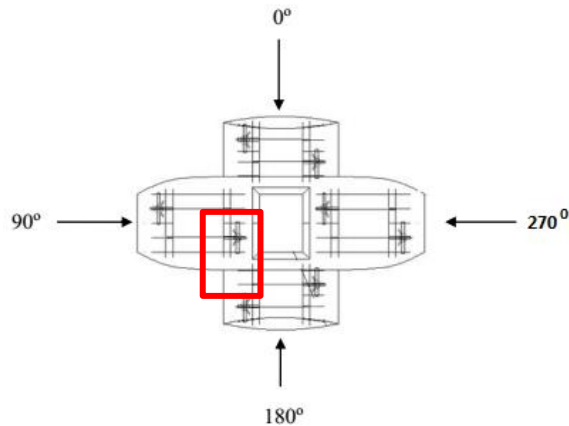
3.5.2. Data Arus

Data kecepatan arus didapat berdasarkan pengukuran pada dua titik lokasi yang berbeda dan dilaksanakan dari tanggal 12 Agustus 2015 sampai 8 September 2015. Dua Lokasi pengambilan arus pada titik 1 berada di $08^{\circ} 40' 29.6''$ LS dan $115^{\circ} 30' 53.6''$ BT pada kedalaman $\pm 25,5$ meter yaitu posisi MWL (Mean Water Level). Sedangkan untuk titik 2 berada pada $08^{\circ} 40' 25.2''$ LS dan $115^{\circ} 29' 16.2''$ BT pada Kedalaman $\pm 33,5$ meter yaitu posisi MWL (Mean Water Level). Berdasarkan pengukuran kecepatan data arus, didapatkan hasil sebagai berikut [7]:



Gambar 3.1. Current Lose di Lokasi PLTAL

1. Kecepatan arus maksimal adalah 3 m/s dari arah utara dengan koordinat 0° .
2. Kecepatan arus rata-rata antara 2.5 m/s s/d 3 m/s dengan durasi 9 – 18 jam/hari
3. Kecepatan arus tertinggi 5.1 m/s diukur dari ketinggian 2m dapat terjadi dari arah Tenggara dengan koordinat ²²⁵⁰



Gambar 3.2. Arah pembebanan Lengan Turbin Berdasarkan Arah Pembebanan

Arah pembebanan platform PLTAL ditunjukkan pada gambar 3.3 dengan lengan turbin yang dianalisa yaitu turbin 5 Kw yang terdapat di bagian tengah seperti ditunjukkan pada tanda merah tersebut.

Untuk posisi pembangkit listrik tenaga arus laut terletak di bagian barat dari pulau Nusa Penida, Tenggara dari pulau Nusa Lembongan, dan Tenggara Laut dari Pulau Ceningan seperti yang ditunjukkan pada gambar 3.4 sebagai berikut.



Gambar 3.3. Letak Geografis dari PLTAL

3.5.3. Data Struktur Lengan Turbin Sumbu Vertikal

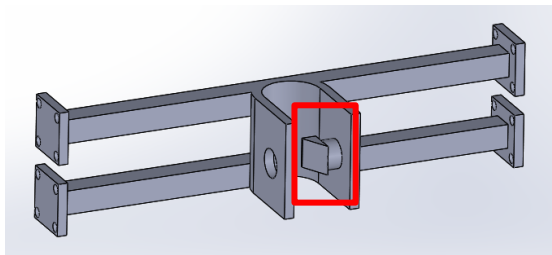
Untuk menganalisa lengan turbin pembangkit listrik tenaga arus laut, maka diperlukan desain terlebih dahulu. Desain yang digunakan berasal dari perangkat lunak *solidwork* yang telah dibuat oleh peneliti sebelumnya. Bagian komponen

lengan turbin yang difokuskan untuk dianalisa yaitu pada *Frame* poros / selubung poros.



Gambar 3.4. Desain Frame Poros

Selain *Frame* poros lengan turbin, diperlukan desain dari *chuck* atau penyangga poros sumbu vertikal. *Chuck* memiliki fungsi sebagai tempat bertumpunya lengan turbin saat beroperasi.



Gambar 3.5. Chuck dan Pengunci

Gambar 3.5 menunjukkan desain yang telah dirancang sebelumnya terkait penyangga *Frame* poros agar pada saat beroperasi dalam kondisi stabil ketika menerima beban. Bagian persegi merah menunjukkan pengunci *Frame* poros agar tetap bertumpu pada *chuck*.

Untuk spesifikasi material pada struktur lengan turbin dan penyangga dijabarkan sebagai berikut.

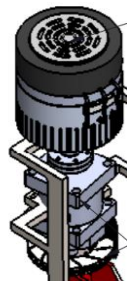
Jenis Material	: AISI 4130
<i>Density</i>	: 7,68 Kg/m ²
<i>Tensile strength, ultimate</i>	: 560 MPa
<i>Tensile strength, yield</i>	: 460 MPa
<i>Modulus of Elasticity</i>	: 190 – 210 GPa
<i>Thermal Conductivity</i>	: 42,7 W/mK

3.5.4. Data Berat Komponen Lengan Turbin

Berat komponen lengan turbin didapatkan dari perhitungan penelitian sebelumnya. Bagian komponen yang melengkapi penelitian terkait *Frame* poros lengan turbin berupa turbin beserta porosnya, generator dan gearbox. Berikut merupakan komponen – komponen pelengkap tersebut.



Gambar 3.6. Turbin Pembangkit listrik tenaga arus laut



Gambar 3.7. Generator dan Gearbox PLTAL

Pada gambar 3.5 dan gambar 3.6 merupakan komponen lain yang memiliki berat tertentu dengan menumpang pada *Frame* poros lengan turbin. Berikut merupakan hasil dari perhitungan berat beberapa komponen yang berhubungan dengan *Frame* poros lengan turbin sebagai berikut.

Tabel 3.4. Data Berat Komponen Pendukung Lengan Turbin [1]

No	Komponen	Berat (N)
1	Turbin dan Poros	12770,21
2	Generator	784,532
3	Gear Box	171,62

3.5.5. Data Beban Arus

Penelitian sebelumnya telah dilakukan perhitungan beban arus, yaitu *drag force* yang terjadi pada lengan turbin. Bagian lengan turbin yang dijadikan sebagai

acuan untuk menghitung *drag force* yaitu pada turbin, bushing, dan *Frame* poros. Total perhitungan *drag force* tersebut dijadikan sebagai distribusi beban arus pada lengan turbin. berikut merupakan data yang telah diperoleh dari penelitian sebelumnya.

Tabel 3.5. Hasil Gaya *drag force* dengan variasi Arus [1]

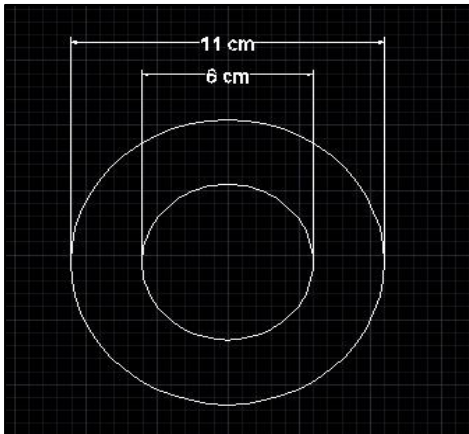
No	Variasi Kecepatan Arus (m/s)	<i>Drag Force</i> yang dihasilkan (N)
1	2,4	30,34
2	3,5	64,54
3	4,5	106,69
4	5,5	154,31

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

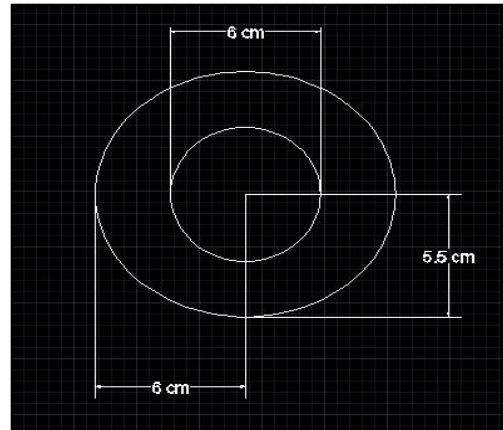
BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1. Desain Frame Utama

Pada penelitian sebelumnya telah dibuat desain *frame* poros lengan turbin dengan bentuk *frame* poros berbentuk *cylinder*, berdasarkan data yang didapat nilai drag force yang muncul dianggap cukup besar sehingga penulis memberikan sebuah alternatif untuk menurunkan nilai drag force dengan cara mere-desain bentuk *frame* poros menjadi berbentuk *ellipse*.



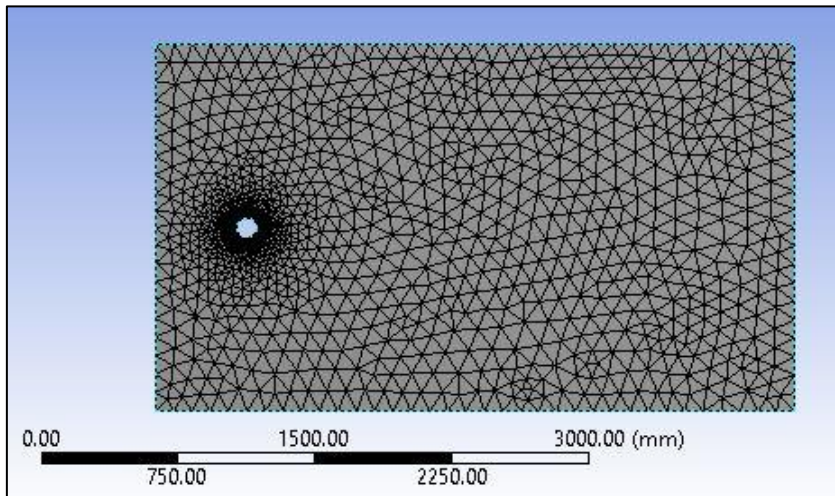
Gambar 4.1. Desain *frame* poros berbentuk *Cylinder* dengan diameter 11 cm



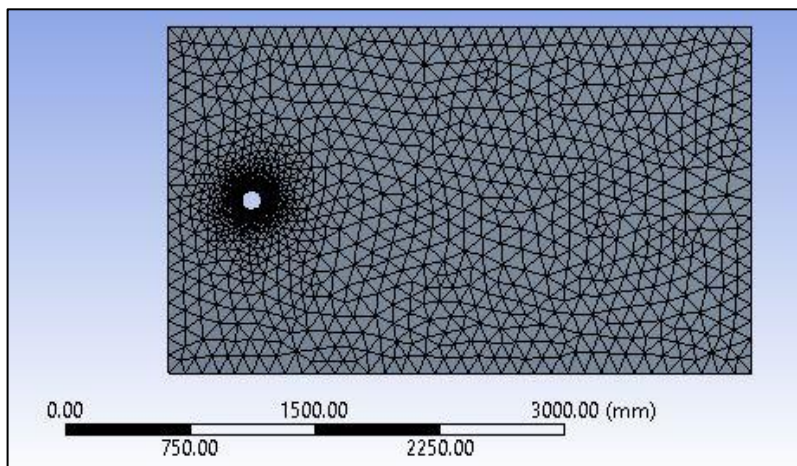
Gambar 4.2. Desain *frame* poros berbentuk *ellipse* dengan diameter 12cm

4.2. Analisa Gaya Fluida Pada Model

Sebelum dilakukan simulasi menggunakan perangkat lunak Finite Element, model uji perlu dilakukan meshing yang bertujuan untuk mendapatkan ukuran meshing yang tepat sehingga output yang dihasilkan relatif stabil. Meshing yang digunakan pada simulasi ini yaitu pada maksimal dengan 15789 *nodes* dan 15858 *element* untuk *frame ellipse* dan 15145 *nodes* dan 16158 *element* untuk *frame cylinder*.

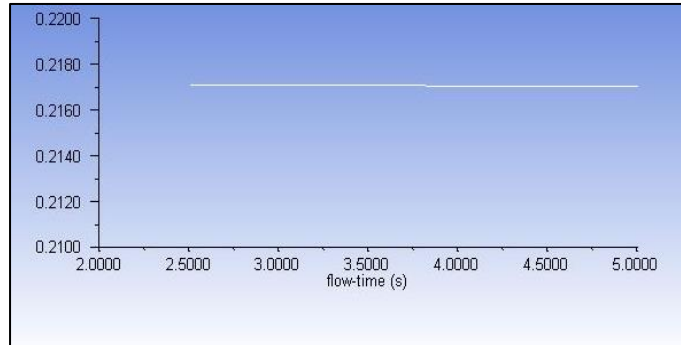
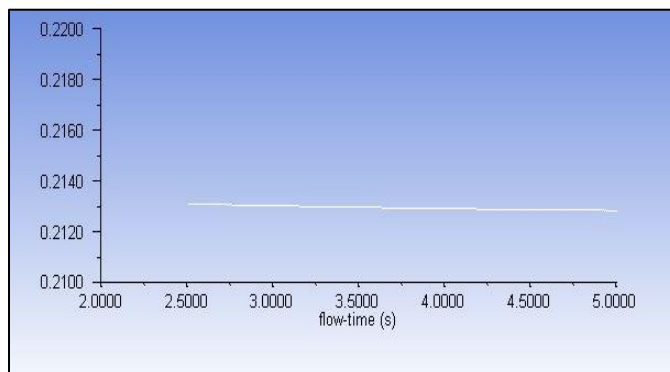


Gambar 4.3. Hasil *Meshing Frame Poros Cylinder*



Gambar 4.4. Hasil *Meshing Frame Poros Elipse*

Berikut ini merupakan grafik konvergensi setelah dilakukannya *run and iteration* sebanyak 250 dalam waktu 8.33 menit.

Gambar 4.5. Grafik Iterasi *frame poros Cylinder*Gambar 4.6. Grafik Iterasi *frame poros Ellipse*

Setelah model dianggap konvergen, maka akan diperoleh nilai koefisien drag. Setelah diperoleh nilai koefisien drag maka perlu melakukan konversi nilai koefisien drag menjadi nilai *drag force*. *Drag force* merupakan gaya yang timbul karena adanya getaran secara terus menerus yang disebabkan oleh kombinasi gerakan gelombang dan arus. Jika hal tersebut terjadi secara terus menerus, getaran tersebut akan menimbulkan *fatigue damage* pada struktur. Salah satu cara yang bisa dilakukan untuk menurunkan nilai *drag force* tersebut yaitu dengan melakukan *re-desain* bentuk *frame poros*.

Tabel 4.1. Hasil Simulasi Nilai Koefisien Drag

Bentuk Frame Poros	Koefisien Drag (Cd)
<i>Cylinder</i>	0,460
<i>Ellipse</i>	0,417

Berdasarkan data yang didapat dari simulasi berupa nilai koefisien drag, sedangkan yang dibutuhkan berupa nilai *drag force* maka perlu dilakukan konversi perhitungan dengan rumus sebagai berikut:

$$Fd = \frac{1}{2} x Cd x \rho x |U + u|(U + u) \dots\dots\dots(14)$$

- Kecepatan Partikel Gelombang (u) : 2 m/s
- Kecepatan Arus (u) : 2.5 m/s
- Massa Jenis Air Laut (ρ) : 1.025 kg/m³
- Koefisien Drag (Cd) : 0.460

Perhitungan konversi koefisien *drag* menjadi *drag force* pada *frame* berbentuk *cylinder*:

$$Fd = \frac{1}{2} x Cd x \rho x |U + u|(U + u)$$

$$Fd = \frac{1}{2} x 0,460 x 1,025 x |2,5 + 2|(2,5 + 2)$$

$$Fd = 4.77 N$$

Perhitungan konversi koefisien *drag* menjadi *drag force* pada *frame* berbentuk *elipse*:

$$Fd = \frac{1}{2} x Cd x \rho x |U + u|(U + u)$$

$$Fd = \frac{1}{2} x 0,417 x 1,025 x |2,5 + 2|(2,5 + 2)$$

$$Fd = 4.32 N$$

Tabel 4.2. Hasil Nilai *Drag Force*

Bentuk Frame Poros	<i>Drag Force</i> (N)
<i>Cylinder</i>	4.77
<i>Ellipse</i>	4.32

Drag force yang dihitung bahwa keseluruhan bagian lengan turbin ketika beroperasi menerima beban gelombang. Nilai *drag force* yang didapatkan hanya didistribusikan ke lengan turbin pada bagian sejajar dengan *SWL*. Pada data sebelumnya telah didapatkan bahwa nilai *drag force* terhadap beban arus tertinggi yaitu bernilai 154,31 N. Nilai *drag force* tersebut dapat dijumlahkan dengan *drag force* beban gelombang yang telah dihitung sebelumnya.

Fd total = Fd gelombang + Fd Arus
 Fd = 4,77 + 154,31 = 159.08 N

Tabel 4.3. Nilai *Drag Force* Total

Bentuk Frame Poros Utama	Tinggi Gelombang (m)	Periode Gelombang (s)	Kecepatan Partikel Gelombang (m/s)	<i>Drag Force</i> (N)
<i>Cylinder</i>	0.9	3.77	1.2	159.08
<i>Ellpse</i>	0.9	3.77	1.2	158.63

Berdasarkan hasil perhitungan yang didapat dimana nilai *drag force* dari *frame* poros *ellipse* lebih kecil dibandingkan dengan *frame* poros berbentuk *cylinder*, maka *redesain* ini bisa menjadi salah satu alternatif yang dapat diaplikasikan pada lengan turbin PLTAL.

4.2.1. Menghitung Gaya Inersia Dari Beban Gelombang

Untuk menghitung *inertia force* juga menggunakan teori *morison* untuk memenuhi gaya yang diberikan dari beban gelombang. Sebelum menghitung *inertia force* berikut merupakan data yang diperlukan.

Percepatan Partikel Gelombang (α)	:	1,24 m/s ²
<i>Inertia coefficient</i> (C_m)	:	1.2
Luas Penampang (A)	:	Turbin : 8.7 m ²
	:	Bushing : 0,54 m ²
	:	<i>Frame</i> Poros : 1,5 m ²

1. Menghitung gaya inersia pada turbin

$$F_i = C_m \times \rho \times A \times \alpha$$

$$F_i = 1,2 \times 1,025 \times 8,7 \times 1,24$$

$$F_i = 13,36 \text{ N}$$

2. Menghitung Gaya Inersia pada Bushing

$$F_i = C_m \times \rho \times A \times \alpha$$

$$F_i = 1,2 \times 1,025 \times 0,54 \times 1,24$$

$$F_i = 0,84 \text{ N}$$

3. Menghitung Gaya Inersia pada *Frame* Poros

$$F_i = C_m \times \rho \times A \times \alpha$$

$$F_i = 1,2 \times 1,025 \times 1,5 \times 1,24$$

$$F_i = 2,31 \text{ N}$$

Dari ketiga bagian tersebut dapat dijumlahkan sehingga nilainya menjadi 16,5 N.

Tabel 4.4. Nilai Gaya Inersia

Arah Pembebanan	Tinggi Gelombang (m)	Periode Gelombang (s)	Percepatan Partikel Gelombang (m/s ²)	Inertia Force (N)
90 ⁰	0.9	3.77	1.2	16,5

Berdasarkan tabel 4.3 didapatkan hasil dari nilai *inertia force* dengan arah pembebanan 90⁰.

4.2.2. Menghitung Gaya Gelombang dengan Variasi Titik Distribusi Lengan Turbin

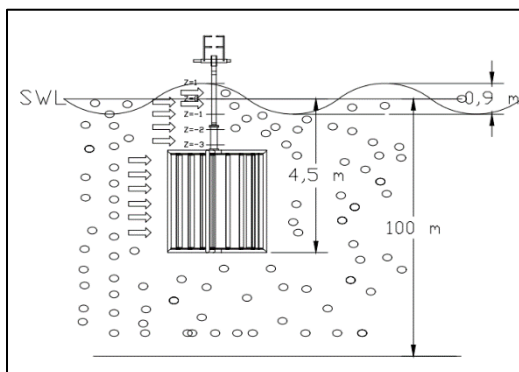
Setelah menghitung dari *inertia force* dan *drag force* didapatkan total keseluruhan dari beban gelombang yang diterima oleh lengan turbin PLTAL. Namun untuk perhitungan *drag force* dan *inertia force* sebelumnya dilakukan pada titik normal ($z = 0$). Berikut merupakan hasil dari total gaya gelombang dengan persamaan *morison*.

Tabel 4.5. Nilai Gaya Morison

Bentuk Frame Poros Utama	Tinggi Gelombang (m)	Periode Gelombang (s)	Drag Force (N)	Inertia Force (N)	Gaya Morison (N)
<i>Cylinder</i>	0.9	3.77	159,08	16.5	221.1
<i>Ellipse</i>	0.9	3.77	158.63	16.5	221.1

Berdasarkan tabel 4.5 didapatkan nilai morison dengan arah pembebanan yang sama yaitu 90⁰.

Lengan turbin yang diberikan beban gelombang dapat dilihat dari beberapa titik yang didistribusikan oleh gaya gelombang, sehingga dapat dilihat nilai gaya paling besar dari titik tersebut. Berikut merupakan gambaran dari titik lengan turbin yang menerima beban gelombang.



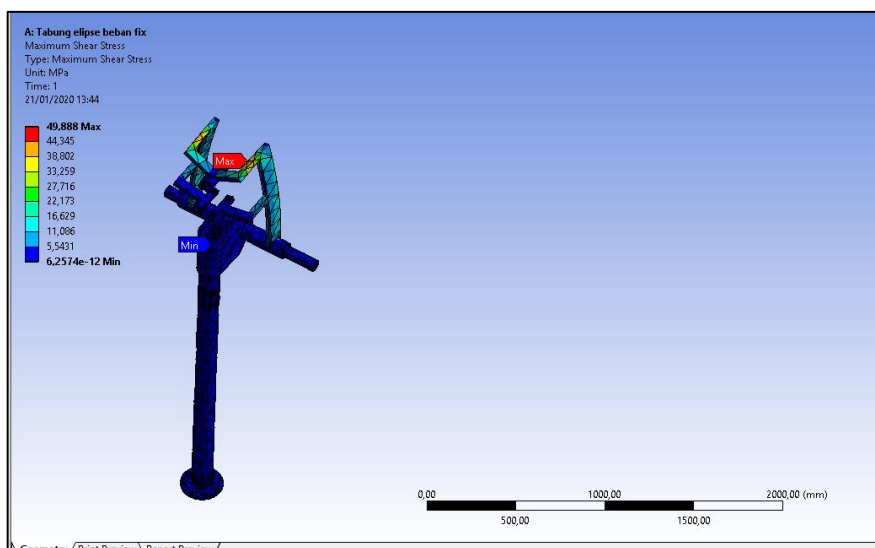
Gambar 4.7. Gambaran Distribusi Gelombang Antar Titik Lengan Turbin

4.3. Mendapatkan Nilai Tegangan dengan *Finite Element Method*

Sebelum dilakukan simulasi, struktur yang telah di re-desain dengan perangkat lunak *solidwork* di *import* ke perangkat lunak *finite element Finite Element*. Setelah di *import*, dapat dilakukan *meshing* terlebih dahulu sebelum dilakukan *running*.

4.3.1. Tegangan Frame Utama Yang Telah di Re-Desain

Berdasarkan data yang digunakan pada penelitian sebelumnya, parameter yang digunakan sebelum melakukan simulasi yaitu beban persamaan morison, berat turbin, berat gearbox, dan berat generator. Berat generator dan berat gearbox terdapat pada bagian atas sebagai penopang dari *Frame* poros utama tersebut. Nilai berat generator 784.53 N dan berat gearbox 171,42 N. Untuk parameter beban gelombang dan arus digunakan pada simulasi tergantung dari arah pembebanan. Pada simulasi ini diambil arah pembebanan dengan beban maksimal yaitu arah 90^0 dengan beban 239,27 N. *Meshing* yang digunakan pada simulasi ini yaitu pada maksimal dengan nodes 691405.



Gambar 4.8. Arah pembebanan *frame* poros dari 90^0

Pada gambar 4.8 menunjukkan bahwa arah pembebanan dari 90^0 dengan parameter beban gelombang morison 239.27 N.

Berdasarkan hasil tegangan maksimal dari simulasi, dibutuhkan parameter standarisasi untuk mengetahui apakah sudah sesuai standar yang berlaku. Sehingga digunakan *OFFSHORE STANDARD DET NORSKE VERITAS (DNV-OS-C201) - STRUCTURAL DESIGN OF OFFSHORE UNITS (WSD METHOD)*, dengan nilai tegangan minimal yang diizinkan untuk *normal strength Steel* yaitu 235 N/mm^2 (MPa).

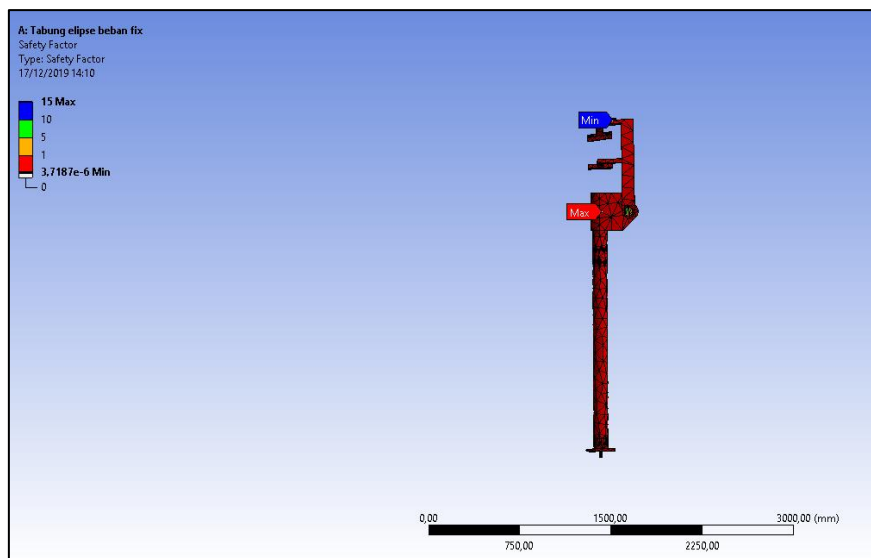
Tabel 4.6. Hasil Simulasi Tegangan *Frame Poros*

Bentuk <i>Frame Poros</i>	Tegangan		Standar DNV (MPa)	Keterangan
	Maksimal (MPa)	Minimal (MPa)		
<i>Cylinder</i>	37,9	39.37×10^{-6}	235	memenuhi
<i>Elipse</i>	49,8	$6,25 \times 10^{-12}$		memenuhi

Berdasarkan table 4.6 dapat dilihat bahwa nilai tegangan maksimal terjadi pada *frame poros* berbentuk *ellipse* dan memenuhi standard DNV yang telah ditetapkan.

4.4. Fatigue Pada Frame Utama

Setelah mengetahui nilai tegangan dari simulasi dengan metode *finite element* menggunakan perangkat lunak *Finite Element*, *frame* utama dapat dilakukan simulasi *fatigue* dengan metode tersebut. Berikut merupakan hasil simulasi *fatigue* dengan *finite element method*.

Gambar 4.9. Hasil Simulasi *Safety Factor*

Berdasarkan hasil simulasi yang telah dilakukan, diketahui nilai *cycle* pada *frame* poros utama yaitu 1×10^6 *cycle*. Sedangkan untuk nilai *safety factor* dapat dilihat pada table berikut.

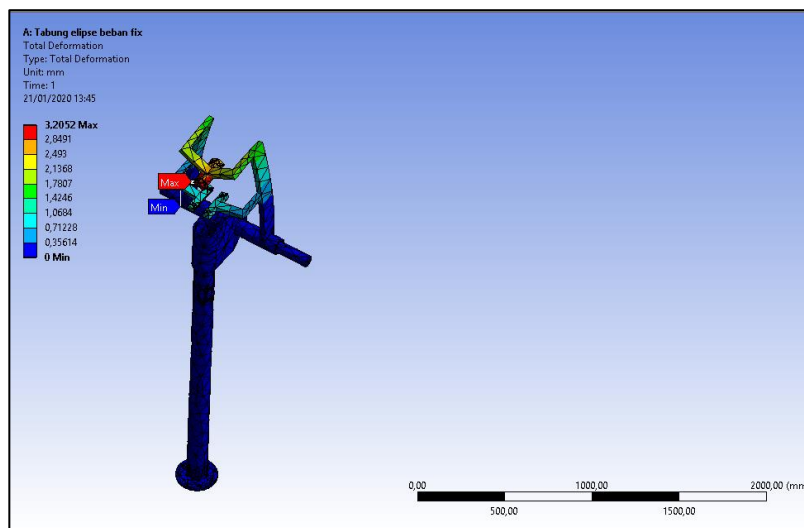
Tabel 4.7. Hasil simulasi *Safety Factor*

Bentuk <i>Frame</i> Poros	Tegangan Maksimal (MPa)	<i>Safety Factor</i>
<i>Cylinder</i>	37,9	2,57
<i>Elipse</i>	49,8	15

Berdasarkan tabel 4.7 didapatkan data bahwa nilai *safety factor* dari frame berbentuk *cylinder* sebesar 2,57 dan untuk frame berbentuk *ellipse* sebesar 15.

4.5. Deformasi Pada *Frame* Utama Menggunakan *Finite Element Method*

Nilai deformasi perlu untuk diketahui karena struktur material dari lengan turbin mendapatkan beban dinamik secara terus-menerus memiliki risiko *fatigue* atau kelelahan. Oleh karena itu dilakukan simulasi deformasi agar diketahui berapa nilai deformasinya.



Gambar 4.10. Hasil Simulasi Deformasi *Frame* Utama

Setelah dilakukan simulasi potensi deformasi pada *frame* poros utama, dapat dijabarkan dengan tabel sebagai berikut.

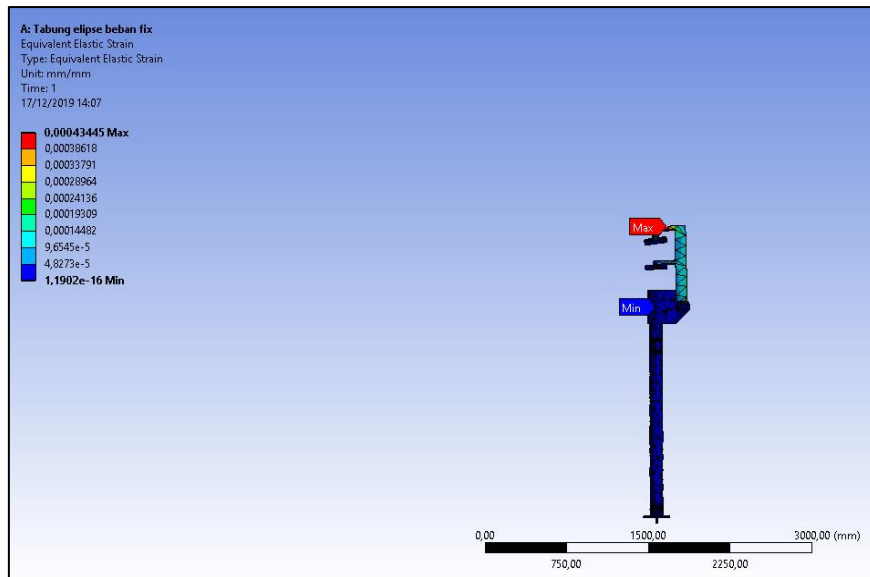
Tabel 4.8. Hasil Simulasi Deformasi *Frame* Utama

Bentuk <i>Frame</i> Poros	Tegangan Maksimal (Mpa)	Deformasi Maksimal
<i>Cylinder</i>	37,9	$1,12 \times 10^{-3}$
<i>Elipse</i>	49,8	3,20

Berdasarkan tabel 4.6 didapatkan data bahwa nilai deformasi maksimal dari frame berbentuk *cylinder* sebesar $1,12 \times 10^{-3}$ dan untuk frame berbentuk *elipse* sebesar 3,20.

4.6. *Strain Frame* Utama Menggunakan *Finite Element Method*

Berikut ini adalah hasil simulasi deformasi frame poros utama dengan arah pembebanan tertentu.



Gambar 4.11. Hasil Simulasi *Strain Frame* Utama

Setelah dilakukan simulasi *strain* pada *frame* utama, dapat dijabarkan dengan tabel sebagai berikut.

Tabel 4.9. Hasil Simulasi *Strain Frame* Poros

Bentuk <i>Frame</i> Poros	Tegangan Maksimal	Regangan Maksimal
<i>Cylinder</i>	37,9	$2,49 \times 10^{-4}$
<i>Ellipse</i>	49,8	$4,3 \times 10^{-4}$

Berdasarkan tabel 4.7 didapatkan data bahwa nilai regangan maksimal dari frame berbentuk *cylinder* sebesar $2,49 \times 10^{-4}$ dan untuk frame berbentuk *ellipse* sebesar $4,3 \times 10^{-4}$.

4.7. Menghitung *Fatigue* Pada Struktur Lengan Turbin

Untuk menghitung *fatigue* pada struktur lengan turbin harus diketahui tegangan maksimal pada saat menerima beban lingkungan. *Fatigue* yang dihitung hanya pada saat lengan turbin beroperasi. Parameter awal yang digunakan untuk mencari nilai umur kelelahan yaitu nilai N. Nilai N didapat pada dasarnya dari kurva S-N, sehingga untuk memperoleh nilai tersebut harus membaca kurva yang telah ditentukan oleh standar DNVGL – RP – C203 Section 2.4.5.

Tabel 4.10. Hasil Pembacaan Kurva S-N

Bentuk <i>Frame</i> Poros	Tegangan Maksimal	Nilai N (<i>Cycle</i>)
<i>Cylinder</i>	37,9	1,7 x 10 ⁷
<i>Elipse</i>	49,8	5,0 x 10 ⁶

Nilai N yang didapat berdasarkan arah pembebanan yang sama dengan diambil tegangan maksimal tertinggi yaitu arah 90⁰.

Sedangkan untuk mencari nilai n berupa jumlah siklus kolom interval rentang tegangan dengan harga Stress yang sebenarnya terjadi, dari rentang distribusi tegangan jangka panjang akibat beban eksternal. Parameter yang digunakan berupa frekuensi kejadian tinggi gelombang, periode gelombang, dan jumlah tahunan atau hari dalam 1 tahun. Berikut merupakan perhitungan dari nilai n. Berdasarkan data yang telah diperoleh sebelumnya, terdapat beberapa jumlah kejadian atau lamanya gelombang terjadi dari arah tertentu. Untuk gelombang dari arah 90⁰ dengan ketinggian 0,9 m yang mana memiliki waktu kejadian muncul dari bulan Desember – Maret. Namun dengan diketahui lamanya muncul gelombang dengan bulan tertentu, tidak dianggap sebagai 24 jam. Untuk dari arah 90⁰ dalam sehari memiliki waktu 12 -20 jam per hari.

Berikut merupakan perhitungan dari arah 90⁰ yang memiliki tinggi gelombang dengan nilai 0,9 m dan periode 3,77 s dengan masa waktu 3 bulan atau bisa dihitung dengan 90 hari.

$$n = \frac{3600 \text{ detik} \times \text{jumlah kejadian dalam hari} \times 24 \text{ jam}}{\text{periode gelombang}} \dots\dots\dots(15)$$

$$n = \frac{3600 \text{ detik} \times 90 \text{ hari} \times 18 \text{ jam}}{3,77 \text{ s}}$$

$$n = 1546949,6$$

$$n = 1,54 \times 10^5$$

Setelah menghitung nilai N dan n pada struktur *Frame* poros, maka dapat dilakukan perhitungan rasio kerusakan komulatif akibat beban yang diterima/*fatigue damage accumulation* (D) berdasarkan teori palmgren – miner dengan standard DNVGL-RP-C203 *Section* 2.2 sebagai berikut.

$$D = \sum_{i=1}^k \frac{n}{N} \dots\dots\dots(16)$$

Dimana nilai k merupakan *thickness exponent* adalah 0,25 sesuai dengan DNV – RP – C203 *section* 2.4.5.

$$D = \sum_{i=1}^{0,25} \frac{1,54 \times 10^5}{5,0 \times 10^6}$$

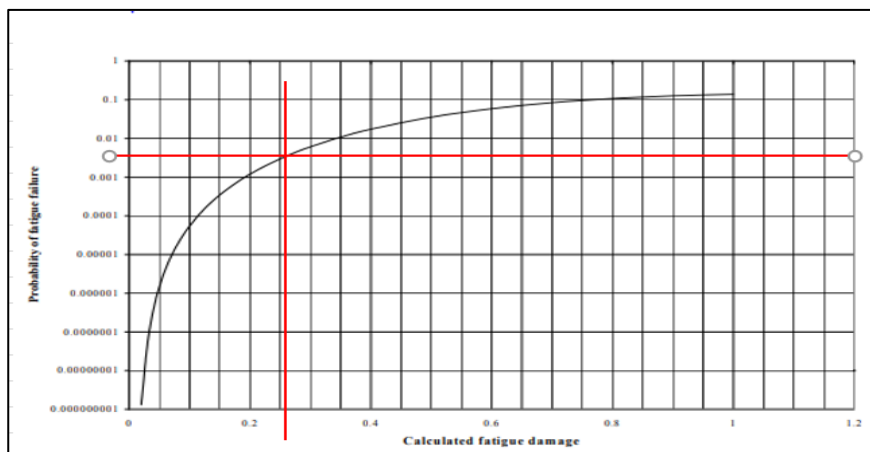
$$D = \sum_{i=1}^{0,25} \frac{5,34 \times 10^5}{5.0 \times 10^6}$$

$$D = 0,0267$$

Tabel 4.11. Hasil Fatigue Damage Accumulation dengan arah pembebanan 90⁰

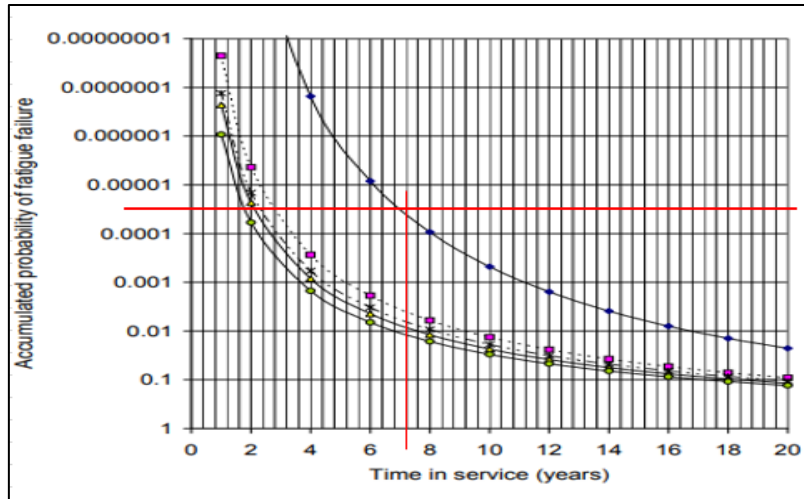
Bentuk Frame Poros	Wave Period (s)	Waktu Kejadian (jam)	Jumlah Kejadian (hari)	N	n	D
Cylinder	3,77	18	90	17000000	1546949,6	0,091
Elipse	3,77	18	90	5000000	1546949,6	0,0267

Berdasarkan tabel 4.11 menunjukkan bahwa nilai *fatigue damage accumulation* dengan arah pembebanan yang sama yaitu 90⁰ dengan nilai 0,091, sehingga parameter yang digunakan untuk menentukan *service life* 0,091. Selain itu, *fatigue life* sesuai dengan lamanya struktur lengan turbin mengalami kegagalan nilai tercepat yaitu terdapat pada kondisi normal pada saat arus maksimum dan kondisi menerima beban gelombang dengan lamanya 90 hari.



Gambar 4.12. Grafik Potensi Kegagalan Struktur Berdasarkan DNVGL

Setelah diketahui *fatigue damage*, selanjutnya dapat menentukan nilai konstanta potensi kegagalan struktur sesuai dengan standar *DNVGL*. Nilai Konstanta *Probability of Failure based on DNVGL* yaitu 0,005.

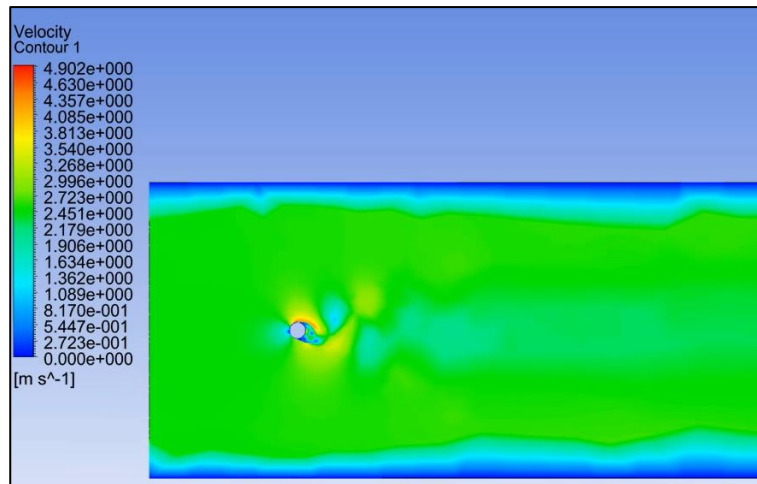


Gambar 4.13. Grafik Potensi *Time in Service* Terhadap Kemungkinan *Fatigue*

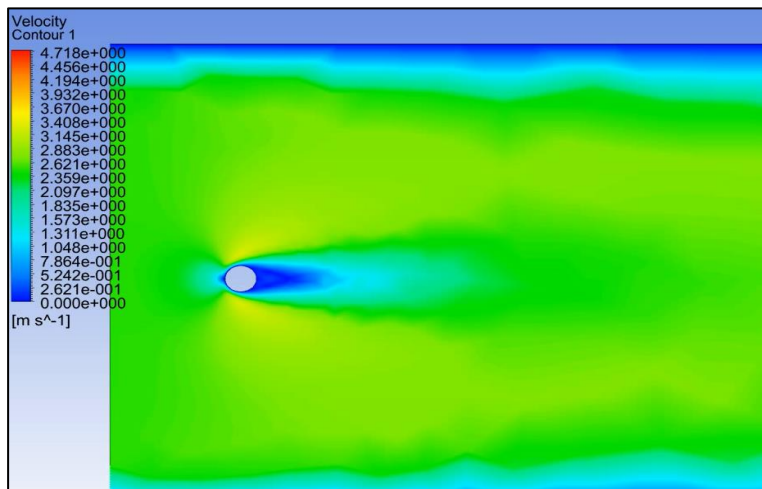
Berdasarkan grafik diatas dapat diketahui bahwa *time in service* dari frame utama berbentuk elips yaitu selama 7 tahun.

4.8. Analisa Vortex Induced Vibration

Frame poros utama lengan turbin system PLTAL yang berbentuk silinder dengan beban lingkungan yang besar bisa mempengaruhi kekuatannya. Selain beban gelombang ada hal yang harus diperhatikan, yaitu karena bentuk frame utama yang berbentuk silinder, maka bila ada sebuah aliran yang mengenai benda berbentuk silinder maka aliran yang mengenai benda tersebut akan menimbulkan ulekan di belakang, kiri dan kanan silinder. Pada saat mengenai struktur yang pertama masih bersifat simetri tetapi ketika kecepatan fluidanya bertambah, maka ulekan (vorteks) yang terjadi tidak simetri dan jika terus menerus akan menyebabkan terjadinya getaran karena adanya kombinasi gerakan gelombang dan arus. Getaran tersebut akan menyebabkan peningkatan gaya drag yang bekerja pada struktur. Jika hal tersebut terjadi secara terus menerus, getaran tersebut dapat menimbulkan *fatigue damage* pada struktur frame poros utama. Hal inilah yang disebut sebagai fenomena VIV. Berikut merupakan gambar hasil simulasi VIV.



Gambar 4.14. VIV pada Frame Poros Utama Berbentuk Silinder



Gambar 4.15. VIV pada Frame Poros Utama Berbentuk Elips

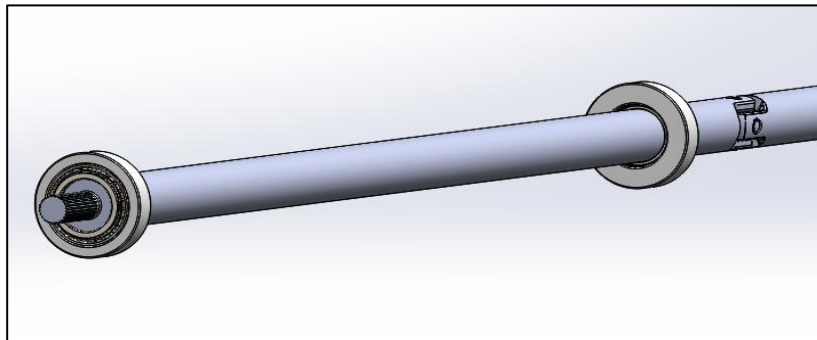
Berdasarkan gambar diatas dapat diketahui bahwa ulekan atau *vortex* yang terjadi lebih banyak terdapat pada frame poros utama berbetuk silinder dibandingkan dengan frame poros utama berbentuk elips, sehingga resiko terjadinya *fatigue damage* tentunya juga lebih besar terjadi pada frame poros berbentuk silinder.

4.9. Analisa Bearing Pada Poros

Penelitian ini menggunakan metode *Static Structural Analysis* yang menggunakan perangkat lunak *Finite Element*. *Static structural* digunakan untuk

memperoleh nilai seperti tegangan, regangan, deformasi dan gaya-gaya yang bekerja pada suatu objek. Pada *static structural* juga berlaku gaya konstan seperti gravitasi.

Jenis bearing yang disimulasikan adalah *single row cylindrical roller bearing* dengan dimensi diameter dalam 6cm dan diameter luar 11cm. Parameter yang digunakan yaitu berdasarkan perhitungan yang telah dilakukan pada penelitian sebelumnya. Pada bagian roller menggunakan material keramik. Simulasi bearing yang dilakukan yaitu bearing yang terletak pada poros utama. Berikut merupakan gambar bearing yang disimulasikan.



Gambar 4.16. Poros Utama dengan Penambahan Bearing

Setelah desain, pemilihan jenis bearing dan menentukan jenis material, kemudian bisa dilakukan simulasi dengan menggunakan *Finite Element Method*.



Gambar 4.17. Hasil *Meshing*

Ukuran Mesh yang digunakan adalah 1mm. *Meshing* adalah langkah yang sangat penting dalam analisis desain. Mesher otomatis dalam perangkat lunak menghasilkan mesh berdasarkan ukuran elemen global, toleransi, dan spesifikasi kontrol mesh lokal. Perangkat lunak memperkirakan ukuran elemen global untuk model dengan mempertimbangkan volume, luas permukaan, dan detail geometris lainnya. Ukuran mesh yang dihasilkan tergantung pada geometri dan dimensi model, ukuran elemen, toleransi mesh, kontrol mesh, dan spesifikasi kontak.

4.8.1. Material Bearing

Komponen material bearing yang digunakan yaitu 100Cr6 (*chrome steel*). Namun disimulasikan juga roller bearing dengan material Si3N4 (*silicon nitride*). Alasan digunakannya material bearing jenis ini yaitu karena bearing ini dapat memanfaatkan air laut sebagai pelumasan atau *sea water lubricating*. Berikut adalah material properties dari tiap material.

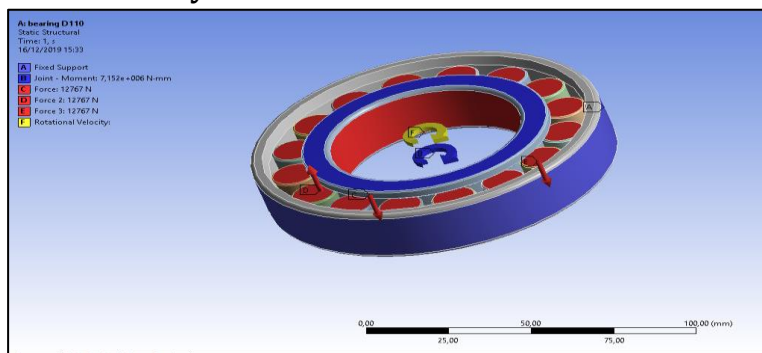
Tabel 4.12. Material Properties 100Cr6

Parameter	Nilai	Satuan Unit
Density	7800	Kg/m ³
Modulus Young	210	MPa
Poisson ratio	0,3	N/A
Shear Modulus	80	MPa
Bulk Modulus	175	Mpa
Tensile Strength	2200	Mpa
Yield Strength	2000	MPa

Tabel 4.13. Material Properties Si3N4

Parameter	Nilai	Satuan Unit
Density	3310	Kg/m ³
Modulus Young	317	MPa
Poisson ratio	0,23	N/A
Shear Modulus	128	MPa
Bulk Modulus	195	Mpa
Tensile Strength	434	Mpa
Yield Strength	434	MPa

4.8.2. Boundary Condition



Gambar 4.18. Pemberian Gaya Pada Bearing

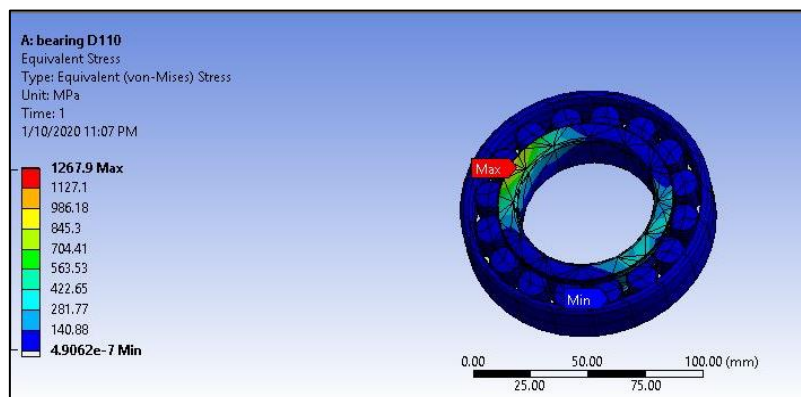
Boundary Condition adalah proses pemberian gaya-gaya yang bekerja di suatu model serta beberapa inputan lainnya. Pada model kali ini inputan yang dimasukkan antara lain:

- Fix Support pada diameter luar bearing.
- Rotational velocity sebesar 30 RPM pada diameter dalam bearing yang terdapat roller, karena diameter tengah tersebut ikut berputar dengan poros.
- Force ke arah $-Y$ sebesar beban aksial yaitu 12767 N pada bagian face diameter dalam yang ikut berputar dengan poros.
- Force ke arah Y sebesar beban aksial yaitu 12767 N pada tiap roller yang dikarenakan reaksi gaya karena diameter dalam menerima beban aksial dari poros.
- Force ke arah $-Y$ sebesar beban aksial yaitu 12767 N pada diameter luar dikarenakan beban aksial poros yang di terima roller.
- Torsi sebesar 7152 Nm pada diameter dalam yang ikut berputar dengan poros. Moment disebabkan oleh putaran dari turbin.

4.8.3. Tegangan

Tegangan merupakan sebuah peristiwa adanya gaya pada suatu luasan tertentu. Pada penelitian ini dimana simulasi menggunakan perangkat lunak *Finite Element*, terdapat beberapa jenis tegangan yang dapat dihasilkan. Tegangan tertinggi yang didapat sebesar 1267,9 Mpa. *Equivalent von-Mises* merupakan energi yang diequivalenkan dengan tegangan untuk menentukan apakah sebuah benda tersebut dapat gagal atau tidak.

Sedangkan pada titik sama nilai dari *maximum principal stress* adalah 1019,5 MPa. *Maximum principal stress* adalah tegangan yang didasari pada hitungan tegangan pada masing-masing bidang. Hal ini sebagaimana dikatakan oleh Geitner dan Bloch (2011), bahwa lekukan cenderung memberikan tingkat tegangan lebih tinggi karena memiliki faktor konsentrasi tegangan yang tinggi.



Gambar 4.19. Hasil Simulasi Tegangan

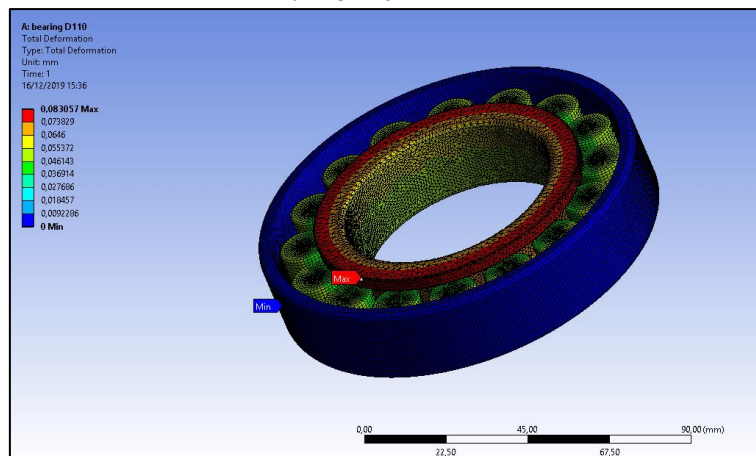
Berdasarkan hasil simulasi tegangan maksimum yang diperoleh perlu dilakukan standarisasi untuk mengetahui kemampuan *part* dalam menerima beban. Mengacu pada ABS 'safehull-Dynamic loading approach' for Floating Production, Storage and Offloading (FPSO) System (2001), Dijelaskan bahwa tegangan maksimum *von mises* harus lebih kecil sama dengan 70% tegangan *yield strength*. Diketahui bahwa material yang digunakan adalah 100cr6 nilai *yield strength* untuk material tersebut adalah 2000 MPa, maka:

$$1267,9 \text{ MPa} \leq 0,7 \times 2000 \text{ MPa}$$

$$1267,9 \text{ MPa} \leq 1400 \text{ Mpa (memenuhi)}$$

4.8.4. Deformasi

Deformasi adalah sebuah peristiwa dimana sebuah benda mengalami perubahan bentuk akibat adanya gaya tertentu. Sebagaimana yang kita tahu, bahwa terdapat empat jenis deformasi yang dapat terjadi, elastis, plastik, tegangan-regangan dan retak. Pada penelitian ini hanya terdapat deformasi elastic karena berdasarkan nilai tegangan yang diterima tidak ada satu pun yang melewati batas *yield strength* dari material bearing 100cr6. Deformasi terjadi dikarenakan torsi yang dihasilkan turbin sebesar 7156N dengan kecepatan 30 RPM. Deformasi maksimum yang terjadi sebesar $8,3057 \times 10^{-2}$ mm



Gambar 4.20. Hasil Simulasi Total Deformasi

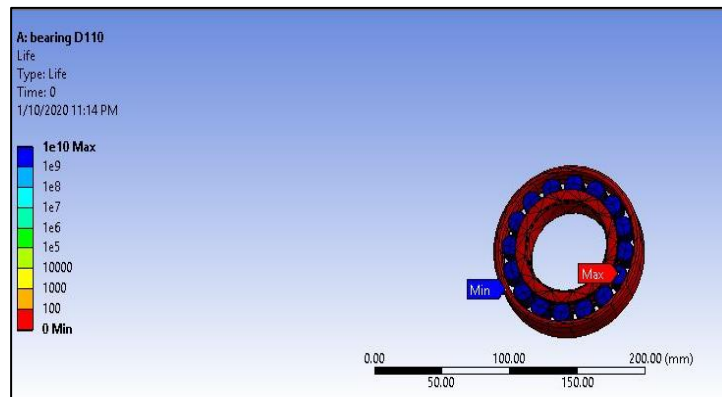
4.8.5. Umur

Umur hidup kelelahan beban (*fatigue life*) dapat ditentukan berdasarkan seberapa besar gaya terjadi dan seberapa sering menerima gaya tersebut. Menggunakan bantuan dari grafik hubungan antara siklus dan tegangan (*S-N curve*) kita dapat menentukan secara kira-kira kapan akan terjadi kegagalan pada benda tersebut. Pada penelitian ini 1 siklus gaya yang diterapkan pada simulasi perangkat lunak *Finite Element* maka akan sama dengan 1 detik pada aslinya. Jika dikalkulasikan umur dari poros tersebut adalah 277777,78 jam.

$$\frac{1 \times 10^9 \text{ s}}{3600 \text{ s}} = 277.777,78 \text{ hr}$$

$$\frac{277.777,78 \text{ hr}}{24 \text{ hr}} = 11.574 \text{ day}$$

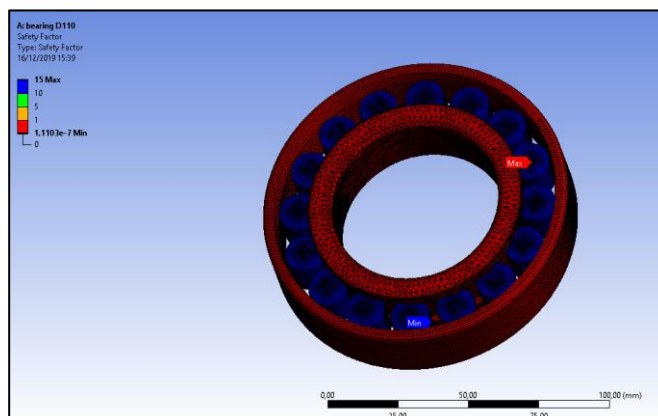
$$\frac{11.574 \text{ day}}{365 \text{ day}} = 31,7 \text{ year}$$



Gambar 4.21. Hasil Simulasi Umur Bearing

4.8.6. Safety Factor

Fatigue Safety Factor adalah plot kontur dari faktor keselamatan sehubungan dengan kegagalan kelelahan pada umur desain tertentu. Faktor Keselamatan maksimum yang ditampilkan adalah 15. Untuk *fatigue safety factor*, nilai yang kurang dari satu mengindikasikan kegagalan sebelum umur rencana tercapai. Terdapat juga *safety factor* yang dihitung berdasarkan tegangan kerja dibagi batas *yield strength* material. Pada bearing yang diteliti *Safety factor* berdasarkan umur memiliki nilai terendah sebesar $1,1103 \times 10^{-7}$.

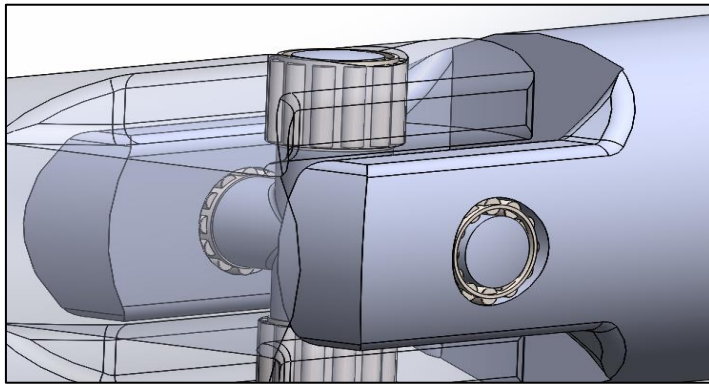


Gambar 4.22. Hasil Simulasi *Safety Factor*

4.10. Analisa Bearing Pada Joint

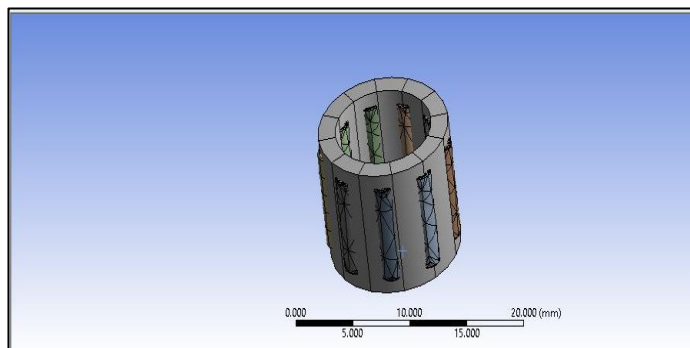
Simulasi bearing ini menggunakan metode *Static Structural Analysis* yang menggunakan perangkat lunak *Finite Element*. *Static structural* digunakan untuk memperoleh nilai seperti tegangan, regangan, deformasi dan gaya-gaya yang bekerja pada suatu objek. Pada *static structural* juga berlaku gaya konstan seperti gravitasi.

Jenis bearing yang disimulasikan adalah *needle roller bearing* dengan dimensi yaitu diameter dalam 0,8 cm dan diameter luar 1,2 cm. Parameter yang digunakan yaitu berdasarkan perhitungan yang telah dilakukan pada penelitian sebelumnya. Material dari bearing ini menggunakan material keramik atau Si₃N₄. Simulasi bearing yang dilakukan yaitu bearing yang terletak pada *joint* poros. Berikut merupakan gambar bearing yang disimulasikan.



Gambar 4.23. Bearing Pada *Joint* Poros

Setelah desain, pemilihan jenis bearing dan menentukan jenis material, kemudian bisa dilakukan simulasi dengan menggunakan *Finite Element Method*



Gambar 4.24. *Meshing* Pada Bearing *Joint* Poros

Ukuran Mesh yang digunakan pada bearing *joint* poros yaitu 30mm. *Meshing* adalah langkah yang sangat penting dalam analisis desain. Mesher otomatis dalam perangkat lunak menghasilkan mesh berdasarkan ukuran elemen global, toleransi, dan spesifikasi kontrol mesh lokal.

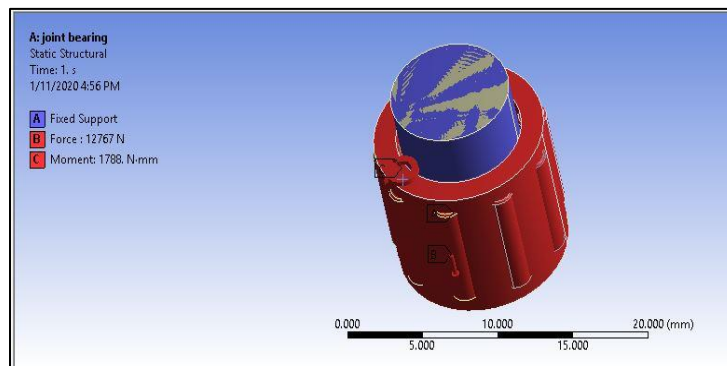
4.9.1. Material Bearing Pada Joint Poros

Komponen material bearing yang digunakan yaitu material Si3N4 (*silicon nitride*). Alasan digunakannya material bearing jenis ini yaitu karena bearing ini dapat memanfaatkan air laut sebagai pelumasan atau *sea water lubricating*. Berikut adalah material properties dari tiap material.

Tabel 4.14. Material Properties Si3N4

Parameter	Nilai	Satuan Unit
Density	3310	Kg/m ³
Modulus Young	317	MPa
Poisson ratio	0,23	N/A
Shear Modulus	128	MPa
Bulk Modulus	195	Mpa
Tensile Strength	434	Mpa
Yield Strength	434	MPa

4.9.2. Boundary Condition



Gambar 4.25. Pemberian Gaya Pada Bearing *Joint Poros*

Boundary Condition adalah proses pemberian gaya-gaya yang bekerja di suatu model serta beberapa inputan lainnya. Pada model kali ini inputan yang dimasukkan antara lain:

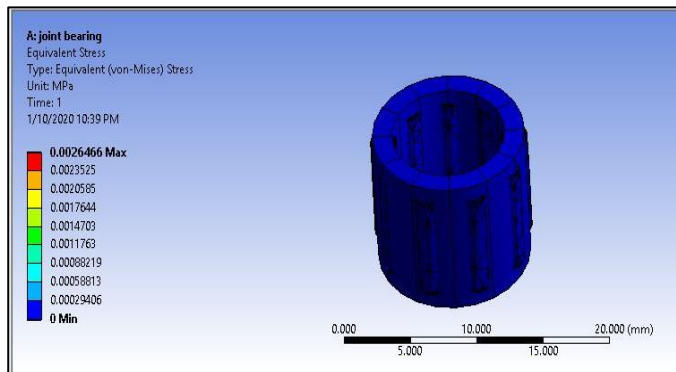
- Fix Support pada poros.
- Moment sebesar 1788 Nm pada bearing karena bearing tersebut ikut berputar dengan poros jika adanya gaya yang bekerja.
- Force ke arah $-Y$ sebesar beban aksial yaitu 12767 N pada bearing.

4.9.3. Tegangan Pada Bearing Joint Poros

Berdasarkan hasil simulasi jenis tegangan *Equivalent von-Misses stress*, nilai tertinggi yang diperoleh sebesar 0,0026 Mpa. *Equivalent von-Misses*

merupakan energi yang diequivalenkan dengan tegangan untuk menentukan apakah sebuah benda tersebut dapat gagal atau tidak.

Sedangkan pada titik yang sama nilai dari *maximum principal stress* adalah 0,002 MPa. *Maximum principal stress* adalah tegangan yang didasari pada hitungan tegangan pada masing-masing bidang. Hal ini sebagaimana dikatakan oleh Geitner dan Bloch (2011), bahwa lekukan cenderung memberikan tingkat tegangan lebih tinggi karena memiliki faktor konsentrasi tegangan yang tinggi.



Gambar 4.26. Hasil Simulasi Tegangan Pada Bearing *Joint* Poros

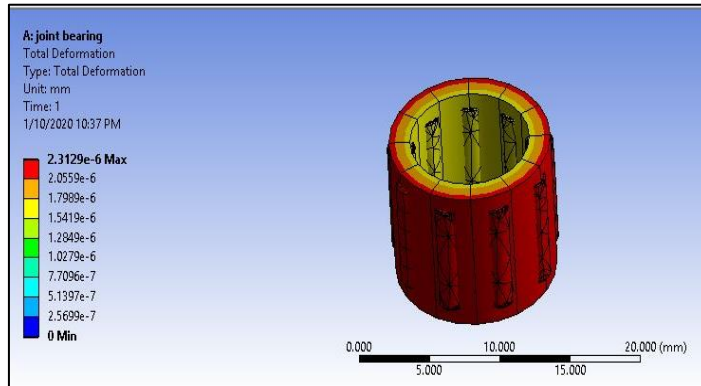
Berdasarkan hasil simulasi tegangan maksimum yang diperoleh perlu dilakukan standarisasi untuk mengetahui kemampuan *part* dalam menerima beban. Mengacu pada ABS '*safehull-Dynamic loading approach*' for *Floating Production, Storage and Offloading (FPSO) System (2001)*, Dijelaskan bahwa tegangan maksimum *von mises* harus lebih kecil sama dengan 70% tegangan *yield strength*. Diketahui bahwa material yang digunakan adalah 100cr6 nilai *yield strength* untuk material tersebut adalah 2000 MPa, maka:

$$0,0026 \text{ MPa} \leq 0,7 \times 2000 \text{ MPa}$$

$$0,0026 \text{ MPa} \leq 1400 \text{ Mpa (memenuhi)}$$

4.9.4. Deformasi Pada Bearing *Joint* Poros

Berdasarkan simulasi yang dilakukan terdapat deformasi elastic karena berdasarkan nilai tegangan yang diterima tidak ada satu pun yang melewati batas *yield strength* dari material bearing Si3N4. Deformasi terjadi dikarenakan torsi yang dihasilkan turbin sebesar 1788 N.mm. Deformasi maksimum yang terjadi sebesar $2,31 \times 10^{-6}$ mm



Gambar 4.27. Hasil Simulasi Deformasi Pada Bearing *Joint* Poros

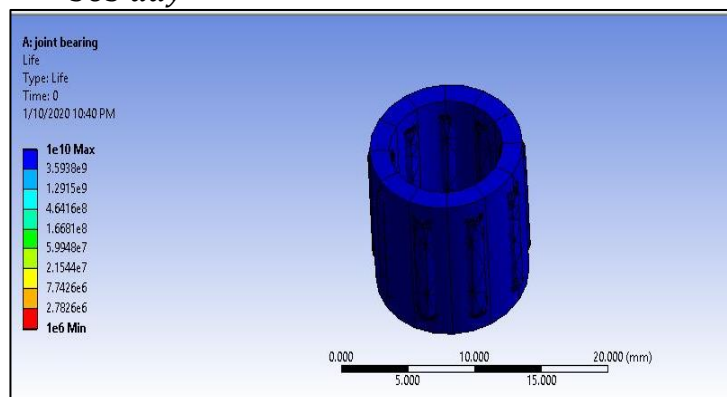
4.9.5. Umur Pada Bearing *Joint* Poros

Umur hidup kelelahan beban (*fatigue life*) dapat ditentukan berdasarkan seberapa besar gaya terjadi dan seberapa sering menerima gaya tersebut. Menggunakan bantuan dari grafik hubungan antara siklus dan tegangan (*S-N curve*) kita dapat menentukan secara kira-kira kapan akan terjadi kegagalan pada benda tersebut. Pada penelitian ini 1 siklus gaya yang diterapkan pada simulasi perangkat lunak *Finite Element* maka akan sama dengan 1 detik pada aslinya. Jika dikalkulasikan umur dari poros tersebut adalah 277777,78 jam.

$$\frac{1 \times 10^{10} \text{ s}}{3600 \text{ s}} = 2.777.777,78 \text{ hr}$$

$$\frac{277.777,78 \text{ hr}}{24 \text{ hr}} = 115.74 \text{ day}$$

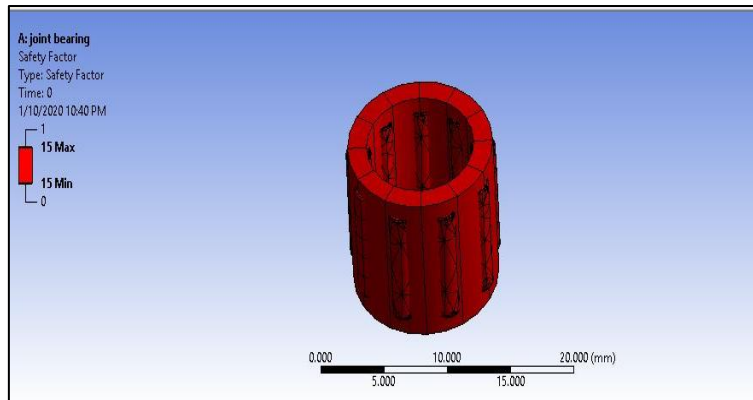
$$\frac{11.574 \text{ day}}{365 \text{ day}} = 317 \text{ yea}$$



Gambar 4.28. Hasil Simulasi *Life* Pada Bearing *Joint* Poros

4.9.6. Safety Factor Pada Bearing Joint Poros

Fatigue Safety Factor adalah plot kontur dari faktor keselamatan sehubungan dengan kegagalan kelelahan pada umur desain tertentu. Faktor Keselamatan maksimum yang ditampilkan adalah 15. Untuk *fatigue safety factor*, nilai yang kurang dari satu mengindikasikan kegagalan sebelum umur rencana tercapai. Terdapat juga *safety factor* yang dihitung berdasarkan tegangan kerja dibagi batas *yield strength* material. Pada bearing yang diteliti *Safety factor* berdasarkan umur memiliki nilai terendah sebesar 15



Gambar 4.29. Hasil Simulasi *Safety Factor* Pada Bearing *Joint* Poros.

BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

5.1. Kesimpulan

Setelah dilakukan analisa mengenai re-*desain* lengan turbin PLTAL sumbu vertikal, dapat diambil kesimpulan bahwa:

1. Nilai tahanan dari frame utama berbentuk *cylinder* yaitu sebesar 4,77 N sedangkan frame utama berbetuk *ellipse* nilai tahanannya sebesar 4,32 N.
2. *Fatigue* atau kelelahan struktur material *frame* utama berbetuk *cylinder* yaitu 5 tahun sedangkan *frame* utamaberbetuk *elipse* yaiut 7 tahun dari arah barat dengan ketinggian gelombang 0,9 dan periode 3,77 s.
3. *Safety factor* pada *frame* utama lengan turbin PLTAL berbetuk *cylinder* dengan nilai maksimal 2,57 sedangkan *frame* berbetuk *elipse* nilai maksimalnya 15 dengan kondisi distribusi beban gelombang tertinggi dari 90⁰.
4. Nilai potensi terjadinya deformasi, regangan dan tegangan maksimal pada *frame* utama berbentuk *cylinder* yaitu $1,12 \times 10^{-3}$ m, $2,49 \times 10^{-4}$, dan 37,9 MPa sedangkan untuk *frame* uama berbentuk *elipse* yaitu $3,2 \times 10^{-3}$ mm, $4,3 \times 10^{-4}$, 49,8 MPa dengan pembebanan gelombang dari arah barat.

5.2. Saran

1. Pada penelitian selanjutnya bisa ditambahkan variasi arah pembebanan pada *frame* utama agar hasil yang didapatkan lebih maksimal.
2. Pada penelitian selanjutnya bisa dilakukan pemodelan *frame* utama yang lebih bervariasi agar didapatkan hasil yang lebih baik.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR PUSTAKA

Usail, Zaqa, Tugas Akhir Studi Kekuatan Mekanisme Penahan Lengan Turbin Pada Floating Platform PLTAL, Fakultas Teknologi Kelautan ITS, 2018

KEISLER J.M, CHOPRA O.K, SHACK W.J., “Statistical models for estimating fatigue strainlife behaviour of pressure boundary materials in light water reactor environments”, Nuclear Engineering and Design 167 p.129-154, Elsevier, 1996.

ASM INTERNATIONAL, ASM Metal Handbook, Vol 19 Fatigue and Fracture, 1996.

Ridloudin, Ahmad, Tugas Akhir ANALISA PERHITUNGAN UMUR KELELAHAN (FATIGUE LIFE) STRUKTUR HANG TUAH MOgPU PLATFORM DI PERAIRAN NATUNA BARAT, Fakultas Teknologi Kelautan ITS, 2004

Arung, Asyer (2016). Analisa Kelelahan Struktur Antar Tiang Pancang Pada Anjungan Lepas Pantai Tipe STS di Selat Makassar dengan Metode Fracture Mechanics. Universitas Sam Ratulangi, Manado.

Munib, Ahmadi, Tugas Akhir Analisis Numerik Respon Gerak Pada Lambung Cylindrical Platform PLTAL Laut Dalam, Fakultas Teknologi Kelautan ITS, 2019

Yuningsih, A., Masduki, A., Rachmat, B., & Prijantono, A. (2008). Penelitian Potensi Energi Arus Laut Sebagai Pembangkit Listrik Bagi Masyarakat Pesisir di Selat Badung, Nusa Penida, Bali. Puslitbang Geologi Kelautan Bandung. Tidak dipublikasikan.

DUXBURY, A; B. ALYN; C. DUXBURY and K.A. SVERDRUP 2002. Fundamentals of Oceanography-4th Ed, McGraw-Hill Publishing, New York.

Afandi, Akmal. 2017. PERBANDINGAN UMUR STRUKTUR KAKI JACKET AKIBAT BEBAN AKSIAL DAN BEBAN GELOMBANG. Fakultas Teknik, Universitas Hasanuddin.

Chakrabarti, Subrata K. 2005. HANDBOOK OF OFFSHORE ENGINEERING. Vol.I.

DNVGL-RP-C203, *Fatigue design of offshore Steel Structures, Ed*, April 2016.

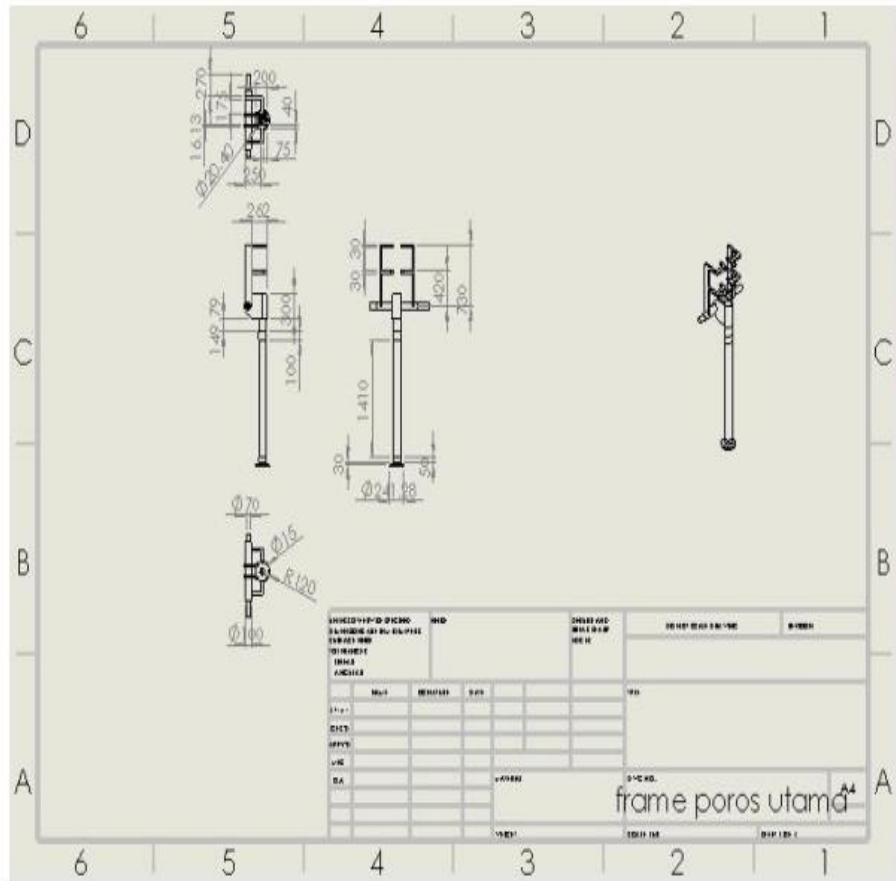
DNV – OS – B101, *Offshore Standard, Methalic Material, Ed* April 2009.

Dwi Sa'dyah, Mirba H. 2012. Analisis Fatigue Top Side Support Structure Silindris Seastar Tension Leg Platform (TLP) Akibat Beban Lingkungan North Sea. Jurnal Teknik ITS. Vol.1 No.1

Chakrabarti, Subrata K. 2005. HANDBOOK OF OFFSHORE ENGINEERING. Vol. II.

Hendrawan, Jekki, Analisa Kekuatan Struktur Bogie Monorel UTM-125 PT.MBW Menggunakan Analisa Elemen Hingga dengan Bantuan Perangkat Lunak *FINITE ELEMENT*. Depok; Universitas Indonesia, 2013.

LAMPIRAN



single row cylindrical roller bearing

Technical Specification

Metric Imperial

DIMENSIONS

d	60 mm
D	110 mm
B	22 mm
d ₁	≈77.5 mm
E	100 mm
r _{1,2}	min.1.5 mm
r _{3,4}	min.1.5 mm
s	max.1.4 mm

single row cylindrical roller bearing

Dimensions

F _w	8	mm
E _w	12	mm
U	10	mm

BIODATA PENULIS



Saya lahir di Grobogan, 28 April 1996 dengan nama Agum Jinan Haq. Saya merupakan saudara laki-laki pertama dari 3 bersaudara. Saya dibesarkan di Pemalang Jawa Tengah dan disana menempuh jenjang pendidikan selama 12 tahun. Saya sekolah dasar di SDN 02 Kebondalem Pemalang, kemudian melanjutkan ke SMP N 2 Pemalang, dan terakhir saya melanjutkan sekolah di SMA Negeri 1 Pemalang jurusan IPA. Setelah menempuh jenjang Pendidikan di Pemalang, saya melanjutkan studi perkuliahan jenjang diploma 3 Teknik Perkapalan Universitas Diponegoro selama 3 tahun. Kemudian setelah menyelesaikan studi di Universitas Diponegoro Semarang, saya melanjutkan jenjang S1 di Teknik Sistem Perkapalan Institut Teknologi Sepuluh Nopember.