



**SKRIPSI – ME184834**

**Perbandingan Pengaplikasian Bearing Keramik Dengan Bearing Baja  
Pada Sistem Perporosan Pembangkit Listrik Tenaga Arus Laut Turbin  
Sumbu Vertikal Menggunakan Metode Simulasi**

Fransiskus Tommi Putrandi  
NRP 04211745000014

Dosen Pembimbing  
Irfan Syarif Arief, S.T., M.T.  
Achmad Baidowi, S.T., M.T.

**DEPARTEMEN TEKNIK SISTEM PERKAPALAN  
FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN  
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER  
SURABAYA  
2019**



**ITS**

Institut  
Teknologi  
Sepuluh Nopember

**SKRIPSI - ME184834**

## **Perbandingan Pengaplikasian Bearing Keramik Dengan Bearing Baja Pada Sistem Perporosan Pembangkit Listrik Tenaga Arus Laut Turbin Sumbu Vertikal Menggunakan Metode Simulasi**

Fransiskus Tommi Putrandi  
NRP 04211745000014

Dosen Pembimbing  
Irfan Syarif Arief, S.T., M.T.  
Achmad Baidowi, S.T., M.T.

DEPARTEMEN TEKNIK SISTEM PERKAPALAN  
FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN  
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER  
2019

*“Halaman ini sengaja dikosongkan”*



**ITS**  
Institut  
Teknologi  
Sepuluh Nopember

**BACHELOR THESIS - ME184834**

# **Comparison of the Application of Ceramic Bearings to Steel Bearings in the Shafting System of Vertical Axis Turbine on Ocean Current Power Plants Using Simulation Methods**

Fransiskus Tommi Putrandi  
NRP 04211745000014

Supervisor Lecturers  
Irfan Syarif Arief, S.T., M.T.  
Achmad Baidowi, S.T., M.T.

DEPARTMENT OF MARINE ENGINEERING  
FACULTY OF MARINE TECHNOLOGY  
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER  
2019

*“Halaman ini sengaja dikosongkan”*

# LEMBAR PENGESAHAN

**Perbandingan Pengaplikasian Bearing Keramik Dengan Bearing Baja Pada Sistem Perporosan Pembangkit Listrik Tenaga Arus Laut Turbin Sumbu Vertikal Menggunakan Metode Simulasi**

## 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:

**FRANSISKUS TOMMI PUTRANDI**  
NRP. 0421174500014

Disetujui Oleh Dosen Pembimbing Tugas Akhir:

1. Irfan Syarif Arief, S.T., M.T.  
NIP. 196912251997021001
2. Achmad Baidowi, S.T., M.T.  
NIP.-



**SURABAYA, JULI 2019**

*“Halaman ini sengaja dikosongkan”*

# LEMBAR PENGESAHAN

**Perbandingan Pengaplikasian Bearing Keramik Dengan Bearing Baja Pada  
Sistem Perporosan Pembangkit Listrik Tenaga Arus Laut Turbin Sumbu Vertikal  
Menggunakan Metode Simulasi**

## 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:

**FRANSISKUS TOMMI PUTRANDI**  
NRP. 0421174500014

Disetujui Oleh Kepala Departemen Teknik Sistem Perkapalan

  
Dr. Eng Muhammad Badrus Zaman, S.T., M.T.  
NIP. 197708022008011007



**SURABAYA**  
**JULI, 2019**



*“Halaman ini sengaja dikosongkan”*

## **Perbandingan Pengaplikasian Bearing Keramik Dengan Bearing Baja Pada Sistem Perporosan Pembangkit Listrik Tenaga Arus Laut Turbin Sumbu Vertikal Menggunakan Metode Simulasi**

**Nama Mahasiswa** : Fransiskus Tommi Putrandi  
**NRP** : 0421154000014  
**Departemen** : Teknik Sistem Perkapalan ITS  
**Dosen Pembimbing 1** : Irfan Syarif Arief, S.T., M.T.  
**Dosen Pembimbing 2** : Achmad Baidowi, S.T., M.T.

### **Abstrak**

Listrik merupakan kebutuhan pokok yang harus tersedia untuk menunjang kehidupan. Maka dibutuhkan juga pembangkit listrik yang mampu menghasilkan listrik sesuai dengan kebutuhan. Disisi lain banyak pembangkit listrik di Indonesia menggunakan bahan bakar minyak sebagai penggerak turbin, padahal bahan bakar minyak merupakan bahan bakar fosil yang tak dapat diperbaharui. Maka dari itu perlu diciptakan inovasi-inovasi yang mampu mengurangi penggunaan bahan bakar minyak untuk menggerakkan turbin di pembangkit listrik, salah satunya adalah PLTAL (Pembangkit Listrik Tenaga Arus Laut). Pembuatan PLTAL dilakukan untuk mengurangi penggunaan bahan bakar fosil yang digunakan untuk menggerakkan turbin. Turbin yang digunakan untuk PLTAL menggunakan turbin sumbu vertikal dengan *airfoil* NACA 0018 sebagai sudu turbin. Dari perhitungan yang telah dilakukan, turbin berpotensi menghasilkan daya sebesar 18627.55 Watt. Namun dibalik itu terdapat beban yang harus ditanggung oleh sistem perporosan turbin. Torsi yang dihasilkan turbin mencapai 7152 Nm dan beban aksial sebesar 12767 N yang dikarenakan berat turbin itu sendiri. Maka dibutuhkan bearing yang mampu menahan beban tersebut. Perlu diingat kondisi laut sangatlah korosif. Maka diperlukan material yang anti korosi seperti keramik. Pada penelitian kali ini akan dihitung umur bearing keramik yang tersedia di pasar jika menerima beban pada sistem perporosan turbin. Selain itu juga akan dihitung umur dari jenis bearing yang cocok untuk menahan beban yang ada, lalu material bearing tersebut dicoba diganti dengan keramik, lalu disimulasikan umurnya dengan metode simulasi FEA.

Kata kunci: Pembangkit listrik tenaga arus laut, *bearing*, *ceramic bearing*, *fatigue life cycle*, simulasi FEA

*“Halaman ini sengaja dikosongkan”*

## **Comparison of the Application of Ceramic Bearings to Steel Bearings in the Shafting System of Vertical Axis Turbine on Ocean Current Power Plants Using Simulation Methods**

**Nama of Student** : Fransiskus Tommi Putrandi  
**NRP** : 0421154000014  
**Department** : Marine Engineering ITS  
**Supervisor 1** : Irfan Syarif Arief, S.T., M.T.  
**Supervisor 2** : Achmad Baidowi, S.T., M.T.

### **Abstract**

Electricity is a basic need that must be available to support life. Then we also need a power plant that is able to produce electricity. On the other hand many power plants in Indonesia use fuel oil to drive turbine, even though fuel oil is a fossil fuel that cannot be renewed. Therefore it is necessary to create innovations that can reduce the use of fuel oil to drive turbines in power plants, one of which is PLTAL (Ocean Current Power Plant). Making PLTAL is done to reduce the use of fossil fuels used to drive turbines. PLTAL using vertical axis turbines with NACA 0018 airfoils as turbine blades. From the calculations that have been done, the turbine has the potential to produce power of 18627.55 Watts. But behind that there is a load that must be accepted by the turbine shafting system. Torque produced by the turbine reaches 7152 Nm and the axial load is 12767 N that caused by its own weight. Then we need bearing which is able to accept this load. Keep in mind the sea conditions are very corrosive. Then we need an anti-corrosion material such as ceramics. In this study, the life age of ceramic bearings available in the market will be calculated when it receive loads on the turbine shafting system. In addition, the life age of the type of bearing that is suitable to hold the existing load will also be calculated, then the bearing material will be replaced with ceramic, then simulated the life age with the FEA simulation method

**Keywords:** Ocean current power plants, bearings, ceramic bearings, fatigue life cycle, FEA simulation

*“Halaman ini sengaja dikosongkan”*

## KATA PENGANTAR

Puji syukur penulis ucapkan kehadiran Tuhan Yang Maha Esa atas rahmat dan karunia-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir yang berjudul **Perbandingan Pengaplikasian Bearing Keramik Dengan Bearing Baja Pada Sistem Perporosan Pembangkit Listrik Tenaga Arus Laut Turbin Sumbu Vertikal Menggunakan Metode Simulasi**. Tugas akhir ini merupakan bagian dari kurikulum dan syarat kelulusan untuk kelulusan program studi sarjana Departemen Teknik Sistem Perkapalan, Fakultas Teknologi Kelautan, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya, yang harus ditempuh oleh mahasiswa. Tujuan dari tugas akhir ini adalah untuk mengaplikasikan dan mengembangkan pengetahuan yang didapatkan selama perkuliahan. Penulisan laporan tugas akhir ini didasarkan pada simulasi serta didukung oleh teori, literatur, dan bimbingan dosen yang ada di Departemen Teknik Sistem Perkapalan ITS.

Dengan terselesaikannya laporan tugas akhir ini, penulis mengucapkan terima kasih yang sebesar-besarnya kepada:

1. Kedua orang tua penulis yang tercinta atas segala dukungan dan doa sehingga penulis bisa melanjutkan studi di Departemen Teknik Sistem Perkapalan - ITS.
2. Bapak Bapak Beny Cahyono, S.T., M.T., Ph. D. selaku dosen wali yang telah banyak memberikan bimbingan dan pendidikan baik akademik maupun non akademik sehingga kami sebagai mahasiswa wali dapat belajar bekerja keras, pantang menyerah, kritis, dan bekerjasama.
3. Bapak Irfan Syarif Arief, S.T., M.T. selaku dosen pembimbing penulis yang telah membimbing penulis dalam menyelesaikan tugas akhir dan memberikan motivasi untuk terus belajar dan mengembangkan diri.
4. Bapak Achmad Baidowi, S.T., M.T. selaku dosen pembimbing kedua yang telah membimbing penulis dalam menyelesaikan tugas akhir, memberikan motivasi, dan pelajaran baik akademik dan non akademik berupa karakter, etika, sikap maupun tata cara pengerjaan skripsi dengan baik
5. Seluruh dosen Departemen Teknik Mesin Industri yang telah memberi ilmu penulis dari awal semester hingga terciptanya laporan ini.
6. Ikki Adji Dharma, S.T., Ryan Amadea A., A.Md, dan Ananta Fathurrozi B., yang telah membantu dalam pengerjaan perhitungan, simulasi, dan berbagi ilmu demi terselesaikannya tugas akhir ini
7. Fathia Rabbani S.Gz yang telah membantu dalam pengetikan serta dukungan dalam bentuk moril dan materil
8. Pihak-pihak lain yang tidak dapat disebutkan satu per satu atas segala bantuannya sehingga laporan tugas akhir ini dapat terselesaikan.

Terlepas dari itu semua, penulis juga menyadari masih terdapat banyak kekurangan dalam penulisan laporan tugas akhir ini, sehingga penulis sangat menerima kritik dan saran dari para pembaca yang dapat membangun demi kesempurnaan laporan tugas akhir ini. Akhir kata, semoga laporan ini dapat bermanfaat sebagai wacana bagi mahasiswa di Departemen Teknik Sistem Perkapalan - ITS.

Surabaya, 14 Juli 2019

## DAFTAR ISI

|  |       |
|--|-------|
| LEMBAR PENGESAHAN.....                             | vi    |
| LEMBAR PENGESAHAN.....                             | viii  |
| KATA PENGANTAR.....                                | xiv   |
| DAFTAR ISI.....                                    | xvi   |
| DAFTAR GAMBAR.....                                 | xix   |
| DAFTAR TABEL.....                                  | xxiii |
| BAB I PENDAHULUAN.....                             | 1     |
| 1.1 Latar Belakang.....                            | 1     |
| 1.2 Rumusan Masalah.....                           | 3     |
| 1.3 Batasan Masalah.....                           | 3     |
| 1.4 Tujuan Penelitian.....                         | 3     |
| 1.5 Manfaat Penelitian.....                        | 3     |
| BAB II TINJAUAN PUSTAKA.....                       | 5     |
| 2.1 Pembangkit Listrik Tenaga Arus Laut.....       | 5     |
| 2.2 Turbin Arus Laut.....                          | 5     |
| 2.3 Sistem Perporosan.....                         | 7     |
| 2.4 Airfoil.....                                   | 8     |
| 2.4.1 Lift Force Airfoil.....                      | 9     |
| 2.4.2 Drag Force Airfoil.....                      | 10    |
| 2.5 Bearing.....                                   | 12    |
| 2.5.1 Macam-Macam Bearing.....                     | 12    |
| 2.5.2 Material Bearing.....                        | 14    |
| 2.5.3 Perhitungan Umur Bearing Teortis.....        | 15    |
| 2.6 Fatigue.....                                   | 16    |
| 2.6.1 S-N Curve.....                               | 17    |
| 2.6.2 Karakteristik Kelelahan Logam.....           | 18    |
| 2.7 Safety Factor.....                             | 18    |
| 2.8 Metode Elemen Hingga.....                      | 19    |
| 2.8.1 Prosedur Simulasi Finite Element Method..... | 19    |



|   |    |
|---|----|
| 2.8.2 Software Ansys .....  | 20 |
| BAB III METODE PENELITIAN.....  | 21 |
| 3.1 Pendahuluan .....   | 21 |
| 3.2 Flow Chart.....   | 22 |
| 3.3 Metode Penelitian.....  | 23 |
| 3.4 Pengumpulan Data .....  | 23 |
| 3.5 Design Bearing.....   | 23 |
| 3.6 Analisa.....  | 23 |
| 3.7 Penulisan Laporan .....   | 24 |
| BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN .....                                     | 25 |
| 4.1 Pendahuluan .....   | 25 |
| 4.2 Pengumpulan Data .....  | 25 |
| 4.2.1 Data Floating Platform PLTAL.....                               | 25 |
| 4.2.2 Data Kecepatan Arus.....  | 26 |
| 4.2.3 Menentukan RPM Turbin.....                                      | 26 |
| 4.2.4 Menghitung Potensi Daya Turbin .....                            | 27 |
| 4.2.5 Menghitung Torsi Turbin .....                                   | 28 |
| 4.3 Perhitungan Gaya dan Momen Dari Airfoil .....                     | 29 |
| 4.3.1 Menghitung Reynold Number.....                                  | 30 |
| 4.3.2 Menghitung Gaya dan Momen Pada Posisi 1 .....                   | 31 |
| 4.3.3 Hasil Perhitungan Gaya dan Momen Pada Semua Posisi Lengan ..... | 40 |
| 4.4 Perhitungan Berat Komponen Mekanik.....                           | 43 |
| 4.5 Pemilihan Bearing .....   | 52 |
| 4.5.1 Menghitung Beban Aksial.....                                    | 52 |
| 4.5.2 Pemilihan Jenis Bearing .....                                   | 52 |
| 4.5.3 Perhitungan Umur Bearing Teoritis .....                         | 56 |
| 4.6 Analisa Simulasi Bearing .....                                    | 59 |
| 4.6.1 Material Bearing.....   | 60 |
| 4.6.2 Boundary Condition .....  | 61 |
| 4.6.3 Tegangan .....  | 61 |
| 4.6.4 Deformasi .....   | 63 |

|  |    |
|--|----|
| 4.6.5 Umur.....                                  | 63 |
| 4.6.6 Damage.....                                | 64 |
| 4.6.7 Safety Factor.....                         | 65 |
| 4.6.8 Perbandingan Roller 100cr6 dan Si3N4 ..... | 66 |
| BAB V KESIMPULAN DAN SARAN .....                 | 69 |
| 5.1. Kesimpulan.....                             | 69 |
| 5.2. Saran.....                                  | 70 |
| DAFTAR PUSTAKA.....                              | 72 |
| LAMPIRAN A Tabel Cl dan Cd .....                 | 74 |
| LAMPIRAN B.....                                  | 76 |
| LAMPIRAN C.....                                  | 77 |
| BIODATA PENULIS.....                             | 78 |

*“Halaman ini sengaja dikosongkan”*

## DAFTAR GAMBAR

|   |                                     |
|---|-------------------------------------|
| Gambar 1.1 Hasil Pengukuran arus tahun 2008 .....                                       | 2                                   |
| Gambar 1.2 Rancangan Desain PLTAL .....   | 3                                   |
| Gambar 2.1 Bagan macam-macam turbin arus laut.....                                      | 6                                   |
| Gambar 2.2 Turbin sumbu vertikal.....   | 6                                   |
| Gambar 2.5 Kondisi turbin beroperasi .....  | 7                                   |
| Gambar 2.6 Bagian Airfoil .....   | 8                                   |
| Gambar 2.7 Angle of Attack.....   | 9                                   |
| Gambar 2.8 Grafik $C_l$ v $\alpha$ pada $R_n$ 500.000 dan $R_n$ 1.000.000.....          | 9                                   |
| Gambar 2.9 Area Airfoil.....  | 10                                  |
| Gambar 2.10 Grafik $C_l$ v $\alpha$ pada $R_n$ 500.000 dan $R_n$ 1.000.000.....         | 11                                  |
| Gambar 2.11 Resultan Gaya.....  | 11                                  |
| Gambar 2.12 Ball Bearing.....   | 12                                  |
| Gambar 2.13 Roll Bearing.....   | 13                                  |
| Gambar 2.14 Plain Bearing .....   | 13                                  |
| Gambar 2.15 Tiga mode hubungan tegangan dan waktu .....                                 | 16                                  |
| Gambar 2.16 Grafik siklus dengan batas kelelahan dan tanpa batas kelelahan.....         | 17                                  |
| Gambar 3. 1 Flow chart penelitian .....   | 22                                  |
| Gambar 4.1 Rancangan Desain Floating Platform PLTAL.....                                | 26                                  |
| Gambar 4.2 Posisi Putar Lengan Turbin .....   | 30                                  |
| Gambar 4.3 Dimensi airfoil .....  | 30                                  |
| Gambar 4.4 Posisi 1 lengan turbin.....  | 31                                  |
| Gambar 4.5 Arah Angle of Attack.....  | 32                                  |
| Gambar 4.6 Panjang Lengan Turbin.....   | 34                                  |
| Gambar 4.7 Gaya pada 4 posisi turbin .....  | <b>Error! Bookmark not defined.</b> |
| Gambar 4.8 moment pada 4 posisi turbin.....   | 41                                  |
| Gambar 4.9 Model turbin vertical aksis tipe Darrieus cascade-foil .....                 | 43                                  |
| Gambar 4.10 Poros Turbin Dan Frame Turbin.....  | 44                                  |
| Gambar 4.11 Arm Turbine Dan Poros Transmisi.....  | 46                                  |
| Gambar 4.12 Aktif Foil Turbin.....  | 48                                  |
| Gambar 4.13 Poros Aktif Foil .....  | 49                                  |
| Gambar 4.14 Poros Turbin .....  | 50                                  |
| Gambar 4.16 Stopper Aktif Foil.....   | 51                                  |
| Gambar 4.17 Frame turbin pandangan atas .....   | 53                                  |
| Gambar 4.18 Frame turbin pandangan samping.....   | 53                                  |
| Gambar 4.19 Dimensi dan calculation data <i>cylindrical roller thrust bearing</i> ..... | 54                                  |
| Gambar 4.20 <i>cylindrical roller thrust bearing</i> .....                              | 54                                  |
| Gambar 4.21 Dimensi dan calculation data <i>hybrid deep groove ball bearing</i> .....   | 55                                  |
| Gambar 4.22 <i>hybrid deep groove ball bearing</i> l .....                              | 55                                  |
| Gambar 4.23 Ketentuan equivalent load cylindrical roller thrust bearing.....            | 58                                  |

|   |    |
|---|----|
| Gambar 4.24 Meshing Pada Ansys .....          | 59 |
| Gambar 4.25 Pemberian Gaya Pada Bearing ..... | 61 |
| Gambar 4.26 Tegangan pada bearing .....       | 62 |
| Gambar 4.27 Deformasi Pada Bearing .....      | 63 |
| Gambar 4.28 Umur poros.....                   | 64 |
| Gambar 4.29 Damage bearing.....               | 65 |
| Gambar 4.30 Safety Factor Umur .....          | 65 |
| Gambar 4.31 Life Roller 100cr6 .....          | 66 |
| Gambar 4.32 Life Roller keramik .....         | 66 |
| Gambar 4.33 Damage Roller 100Cr6.....         | 67 |
| Gambar 4.34 Damage Roller Si3N4 .....         | 68 |

*“Halaman ini sengaja dikosongkan”*

## DAFTAR TABEL

|            |  |                                     |                 |                     |
|------------|--|-------------------------------------|-----------------|---------------------|
| Tabel 4.1  | Data Floating Platform PLTAL.....  | <b>Error! Bookmark not defined.</b> |                 |                     |
| Tabel 4.2  | Hasil Simulasi Kecepatan Rotasi (RPM) Terhadap Dimensi Turbin dan Kecepatan Arus ..... | <b>Error! Bookmark not defined.</b> |                 |                     |
| Tabel 4.3  | Hasil Simulasi Potensi Daya Terhadap Dimensi Turbin dan Kecepatan Arus .....           | <b>Error! Bookmark not defined.</b> |                 |                     |
| Tabel 4.4  | Hasil Simulasi Torsi Terhadap Dimensi Turbin dan Kecepatan Arus .....                  | <b>Error! Bookmark not defined.</b> |                 |                     |
| Tabel 4.5  | Total Resultan Force dan Moment Posisi 1   | <b>Error!</b>                       | <b>Bookmark</b> | <b>not defined.</b> |
| Tabel 4.6  | Total Resultan Force dan Moment Posisi 2   | <b>Error!</b>                       | <b>Bookmark</b> | <b>not defined.</b> |
| Tabel 4.7  | Total Resultan Force dan Moment Posisi 3   | <b>Error!</b>                       | <b>Bookmark</b> | <b>not defined.</b> |
| Tabel 4.8  | Total Resultan Force dan Moment Posisi 4   | <b>Error!</b>                       | <b>Bookmark</b> | <b>not defined.</b> |
| Tabel 4.9  | Gaya dan moment tiap posisi putaran .....  | <b>Error! Bookmark not defined.</b> |                 |                     |
| Tabel 4.10 | Jumlah gaya tiap sudut .....   | <b>Error! Bookmark not defined.</b> |                 |                     |
| Tabel 4.11 | Jumlah moment tiap sudut .....   | <b>Error! Bookmark not defined.</b> |                 |                     |
| Tabel 4.12 | Load factor deep groove ball bearing.....  | <b>Error! Bookmark not defined.</b> |                 |                     |
| Tabel 4.12 | Material Properties 100Cr6 .....   | <b>Error! Bookmark not defined.</b> |                 |                     |
| Tabel 4.13 | Material Properties Si3N4.....   | <b>Error! Bookmark not defined.</b> |                 |                     |

*“Halaman ini sengaja dikosongkan”*



# **BAB I**

## **PENDAHULUAN**

### **1.1 Latar Belakang**

Listrik merupakan kebutuhan pokok yang harus tersedia untuk menunjang kehidupan. Saat ini hampir semua peralatan membutuhkan listrik, maka dibutuhkan juga pembangkit listrik yang mampu menghasilkan listrik sesuai dengan kebutuhan, disisi lain banyak pembangkit listrik di Indonesia menggunakan bahan bakar minyak sebagai penggerak turbin yang nantinya digunakan untuk menghasilkan listrik, padahal bahan bakar minyak merupakan bahan bakar fosil yang tak dapat diperbaharui. Maka dari itu perlu diciptakan inovasi-inovasi yang mampu mengurangi penggunaan bahan bakar minyak untuk menggerakkan turbin di pembangkit listrik, salah satunya adalah PLTAL (Pembangkit Listrik Tenaga Arus Laut). Pembuatan PLTAL dilakukan untuk mengurangi penggunaan bahan bakar fosil yang digunakan untuk menggerakkan turbin.

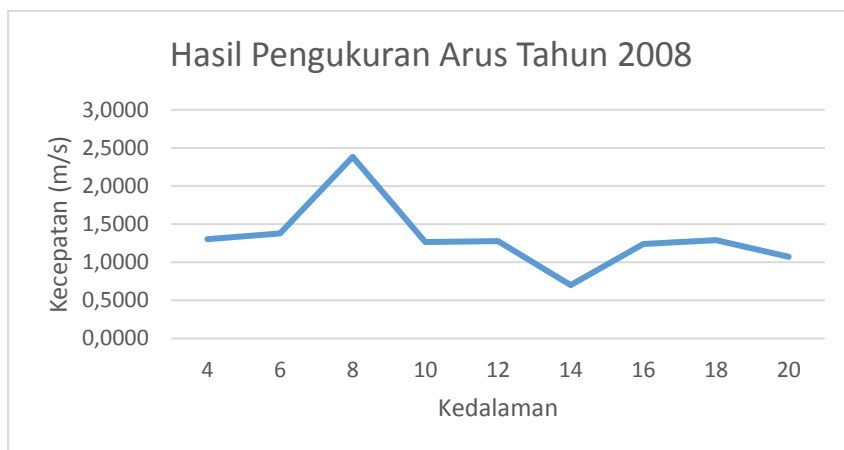
Pembuatan PLTAL (Pembangkit Listrik Tenaga Arus Laut) bertempat di Selat Topayakeh Nusa Penida Bali. Letak selat topayakeh berada di kabupaten klungkung kecamatan Nusa Penida Propinsi Bali. Pembuatan PLTAL ini merupakan salah satu terobosan yang dilakukan untuk mengurangi penggunaan bahan bakar fosil yang digunakan untuk menggerakkan turbin yang nantinya menghasilkan listrik. Berdasarkan distribusi vertikal dan horizontal peta kontur kecepatan arus, dapat ditarik kesimpulan bahwa kecepatan arus sangat dipengaruhi oleh keadaan morfologi dasar laut, dimana besarnya kecepatan arus berbanding lurus dengan curamnya morfologi bawah laut. Semakin curam morfologi dasar laut akan menghasilkan arus laut yang sangat kencang.

Selat toyapakeh sendiri berada diantara pula nusa penida, pulau lembongan dan pulau ceningan. Berdasarkan data pada penelitian sebelumnya, analisa penentuan lokasi PLTAL telah dilakukan dalam berbagai aspek, baik dari aspek teknis maupun social ekonomi. Potensi energy selat Toyapakeh dinilai dari segi aspek teknikal. Berdasarkan distribusi vertika dan horizontal peta kontur kecepatan arus, dapat ditarik kesimpulan bahwa kecepatan arus sangat dipengaruhi oleh keadaan morfologi dasar laut, dimana besarnya kecepatan arus berbanding lurus dengan curamnya morfologi bawah laut. Semakin curam morfologi dasar laut akan menghasilkan arus laut yang sangat kencang. Dilihat dari peta kontur barimetri di perairan selat Toyapakeh, morfologi dasar lautnya semakin ke tengah selat dan semakin ke selatan daerah telitian, morfologinya semakin curam. Keadaan morfologi ini menyebabkan kecepatan arus semakin kearah tengah selat dan ke arah selatan selat semakin besar. Secara umum distribusi kecepatan arus hasil pengukuran stasioner di lokasi terpilih adalah sebagai berikut (Yuningsih 2004) :

- Pada saat kedudukan air rendah (neap tide) kecepatan arus minimum adalah 0,0249 m/s pada kedalaman 8 meter, sedangkan kecepatan maksimum 2,4615 m/s pada kedalaman 10 meter.

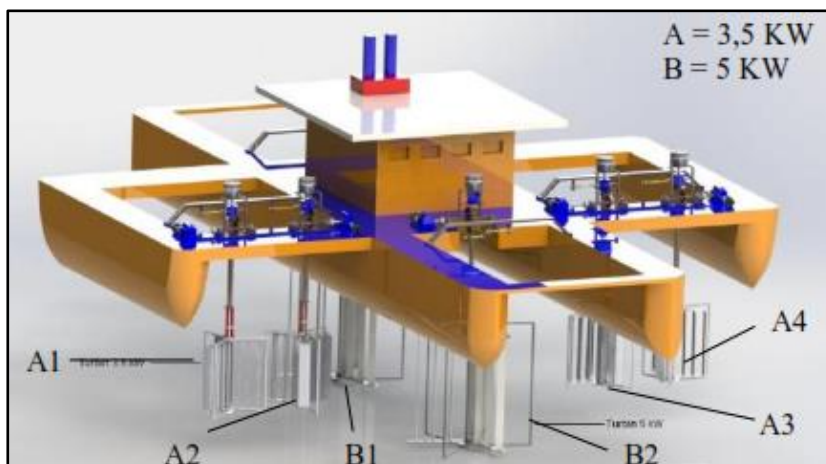
- Pada saat kedudukan air tinggi (spring tide) kecepatan arus minimum adalah 0,0158 m/s pada kedalaman 6 meter, sedangkan kecepatan maksimum 3,2855 m/s pada kedalaman 12 meter.

Penilaian pada aspek hidro oseanografi di selat Toyapakeh diperoleh dari hasil pengukuran yang dilaksanakan Pusat Penelitian dan Pengembangan Geologi Kelautan (PPPGL) pada tahun 2008 (Yuningsih drr., 2008) Hasil pengukuran sebagai berikut :



**Gambar 1.1** Hasil Pengukuran arus tahun 2008

Pada kerja sama antara ESDM P3GL dan LPPM-ITS disepakati turbin yang digunakan sebagai rancangan desain PLTAL ialah Turbin Darrieus Passive-Pitch dengan Total Kapasitas 24 kW. Pemenuhan kapasitas ini dilakukan melalui 6 unit turbin yang terdiri dari : 2 unit x 5 kW dan 4 unit x 3,5 kW.



## **Gambar 1.2 Rancangan Desain PLTAL**

Desain turbin PLTAL yang telah dipilih diperkirakan memiliki berat yang cukup besar sehingga menimbulkan beban aksial yang besar pula. Maka dibutuhkan bearing sebagai bantalan poros turbin yang mampu menahan beban aksial tersebut. Selain itu lingkungan laut yang cukup korosif diperkirakan dapat memperpendek umur dari material yang terbuat dari besi atau baja. Oleh karena itu, pada tugas akhir ini akan dilakukan perbandingan pengaplikasian bearing baja dan bearing keramik dengan design bearing yang sesuai untuk dapat menerima beban aksial yang besar.

### **1.2 Rumusan Masalah**

Berdasarkan uraian yang tercantum pada latar belakang, maka rumusan masalah dalam penelitian ini adalah:

1. Bagaimana perbandingan dari pengaplikasian bearing keramik dan bearing baja?
2. Bagaimana pengaruh beban dari rotasi poros dan beban aksial dari berat turbin terhadap ketahanan bearing?

### **1.3 Batasan Masalah**

Batasan masalah dibuat agar lingkup penelitian ini lebih fokus, maka akan dibatasi permasalahan-permasalahan yang akan dibahas sebagai berikut:

1. Poros yang dihitung hanya untuk turbin arus sumbu vertical
2. Studi kasus hanya dilakukan di Selat Toyapakeh.
3. Tidak dilakukan kajian dari segi ekonomis.

### **1.4 Tujuan Penelitian**

Tujuan dari penelitian ini adalah sebagai berikut :

1. Mengetahui perbandingan dari pengaplikasian bearing keramik dan bearing baja pada perporosan PLTAL sumbu vertikal.
2. Mengetahui pengaruh beban dari rotasi dan beban aksial poros terhadap ketahanan bearing.

### **1.5 Manfaat Penelitian**

Manfaat dari penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Memberikan referensi terhadap perbandingan dari pengaplikasian bearing keramik dan bearing baja pada perporosan PLTAL sumbu vertikal..
2. Mengetahui beban pada sistem perporosan sesuai dengan dimensi poros.
3. Memberikan refrensi untuk desain sistem perporosan PLTAL turbin sumbu vertikal.
4. Pengaplikasian dari *software* dalam rangka menganalisis suatu komponen.
5. Sarana belajar pemodelan visual dan simulasi teknis melalui bantuan *software*.

*“Halaman ini sengaja dikosongkan”*

## **BAB II TINJAUAN PUSTAKA**

### **2.1 Pembangkit Listrik Tenaga Arus Laut**

Menurut Rivantoro (2015), Pesatnya perkembangan teknologi arus laut saat ini sebagai energi terbarukan di dunia, seiring dengan meningkatnya tuntutan akan kebutuhan energi listrik masyarakat kawasan pesisir serta semakin maraknya isu pemanasan global yang mendorong untuk membatasi penggunaan bahan bakar hidrokarbon. Adapun prinsip yang dikembangkan pada aplikasi teknologi pemanfaatan energi dari laut adalah melalui konversi tenaga kinetik masa air laut menjadi tenaga listrik. Ada beberapa negara tercatat telah berhasil melakukan instalasi pembangkit energi listrik dengan memanfaatkan energi arus dan pasang surut, mulai dari prototype turbin pembangkit hingga mencapai turbin skala komersial dengan kapasitas 1,2 MW/turbin, seperti yang telah dibangun di Skotlandia, Swedia, Perancis, Norwegia, Inggris, Irlandia Utara, Australia, Italia, Korea Selatan dan Amerika Serikat.

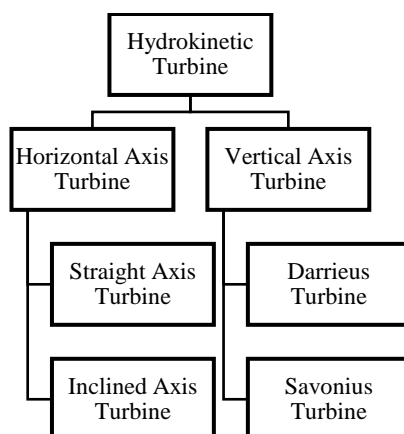
Pembangkit Listrik Tenaga Arus Laut (PLTAL) memanfaatkan energi arus laut sebagai sumber energi, arus laut yang merupakan energi kinetik dimanfaatkan untuk menggerakkan sudu turbin. Pengembangan teknologi konversi energi arus laut pada dasarnya mengadopsi prinsip kerja dari konversi energi angin yang telah berkembang.

Arus air laut adalah pergerakan massa air secara vertikal dan horisontal sehingga menuju keseimbangannya, atau gerakan air yang sangat luas yang terjadi di seluruh lautan dunia. Arus juga merupakan gerakan mengalir suatu massa air yang dikarenakan tiupan angin atau perbedaan densitas atau pergerakan gelombang panjang. Secara global, laut mempunyai sumber energi arus laut yang sangat besar yaitu sebesar  $2,8 \times 10^{14}$  (280 triliun) Watt-jam (Duxbury dkk., 2000). Selain itu arus laut ini menarik untuk dikembangkan sebagai pembangkit listrik karena sifatnya yang relative stabil dan dapat diprediksi. Jika ditinjau dari letaknya arus laut dibedakan menjadi 3, yaitu :

- 1) Arus Permukaan : berada pada permukaan laut, dengan kedalaman  $< 20\text{m}$
- 2) Arus Sedang : berda pada kedalaman 20-40m
- 3) Arus Dalam :berada pada kedalaman  $> 40\text{m}$

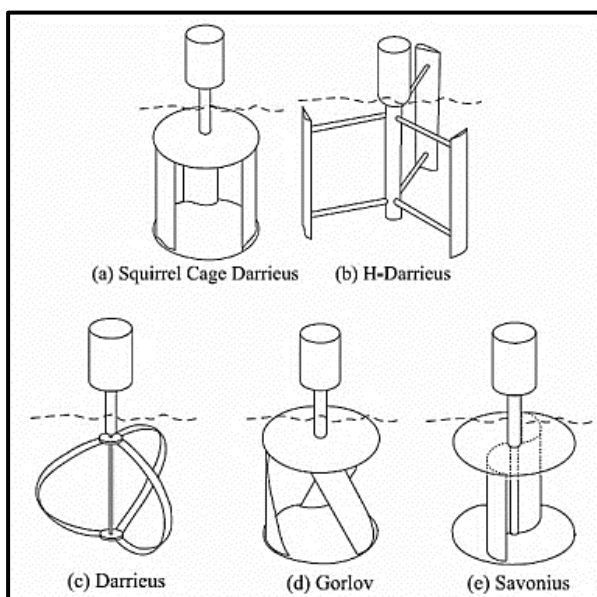
### **2.2 Turbin Arus Laut**

Turbin arus laut adalah teknologi yang dapat digunakan untuk mengekstrak potensi dari arus laut, dimana turbin diputar oleh arus laut, kemudian putaran turbin tersebut digunakan untuk membangkitkan energi listrik generator. Terdapat beberapa jenis turbin yang digunakan pada konversi energi arus laut, yang dijelaskan dalam bagan dibawah ini.



**Gambar 2.2.1** Bagan macam-macam turbin 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.



**Gambar 2.2.2** Turbin sumbu vertikal

Pengembangan teknologi ekstraksi energi arus laut ini dilakukan dengan mengadaptasi prinsip teknologi ekstraksi energi dari angin yang telah lebih dulu berkembang yaitu dengan mengubah energi kinetik dari arus laut menjadi energi rotasi dan energi listrik. Kapasitas daya yang dihasilkan dihitung dengan pendekatan matematis yang memformulasikan daya yang dihasilkan dari suatu aliran fluida yang

menembus suatu permukaan A dalam arah yang tegak lurus permukaan, dirumuskan sebagai berikut (Fraenkel, 1999, 2002) :

$$P = \frac{1}{2} \rho A V^3$$

Keterangan:

P = daya listrik yang dihasilkan (watt)

$\rho$  = rapat massa air ( $\text{kg/m}^3$ )

A = luas penampang ( $\text{m}^2$ )

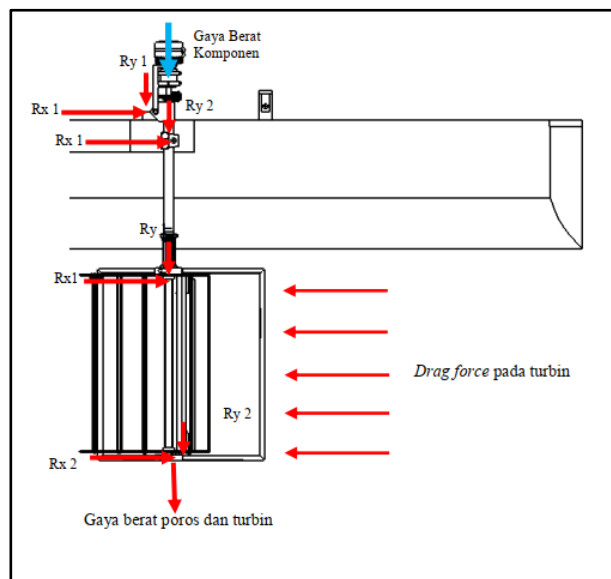
V = kecepatan (m/s)

Luas permukaan turbin yang dimaksud adalah luas penampang turbin = tinggi turbin x diameter turbin, sehingga besarnya daya yang dihasilkan selain tergantung besarnya kecepatan arus juga akan sangat tergantung pada ukuran dan jenis turbin yang digunakan

Tidak semua potensi sumber daya yang terkandung dalam arus laut tersebut dapat dikonversi menjadi energi. Secara umum besarnya energi yang dapat diekstrak tergantung dari jenis dan karakteristik turbin itu sendiri seperti ukuran diameter turbin arus.

### 2.3 Sistem Perporosan

Pada system perporosan terdapat dua komponen utama, yaitu gear dan poros, fungsi dari gear dan poros sendiri untuk mentransfer daya yang dihasilkan dari turbin menuju generator. Pada Pembangkit Listrik Tenaga Arus laut yang di desain dikondisikan pada dua kondisi yaitu kondisi standby dan kondisi beroperasi.

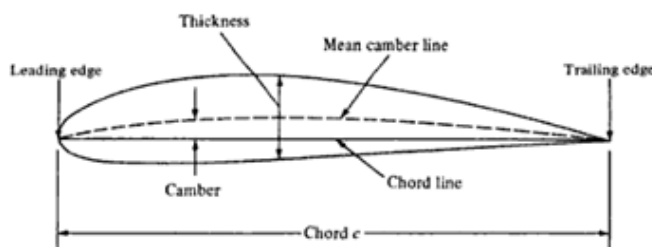


**Gambar 2.3** Kondisi turbin beroperasi

## 2.4 Airfoil

*Airfoil* adalah bentuk bodi aerodinamika yang berguna untuk dapat memberikan gaya angkat tertentu terhadap suatu bodi lainnya dan dengan bantuan penyelesaian matematis sangat memungkinkan untuk memprediksi berapa besarnya gaya angkat yang dihasilkan oleh suatu bodi *airfoil*. Geometri *airfoil* memiliki pengaruh besar terhadap karakteristik aerodinamika dengan parameter penting berupa CL, dan kemudian akan terkait dengan lift (gaya angkat yang dihasilkan) (Mulyadi, 2010).

Sejauh ini banyak pengujian *airfoil* dilakukan diberbagai negara, namun hasil riset NACA lah yang paling terkemuka. Pengujian yang dilakukan NACA lebih sistematis dengan membagi pengaruh efek kelengkungan dan distribusi ketebalan atau *thickness* serta pengujiannya dilakukan pada bilangan Reynold yang lebih tinggi dibanding yang lain. Hal ini sering dirangkum oleh beberapa parameter seperti: ketebalan maksimum, maksimum bentuk melengkung, posisi max ketebalan, posisi maks bentuk melengkung, dan hidung jari-jari. (Mulyadi, 2010):



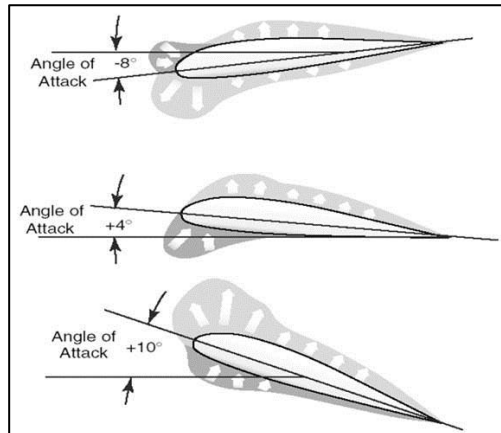
Gambar 2.4 Bagian Airfoil

- Permukaan atas (*Upper Surface*)
- Permukaan bawah (*Lowerer Surface*)
- *Mean camber line* adalah tempat kedudukan titik-titik antara permukaan atas dan bawah *airfoil* yang diukur tegak lurus terhadap *mean camber line* itu sendiri.
- *Leading edge* adalah titik paling depan pada *mean camber line*, biasanya berbentuk lingkaran dengan jari-jari mendekati  $0,02 c$ .
- *Trailing edge* adalah titik paling belakang pada *mean camber line*
- *Camber* adalah jarak maksimum antara *mean camber line* dan garis *chord* yang diukur tegak lurus terhadap garis *chord*.
- Ketebalan (*thickness*) adalah jarak antara permukaan atas dan permukaan bawah yang diukur tegak lurus terhadap garis *chord*.



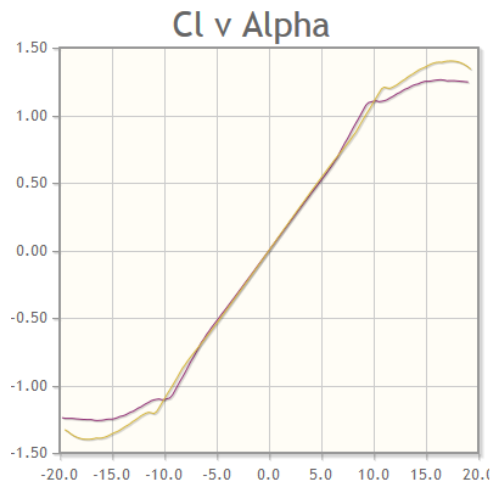
### 2.4.1 Lift Force Airfoil

*Lift force* merupakan gaya angkat yang arahnya tegak lurus dengan *angle of attack*. *Angle of attack* sendiri merupakan sudut tertentu dari aliran yang mengenai *airfoil*. Sebuah tekanan positif dihasilkan karena sifat udara yang mengalir di bawah foil, terutama pada *angle of attack* yang tinggi.



**Gambar 2.5** Angle of Attack

Tiap sudut angle of attack memiliki nilai coefficient lift yang berbeda. Penentuan coefficient lift juga tergantung pada Reynold number yang digunakan.



**Gambar 2.6** Grafik  $C_l$  v Alpha pada  $R_n$  500.000 dan  $R_n$  1.000.000

Lift Force yang mengenai body airfoil dapat dihitung dengan rumus sebagai berikut:

$$F_L = \frac{C_L \cdot \rho \cdot v^2 \cdot A}{2}$$

Dimana :

$F_L$  = *lifting force (N)*

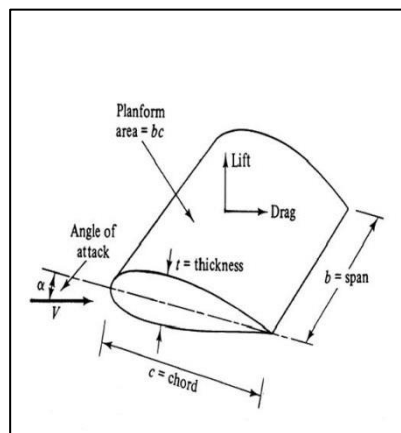
$C_L$  = koefisien lift

$\rho$  = massa jenis ( $kg/m^3$ )

$v$  = kecepatan aliran ( $m/s$ )

$A$  = *body area ( $m^2$ )*

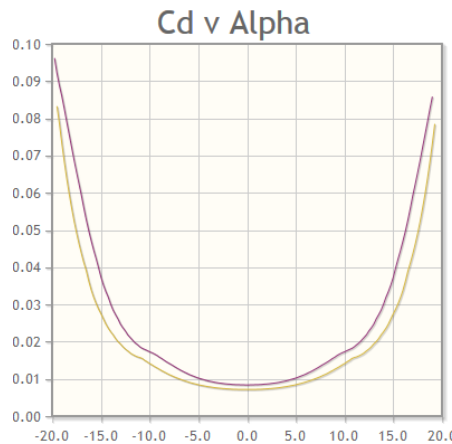
Area yang dimaksudkan adalah planform area yang dihitung dari chord dan span dari airfoil



**Gambar 2.7** Area Airfoil

#### 2.4.2 Drag Force Airfoil

*Drag force* merupakan gaya dorong yang arahnya paralel dengan *angle of attack*. Tiap sudut angle of attack memiliki nilai coefficient lift yang berbeda. Penentuan coefficient lift juga tergantung pada Reynold number yang digunakan.



**Gambar 2.8** Grafik  $C_d$  v Alpha pada  $R_n$  500.000 dan  $R_n$  1.000.000

*Drag Force* yang mengenai body airfoil dapat dihitung dengan rumus sebagai berikut:

$$F_d = \frac{C_d \cdot \rho \cdot v^2 \cdot A}{2}$$

Dimana :

$F_d$  = drag force (N)

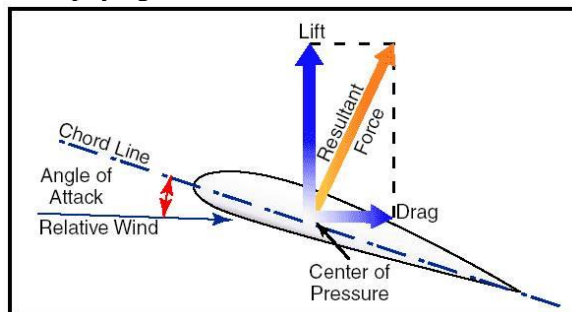
$C_d$  = koefisien drag

$\rho$  = massa jenis ( $\text{kg}/\text{m}^3$ )

$v$  = kecepatan aliran (m/s)

$A$  = body area ( $\text{m}^2$ )

Setelah mengetahui drag force dan lift force pada suatu airfoil, maka kita mendapat gaya dengan dua arah berbeda. Maka dari itu dapat dihitung *resultant force* dengan rumus *pythagoras*



**Gambar 2.9** Resultan Gaya

## 2.5 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.

### 2.5.1 Macam-Macam 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 berbagai aspek:

#### A. Berdasarkan gesekan yang terjadi pada bearing, maka bearing dapat dibagi menjadi 2 jenis :

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

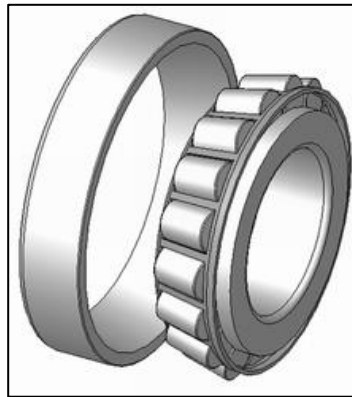
*Anti-Friction bearing* adalah jenis bantalan yang tidak akan menimbulkan gesekan. *Anti-Friction bearing* dapat dibedakan menjadi 2 jenis yaitu *roller bearing* dan *ball bearing*.

*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 bebanaksial. Adapun jenis angular contact dirancang untuk menahan beban aksial yang lebih besar dan juga dapat menahan beban radial.



**Gambar 2.10** 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 2.11** Roll Bearing

b. *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 2.12** Plain Bearing

**B. Berdasarkan beban yang ditahan oleh *bearing*, maka bantalan dapat dibagi menjadi 3 jenis :**

a. *Journal bearing* (menahan gaya radial),

*Journal bearing* adalah bantalan yang didesain untuk menahan beban yang tegak lurus terhadap sumbu *shaft* horisontal. *Journal bearing* ini sering disebut bantalan luncur radial.

b. *Thrust bearing* (menahan gaya Aksial),

*Thrust bearing* adalah bantalan yang didesain untuk menahan beban horisontal yang paralel dengan sumbu poros horisontal. *Thrust bearing* ini juga disebut bantalan luncur aksial.

c. *Foot step* atau *pivot bearing* (menahan beban kombinasi aksial dan radial).

*Pivot bearing* adalah bantalan yang didesain untuk menahan beban kombinasi aksial dan radial

## 2.5.2 Material Bearing

Industri bearing menggunakan bahan yang berbeda untuk produksi berbagai komponen bearing. Bahan bearing diproses untuk mencapai sifat yang diinginkan untuk memaksimalkan kinerja dan umur bearing. Material yang dijelaskan dalam laporan ini adalah bahan yang paling umum digunakan.

### 2.5.2.1 Chrome Steel Bearing

Chrome steel adalah bahan yang paling umum digunakan untuk membuat komponen penahan beban pada ball bearing, roll bearing, dan tapered roll bearing. Komponen yang terbuat dari chrome steel ini adalah cincin bagian dalam dan luar, bola dan rol. Komposisi kimia dari baja ini memiliki karbon tinggi dan sekitar 1,5% kandungan kromium. Dengan menggunakan metode perlakuan panas yang terkontrol, komponen bearing jadi memiliki kekuatan tinggi untuk menahan keretakan dan permukaan yang keras untuk menahan kelelahan pada rolling contact. Kekerasan permukaan untuk komponen bantalan yang terbuat dari bahan ini berkisar 60-64 pada skala kekerasan Rockwell C (Rc).

### 2.5.2.2 Stainless Steel Bearing

Bahan stainless steel digunakan untuk membuat komponen bearing karena lebih tahan terhadap korosi permukaan karena kandungan kromium yang lebih tinggi (18%) dengan penambahan nikel. Kromium bereaksi dengan oksigen untuk membentuk lapisan kromium oksida di permukaan, menciptakan lapisan film. Metode perlakuan panas yang tepat sangat berpengaruh pada pembuatan bearing stainless. Terdapat beberapa macam bearing stainless seperti martensitic stainless bearing dan austenitic stainless bearing

### 2.5.2.3 Ceramic Bearing

Bearing keramik mulai banyak digunakan karena keramik memiliki beberapa kelebihan pada kondisi tertentu dibandingkan dengan bearing baja. Bearing

keramik memiliki kekerasan yang tinggi sehingga lebih tahan terhadap abrasi. Maka dari itu bearing keramik dapat memiliki umur yang lebih lama daripada bearing baja. Bearing keramik juga tahan pada lingkungan korosif seperti di laut dan kawasan industri yang pada lingkungannya mengandung bahan kimia. Bearing keramik juga biasa digunakan pada rpm tinggi. Hal ini dikarenakan permukaan keramik yang hampir menyerupai kaca sehingga memiliki koefisien gesek yang rendah. Bearing keramik dibagi menjadi dua, yaitu full ceramic bearing dan ceramic hybrid bearing. Full ceramic bearing menggunakan material keramik pada semua komponennya. Sedangkan hybrid bearing hanya menggunakan keramik pada bagian roll atau ball saja

### 2.5.3 Perhitungan Umur Bearing Teortis

Perhitungan umur bearing teoritis digunakan untuk memprediksi ketahanan bearing yang dipilih pada suatu beban tertentu. Sebelum menghitung umur bearing, diperlukan *basic dynamic load rating*. Berdasarkan Deutschman, 1975 rumus basic dynamic load rating pada bearing adalah:

$$C = P \cdot \left( \frac{L10 \cdot 60 \cdot n}{10^6} \right)^b$$

|        |                                  |
|--------|----------------------------------|
| Dimana | :                                |
| C      | = Basic Dynamic Load Rating (kN) |
| P      | = Design Load (kN)               |
| L10    | = Design Life                    |
| n      | = rpm                            |
| b      | = 3 for ball bearing             |
| b      | = 3,33 for roller bearing        |

Pada umumnya basic dynamic load rating pada bearing sudah ditentukan oleh *maker* dan sudah dicantumkan pada katalog pemilihan bearing. Setelah didapat *basic dynamic load rating*, kita dapat menghitung umur bearing dengan satuan *million revolutions* dan jam. Berdasarkan Deutschman, 1975 rumus design life adalah:

$$L10 = \left( \frac{C}{P} \right)^b$$

|        |   |
|--------|---|
| Dimana | :   |
| C      | = Basic Dynamic Load Rating. millions of revolutions (kN) |
| P      | = Design Load (kN)  |
| L10    | = Design Life   |

$$L10 = \left( \frac{C}{P} \right)^b \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n}$$

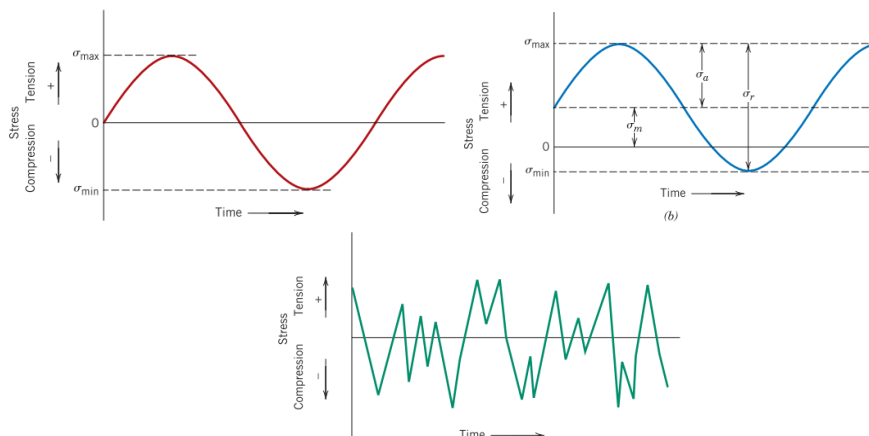
|        |                                       |
|--------|---------------------------------------|
| Dimana | :                                     |
| C      | = Basic Dynamic Load Rating, jam (kN) |

P = Design Load (kN)  
 L10 = Design Life

## 2.6 Fatigue

*Fatigue* merupakan sebuah bentuk kegagalan yang terjadi pada struktur yang mengalami pembebanan dinamis dan fluktuatif. Pada kondisi ini, sangat memungkinkan untuk terjadi kegagalan pada tingkat stress yang relative rendah, lebih rendah daripada kekuatan tegang atau tarik dari pembebanan statis. Penggunaan kata *fatigue* dikarenakan kegagalan ini normalnya terjadi siklus tegangan dan regangan untuk waktu yang cukup lama. *Fatigue* salah satu hal yang penting karena merupakan salah satu penyebab kegagalan pada metal. Sekitar 90 persen dari kegagalan pada metal, polimer dan keramik (kecuali kaca) juga rentan mengalami kegagalan ini. Lebih jauhnya, *fatigue* adalah hal yang diam-diam berbahaya dan terjadi secara tiba-tiba (Callister dan Rethwisch, 2010).

Tegangan yang diterima mungkin dala bentuk aksial (tegangan-kompresi), lentur (lentur), atau torsional (puntiran) di alam. Secara umum, tiga mode tegangan-waktu yang berfluktuasi berbeda dapat terjadi. Satu diwakili secara skematis oleh ketergantungan waktu reguler dan sinusoidal, di mana amplitudo simetris berada disekitar tingkat tegangan nol rata-rata, misalnya, berganti-ganti dari tegangan tarik maksimum ( $\sigma_{\max}$ ) ke stres kompresif minimum ( $\sigma_{\min}$ ) sama besarnya; ini disebut sebagai siklus stres terbalik. Tipe lain, disebut siklus tegangan berulang, maksimal dan minimal relatif asimetris terhadap tingkat stres nol. Tingkat tegangan dapat bervariasi secara acak dalam amplitudo dan frekuensi.



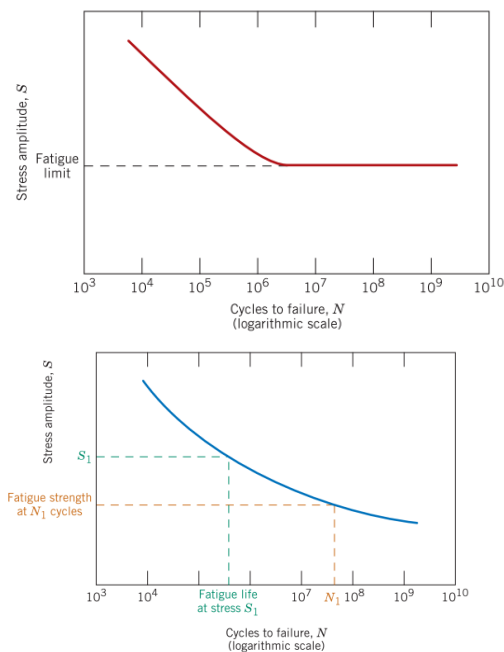
**Gambar 2.13** Tiga mode hubungan tegangan dan waktu



### 2.6.1 S-N Curve

Pemahaman peristiwa kelelahan logam dapat dilakukan menggunakan konsep tegangan-siklus (S-N). Konsep ini sudah dipergunakan secara global untuk perancangan material dengan ketentuan tegangan yang terjadi masih berada pada daerah elastis dan memiliki umur lelah yang cukup panjang. Namun sebaliknya, konsep S-N ini tidak dapat dipakai dalam kondisi tegangan yang terjadi berada pada daerah plastis dan memiliki umur lelah yang pendek.

Untuk beberapa paduan besi (besi) dan titanium, kurva S – N (Gambar 2.7) menjadi horizontal pada nilai N yang lebih tinggi; atau ada tingkat stres yang membatasi, garis batas kelelahan yang disebut batas kelelahan atau *fatigue limit* (juga kadang-kadang batas daya tahan atau *endurance limit*), di mana kegagalan kelelahan tidak akan terjadi. Batas keletihan ini mewakili nilai terbesar dari fluktuasi tegangan yang tidak akan menyebabkan kegagalan pada siklus jumlah tak terbatas. Untuk kebanyakan baja, batas kelelahan berkisar antara 35% dan 60% dari kekuatan tarik.



**Gambar 2.14** Grafik siklus dengan batas kelelahan dan tanpa batas kelelahan

Sumber: Callister dan Rethwisch (2010)

Sebagian besar paduan nonferrous (misal, aluminium, tembaga, magnesium) tidak memiliki batas keletihan, karena kurva S – N melanjutkan tren penurunannya pada nilai N yang semakin besar (Gambar 2.7). Dengan demikian, kelelahan pada akhirnya akan terjadi terlepas dari besarnya stres. Untuk bahan-bahan ini, respons kelelahan ditentukan sebagai kekuatan kelelahan atau *fatigue*

*strength*, yang didefinisikan sebagai tingkat tegangan di mana kegagalan akan terjadi untuk sejumlah siklus tertentu (misal.,  $10^7$  siklus).

Parameter penting lainnya yang menjadi ciri perilaku kelelahan suatu material adalah umur kelelahan atau *fatigue life*. Ini adalah jumlah siklus yang menyebabkan kegagalan pada tingkat tegangan yang ditentukan, seperti yang diambil dari plot S – N.

## 2.6.2 Karakteristik Kelelahan Logam

Menurut (Akuan, 2007), salah satu jenis kegagalan (patah) pada komponen akibat beban dinamis (pembebanan yang berulang-ulang atau berubah-ubah) dikenal dengan nama kelelahan yang diperkirakan memiliki pengaruh sebesar 50% -90% dari kegagalan mekanis. Modus kegagalan struktur dibedakan menjadi 2 katagori yaitu:

1. Modus kegagalan yang tergantung pada waktu.

Modus kegagalan dinyatakan dengan umur atau life time. Patah ulet dan patah getas merupakan contoh dari kegagalan ini. Jenis- jenis modus kegagalan yang tergantung pada waktu yaitu:

- a. Kelelahan.
- b. Mulur.
- c. Keausan.
- d. Korosi

2. Modus kegagalan quasi static

Modus kegagalan yang tidak tergantung waktu dan ketahanannya dinyatakan dengan kekuatan. Jenis-jenis modus kegagalan statik yaitu:

- a. Kegagalan akibat beban tarik
- b. Kegagalan akibat beban tekan
- c. Kegagalan akibat beban geser

## 2.7 Safety Factor

*Safety Factor* adalah faktor yang dimasukkan untuk dijadikan kompensasi pada suatu desain bila terjadi beban yang berlebihan dari yang diperbolehkan. Tujuan dibuatnya *safety factor* semata-mata karena keterbatasan manusia dalam memprediksi apa yang akan terjadi pada desain dan tidak terjadi kegagalan instan bila ada beban yang berlebihan.

Dalam praktiknya faktor keselamatan (*safety factor*) digunakan dalam satu dari tiga cara: (1) Dapat digunakan untuk mengurangi kekuatan yang diijinkan, seperti hasil atau kekuatan ultimat material, ke tingkat yang lebih rendah untuk dibandingkan dengan tegangan yang diberikan; (2) dapat digunakan untuk meningkatkan tegangan yang diterapkan untuk perbandingan dengan kekuatan yang diijinkan; atau (3) dapat digunakan sebagai perbandingan untuk rasio kekuatan yang diijinkan dengan stres yang diterapkan. Kita dapat menerapkan definisi ketiga di sini, tetapi ketiganya didasarkan pada formula sederhana

$$FS = \frac{S_{al}}{\sigma_{ap}}$$

Dimana

FS : *Factor of Safety*  
 $S_{al}$  : Tegangan yang diizinkan  
 $\sigma_{ap}$  : Tegangan yang diberikan

Menurut Ullman (1986), *safety factor* dibagi menjadi 5 faktor besar, yaitu *material properties factor*, *stress factor*, *geometry factor*, *failure analysis factor*, dan *desired reliability factor*, di mana setiap faktor memiliki nilai tersendiri sesuai dengan definisinya.

## 2.8 Metode Elemen Hingga

Metode Elemen Hingga atau *Finite Element Method* (FEM) adalah prosedur untuk memperoleh perkiraan numerik untuk solusi masalah nilai batas, yang merupakan set persamaan diferensial biasa yang solusinya tunduk pada kondisi batas tertentu.

Basis *finite element analysis* (FEA) bergantung pada penguraian domain menjadi sejumlah terbatas sub-domain (elemen) yang mana solusi perkiraan sistematis dibangun dengan menerapkan metode residual variasional atau tertimbang. Akibatnya, FEA dapat mengurangi masalah menjadi sejumlah terbatas yang tidak diketahui dengan membagi domain menjadi elemen dan dengan mengekspresikan variabel bidang yang tidak diketahui dalam hal fungsi perkiraan yang diasumsikan dalam setiap elemen. Fungsi-fungsi ini (juga disebut fungsi interpolasi) didefinisikan dalam hal nilai-nilai variabel lapangan pada titik-titik tertentu, disebut sebagai node. Metode elemen hingga adalah prosedur numerik yang dapat digunakan untuk mendapatkan solusi untuk kelas besar masalah teknik yang melibatkan analisa tegangan, perpindahan panas, elektromagnetik, dan aliran fluida.

### 2.8.1 Prosedur Simulasi Finite Element Method

Sebelum Simulasi-FEM dapat dilakukan, Model-CAD harus lebih dahulu dibuat. Tergantung pada solver dan kompatibilitasnya dengan tipe CAD-Data, mungkin CAD-Model harus dihubungkan dengan *solver*. Ini berfungsi dengan antarmuka standar seperti IGES (*Initial Graphics Exchange Specification*) atau STEP (*Standard for the Exchange of Product Model Data*). Dimungkinkan juga untuk menghasilkan geometri dalam perangkat lunak simulasi. Namun, disarankan untuk mengambil data CAD asli untuk simulasi guna mengurangi jam kerja. Prosedur berikut ini umumnya sama tetapi dapat sedikit berbeda dalam jenis analisis yang berbeda (Grunwald, 2018).

1. Edit geometri 3 dimensi
2. Memilih material yang tepat
3. Memilih tipe elemen
4. Membuat *mesh*
5. Menentukan batasan
6. Menerapkan gaya

7. Pemecahan masalah
8. Pengecekan hasil dan sifat deformasi

### **2.8.2 Software Ansys**

Ansys adalah *software Finite Element Analysis (FEA)* multifungsi. Ansys Workbench adalah *software* analisis elemen hingga di muka yang intuitif yang digunakan bersama dengan sistem CAD dan / atau Model Desain. Ansys Workbench adalah lingkungan perangkat lunak untuk melakukan analisis struktural, termal, dan elektromagnetik. Workbench berfokus pada melampirkan geometri yang ada, mengatur model elemen hingga, menyelesaikan, dan meninjau hasil (Thriveri dan Chandraiah, 2016).

## **BAB III METODE PENELITIAN**

### **3.1 Pendahuluan**

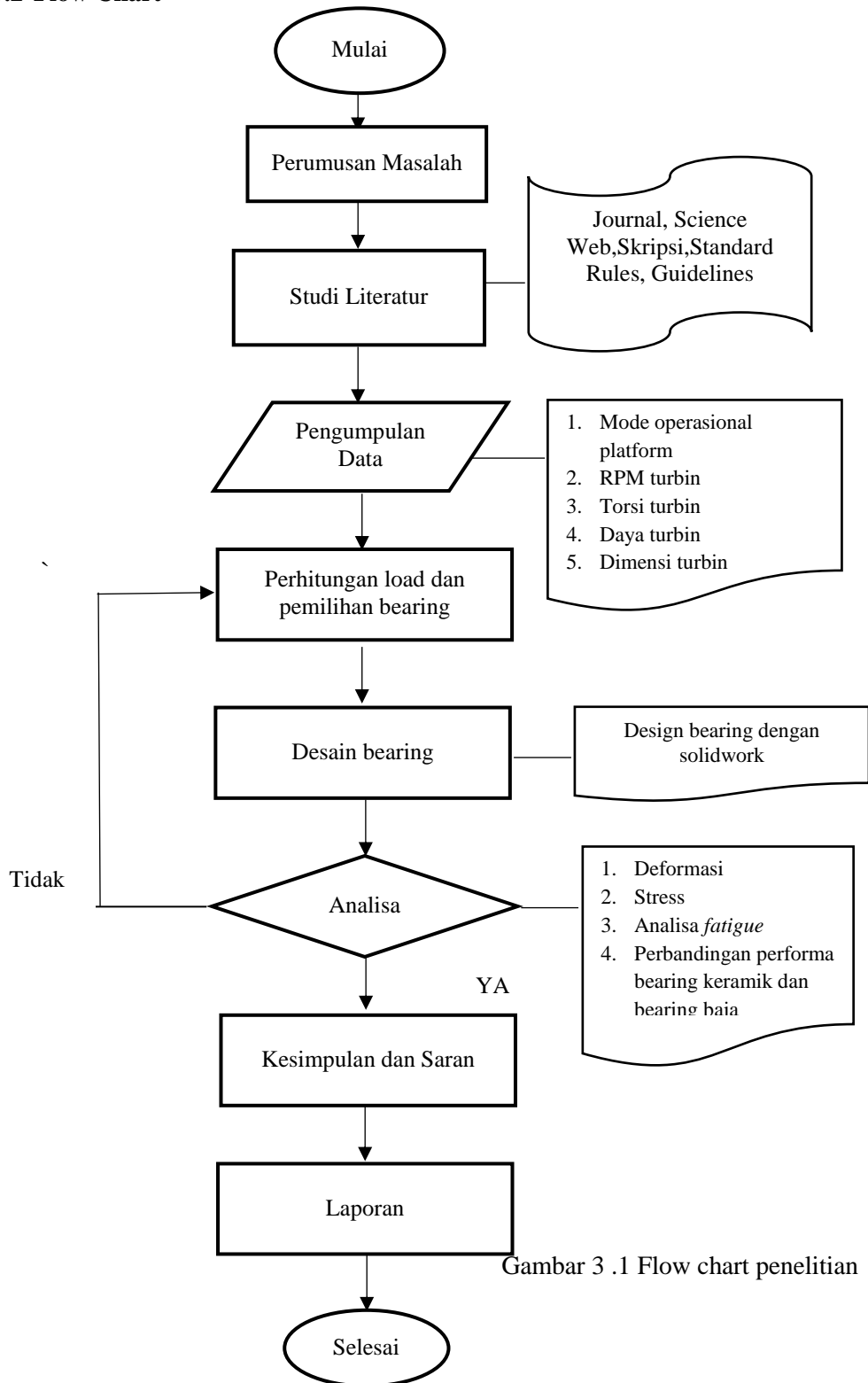
Identifikasi masalah merupakan tahap awal dalam pelaksanaan penelitian. Dalam penelitian ini, masalah yang akan dibahas dan dipecahkan adalah mengenai Pemilihan jenis bearing yang cocok berdasarkan beban yang diterima serta kondisi lingkungan bearing.

Studi literatur juga dibutuhkan guna mencari referensi permasalahan-permasalahan yang ada berikut solusinya dan juga mempelajari kedua hal tersebut untuk diimplementasikan pada penelitian ini sehingga jelas apa yang harus dilakukan agar permasalahan tersebut dapat terpecahkan. Studi literatur dapat dilakukan dengan cara memahami isi *paper* atau jurnal yang berhubungan dengan permasalahan yang akan dipecahkan.

Pengerjaan penelitian ini dibutuhkan proses pengerjaan yang terstruktur. Adanya proses yang terstruktur membuat pengerjaan penelitian lebih terarah dan lebih sistematis. Pengerjaan penelitian ini menggunakan metode pengambilan data dan analisa data dari simulasi menggunakan *software* lalu membandingkan data kedua data tersebut. Adapun data yang dibandingkan adalah hasil monitoring getaran langsung di kapal dengan hasil getaran dari analisis *software* FEM. Berikut merupakan bagian-bagian pengerjaan yang terdapat pada penelitian ini,

1. Pengumpulan data dari lingkungan PLTAL
2. Perhitungan beban yang akan diterima bearing.
3. Pemilihan bearing yang sesuai.
4. Pembuatan model bearing pada *modelling software*.
5. *Meshing* model sistem propulsi pada FEM *software*.
6. Konfigurasi *setup* pada FEA *software*.
7. *Running* simulasi pada FEA *software*.
8. Pengumpulan data hasil simulasi.
9. Melakukan perbandingan hasil dari dua material bearing berbeda yaitu baja dengan keramik.
10. Analisa data.
11. Kesimpulan, saran dan rekomendasi.

### 3.2 Flow Chart



Gambar 3 .1 Flow chart penelitian

### 3.3 Metode Penelitian

Pada penelitian ini digunakan dua metode penelitian adalah sebagai berikut :

#### 1. Study Literatur

Study literatur dilakukan dengan referensi berdasarkan jurnal, tugas akhir, dan *textbook* yang mempelajari tentang bearing pada sistem perporosan terutama pada bidang marine, dan penggunaan bearing keramik

#### 2. Simulasi

Simulasi yang dilakukan pada penelitian ini adalah analisa *fatigue* pada bearing keramik dan bearing baja. Design bearing dan simulasi dibuat menggunakan aplikasi *solidwork* dan Ansys. Dalam penelitian ini Ansys digunakan untuk menganalisa deformasi, tegangan, fatigue, dan safety factor bearing yang sudah dipilih.

### 3.4 Pengumpulan Data

Pada tahapan ini pengumpulan data ditujukan sebagai pendukung dalam pengerjaan skripsi. Data yang dibutuhkan untuk membantu proses pengerjaan adalah :

- a. Mode operasional platform.
- b. RPM turbin.
- c. Torsi turbin
- d. Daya Turbin
- e. Dimensi Turbin

### 3.5 Design Bearing

Pada tahap ini dilakukan pengolahan data dan perhitungan terhadap data yang didapatkan Setelah dapat menentukan jenis bearing yang sesuai, pada tahap ini dilakukan pemodelan dari bearing yang terpilih. Pemodelan didasarkan pada data detail dari maker, baik dari dimensi dan materialnya. Pemodelan akan menggunakan bantuan *software SolidWorks 2016*.

### 3.6 Analisa

Setelah mendapatkan desain komponen bearing yang sesuai, maka dari bearing tersebut maka akan dilakukan analisa terhadap tegangan, regangan, dan deformasi, fatigue, dan safety factor pada tiap komponen bearing. Pada tahapan analisa ini dilakukan dengan menggunakan software Ansys dimana akan didapatkan nilai yang akan kita analisa. Dari nilai yang didapat akan disesuaikan dengan nilai tegangan yang di ijinakan. Jika tegangan tidak memenuhi standard yang diizinkan maka akan dilakukan pemodelan ulang, dan jika tegangan sesuai atau memenuhi standard maka akan dilakukan untuk tahapan selanjutnya.

### **3.7 Penulisan Laporan**

Pada tahap ini dilakukan penulisan laporan sesuai dengan desain sistem pengereman yang di rencanakan di Pembangkit Listrik Tenaga Air laut turbin vertikal.



## BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN

### 4.1 Pendahuluan

Penyelesaian masalah pada sistem yang rumit, kita dapat menggunakan bantuan *software* FEA. *Software* FEA dapat menghitung sistem yang tidak dapat dihitung seseorang dan mempersingkat waktu sehubungan dengan metode matematika yang dapat dihitung seseorang. Hal ini dapat mempersingkat waktu dan menghemat biaya (Irsel (2017); Khunti (2018)). Namun pada penelitian kali ini perhitungan gaya dan momen pada airfoil dilakukan dengan metode analitis. Sehingga terdapat perbedaan hasil jika dibandingkan dengan menggunakan *software* atau metode eksperimental. Pada penelitian ini metode simulasi menggunakan *software* digunakan pada saat menganalisa deformasi, stress, dan fatigue dari material

Proses *running* pada penelitian ini memakan waktu kurang lebih 1 jam. Analisis yang dilakukan adalah *Static Structural Analysis* dan *Modal Analysis*. Durasi *running* simulasi akan sangat bergantung pada tingkat kerumitan geometri beserta konfigurasi atau batasan yang menjadi masukan dalam parameter simulasi. Begitu pula spesifikasi *hardware* computer yang digunakan sebagai media bekerjanya *software* dapat berpengaruh besar dalam durasi *running*. Hasil dari *running* dapat merupakan nilai maupun visualisasi dari geometri yang telah menjadi bagian dari proses simulasi. Visualisasi hasil *running* telah dilakukan untuk memperjelas efek yang diperoleh dari simulasi.

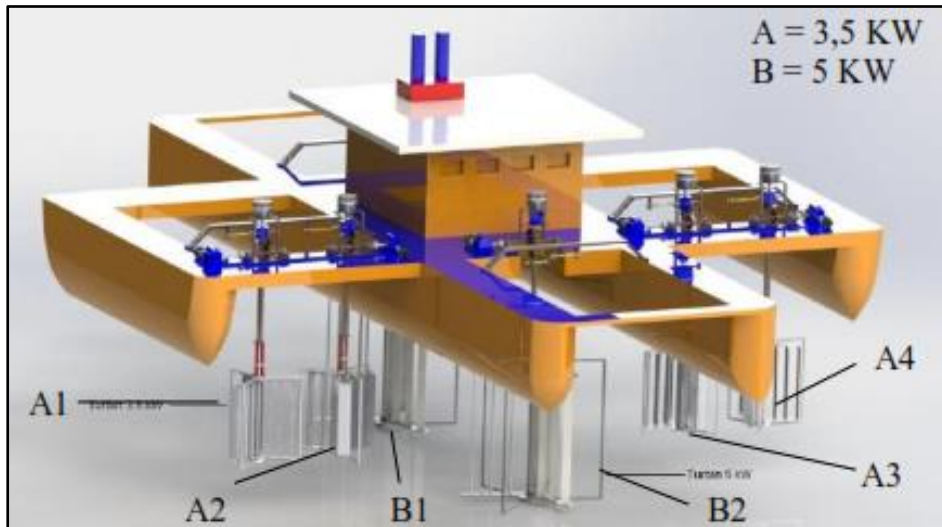
### 4.2 Pengumpulan Data

#### 4.2.1 Data Floating Platform PLTAL

Platform yang digunakan sebagai objek pada tugas akhir ini merupakan jenis kuadramaran dengan parameter yang penting yaitu principal dimension sebagai berikut:

Tabel 4.1 Data Floating Platform PLTAL

| Ukuran Utama                    | Main Hull             | Stanger              |
|---------------------------------|-----------------------|----------------------|
| Panjang Antar Garis Tegak (LPP) | 20,0 m                | 8,00 m               |
| Lebar (B)                       | 1,25 m                | 0,85 m               |
| Tinggi (H)                      | 1,75 m                | 1,00 m               |
| Sarat (T)                       | 1,25 m                | 0,53 m               |
| Koefisien Block (Cb)            | 0,125                 | 0,051                |
| Volume Displacement             | 20,345 m <sup>3</sup> | 1,604 m <sup>3</sup> |



Gambar 4.1 Rancangan Desain Floating Platform PLTAL

#### 4.2.2 Data Kecepatan 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 :

- Kecepatan arus maksimal adalah 2.5 m/s pada kedalaman 5.5 meter dititik lokasi
- Kecepatan arus rata-rata memiliki rentang 0.2-0.7 m/s

Dalam penelitian ini, perhitungan gaya pada airfoil menggunakan nilai arus terbesar yaitu pada saat 2.5 m/s sehingga pada saat kondisi arus rata-rata sudah tentu beban dan putaran turbin bisa diterima bearing karena memiliki torsi yang lebih rendah jika dibandingkan dengan kondisi arus maksimal.

#### 4.2.3 Menentukan RPM Turbin

Pada penyimulasian turbin didapatkan RPM turbin sesuai tabel dibawah dengan 5 variasi kecepatan arus yang berbeda dan 5 ukuran turbin yang berbeda, dari simulasi tersebut didapatkan nilai sebagai berikut tabel data pengukurannya :

Tabel 4.2 Hasil Simulasi Kecepatan Rotasi (RPM) Terhadap Dimensi Turbin dan Kecepatan Arus

| Dimensi Turbin<br>(cm) | Kecepatan Arus (m/s) |       |       |       |       |
|------------------------|----------------------|-------|-------|-------|-------|
|                        | 0,5                  | 1,0   | 1,5   | 2     | 2,5   |
| 40 x 40                | 81,1                 | 110,0 | 136,0 | 162,0 | 188,0 |
| 80 x 80                | 41,4                 | 55,0  | 68,0  | 81,0  | 94,0  |
| 160 x 160              | 21,1                 | 27,5  | 34,0  | 40,5  | 47,0  |
| 320 x 320              | 10,8                 | 13,8  | 17,0  | 20,3  | 23,5  |
| 640 x 640              | 5,5                  | 6,9   | 8,5   | 10,1  | 11,8  |

Pada desain Floating Platform PLTAL terdapat 2 ukuran turbin yang berbeda, yaitu diameter 280 cm berjumlah 2 turbin dan diameter 160 cm berjumlah 4 turbin. Dalam tugas akhir ini menggunakan turbin yang memiliki dimensi turbin dengan diameter 280 cm yang memiliki potensi daya ketika arus laut maksimal sebesar kurang lebih 5 kilo watt pada output generator. Untuk mengetahui berapa kecepatan putaran turbin dapat dilakukan dengan cara interpolasi dari hasil tabel simulasi pada kecepatan arus laut maksimal yaitu 2,5 m/s.

$$Y = Y1 + \frac{X - X1}{X2 - X1} \times Y2 - Y1$$

$$Y = 47 + \frac{280 - 160}{320 - 160} \times 23.5 - 47$$

$$Y = 47 + \frac{120}{160} \times -23.5$$

$$Y = 47 + (-17.6)$$

$$Y = 29.38$$

Dari hasil interpolasi didapatkan kecepatan putaran turbin dengan diameter 280 cm pada saat arus maksimal sebesar 29,38 RPM

#### 4.2.4 Menghitung Potensi Daya Turbin

Potensi daya turbin dapat dilihat pada tabel 4.3 dibawah yang menggunakan 5 variasi kecepatan dan 5 variasi dimensi turbin yang berbeda. Potensi daya turbin sangat penting di ketahui pada awal penelitian karena daya turbin adalah output yang digunakan sebagai acuan suatu pembangkit listrik.

Tabel 4.3 Hasil Simulasi Potensi Daya Terhadap Dimensi Turbin dan Kecepatan Arus

| Dimensi Turbin<br>(cm) | Kecepatan Arus (m/s) |        |        |         |         |
|------------------------|----------------------|--------|--------|---------|---------|
|                        | 0,5                  | 1,0    | 1,5    | 2       | 2,5     |
| 40 x 40                | 8,3                  | 42,2   | 116,8  | 246,4   | 445,4   |
| 80 x 80                | 30,1                 | 157,7  | 449,4  | 752,5   | 914,0   |
| 160 x 160              | 143,3                | 763,7  | 2126,8 | 4497,4  | 8140,0  |
| 320 x 320              | 347,9                | 1860,3 | 5149,0 | 11481,1 | 22123,4 |
| 640 x 640              | 643,8                | 3447,3 | 9515,8 | 21703,6 | 42864,2 |

$$Y = Y1 + \frac{X - X1}{X2 - X1} \times Y2 - Y1$$

$$Y = 8140 + \frac{280 - 160}{320 - 160} \times 22123,4 - 8140$$

$$Y = 8140 + \frac{120}{160} \times 13983,4$$

$$Y = 8140 + 10488$$

$$Y = 18627,55 \text{ W}$$

Dengan memperimbangkan bahwa pembangkit energi arus laut memiliki losses di turbin maka persamaan untuk perhitungannya dikalikan dengan nilai konstanta performa turbin type H Darrieus straight foil vertical axis sebesar 35 % ( Afian Kashanjanto, Balai Teknologi Hidrodinamika BPPT Surabaya 2017) Sehingga daya listrik output yang dihasilkan generator sebesar 6,52 kW

#### 4.2.5 Menghitung Torsi Turbin

Besarnya nilai torsi yang dihasilkan turbin dapat dilihat di tabel 4.3 dengan variasi 5 ukuran turbin dengan 5 kecepatan arus yang berbeda. Torsi dan energi memiliki dimensi yang sama yaitu dapat ditulis dalam satuan dasar yang sama, tetapi keduanya bukan ukuran dari besaran yang sama. Keduanya berbeda dimana torsi itu adalah besaran vektor yang ditentukan hanya untuk sistem yang dapat diputar. Namun daya, dapat dihitung dari torsi jika kecepatan rotasi diketahui.

Tabel 4.4 Hasil Simulasi Torsi Terhadap Dimensi Turbin dan Kecepatan Arus

| Dimensi Turbin<br>(cm) | Kecepatan Arus (m/s) |        |         |         |         |
|------------------------|----------------------|--------|---------|---------|---------|
|                        | 0,5                  | 1,0    | 1,5     | 2       | 2,5     |
| 40 x 40                | 1,0                  | 3,7    | 8,2     | 14,5    | 22,6    |
| 80 x 80                | 6,9                  | 27,4   | 63,1    | 88,7    | 92,8    |
| 160 x 160              | 64,7                 | 265,1  | 597,3   | 1060,1  | 1653,4  |
| 320 x 320              | 307,7                | 1291,3 | 2891,5  | 5411,6  | 8985,9  |
| 640 x 640              | 1115,1               | 4785,2 | 10685,9 | 20457,0 | 34815,3 |

$$Y = Y1 + \frac{X - X1}{X2 - X1} \times Y2 - Y1$$

$$Y = 1653.4 + \frac{280 - 160}{320 - 160} \times 8985.9 - 1653.4$$

$$Y = 1653.4 + \frac{120}{160} \times 7332.5$$

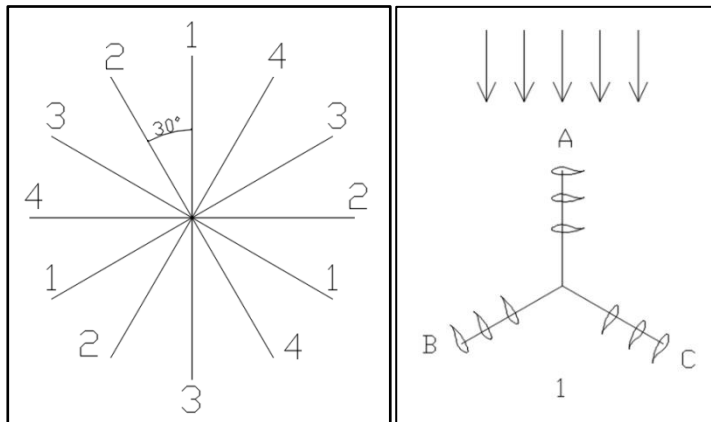
$$Y = 1653.4 + 5499.4$$

$$Y = 7152.775 \text{ Nm}$$

Dari hasil interpolasi didapatkan torsi yang bekerja pada turbin dengan diameter 280 cm sebesar 7152,775 Nm pada saat arus maksimal. Selain menggunakan hasil interpolasi, besarnya nilai torsi dapat dihitung dengan cara membagi antara daya turbin dengan kecepatan sudut turbin tersebut.

### 4.3 Perhitungan Gaya dan Momen Dari Airfoil

Gaya yang bekerja pada airfoil adalah *Drag force* dan *lift force*. Jenis airfoil yang digunakan pada turbin adalah NACA 0018. Pada perhitungan digunakan kecepatan arus tertinggi yaitu sebesar 2,5 m/s. Pada turbin terdapat 3 lengan yang masing-masing memiliki 1 passive foil dan 2 fixed foil. Pada penelitian kali ini akan dihitung gaya dan momen dari tiap lengan dalam 4 posisi putar. Arus diasumsikan seragam dari satu arah



Gambar 4.2. Posisi Putar Lengan Turbin

### 4.3.1 Menghitung Reynold Number

Untuk dapat menentukan nilai dari *coefficient drag* dan *coefficient lift*, kita harus mengetahui *angle of attack* dan Reynold Number. Berikut adalah perhitungan dari Reynold Number:

$$Re = \frac{\rho v_s L}{\mu} = \frac{v_s L}{\nu}$$

Dengan

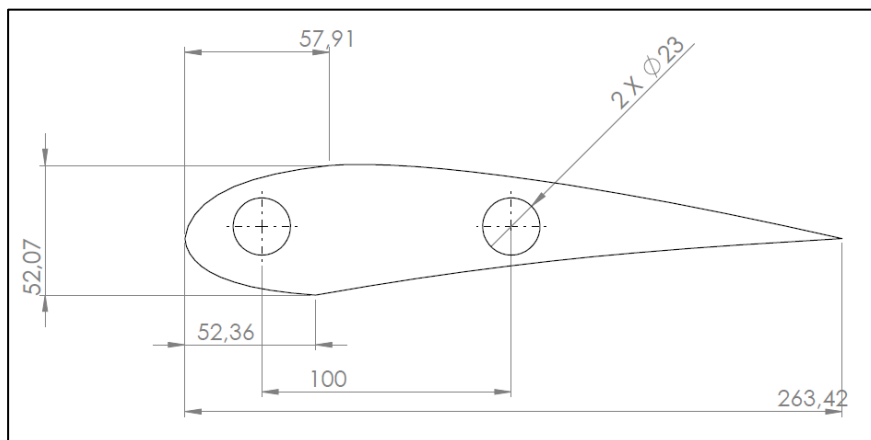
$v_s$ : kecepatan fluida

$L$ : Panjang karakteristik

$\mu$ : viskositas absolut fluida

$\nu$ : viskositas kinematic fluida:  $\nu = \mu/\rho$

$\rho$ : kerapatan (densitas) fluida



Gambar 4.3. Dimensi airfoil

$$v_s = 2.5 \text{ m/s}$$

$$V = 1,138 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s} \text{ (pada suhu } 15^\circ \text{ Celcius)}$$

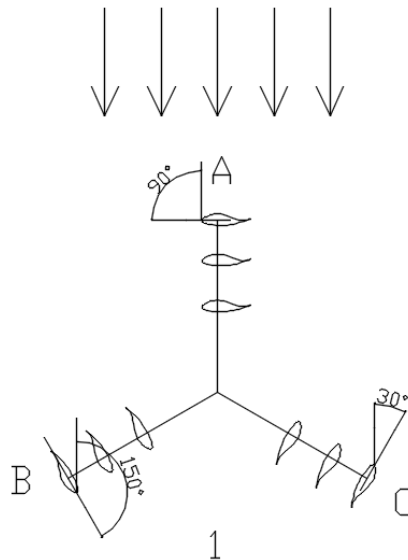
$$L = 0,26 \text{ m}$$

$$Re = \frac{2,5 \cdot 0,26}{1,138 \cdot 10^{-6}}$$

$$Re = 571178$$

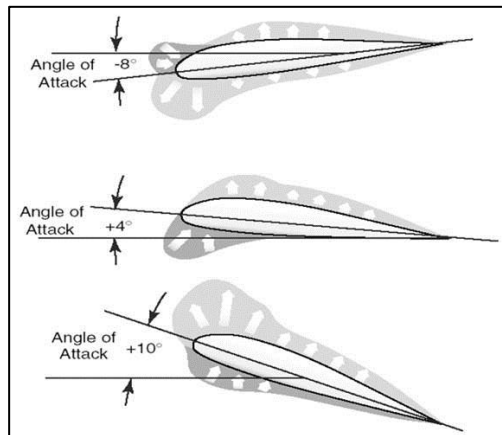
#### 4.3.2 Menghitung Gaya dan Momen Pada Posisi 1

Pada tiap lengan turbin, airfoil memiliki posisi *angle of attack* yang berbeda. Hal ini disebabkan karena arah aliran dianggap dari satu arah namun posisi airfoil di tiap lengan memiliki sudut  $120^\circ$  antar lengan.



**Gambar 4.4** Posisi 1 lengan turbin

Arah angle of attack dianggap positif jika arah aliran berasal dari bawah airfoil sehingga memiliki arah lift force ke atas airfoil atau tegak lurus dengan arah aliran dan. Begitu juga sebaliknya angle of attack dianggap negatif jika arah aliran berasal dari atas airfoil



Gambar 4.5 Arah Angle of Attack

### Lengan A

Pada lengan A didapat *angle of attack* sebesar  $-90^\circ$ . Penentuan nilai  $C_l$  dan  $C_d$  didasarkan pada tabel pada Buku Aerodynamic Characteristic of Seven Symmetrical Airfoil Through 180 degree Angle of Attack for Use in Aerodynamics Analysis of Vertical Axis Wind Turbine

Angel of attack  $90^\circ$

Interpolasi

| Re       | $c_l$ | $c_d$ |
|----------|-------|-------|
| 360000   | 0.9   | 1.8   |
| 571177.5 | 0.9   | 1.8   |
| 700000   | 0.9   | 1.8   |

Angel of Attack  $-90^\circ$

$$c_d = -0.9$$

$$c_l = -1,8$$

### Passive foil

$$P = 2,617 \text{ m}$$

$$L = 0,263 \text{ m}$$

$$A = P \times L$$

$$A = 0,688271 \text{ m}^2$$

$$\rho = 1,025 \text{ kg/m}^3$$

$$v = 2,5 \text{ m/s}$$

$$F_d = \frac{C_D \cdot \rho \cdot v^2 \cdot A}{2}$$



$$Fd = \frac{-1,8 \cdot 1,025 \cdot 2,5^2 \cdot 0,688271}{2}$$

$$Fd = -3,96831 \text{ N}$$

$$FI = \frac{cl \cdot \rho \cdot v^2 \cdot A}{2}$$

$$FI = \frac{-1,8 \cdot 1,025 \cdot 2,5^2 \cdot 0,688271}{2}$$

$$FI = -1,98416 \text{ N}$$

$$RF = \sqrt{(FD^2 + FI^2)}$$

$$RF = \sqrt{((-3,96831)^2 + (-1,98416 \text{ N})^2)}$$

$$RF = 4,436708 \text{ N}$$

### Fixed Foil

$$cd = -1,8$$

$$cl = -0,9$$

$$P = 2,7 \text{ m}$$

$$L = 0,263 \text{ m}$$

$$A = P \cdot L$$

$$A = 0,7101 \text{ m}^2$$

$$\rho = 1,025 \text{ kg/m}^3$$

$$v = 2,5 \text{ m/s}$$

$$FD = \frac{CD \cdot \rho \cdot v^2 \cdot A}{2}$$

$$FD = \frac{-1,8 \cdot 1,025 \cdot 2,5^2 \cdot 0,7101}{2}$$

$$FD = -4,09417 \text{ N}$$

$$FI = \frac{cl \cdot \rho \cdot v^2 \cdot A}{2}$$

$$FI = \frac{-0,9 \cdot 1,025 \cdot 2,5^2 \cdot 0,7101}{2}$$

$$FI = -2,04709 \text{ N}$$

$$RF = \sqrt{(FD^2 + FI^2)}$$

$$RF = \sqrt{((-2,15606)^2 + (-4,31211)^2)}$$



$$\Sigma M = M1 + M2 + M3$$

$$\Sigma M = 5,066721 + 3,396447 + 1,565478$$

$$\Sigma M = 10,02865 \text{ Nm}$$

### Lengan B

Pada lengan B didapat *angle of attack* sebesar  $150^\circ$ . Penentuan nilai  $C_l$  dan  $C_d$  didasarkan pada tabel pada Buku Aerodynamic Characteristic of Seven Symetrical Airfoil Through 180 degree Angle of Attack for Use in Aerodynamics Analysis of Vertical Axis Wind Turbine

Angel of Attack  $150^\circ$

$$c_d = 0,575$$

$$c_l = -0,77$$

Interpolasi

| Re     | $c_l$ | $c_d$ |
|--------|-------|-------|
| 360000 | -0,77 | 0,575 |
| 571178 | -0,77 | 0,575 |
| 700000 | -0,77 | 0,575 |

### Passive foil

$$P = 2,617 \text{ m}$$

$$L = 0,263 \text{ m}$$

$$A = P \times L$$

$$A = 0,688271 \text{ m}^2$$

$$\rho = 1,025 \text{ kg/m}^3$$

$$v = 2,5 \text{ m/s}$$

$$FD = \frac{CD \cdot \rho \cdot v^2 \cdot A}{2}$$

$$FD = \frac{0,575 \cdot 1,025 \cdot 2,5^2 \cdot 0,688271}{2}$$

$$FD = 1,267655 \text{ N}$$

$$FI = \frac{cl \cdot \rho \cdot v^2 \cdot A}{2}$$

$$FI = \frac{-0,77 \cdot 1,025 \cdot 2,5^2 \cdot 0,688271}{2}$$

$$FI = -1,69756 \text{ N}$$

$$RF = \sqrt{(FD^2 + FI^2)}$$

$$RF = \sqrt{((1,267655)^2 + (-1,69756)^2)}$$

$$RF = 2,118643 \text{ N}$$

Fixed Foil

$$cd = 0,575$$

$$cl = -0,77$$

$$P = 2,7 \text{ m}$$

$$L = 0,263 \text{ m}$$

$$A = P \times L$$

$$A = 0,7101 \text{ m}^2$$

$$\rho = 1,025 \text{ kg/m}^3$$

$$v = 2,5 \text{ m/s}$$

$$FD = \frac{CD \cdot \rho \cdot v^2 \cdot A}{2}$$

$$FD = \frac{0,575 \cdot 1,025 \cdot 2,5^2 \cdot 0,7101}{2}$$

$$FD = 1,30786 \text{ N}$$

$$FI = \frac{cl \cdot \rho \cdot v^2 \cdot A}{2}$$

$$FI = \frac{-0,77 \cdot 1,025 \cdot 2,5^2 \cdot 0,7101}{2}$$

$$FI = -1,7514 \text{ N}$$

$$RF = \sqrt{(FD^2 + FI^2)}$$

$$RF = \sqrt{((1,30786)^2 + (-1,7514)^2)}$$

$$RF = 2,185837 \text{ N}$$

$\Sigma F = F \text{ Passive foil} + 2 F \text{ fixed foil}$

$$\Sigma F = 2,118643 + (2 \times 2,185837)$$

$$\Sigma F = 6,490316 \text{ N}$$

$$M = F \cdot S$$

$$M1 = F \text{ Passive Foil} \times S$$

$$F = 2,118643 \text{ N}$$

$$S = 1,142 \text{ m}$$

$$M1 = 2,1992 \times 1,142$$

$$M1 = 2,41949 \text{ Nm}$$

$$M2 = F \text{ Fixed Foil} \times S$$

$$F = 2,185837 \text{ N}$$

$$S = 0,742 \text{ m}$$

$$M2 = 2,185837 \times 0,742$$

$$M2 = 1,621891 \text{ Nm}$$

$$M3 = F \text{ Fixed Foil} \times S$$

$$F = 2,185837 \text{ N}$$

$$S = 0,342 \text{ m}$$

$$M3 = 2,185837 \times 0,342$$

$$M3 = 0,747556 \text{ Nm}$$

$$\Sigma M = M1 + M2 + M3$$

$$\Sigma M = 2,41949 + 1,621891 + 0,747556$$

$$\Sigma M = 4,788937 \text{ Nm}$$

### Lengan C

Pada lengan C didapat *angle of attack* sebesar  $30^\circ$ . Penentuan nilai  $C_l$  dan  $C_d$  didasarkan pada tabel pada Buku Aerodynamic Characteristic of Seven Symmetrical Airfoil Through 180 degree Angle of Attack for Use in Aerodynamics Analysis of Vertical Axis Wind Turbine

Angel of Attack  $30^\circ$

$$c_d = 0,57$$

$$c_l = 0,855$$

Interpolasi

| Re     | $c_l$ | $c_d$ |
|--------|-------|-------|
| 360000 | 0,855 | 0,57  |
| 571178 | 0,855 | 0,57  |
| 700000 | 0,855 | 0,57  |

Passive foil

$$P = 2,617 \text{ m}$$

$$L = 0,263 \text{ m}$$

$$A = P \times L$$

$$A = 0,688271 \text{ m}^2$$

$$\rho = 1,025 \text{ kg/m}^3$$

$$v = 2,5 \text{ m/s}$$

$$FD = \frac{CD \cdot \rho \cdot v^2 \cdot A}{2}$$

$$FD = \frac{0,57 \cdot 1,025 \cdot 2,5^2 \cdot 0,688271}{2}$$

$$FD = 1,256632 \text{ N}$$

$$FI = \frac{cl \cdot \rho \cdot v^2 \cdot A}{2}$$

$$FI = \frac{0,855 \cdot 1,025 \cdot 2,5^2 \cdot 0,688271}{2}$$

$$FI = 1,884948 \text{ N}$$

$$RF = \sqrt{(FD^2 + FI^2)}$$

$$RF = \sqrt{((1,256632)^2 + (1,884948)^2)}$$

$$RF = 2,265426 \text{ N}$$

Fixed Foil

$$cd = 0,57$$

$$cl = 0,855$$

$$P = 2,7 \text{ m}$$

$$L = 0,263 \text{ m}$$

$$A = P \times L$$

$$A = 0,7101 \text{ m}^2$$

$$\rho = 1,025 \text{ kg/m}^3$$

$$v = 2,5 \text{ m/s}$$

$$FD = \frac{CD \cdot \rho \cdot v^2 \cdot A}{2}$$

$$FD = \frac{0,57 \cdot 1,025 \cdot 2,5^2 \cdot 0,7101}{2}$$

$$FD = 1,296487 \text{ N}$$

$$FI = \frac{cl \cdot \rho \cdot v^2 \cdot A}{2}$$

$$FI = \frac{0,855 \cdot 1,025 \cdot 2,5^2 \cdot 0,7101}{2}$$

$$FI = 1,944731 \text{ N}$$

$$RF = \sqrt{(FD^2 + FI^2)}$$

$$RF = \sqrt{((1,296487)^2 + (1,944731)^2)}$$

$$RF = 2,337276 \text{ N}$$

$$\Sigma F = F \text{ Passive foil} + 2 F \text{ fixed foil}$$

$$\Sigma F = 2,265426 + (2 \times 2,337276)$$

$$\Sigma F = 6,939977 \text{ N}$$

$$M = F \cdot S$$

$$M1 = F \text{ Passive Foil} \times S$$

$$F = 2,265426 \text{ N}$$

$$S = 1,142 \text{ m}$$

$$M1 = 2,265426 \times 1,142$$

$$M1 = 2,587117 \text{ Nm}$$

$$M2 = F \text{ Fixed Foil} \times S$$

$$F = 2,337276 \text{ N}$$

$$S = 0,742 \text{ m}$$

$$M2 = 2,337276 \times 0,742$$

$$M2 = 1,734259 \text{ Nm}$$

$$M3 = F \text{ Fixed Foil} \times S$$

$$F = 2,337276 \text{ N}$$

$$S = 0,342 \text{ m}$$

$$M3 = 2,337276 \times 0,342$$

$$M3 = 0,799348 \text{ Nm}$$

$$\Sigma M = M1 + M2 + M3$$

$$\Sigma M = 2,587117 + 1,734259 + 0,799348$$

$$\Sigma M = 5,120723 \text{ Nm}$$

$$\text{Total Momen Posisi 1} = \Sigma MA + \Sigma MB + \Sigma MC$$

$$\text{Total Momen Posisi 1} = 10,02865 + 4,788937 + 5,120723$$

$$\text{Total Momen Posisi 1} = 19,93831 \text{ Nm}$$

### 4.3.3 Hasil Perhitungan Gaya dan Momen Pada Semua Posisi Lengan

Dengan menggunakan metode yang sama pada setiap lengan turbin di keempat posisi, didapatkan hasil perhitungan gaya dan momen sebagai berikut :

Tabel 4.5 Total Resultan Force dan Moment Posisi 1

|          | $\Sigma RF$ (N) | $\Sigma M$ (Nm) |
|----------|-----------------|-----------------|
| lengan A | 13,59155        | 10,02865        |
| lengan B | 6,490316        | 4,788937        |
| lengan C | 6,939977        | 5,120723        |
| Total    | 27,02184        | 19,93831        |

Tabel 4.6 Total Resultan Force dan Moment Posisi 2

|          | $\Sigma RF$ (N) | $\Sigma M$ (Nm) |
|----------|-----------------|-----------------|
| lengan A | 10,87979        | 8,027752        |
| lengan B | 10,87979        | 8,027752        |
| lengan C | 0,121598        | 0,089722        |
| Total    | 21,88119        | 16,14523        |

Tabel 4.7. Total Resultan Force dan Moment Posisi 3

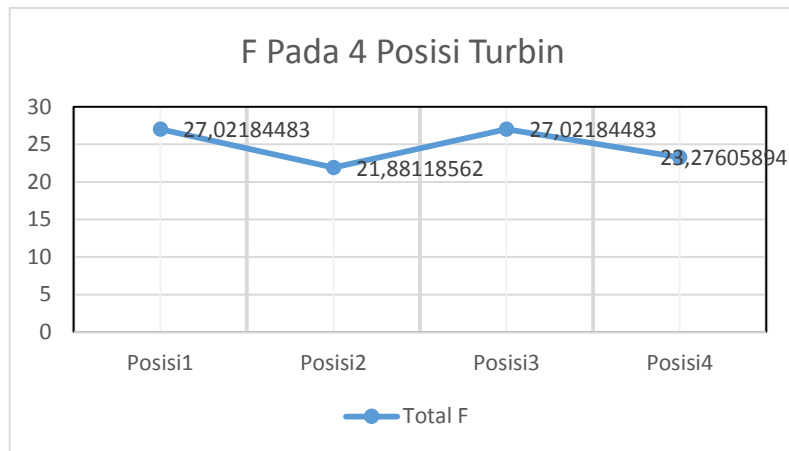
|          | $\Sigma RF$ (N) | $\Sigma M$ (Nm) |
|----------|-----------------|-----------------|
| lengan A | 6,490316        | 4,788937        |
| lengan B | 13,59155        | 10,02865        |
| lengan C | 6,939977        | 5,120723        |
| Total    | 27,02184        | 19,93831        |

Tabel 4.8 Total Resultan Force dan Moment Posisi 4

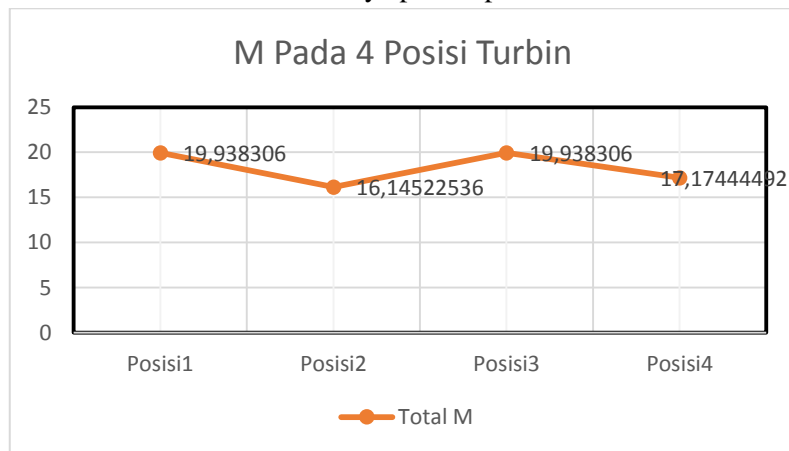
|          | $\Sigma RF$ (N) | $\Sigma M$ (Nm) |
|----------|-----------------|-----------------|
| lengan A | 0,168842        | 0,124582        |
| lengan B | 11,55361        | 8,524932        |
| lengan C | 11,55361        | 8,524932        |
| Total    | 23,27606        | 17,17444        |

Dari hasil yang diperoleh, dapat diketahui total gaya terbesar terdapat pada posisi 1 dan 3 sebesar 27,02184 N. Begitu juga moment terbesar terdapat pada posisi 1 dan 3 sebesar Nm.





Gambar 4.7. Gaya pada 4 posisi turbin



Gambar 4.8. moment pada 4 posisi turbin

Untuk Mengetahui total gaya dan momen yang dihasilkan turbin dalam satu kali putaran, diperlukan data gaya dan momen pada setiap derajat putaran turbin. Dari perhitungan yang telah dilakukan adalah tiap  $30^\circ$ . Maka akan digunakan perhitungan dengan deret aritmatika untuk menghitung tiap sudut dari putaran turbin

Tabel 4.9. Gaya dan moment tiap posisi putaran

|         | Total F (N) | Total M (Nm) |
|---------|-------------|--------------|
| Posisi1 | 27,02184    | 19,93831     |
| Posisi2 | 21,88119    | 16,14523     |
| Posisi3 | 27,02184    | 19,93831     |
| Posisi4 | 23,27606    | 17,17444     |

Perhitungan jumlah gaya tiap sudut dengan deret aritmatika pada posisi 1 dan 2

$$S_n = \frac{n}{2}(2a + (n - 1)b)$$

$$n = 30$$

$$a = 27,02184 \text{ (F pada posisi1)}$$

$$b = (F_{\text{posisi1}} - F_{\text{posisi2}})/30$$

$$b = (21,88119 - 21,88119)/30$$

$$b = -0,17136$$

$$S_n = \frac{30}{2}(2 \times 27,02184 + (30 - 1)(-0,17136))$$

$$S_n = 730,9751 \text{ N}$$

Metode perhitungan yang sama dilakukan pada posisi 2-3 dan 3-4. Begitu juga untuk menghitung total momen. Dari perhitungan yang telah dilakukan, didapat hasil sebagai berikut :

Tabe 4.10. Jumlah gaya tiap sudut

|    | F pos 1-2 | F pos 2-3 | F pos 3-4 | total    |
|----|-----------|-----------|-----------|----------|
| Sn | 730,9751  | 730,9751  | 756,3414  | 2218,292 |

Dari total yang tertera pada tabel merupakan putaran sebesar 120°. Diperlukan 360° putaran untuk mengetahui output dari turbin.

$$F_{\text{turbin}} = 2218,292 \times \frac{360}{120}$$

$$F_{\text{turbin}} = 6654,875 \text{ N}$$

Tabel 4.11. Jumlah moment tiap sudut

|    | M pos 1-2 | M pos 2-3 | M pos 3-4 | total    |
|----|-----------|-----------|-----------|----------|
| Sn | 543,1495  | 539,3564  | 558,0732  | 1640,579 |

$$M_{\text{turbin}} = 1640,579 \times \frac{360}{120}$$

$$M_{\text{turbin}} = 4921,737 \text{ Nm}$$

Perlu diketahui terdapat perbedaan hasil gaya dan moment jika membandingkan hasil dari metode simulasi dengan metode experimental yang telah dilakukan. Dari interpolasi data experimental didapat torsi sebesar 7152.775 Nm sedangkan dari perhitungan analitis sebesar 4921,737 Nm. Perhitungan analitis pada penelitian kali ini berguna untuk mengetahui gaya yang akan digunakan untuk beban rotasi poros yang akan diterima bearing.

#### 4.4 Perhitungan Berat Komponen Mekanik

Data turbin yang digunakan jenis turbin vertical aksis tipe H-Darrieus dimana turbin ini memiliki kelebihan ya itu sumbu rotasinya yang tegak lurus terhadap arah aliran fluida, dari manapun arah fluida akan tetap dapat menjalankan turbin sesuai dengan fungsinya. Turbin ini memiliki berat sebesar 1302,20 kg dan Berikut adalah data spesifikasi teknis dari turbin kapasitas 5 kW:

a) Type : Darrieus straight foil

b) Foil :

- Type : NACA 0018
- Chord : 263 mm
- Span : 52 mm
- N foil : 9
- Mechanism : combined passive - fix pitch
- Aspect Ratio : 8
- Material : CRP (Carbon Reinforced Plastic )

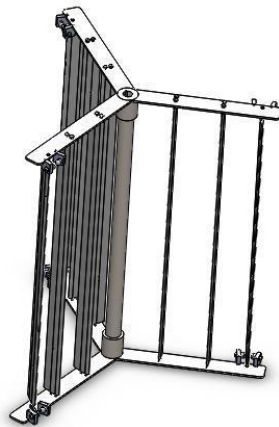
c) Arm :

- Diameter : 2800 mm
- Material : AISI 4340

d) Shaft :

- Diameter : 60 mm
- Material : AISI 4340

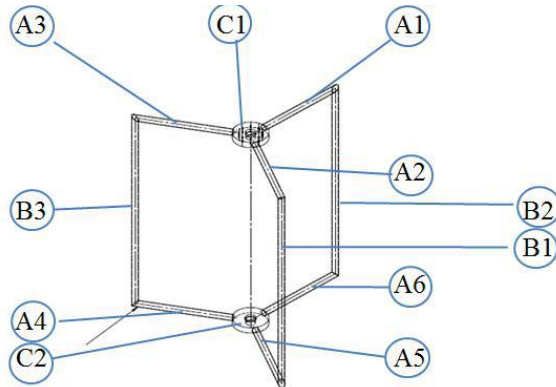
Dari spesifikasi diatas berikut adalah model dari turbin seperti dibawah ini:



Gambar 4.9 Model turbin vertical aksis tipe Darrieus cascade-foil

Untuk menghitung berat komponen turbin beserta porosnya dapat dilakukan dengan cara memecah turbin menjadi part-part sehingga dapat dihitung berdasarkan volume dari part tersebut dan massa jenis dari part tersebut.

### a. Perhitungan Berat Poros Turbin Dan Frame Turbin



Gambar 4.10 Poros Turbin Dan Frame Turbin

Pada gambar diatas terdapat 3 tipe bagian dan dimana setiap bagian tipe memiliki ukuran yang sama dapat dilihat sebagai berikut: “Tipe A” Bagian A1,A2,A3,A4,A5,A6 “Tipe B” Bagian B1,B2,B3 dan “tipe C” Bagian C1,C2

- Perhitungan berat Pada Bagian A

Pada bagian A berbentuk silinder dan dimana terdiri dari 6 bagian yang dimana bagian-bagian yang memiliki ukuran dimensi yang sama dimana ukuran dimensi itu sebagai berikut:

Ukuran Dimensi Bagian A

r luar : 30 mm

r dalam : 24 mm

Panjang : 1301 mm

density Material AISI 4340 : 7850 kg/m<sup>3</sup>

$$A1 = ((\pi \times r^2) - (\pi \times r^2)) \times L \times \text{density}$$

$$A1 = (3.14 \times (0.03^2) - (3.14 \times (0.024^2))) \times 1.301 \times 7850$$

$$A1 = 10,39015 \text{ kg}$$

Untuk mencari berat Atotal maka harus diketahui masing-masing berat dari bagian tersebut, dan dimana kita mengetahui berat dari A1 sudah mewakili perhitungan yang lain dikarenakan ukuran yang sama dimana A1=A2=A3=A4=A5=A6 maka Atotal dapat di hitung sebagai berikut:

$$A \text{ total} = A1 + A2 + A3 + A4 + A5 + A6$$

$$A \text{ total} = 62,34087 \text{ kg}$$

- Perhitungan berat pada bagian B

Pada tipe B ini berbentuk silinder juga terdiri dari 3 bagian yang dimana bagian-bagian tersebut yang memiliki ukuran dimensi yang sama dimana ukuran dimensi itu sebagai berikut:

Ukuran Dimensi Bagian B

r luar : 30 mm

r dalam : 24 mm

panjang : 2948 mm

density Material AISI 4340 : 7850 kg/m<sup>3</sup>

$$B1 = ((\pi \times r^2) - (\pi \times r^2)) \times L \times \text{density}$$

$$B1 = (3.14 \times (0.03^2)) - (3.14 \times (0.024^2)) \times 2.948 \times 7850$$

$$B1 = 23,54354 \text{ kg}$$

Untuk mencari berat Btotal maka harus diketahui berat masing-masing bagian, dikarenakan ukuran yang sama dilakukan perhitungan pada B1 dan dimana cukup untuk mewakili yang lain karena berat dari B1=B2=B3 maka Btotal dapat di hitung sebagai berikut:

$$B \text{ total} = B1 + B2 + B3$$

$$B \text{ total} = 70,63062 \text{ kg}$$

- Perhitungan berat pada bagian C

Pada tipe C ini berbentuk silinder juga terdiri dari 3 bagian yang dimana bagian-bagian tersebut yang memiliki ukuran dimensi yang sama dimana ukuran dimensi itu sebagai berikut:

Ukuran Dimensi Bagian C

r luar : 200 mm

r dalam : 55 mm

tebal : 100 mm

density Material AISI 4340 : 7850 kg/m<sup>3</sup>

$$C1 = ((\pi \times r^2) - (\pi \times r^2)) \times L \times \text{density}$$

$$C1 = ((3.14 \times (0.2^2)) - (3.14 \times (0.055^2))) \times 0.1 \times 7850$$

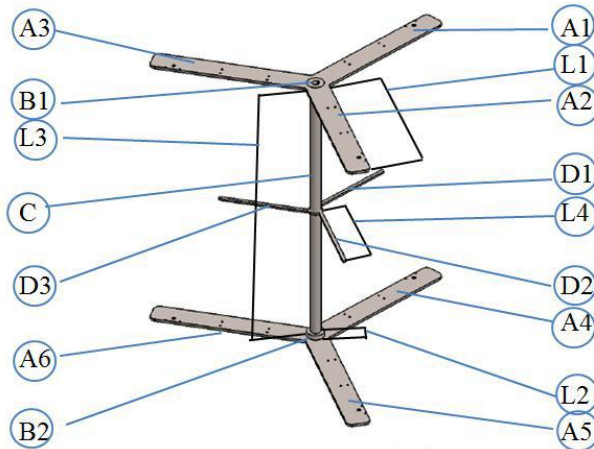
$$C1 = 91,13968 \text{ kg}$$

Untuk mencari berat  $C_{total}$  maka harus diketahui berat masing-masing bagian, dan dimana kita mengetahui berat dari  $C_1 = C_2$  maka  $C_{total}$  dapat di hitung sebagai berikut:

$$C_{total} = C_1 + C_2$$

$$C_{total} = 182,2794 \text{ kg}$$

### b. Perhitungan Berat Arm Turbine Dan Poros Transmisi



Gambar 4.11 Arm Turbine Dan Poros Transmisi

- Perhitungan berat pada bagian A

Berikut adalah ukuran dimensi dari Arm Turbine Dan Poros Transmisi pada bagian A. pada bagian ini diasumsikan dengan persegi panjang. Berikut adalah ukurannya :

Ukuran Dimensi Bagian A

Lebar : 200 mm

Panjang: 1290 mm

Tebal : 25 mm

density Material AISI 4340 :  $7850 \text{ kg/m}^3$

$$A_1 = (P \times L) \times T \times \text{density}$$

$$A_1 = (0.2 \times 1.29) \times 0.025 \times 7850$$

$$A_1 = 50,6325 \text{ kg}$$

$$A_1 = A_2 = A_3 = A_4 = A_5 = A_6$$

$$A_{total} = A_1 + A_2 + A_3 + A_4 + A_5 + A_6$$

$$A_{total} = 303,795 \text{ kg}$$

- Perhitungan berat pada bagian B

Berikut adalah ukuran dimensi dari Arm Turbine Dan Poros Transmisi pada bagian B. disini berbentuk silinder berikut adalah ukurannya.

Ukuran Dimensi Bagian B

r luar : 75 mm

r dalam : 45 mm

Panjang: 140 mm

density Material AISI 4340 : 7850 kg/m<sup>3</sup>

$B1 = ((\pi \times r^2) - (\pi \times r^2)) \times L \times \text{density}$

$B1 = (3.14 \times (0.075^2) - (3.14 \times (0.045^2)) \times 0.14 \times 7850$

$B1 = 12,4231 \text{ kg}$

Untuk mencari berat B total maka harus diketahui berat masing-masing bagian, dikarnakan ukuran yang sama dilakukan perhitungan pada B1 dan dimana cukup untuk mewakili yang lain karena berat dari B1=B2=B3 maka B total dapat di hitung sebagai berikut:

$B1=B2=B3$

$B \text{ total} = B1+B2+B3$

$B \text{ total} = 37,26929 \text{ kg}$

- Perhitungan berat pada bagian C

Berikut adalah ukuran dimensi dari Arm Turbine Dan Poros Transmisi pada bagian C. disini berbentuk silinder berikut adalah ukuran utamanya.

Ukuran Dimensi Bagian C

r luar : 45 mm

r dalam : 30 mm

Panjang : 1650 mm

density Material AISI 4340 : 7850 kg/m<sup>3</sup>

$C1 = ((\pi \times r^2) - (\pi \times r^2)) \times L \times \text{density}$

$C1 = (3.14 \times (0.045^2) - (3.14 \times (0.03^2)) \times 1.65 \times 7850$

$C1 = 45,755 \text{ kg}$

Untuk mencari berat C total maka harus diketahui berat masing-masing bagian, dikarnakan ukuran yang sama dilakukan perhitungan pada C1 dan dimana cukup untuk mewakili yang lain karena berat dari C1=C2 maka C total dapat di hitung sebagai berikut:

$C1 = C2$

$C \text{ total} = C1 + C2$

$C \text{ total} = 91,509 \text{ kg}$

- Perhitungan berat pada bagian D

Berikut adalah ukuran dimensi dari Arm Turbine Dan Poros Transmisi pada bagian D. disini berbentuk persegi beritut adalah ukuran utamanya.

Ukuran Dimensi Bagian D

Lebar : 20 mm

Panjang: 773 mm

Tebal : 20 mm

density Material AISI 4340 : 7850 kg/m<sup>3</sup>

$$D1 = (P \times L) \times T \times \text{density}$$

$$D1 = (0.02 \times 0.73) \times 0.02 \times 7850$$

$$D1 = 2,4272 \text{ kg}$$

Untuk mencari berat  $D_{\text{total}}$  maka harus diketahui masing-masing berat dari bagian tersebut, dan dimana kita mengetahui berat dari D1 sudah mewakili perhitungan yang lain dikarenakan ukuran yang sama dimana  $D1=D2=D3$  maka  $A_{\text{total}}$  dapat di hitung sebagai berikut:

$$D1=D2=D3$$

$$D \text{ total} = D1+D2+D3$$

$$D \text{ total} = 7,2817 \text{ kg}$$

### c. Perhitungan Berat Aktif Foil Turbin

Pada Aktif Foil Turbin ini merupakan blade dari turbin dan dimana blade ini pada perhitungan diasumsikan persedi panjang .



Gambar 4.12 Aktif Foil Turbin



- Perhitungan berat Aktif Foil Turbin

Berikut adalah ukuran dimensi dari Aktif Foil Turbin

Panjang (P) : 2700 mm

Tinggi (t) : 200 mm

Tebal (L) : 35 mm

$AFT = (P \times t) \times L \times \text{density}$

$AFT = (2.7 \times 0.02) \times 0.035 \times 2700$

$AFT = 51,03 \text{ kg}$

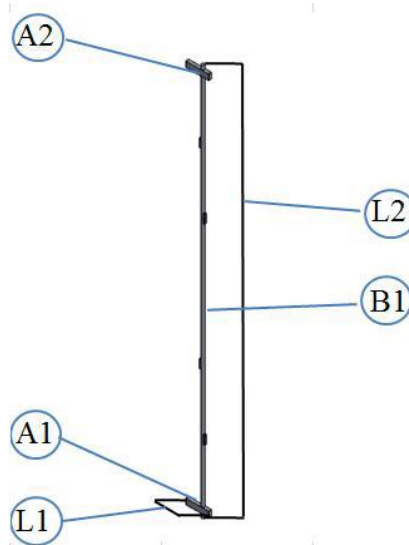
Terdapat 9 buah Aktif Foil Turbin. Jadi berat Aktif Foil Turbin keseluruhan adalah :

$AFT_{\text{total}} = 9 \times 51,03$

$AFT_{\text{total}} = 492,27 \text{ kg}$

#### d. Perhitungan Berat Poros Aktif Foil

Pada poros aktif foil ini disini dalam melakukan perhitungan dibagi menjadi 2 bagian yang dimana bagian A yang berbentuk persegi panjang dan bagaian B yang berbentuk silinder .



Gambar 4.13 Poros Aktif Foil

- Perhitungan berat pada bagian A

berikut adalah ukuran dimensi dari Poros Aktif Foil bagian A

tinggi : 40 mm

tebal : 20 mm

panjang: 160 mm

$A1 = (P \times t) \times L \times \text{density}$

$$A1 = (0.04 \times 0.02) \times 0.016 \times 7850$$

$$A1 = 1,0048 \text{ kg}$$

Jika  $A1=A2$

$$A_{\text{total}} = A1+A2$$

$$A_{\text{total}} = 2,0096 \text{ kg}$$

- Perhitungan berat pada bagian B berikut adalah ukuran dimensi dari Poros Aktif Foil bagian B  
radius : 10 mm  
panjang : 2770 mm  
density Material AISI 4340 7850 kg/m<sup>3</sup>  
 $B1 = (\pi \times R^2) \times L \times \text{density}$   
 $B1 = (3.14 \times 0.01^2) \times 2.77 \times 7850$   
 $B1 = 6,827773 \text{ kg}$

#### e. Perhitungan Berat Poros Turbin

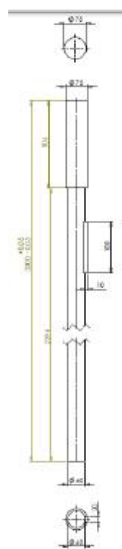
Pada bagian poros turbin ini memiliki dua tipe diameter yang berbeda, namun pada perhitungan akan diasumsikan menggunakan diameter terbesar dengan panjang keseluruhan.

Berikut adalah dimensi ukuran dari Poros Turbin .

radius : 30 mm

Panjang: 3300 mm

density Material AISI 4340: 7850 kg/m<sup>3</sup>



Gambar 4.14 Poros Turbin

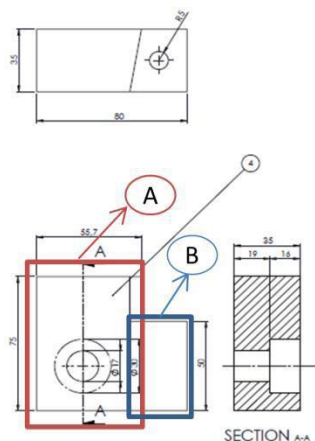
$$PT = (\pi \times r^2) \times L \times \text{density}$$

$$PT = (3.14 \times 0.03^2) \times 3.3 \times 7850$$

$$PT = 73,20753 \text{ kg}$$

#### f. Perhitungan Berat Stopper Aktif Foil

Pada Stopper Aktif Foil ini diasumsikan solida dan di bagi menjadi 2 bagian pesegi panjang , berikut adalah gambar beserta perhitunganya.



Gambar 4.16 Stopper Aktif Foil

- Perhitungan berat pada bagian A

Ukuran dimensi untuk bagian A sebagai berikut

Panjang: 0,08 m

Tebal : 0,03 m

Tinggi : 0,05 m.

$$A1 = (P \times t) \times L \times \text{density}$$

$$A1 = (0.08 \times 0.05) \times 0.03 \times 7850$$

$$A1 = 0,942 \text{ kg}$$

- Perhitungan berat pada bagian B

Panjang: 0,056 m

Tebal : 0,03 m

Tinggi : 0,075 m.

$$B1 = (P \times t) \times L \times \text{density}$$

$$B1 = (0.056 \times 0.075) \times 0.03 \times 7850$$

$$B1 = 0,98380125 \text{ kg}$$

Jadi dari hasil perhitungan diatas didapatkan berat total keseluruhan dari turbin beserta poros adalah sebagai berikut:

**Berat total = 1302,20 kg → 12770,21 N**

#### 4.5 Pemilihan Bearing

Pemilihan bearing didasarkan pada kebutuhan sistem perporosan dan kondisi yang ada, baik dari segi beban dan lingkungan. Pada kondisi Pembangkit listrik tenaga arus laut, didapat beban aksial yang sangat besar yang didapat dari berat turbin. Beban aksial tersebut didapat dari pengurangan dari total berat turbin dengan gaya angkat air. Pada penelitian kali ini akan dihitung umur bearing dari *hybrid bearing* yang dijual di pasaran dan *cylindrical roller thrust bearing* lalu akan dibandingkan ketahanan umurnya. *Hybrid bearing* dicoba karena menggunakan material keramik yang anti korosi dan mampu menggunakan pelumasan air pada kondisi tertentu.

##### 4.5.1 Menghitung Beban Aksial

Beban aksial adalah beban yang searah dengan sumbu poros. Pada kondisi turbin vertikal, berat dari turbin sendiri lah yang mempengaruhi beban aksial bearing

$$\begin{aligned} \text{Total berat turbin} &= 1302,2 \text{ kg} \\ &= 12769,37 \text{ N} \\ \rho \text{ AISI 4340} &= 7850 \text{ kg/m}^3 \end{aligned}$$

Dari total berat turbin dan masa jenis dari material turbin AISI 4340, dapat dihitung volume total turbin sebagai berikut :

$$V = \frac{W}{\rho}$$

$$V = \frac{1302,2}{7850} = 0,165885 \text{ m}^3$$

Untuk menghitung gaya angkat air dapat dihitung dengan rumus dari Hukum Archimedes sebagai berikut :

$$B = \rho \cdot g \cdot V$$

$$B = 1,025 \cdot 9,81 \cdot 0,165885$$

$$B = 1,668019 \text{ N}$$

$$F_{\text{aksial}} = W - B$$

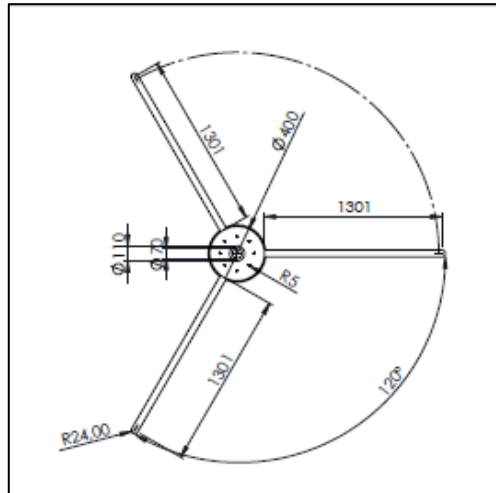
$$F_{\text{aksial}} = 12769,37 - 1,668019$$

$$F_{\text{aksial}} = 12767,71 \text{ N}$$

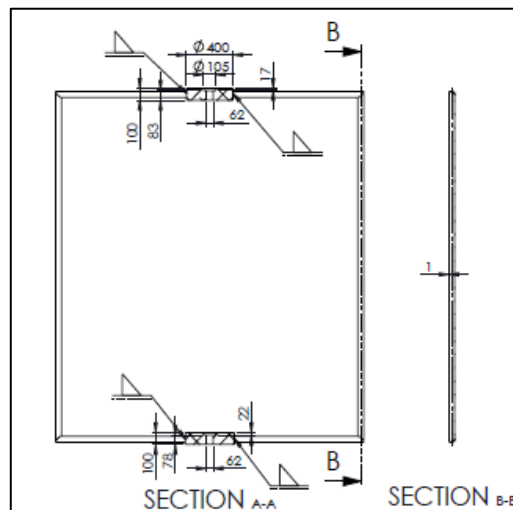
##### 4.5.2 Pemilihan Jenis Bearing

Pada kondisi dengan beban aksial yang besar, dapat digunakan *thrust bearing*. *Thrust bearing* adalah bearing yang didesain untuk menahan beban aksial yang paralel dengan sumbu poros. Pada penelitian kali ini menggunakan *cylindrical roller thrust bearing*, yang merupakan *anti-friction bearing*. Pemilihan ini dilakukan untuk mengurangi gesekan antara poros dan bearing yang dapat mengurangi RPM dari turbin ke generator. Pemilihan Bearing juga harus disesuaikan dengan rumahan/blok bearing tempat bearing bertumpu dan diameter dari poros yang akan ditanggung. Pada

turbin vertikal, bearing bertumpu pada frame turbin. Selain menghitung umur dari *cylindrical roller thrust bearing*, akan dihitung juga *Hybrid bearing* karena menggunakan material keramik yang anti korosi dan mampu menggunakan pelumasan air pada kondisi tertentu.



Gambar 4.17 Frame turbin pandangan atas

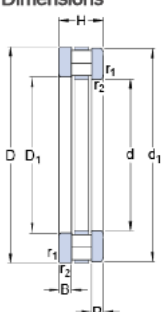


Gambar 4.18. Frame turbin pandangan samping

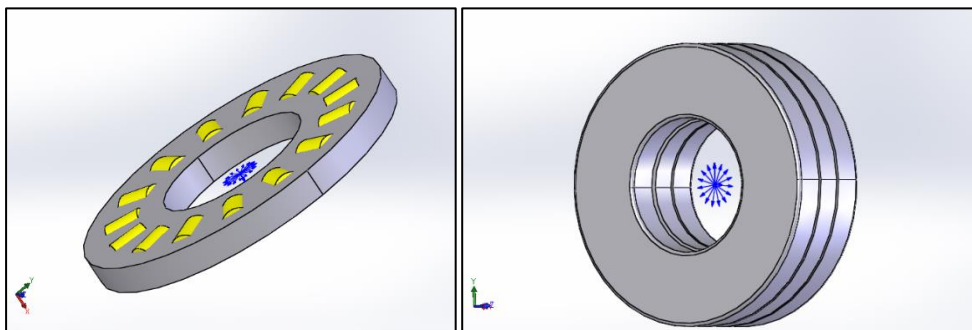
Dapat diketahui dimensi dari blok bearing sebagai berikut:

|                             |          |
|-----------------------------|----------|
| Diameter dalam blok bearing | : 110 mm |
| Diameter luar blok bearing  | : 400 mm |
| Diameter poros              | : 60 mm  |
| Tinggi blok bearing         | : 100 mm |

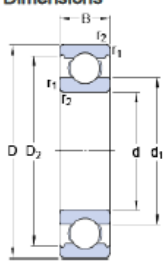
Untuk bearing yang dipilih adalah *cylindrical roller thrust bearing* SKF 89312 TN dan *hybrid deep groove ball bearing* SKF 6312/HC5C3 dengan spesifikasi sebagai berikut:

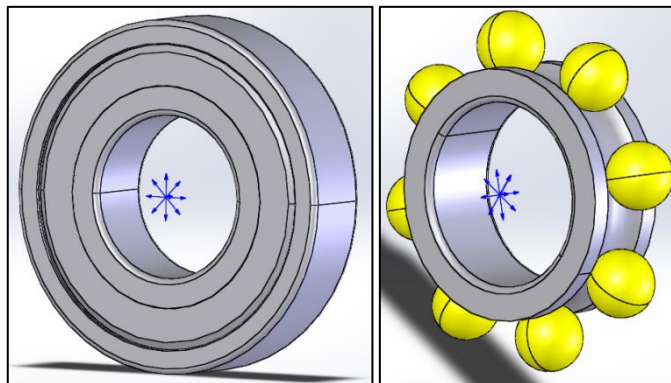
| SKF   |           |          |       |
|---|-----------|----------|-------|
| <b>89312 TN</b>   |           |          |       |
| <b>Dimensions</b>   |           |          |       |
|  | $d$       | 60       | mm    |
|   | $D$       | 110      | mm    |
|   | $H$       | 30       | mm    |
|   | $d_1$     | 110      | mm    |
|   | $D_1$     | 62       | mm    |
|   | $B$       | 10.5     | mm    |
|   | $r_{1,2}$ | min. 1.1 | mm    |
| <b>Calculation data</b>   |           |          |       |
| Basic dynamic load rating   | $C$       | 153      | kN    |
| Basic static load rating  | $C_0$     | 640      | kN    |
| Fatigue load limit  | $P_u$     | 65.5     | kN    |
| Reference speed   |           | 1400     | r/min |
| Limiting speed  |           | 2800     | r/min |
| Minimum axial load factor   | $A$       | 0.0328   |       |
| <b>Mass</b>   |           |          |       |
| Mass bearing  |           | 1.26     | kg    |

Gambar 4.19. Dimensi dan calculation data *cylindrical roller thrust bearing*



Gambar 4.20. *cylindrical roller thrust bearing*

| SKF   |          |       |       |
|---|----------|-------|-------|
| <b>6312/HC5C3</b>   |          |       |       |
| <b>Dimensions</b>   |          |       |       |
|  |          |       |       |
| d   | 60       | mm    |       |
| D   | 130      | mm    |       |
| B   | 31       | mm    |       |
| $d_1$   | ≈ 81.86  | mm    |       |
| $D_2$   | ≈ 112    | mm    |       |
| $r_{1,2}$   | min. 2.1 | mm    |       |
| <b>Calculation data</b>   |          |       |       |
| Basic dynamic load rating   | C        | 81.9  | kN    |
| Basic static load rating  | $C_0$    | 52    | kN    |
| Fatigue load limit  | $P_u$    | 1.6   | kN    |
| Reference speed   |          | 15000 | r/min |
| Limiting speed  |          | 8500  | r/min |
| Calculation factor  | $k_r$    | 0.025 |       |
| Calculation factor  | $f_0$    | 13.1  |       |
| <b>Mass</b>   |          |       |       |
| Mass bearing  |          | 1.72  | kg    |

Gambar 4.21. Dimensi dan calculation data *hybrid deep groove ball bearing*Gambar 4.22. *hybrid deep groove ball bearing*

### 4.5.3 Perhitungan Umur Bearing Teoritis

Perhitungan umur bearing teoritis digunakan untuk memprediksi ketahanan bearing yang dipilih pada suatu beban tertentu. Untuk mengetahui umur bearing, harus diketahui terlebih dahulu designed load pada sistem perporosan dan ketentuan perhitungan pada tiap jenis bearing, baik dari nilai *load factor*, *dynamic load rating*, dll

#### 4.5.3.1 Umur Hybrid Deep Grove Ball Bearing

Berdasarkan ketentuan dari SKF bearing, Untuk jenis Deep Grove Ball Bearing, diperlukan nilai dari aksial load dan radial load. Telah Diketahui beban aksial sebesar 12767,71 N. Untuk radial load dapat digunakan total gaya yang dihasilkan turbin menurut perhitungan analitis yang telah dilakukan, yaitu sebesar 6594,198 N.

$$P = X \cdot Fr + Y \cdot Fa$$

X = radial load factor

Y = axial load factor

Fr = radial load

Fa = aksial load

Untuk mengetahui nilai X dan Y digunakan interpolasi pada tabel berikut:

Tabel 4.11. Load factor deep groove ball bearing

| f <sub>0</sub> Fa/C <sub>0</sub> | Single row and double row bearings |      |      |      | Single row bearings |      |      |              |      |   |
|----------------------------------|------------------------------------|------|------|------|---------------------|------|------|--------------|------|---|
|                                  | Normal clearance                   |      |      | Y    | C3 clearance        |      |      | C4 clearance |      |   |
|                                  | e                                  | X    | Y    |      | e                   | X    | Y    | e            | X    | Y |
| 0,172                            | 0,19                               | 0,56 | 2,3  | 0,29 | 0,46                | 1,88 | 0,38 | 0,44         | 1,47 |   |
| 0,345                            | 0,22                               | 0,56 | 1,99 | 0,32 | 0,46                | 1,71 | 0,4  | 0,44         | 1,4  |   |
| 0,689                            | 0,26                               | 0,56 | 1,71 | 0,36 | 0,46                | 1,52 | 0,43 | 0,44         | 1,3  |   |
| 1,03                             | 0,28                               | 0,56 | 1,55 | 0,38 | 0,46                | 1,41 | 0,46 | 0,44         | 1,23 |   |
| 1,38                             | 0,3                                | 0,56 | 1,45 | 0,4  | 0,46                | 1,34 | 0,47 | 0,44         | 1,19 |   |
| 2,07                             | 0,34                               | 0,56 | 1,31 | 0,44 | 0,46                | 1,23 | 0,5  | 0,44         | 1,12 |   |
| 3,45                             | 0,38                               | 0,56 | 1,15 | 0,49 | 0,46                | 1,1  | 0,55 | 0,44         | 1,02 |   |
| 5,17                             | 0,42                               | 0,56 | 1,04 | 0,54 | 0,46                | 1,01 | 0,56 | 0,44         | 1    |   |
| 6,89                             | 0,44                               | 0,56 | 1    | 0,54 | 0,46                | 1    | 0,56 | 0,44         | 1    |   |

$$f_0 Fa/C_0 = 3,21648$$

dimana :

f<sub>0</sub> = 13,1 (calculation factor, terdapat pada katalog bearing yang dipilih)

Fa = 12767,71 N (axial load)

C<sub>0</sub> = 52 kN (basic static load rating, terdapat pada katalog bearing yang dipilih)



Setelah mendapat nilai  $f_0 Fa/C_0$ , dilakukan interpolasi untuk mendapatkan nilai dari X dan Y sebagai berikut:

| $f_0 Fa/C_0$ | X    | Y        |
|--------------|------|----------|
| 2,07         | 0,56 | 1,31     |
| 3,21648      | 0,56 | 1,177075 |
| 3,45         | 0,56 | 1,15     |

$$X = 0,56$$

$$Y = 1,177075$$

$$Fr = 6594,198 \text{ N.}$$

$$Fa = 12767,71 \text{ N}$$

$$P = X \cdot Fr + Y \cdot Fa$$

$$P = 0,56 \times 6594,198 + 1,177075 \times 12767,71$$

$$P = 18721,3 \text{ N} = 18,721 \text{ N}$$

Berdasarkan Deutschman, 1975 rumus design life adalah:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^b$$

Dimana:

C : 81,9 kN (basic dynamic load rating, didapat dari katalog bearing)

P : 18,721 kN

b : 3 (untuk ball bearing)

$$L_{10} = \left(\frac{81,9}{18,721}\right)^3$$

$$L_{10} = 83,72285 \text{ million revolution}$$

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^b \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n}$$

$$n = 30 \text{ RPM}$$

$$L_{10} = \left(\frac{81,9}{18,721}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 30}$$

$$L_{10} = 46512,7 \text{ hr}$$

$$L_{10} = 1938,029 \text{ days}$$

$$L_{10} = 5,309669 \text{ years}$$

#### 4.5.3.1 Umur Cylindrical Roller Thrust Bearing

Berdasarkan ketentuan dari SKF bearing, Untuk jenis cylindrical roller thrust bearing, diperlukan nilai dari aksial load. Telah Diketahui beban aksial sebesar 12767,71 N. Berikut merupakan referensi dari SKF dan perhitungan umur bearing :

| Loads  |   |
|--|---|
| <b>Minimum load</b><br>For additional information<br>→ <a href="#">Requisite minimum load</a>                                | $F_{am} = 0,0005 C_0 + A \left( \frac{n}{1\,000} \right)^2$<br><a href="#">Perform calculations</a> |
| <b>Equivalent dynamic bearing load</b><br>For additional information<br>→ <a href="#">Equivalent dynamic bearing load, P</a> | $P = F_a$   |
| <b>Equivalent static bearing load</b><br>For additional information<br>→ <a href="#">Equivalent static</a>                   | $P_0 = F_a$   |

Gambar 4.23 Ketentuan equivalent load cylindrical roller thrust bearing

$$P = F_a$$

$$F_a = 12,769 \text{ kN}$$

Berdasarkan Deuschman, 1975 rumus design life adalah:

$$L_{10} = \left( \frac{C}{P} \right)^b$$

Dimana:

C : 153 kN (basic dynamic load rating, didapat dari katalog bearing)

P : 12,769 kN (axial load)

b : 3,33 (untuk roller bearing)

$$L_{10} = \left( \frac{153}{12,769} \right)^{3,33}$$

$$L_{10} = 3905,41 \text{ million revolution}$$

$$L_{10} = \left( \frac{C}{P} \right)^b \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n}$$

$$n = 30 \text{ RPM}$$

$$L_{10} = \left( \frac{153}{12,769} \right)^{3,33} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 30}$$

$$L_{10} = 2169672 \text{ hr}$$

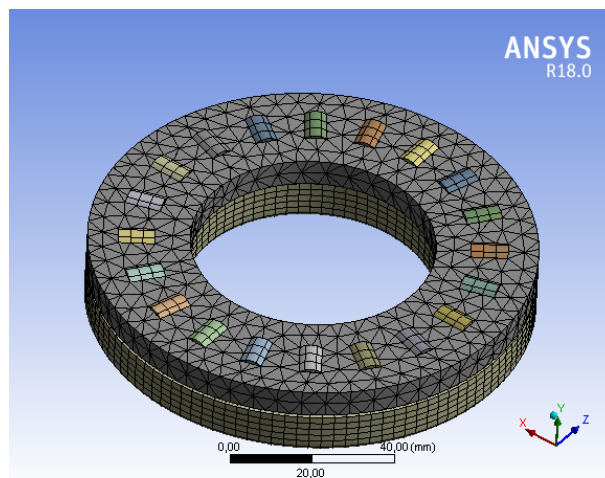
$L_{10} = 90403,02$  days

$L_{10} = 247,6795$  years

#### 4.6 Analisa Simulasi Bearing

Pada saat ini studi FEA mengenai deformasi, tegangan dan regangan merupakan sebuah hasil yang dapat digunakan sebagai evaluasi suatu masalah. Penelitian ini menggunakan metode *Static Structural Analysis* yang terdapat pada Ansys. *Static structural* digunakan untuk memperoleh nilai seperti tegangan, regangan, deformasi dan gaya-gaya yang bekerja pada suatu object. Pada *static structural* juga berlaku gaya konstan seperti gravitasi.

Jenis bearing yang disimulasikan adalah *cylindrical roller thrust bearing* saja, karena berdasarkan perhitungan yang telah dilakukan diketahui umur dari *cylindrical roller thrust bearing* lebih panjang daripada *hybrid deep groove ball bearing* dalam perimeter diameter dalam yang sama. Namun pada bagian roller dicoba menggunakan material keramik untuk dibandingkan.



Gambar 4.24. Meshing Pada Ansys

Ukuran Mesh yang digunakan adalah 3mm. 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. Kontrol jala memungkinkan Anda menentukan berbagai ukuran elemen untuk komponen, permukaan, tepi, dan simpul. 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.

#### 4.6.1 Material Bearing

Semua komponen bearing yang menggunakan material yang sama. Material yang digunakan adalah 100Cr6 (*chrome steel*). Namun disimulasikan juga roller bearing dengan material Si3N4 (*silicon nitride*). Berikut adalah material properties dari tiap material

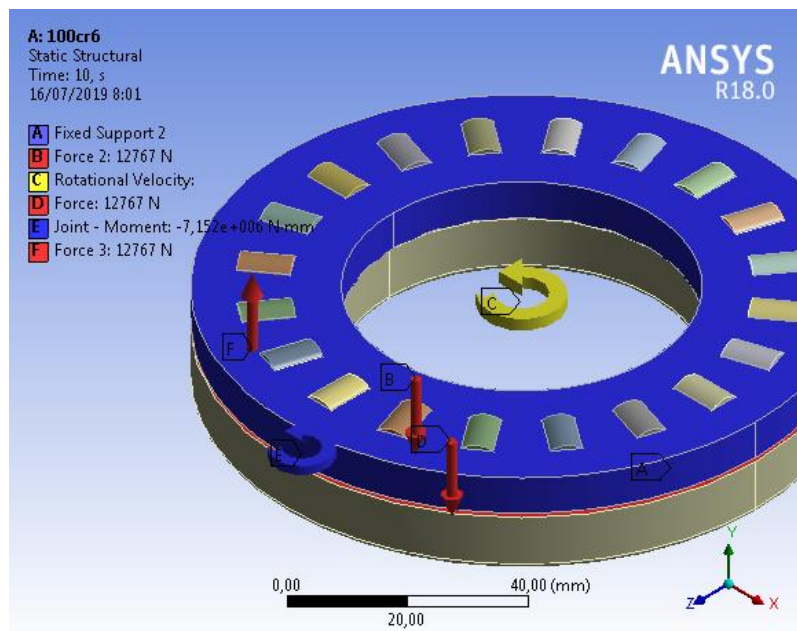
Tabel 4.12 Material Properties 100Cr6

| Parameter        | Nilai | Satuan Unit       |
|------------------|-------|-------------------|
| Density          | 7800  | Kg/m <sup>3</sup> |
| 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 <sup>3</sup> |
| 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               |

## 4.6.2 Boundary Condition



Gambar 4.25. 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 :

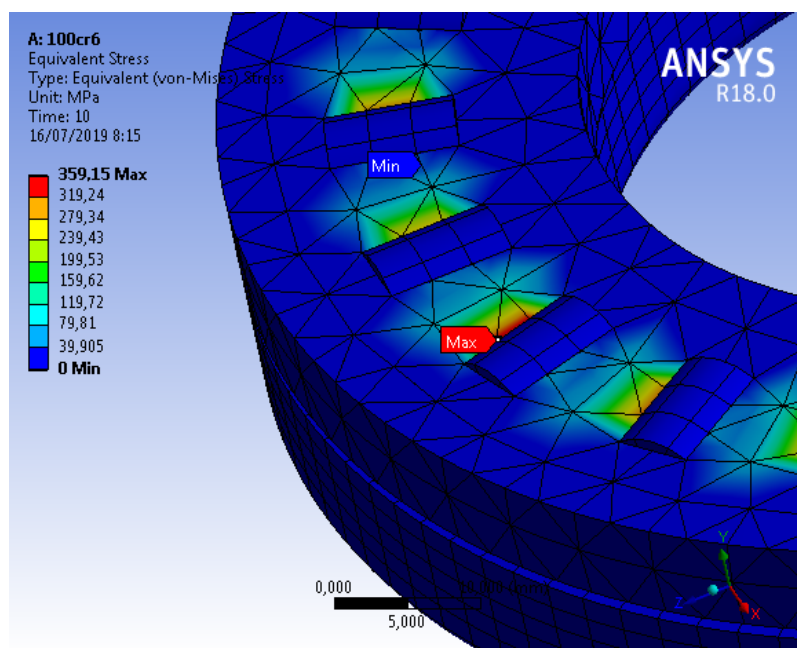
- Fix Support pada piringan atas dan bawah tumpuan bearing
- Rotational velocity sebesar 30 RPM pada piringan tengah bearing yang terdapat roller, karena piringan tengah tersebut ikut berputar dengan poros
- Force ke arah  $-Y$  sebesar beban aksial yaitu 12767 N pada bagian face diameter dalam piringan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

## 4.6.3 Tegangan

Tegangan merupakan sebuah peristiwa adanya gaya pada suatu luasan tertentu. Pada penelitian ini dimana menggunakan Ansys, terdapat beberapa jenis

tegangan yang dapat dihasilkan. Pada jenis tegangan *Equivalent von-Mises stress*, nilai tertinggi yang diperoleh pada bagian piringan tengah yang mengalami kontak dengan roller. Tegangan tertinggi yang didapat sebesar 359,15 Mpa. *Equivalent von-Mises* 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 106,89 MPa. *Maximum principal stress* adalah tegangan yang didasari pada hitungan tegangan pada masing-masing bidang. *Equivalent von-Mises stress* dan *maximum principal stress* memiliki titik tegangan tertinggi pada daerah lekukan tempat roller dan piringan. 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 Tegangan pada bearing

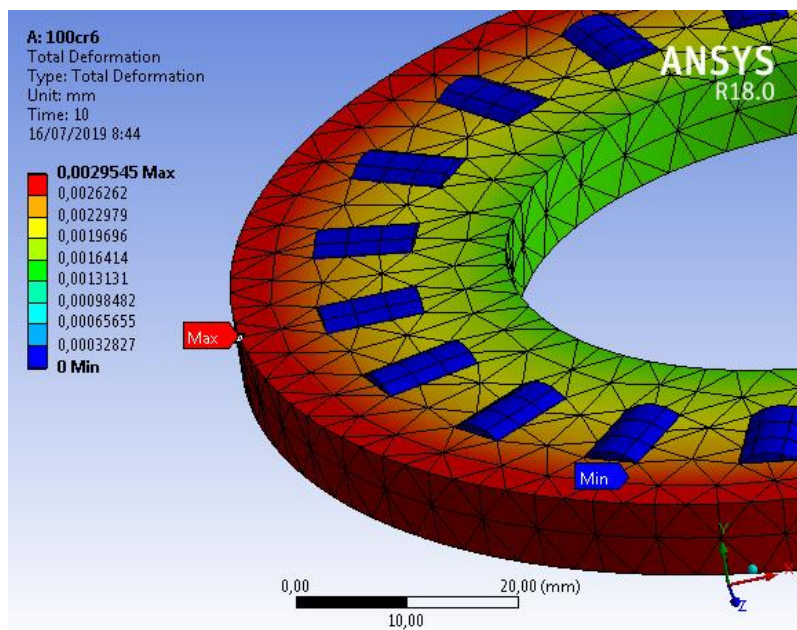
Dari tegangan maksimum yang diperoleh perlu dilakukan standarisasi untuk mengetahui kemampuan part dalam menerima beban. Mengacu pada ABS 'safehull-Dynamic loading approach' for Floating Production, Storage and Offloading (FPSO) System (2001), Dijelaskan bahwa tegangan maksimum von mises harus lebih kecil sama dengan 70% tegangan yield strength. Diketahui bahwa material yang digunakan adalah 100cr6 nilai yield strength untuk material tersebut adalah 200 MPa, maka:

$$359,15 \text{ MPa} \leq 0,7 \times 2000 \text{ MPa}$$

$$357,15 \text{ MPa} \leq 1400 \text{ Mpa (memenuhi)}$$

#### 4.6.4 Deformasi

Deformasi adalah sebuah peristiwa dimana sebuah benda mengalami perubahan bentuk akibat gaya tertentu. Sebagaimana yang kita tahu, bahwa terdapat empat jenis deformasi yang dapat terjadi, elastic, 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. Nilai deformasi tertinggi terjadi pada pada ujung piringan yang berputar dengan poros. Deformasi terjadi dikarenakan torsi yang dihasilkan turbin sebesar 7156N dengan kecepatan 30 RPM. Deformasi maksimum yang terjadi sebesar  $2,9645 \times 10^{-3}$  mm



Gambar 4.27 Deformasi Pada Bearing

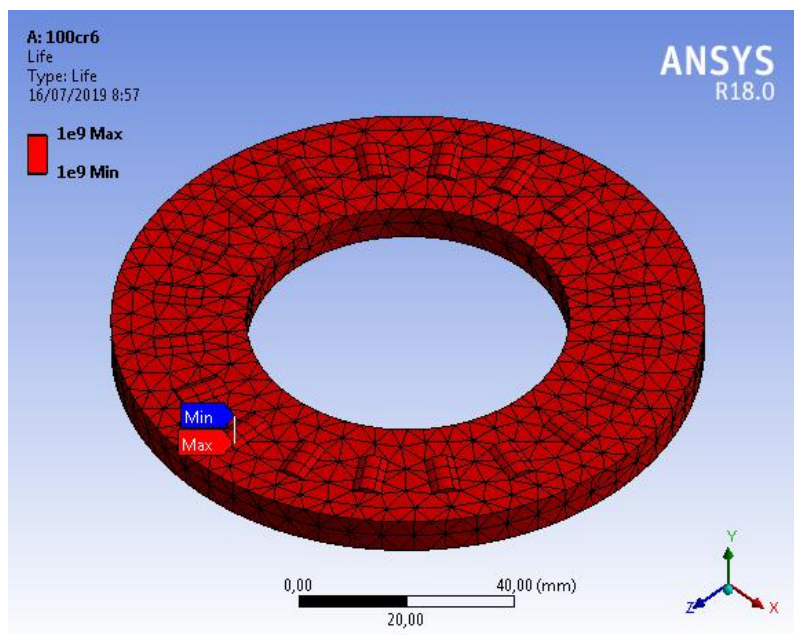
#### 4.6.5 Umur

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 *fatigue life* paling kecil terdapat pada  $1 \times 10^9$  siklus. Pada penelitian ini 1 siklus gaya yang diterapkan pada simulasi Ansys maka akan sama dengan 1 detik pada aslinya. Jika dikalkulasikan umur dari poros tersebut adalah 277777,78 jam.

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

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

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



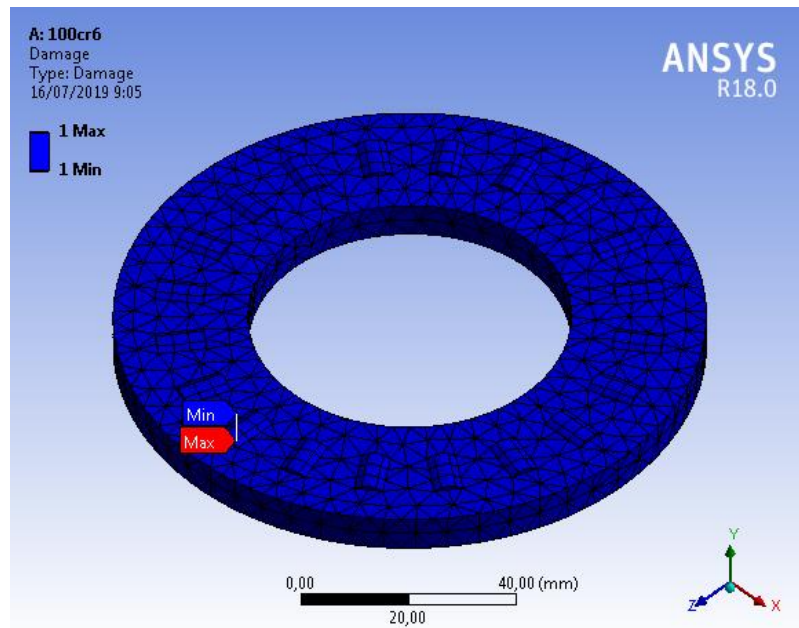
Gambar 4.28 umur poros

Pada gambar terlihat warna merah seragam dan menunjukkan angka  $1e9$ . Hal ini terjadi karena stress yang diterima oleh material selama siklus tertentu tidak mengenai fatigue S-N curve dari material tersebut. Sehingga dapat disimpulkan umur dari bearing dapat lebih dari 31,7 tahun

#### 4.6.6 Damage

Kerusakan akibat kelelahan (*damage*) adalah plot kontur dari kerusakan kelelahan beban pada umur desain tertentu. Kerusakan kelelahan didefinisikan sebagai umur desain dibagi dengan umur yang tersedia. Untuk Kerusakan Kelelahan, nilai lebih dari 1 mengindikasikan kegagalan sebelum umur rencana tercapai. Umur yang didesain pada perhitungan didapat 247 tahun. Nilai dari *maximum* adalah 1. ini menunjukkan bahwa nilai umur hampir tidak mendekati dengan umur yang direncanakan.

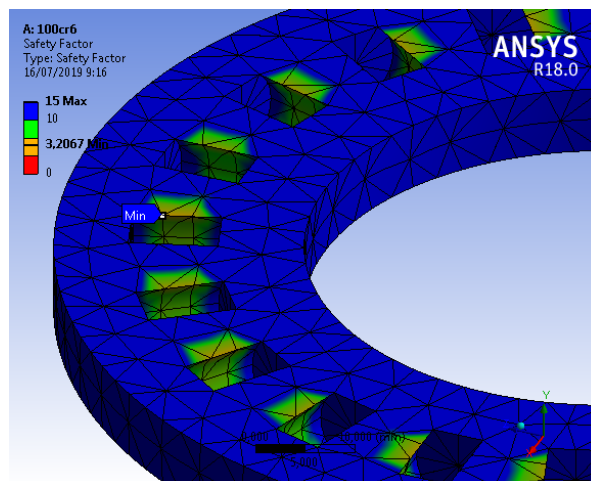




Gambar 4.29 Damage bearing

#### 4.6.7 Safety Factor

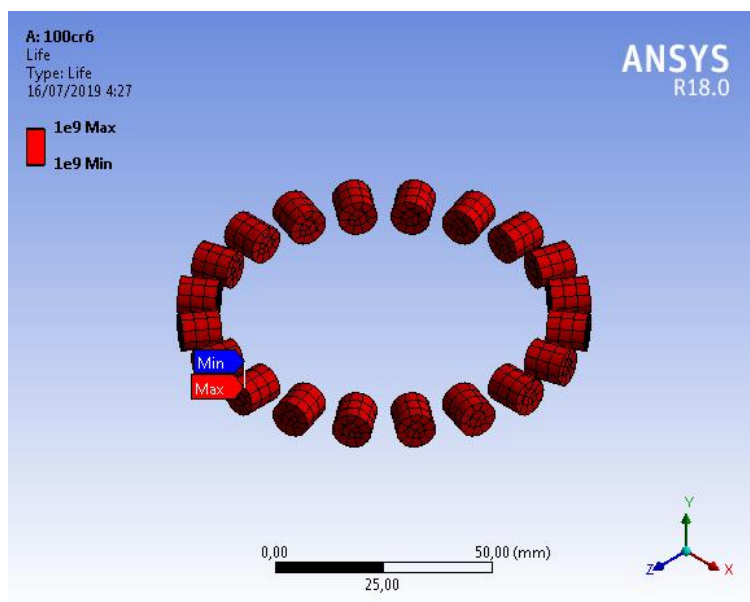
Fatigue Safety Factor adalah plot kontur dari faktor keselamatan sehubungan dengan kegagalan kelelahan pada umur desain tertentu. Faktor Keselamatan maksimum yang ditampilkan adalah 15. Untuk *fatigue safety factor*, nilai yang kurang dari satu mengindikasikan kegagalan sebelum umur rencana tercapai. 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 3,026



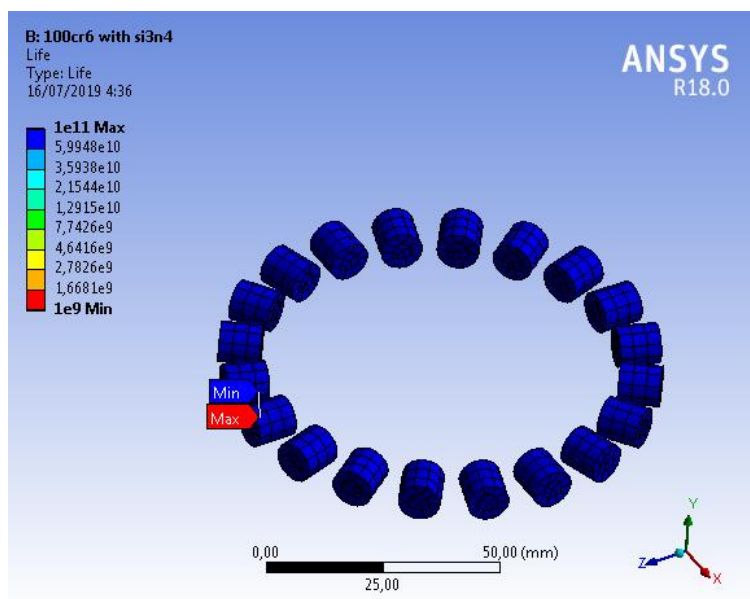
Gambar 4.30 Safety Factor Umur

#### 4.6.8 Perbandingan Roller 100cr6 dan Si3N4

Pada simulasi dicoba pula roller dengan bahan keramik. Pada roller 100cr6 umur terendah didapat sebesar  $1 \times 10^9$  siklus yang berarti sama dengan 31,7 tahun. Hasil ini sama dengan roller dengan bahan Si3N4. Namun roller dengan bahan Si3N4 memiliki fatigue life tertinggi sebesar  $1 \times 10^{11}$  yang berarti sama dengan 3170 tahun.

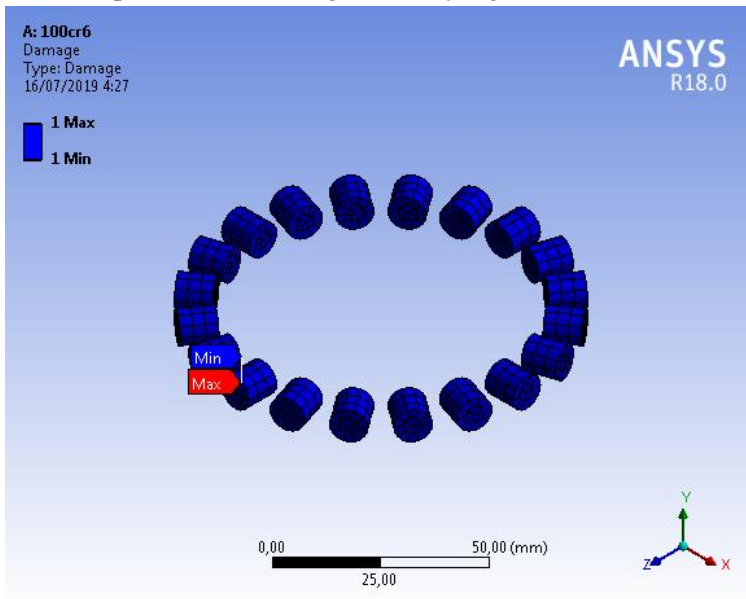


Gambar 4.31 Life Roller 100cr6

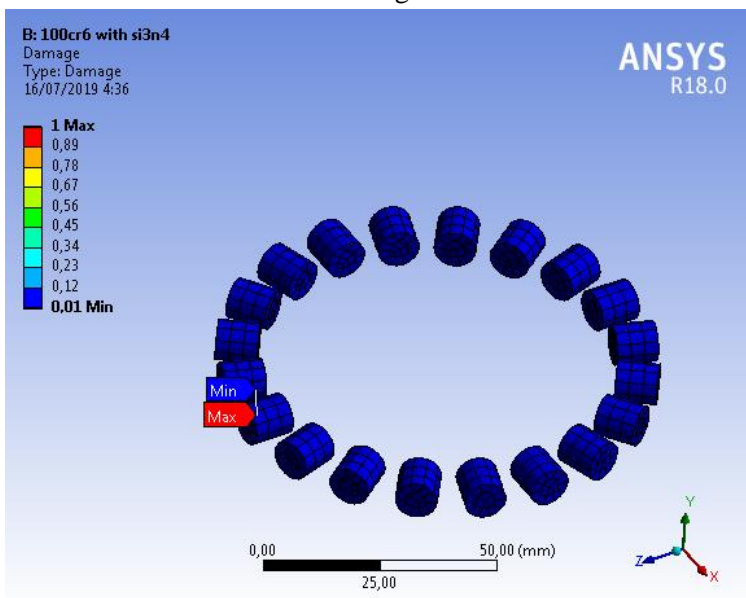


Gambar 4.32 Life Roller keramik

Terdapat pula perbedaan pada hasil damage dari simulasi. Dapat dilihat roller dengan bahan keramik memiliki damage minimum yang lebih kecil yaitu sebesar 0,1 dan roller 100cr6 sebesar 1. Ini menunjukkan bahwa nilai umur dari roller dengan bahan keramik hampir mendekati dengan umur yang direncanakan.



Gambar 4.33 Damage Roller 100Cr6



Gambar 4.34 Damage Roller Si3N4

*Halaman Ini Sengaja Dikosongkan*

## BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

### 5.1. Kesimpulan

Setelah melakukan perhitungan baik melalui metode simulasi maupun metode perhitungan menggunakan rumus maka dapat diperoleh umur dan juga nilai kelelahan dari poros bearing. Pada *software* Ansys digunakan metode analisis *Static Structural*. Dalam serangkaian penelitian ini dapat disimpulkan bahwa

1. Berdasarkan perhitungan teoritis, jenis *hybrid bearing* yang tersedia dipasaran tidak mampu untuk digunakan pada sistem perporosan turbin PLTAL karena hasil perhitungan umur yang relatif kecil sebesar 5,3 tahun
2. Berdasarkan simulasi dapat dilihat bahwa *Cylindrical thrust roller bearing* mampu digunakan untuk sistem perporosan dengan fatigue life minimum sebesar 31,7 tahun jika tidak memperhatikan faktor korosi dari lingkungan
3. Berdasarkan simulasi dapat dilihat bahwa *fatigue life minimum* dari roller berbahan *chrome steel* dan keramik adalah sama, yaitu sebesar  $1 \times 10^9$  siklus atau selama 31,7 tahun.
4. Berdasarkan simulasi dapat dilihat bahwa *fatigue life maximum* dari roller berbahan *chrome steel* lebih kecil dari roller keramik. Roller *chrome steel* memiliki kemungkinan umur maksimal  $1 \times 10^9$  siklus sedangkan keramik sebesar  $1 \times 10^{11}$  siklus
5. Material keramik dapat digunakan sebagai material bearing yang bisa digunakan pada lingkungan laut dengan jenis bearing cylindrical thrust bearing.

## **5.2.Saran**

Setelah melakukan perhitungan baik melalui metode simulasi maupun metode perhitungan menggunakan rumus maka dapat diperoleh nilai kekuatan dan kelelahan pada bearing. Selama penelitian ini pula terdapat beberapa saran yang bisa diterapkan untuk penelitian kedepannya. Adapun saran dan hal-hal yang perlu diperhatikan dalam melakukan analisis getaran dan kelelahan, yaitu

1. Untuk penggunaan data perhitungan yang kompleks seperti gaya yang dihasilkan turbin, disarankan menggunakan metode simulasi atau eksperimental agar data perhitungan lebih akurat
2. Apabila menganalisis benda yang terdapat di dunianya nyata, hendaknya membentuk model geomteri sedetail mungkin berdasarkan data yang ada.

*Halaman Ini Sengaja Dikosongkan*

## DAFTAR PUSTAKA

- Rivantoro, Fivid. Irfan Syarif Arief. 2015. *Studi Pemilihan Desain Pembangkit Listrik Tenaga Arus Laut (PLTAL) Menggunakan Metode Analytical Hierarchy Process (AHP)*, Surabaya : Fakultas Teknologi Kelautan ITS.
- Yuningsih, A. 2010. *Penelitian Potensi Energi Arus Laut Sebagai Sumber Energi Baru Terbarukan Di Perairan Tayopakeh Nusa Penida Bali*. Bandung : Pusat Penelitian & Pengembangan Geologi Kelautan.
- LPPM-ITS. 2016. *Sistem Transmisi Mekanik Dan Elektrik*. Surabaya : Teknik Sistem Perkapalan ITS.
- Masuda, M. Soma, T. And Matsui, M., 1990. Cyclic Fatigue Behavior of Si<sub>3</sub>N<sub>4</sub> Ceramics, Nagoya, Japan. NGK Insulator Ltd
- Kunz, L and Lukas, P. FATIGUE LIFETIME OF BEARING STEEL IN ULTRA-HIGH-CYCLE REGION, Czech Republik. Institut of Physic and Material.
- Sheldahl, R. E. And Klimas, P.C., 1981 Aerodynamic Characteristic of Seven Symmetrical Airfoil Through 180 degree Angle of Attack for Use in Aerodynamics Analysis of Vertical Axis Wind Turbine, California, Sandia National Laboratories
- ABS ‘SAFEHULL-DYNAMIC LOADING APPROACH’ FOR FLOATING PRODUCTION, STORAGE AND OFFLOADING (FPSO) INSTALLATIONS
- Kato, Koji. Water Lubrication of Ceramics, Sendai, Japan. Tohoku University
- Duxbury, A.A. and Sverdrup, K.A., 2000. *An Introduction to The World’s Ocean.*, McCrawHill, USA.
- Suga, K. & Sularso, I., 2002. *Dasar Perencanaan & Pemilihan Elemen Mesin*. Jakarta: PT. Pradnya Paramita.
- Mott, R. L., 2004. *Machine Elements in Mechanical Design*. New Jersey: Pearson Education.
- Beben Rahmat,Ediar Usman dan Dida Kusnidar. 2012. *Potensi Arus Laut dan Konversi Daya Listrik Sebagai Energi Baru Terbarukan Di Perairan Palalawan Dan Indragiri Hilir, Provinsi Riau*. Puslitbang Geologi Kelautan,Kementrian Energi dan Sumber Daya Mineral.
- Usail, Zaq. 2017. *Studi Kekuatan Mekanisme Penahan Lengan Turbin Pada Floating Platform PLTAL*. Surabaya : Fakultas Teknologi Kelautan ITS.
- Astamar Zainul.1984. *Mekanika Teknik (Mechanics Of Material)*. Penerbit Erlangga. Jakarta.
- Akuan, A. (2007) *Kelelahan Logam*. Diktat Kul. Teknik Metalurgi, Fakultas Teknik, Universitas Jenderal Achmad Yani.
- Azhar, K., Syams, E. and Sapuan, M. (2013) ‘Experimental Determination of the Fatigue Behavior of Austenitic 316L Stainless Steel under Fatigue and Creep-Fatigue Tests at High Temperature’, 1(1), pp. 1–11.
- hydro-turbine based on ANSYS’, *Procedia Engineering*. Elsevier B.V., 31, pp. 654–658. doi: 10.1016/j.proeng.2012.01.1081.
- Callister, W. D. and Rethwisch, D. G. (2010) ‘Materials Science and Engineering: An Introduction, Eighth Edition Binder Ready Version’. doi: 10.1016/0261-



3069(91)90101-9.

Harrington, R. L. (1971) *Marine Engineering*. Edited by R. L. Harrington. New York: The Society of Naval Architects and Marine Engineers.r.

doi: 10.12913/22998624/75887.

Analysis', *International Journal of Advance Engineering and Research Development*, 5, Issue 0(April 2018), pp. 2535–2539.

Ooi, J. *et al.* (2012) 'Modal and stress analysis of gear train design in portal axle using finite element modeling and simulation †', 26(2), pp. 575–589. doi: 10.1007/s12206-011-1040-5.

Patil, S., Patil, S. F. and Karuppanan, S. (2013) 'Modal and fatigue analysis of a camshaft using FEA', *International Journal of Applied Engineering Research*, 8(14), pp. 1685–1694.

T., Suastika, T. and Gunanta, J. (2017) 'Intact Stability Analysis of Crew Boat with Variation of Deadrise Angle', *IPTEK Journal of Proceedings Series*, pp. 124–127.

Stapersma, D. and Vrijdag, A. (2017) 'Linearisation of a Ship Propulsion System Model', *Ocean Engineering*, 142, pp. 35–44.

Taylor, D. A. (1996) *Introduction to Marine Engineering*. Elsevier. doi: 10.1016/B978-0-7506-2530-2.X5000-4.

Ullman, D. G. (1986) *Mechanical Design Failure Analysis*. Marcel Dekker.

Yan, S. *et al.* (2017) 'Fatigue Life Prediction and Structural Optimization on Torsion Shaft of Tracked Vehicle', 128(Icmse), pp. 260–264. doi: 10.2991/icmse-17.2017.47.

**LAMPIRAN A**  
**Tabel Cl dan Cd**

| 360000.0 NACA 0018 SECTION DATA, EPPLER MODEL, CL, CD, JAN 79 |          |        |        |
|---|----------|--------|--------|
| 0   | 0.0000   | 0.0000 | .0101  |
| 0   | 1.0000   | .1100  | .0102  |
| 0   | 2.0000   | .2200  | .0104  |
| 0   | 3.0000   | .3300  | .0107  |
| 0   | 4.0000   | .4400  | .0112  |
| 0   | 5.0000   | .5240  | .0121  |
| 0   | 6.0000   | .6228  | .0132  |
| 0   | 7.0000   | .7100  | .0145  |
| 0   | 8.0000   | .7879  | .0159  |
| 0   | 9.0000   | .8526  | .0176  |
| 0   | 10.0000  | .8983  | .0194  |
| 0   | 11.0000  | .9249  | .0213  |
| 0   | 12.0000  | .9279  | .0235  |
| 0   | 13.0000  | .9104  | .0259  |
| 0   | 14.0000  | .8803  | .0294  |
| 0   | 16.0000  | .8007  | .1960  |
| 0   | 18.0000  | .7319  | .2380  |
| 0   | 20.0000  | .6997  | .2820  |
| 0   | 22.0000  | .7050  | .3290  |
| 0   | 25.0000  | .7724  | .4050  |
| 0   | 30.0000  | .8550  | .5700  |
| 0   | 35.0000  | .9800  | .7450  |
| 0   | 40.0000  | 1.0350 | .9200  |
| 0   | 45.0000  | 1.0500 | 1.0750 |
| 0   | 50.0000  | 1.0200 | 1.2150 |
| 0   | 55.0000  | .9550  | 1.3450 |
| 0   | 60.0000  | .8750  | 1.4700 |
| 0   | 65.0000  | .7600  | 1.5750 |
| 0   | 70.0000  | .6300  | 1.6650 |
| 0   | 75.0000  | .5000  | 1.7350 |
| 0   | 80.0000  | .3650  | 1.7800 |
| 0   | 85.0000  | .2300  | 1.8000 |
| 0   | 90.0000  | .0900  | 1.8000 |
| 0   | 95.0000  | -.0500 | 1.7800 |
| 0   | 100.0000 | -.1850 | 1.7500 |
| 0   | 105.0000 | -.3200 | 1.7000 |
| 0   | 110.0000 | -.4500 | 1.6350 |
| 0   | 115.0000 | -.5750 | 1.5550 |
| 0   | 120.0000 | -.6700 | 1.4650 |
| 0   | 125.0000 | -.7600 | 1.3500 |
| 0   | 130.0000 | -.8500 | 1.2250 |
| 0   | 135.0000 | -.9300 | 1.0850 |
| 0   | 140.0000 | -.9800 | .9250  |
| 0   | 145.0000 | -.9000 | .7550  |
| 0   | 150.0000 | -.7700 | .5750  |
| 0   | 155.0000 | -.6700 | .4200  |
| 0   | 160.0000 | -.6350 | .3200  |
| 0   | 165.0000 | -.6800 | .2300  |
| 0   | 170.0000 | -.8500 | .1400  |
| 0   | 175.0000 | -.6600 | .0550  |
| 1   | 180.0000 | 0.0000 | .0250  |

| 700000.0 NACA 0018 SECTION DATA, EPPLER MODEL, CL, CD, JAN 79 |          |        |        |
|---|----------|--------|--------|
| 0   | 0.0000   | 0.0000 | .0085  |
| 0   | 1.0000   | .1100  | .0087  |
| 0   | 2.0000   | .2200  | .0088  |
| 0   | 3.0000   | .3300  | .0091  |
| 0   | 4.0000   | .4400  | .0096  |
| 0   | 5.0000   | .5500  | .0102  |
| 0   | 6.0000   | .6328  | .0112  |
| 0   | 7.0000   | .7291  | .0123  |
| 0   | 8.0000   | .8156  | .0136  |
| 0   | 9.0000   | .8904  | .0150  |
| 0   | 10.0000  | .9541  | .0166  |
| 0   | 11.0000  | .9973  | .0183  |
| 0   | 12.0000  | 1.0245 | .0202  |
| 0   | 13.0000  | 1.0289 | .0223  |
| 0   | 14.0000  | 1.0175 | .0245  |
| 0   | 15.0000  | .9938  | .1020  |
| 0   | 15.0000  | .9648  | .1960  |
| 0   | 18.0000  | .9150  | .2380  |
| 0   | 20.0000  | .8877  | .2820  |
| 0   | 22.0000  | .8867  | .3290  |
| 0   | 25.0000  | .9326  | .4050  |
| 0   | 30.0000  | .8550  | .5700  |
| 0   | 35.0000  | .9800  | .7450  |
| 0   | 40.0000  | 1.0350 | .9200  |
| 0   | 45.0000  | 1.0500 | 1.0750 |
| 0   | 50.0000  | 1.0200 | 1.2150 |
| 0   | 55.0000  | .9550  | 1.3450 |
| 0   | 60.0000  | .8750  | 1.4700 |
| 0   | 65.0000  | .7600  | 1.5750 |
| 0   | 70.0000  | .6300  | 1.6650 |
| 0   | 75.0000  | .5000  | 1.7350 |
| 0   | 80.0000  | .3650  | 1.7800 |
| 0   | 85.0000  | .2300  | 1.8000 |
| 0   | 90.0000  | .0900  | 1.8000 |
| 0   | 95.0000  | -.0500 | 1.7800 |
| 0   | 100.0000 | -.1850 | 1.7500 |
| 0   | 105.0000 | -.3200 | 1.7000 |
| 0   | 110.0000 | -.4500 | 1.6350 |
| 0   | 115.0000 | -.5750 | 1.5550 |
| 0   | 120.0000 | -.6700 | 1.4650 |
| 0   | 125.0000 | -.7600 | 1.3500 |
| 0   | 130.0000 | -.8500 | 1.2250 |
| 0   | 135.0000 | -.9300 | 1.0850 |
| 0   | 140.0000 | -.9800 | .9250  |
| 0   | 145.0000 | -.9000 | .7550  |
| 0   | 150.0000 | -.7700 | .5750  |
| 0   | 155.0000 | -.6700 | .4200  |
| 0   | 160.0000 | -.6350 | .3200  |
| 0   | 165.0000 | -.6800 | .2300  |
| 0   | 170.0000 | -.8500 | .1400  |
| 0   | 175.0000 | -.6600 | .0550  |
| 1   | 180.0000 | 0.0000 | .0250  |

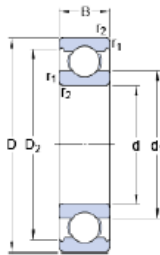
## LAMPIRAN B

### Hybrid Deep Groove Ball Bearing



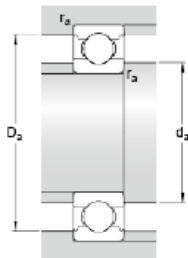
#### 6312/HC5C3

##### Dimensions



|           |          |    |
|-----------|----------|----|
| d         | 60       | mm |
| D         | 130      | mm |
| B         | 31       | mm |
| $d_1$     | ≈ 81.86  | mm |
| $D_2$     | ≈ 112    | mm |
| $r_{1,2}$ | min. 2.1 | mm |

##### Abutment dimensions



|       |          |    |
|-------|----------|----|
| $d_a$ | min. 72  | mm |
| $D_a$ | max. 118 | mm |
| $r_a$ | max. 2   | mm |

##### Calculation data

|                           |       |       |       |
|---------------------------|-------|-------|-------|
| Basic dynamic load rating | C     | 81.9  | kN    |
| Basic static load rating  | $C_0$ | 52    | kN    |
| Fatigue load limit        | $P_u$ | 1.6   | kN    |
| Reference speed           |       | 15000 | r/min |
| Limiting speed            |       | 8500  | r/min |
| Calculation factor        | $k_r$ | 0.025 |       |
| Calculation factor        | $f_0$ | 13.1  |       |

##### Mass

|              |  |      |    |
|--------------|--|------|----|
| Mass bearing |  | 1.72 | kg |
|--------------|--|------|----|

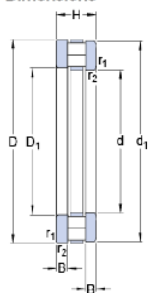
## LAMPIRAN C

### Cylindrical Roller Thrust Bearing



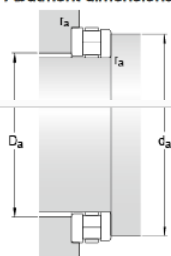
#### 89312 TN

##### Dimensions



|                  |          |    |
|------------------|----------|----|
| d                | 60       | mm |
| D                | 110      | mm |
| H                | 30       | mm |
| d <sub>1</sub>   | 110      | mm |
| D <sub>1</sub>   | 62       | mm |
| B                | 10.5     | mm |
| r <sub>1,2</sub> | min. 1.1 | mm |

##### Abutment dimensions



|                |          |    |
|----------------|----------|----|
| d <sub>a</sub> | min. 108 | mm |
| D <sub>a</sub> | max. 67  | mm |
| r <sub>a</sub> | max. 1.1 | mm |

##### Calculation data

|                           |                |        |       |
|---------------------------|----------------|--------|-------|
| Basic dynamic load rating | C              | 153    | kN    |
| Basic static load rating  | C <sub>0</sub> | 640    | kN    |
| Fatigue load limit        | P <sub>u</sub> | 65.5   | kN    |
| Reference speed           |                | 1400   | r/min |
| Limiting speed            |                | 2800   | r/min |
| Minimum axial load factor | A              | 0.0328 |       |

##### Mass

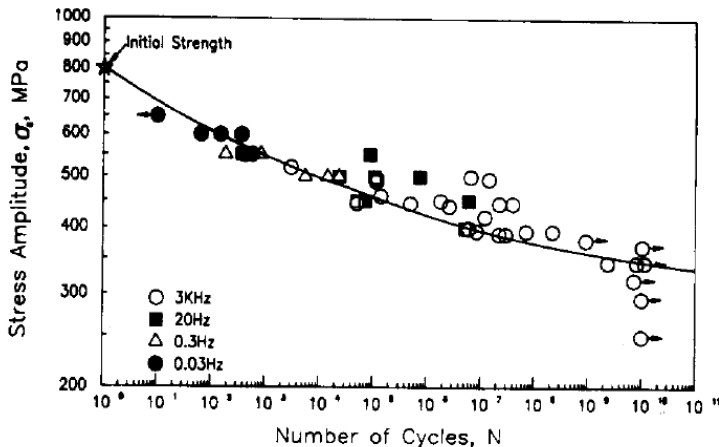
|              |      |    |
|--------------|------|----|
| Mass bearing | 1.26 | kg |
|--------------|------|----|

##### Included products

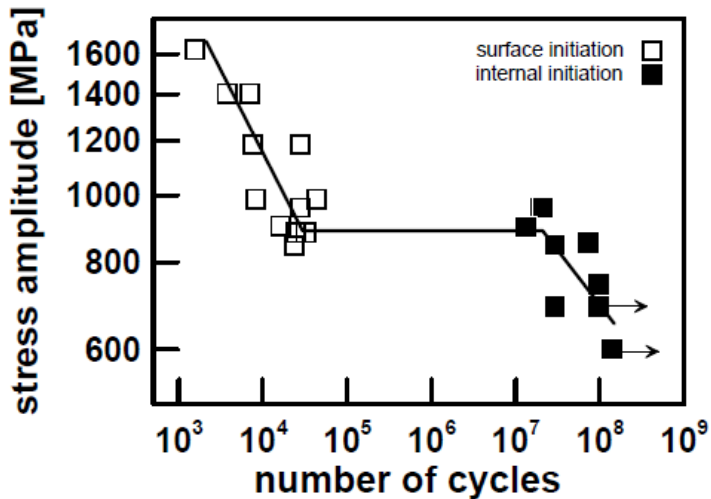
|                                 |            |
|---------------------------------|------------|
| Roller and cage thrust assembly | K 89312 TN |
| Shaft washer                    | WS 89312   |
| Housing washer                  | GS 89312   |

### LAMPIRAN D GRAFIK S-N Curve

Si3N4



100Cr6



*Halaman Ini Sengaja Dikosongkan*

## BIODATA PENULIS



Penulis merupakan anak pertama dari dua bersaudara yang lahir pada tanggal 4 Oktober 1996 di Surabaya, Jawa Timur. Pendidikan formal yang pernah ditempuh meliputi SDN Klampis Ngasem 1 Surabaya, SMPN 6 Surabaya dan SMAN 15 Surabaya. Setelah itu pada tahun 2014 penulis meneruskan pendidikan pada tingkat perguruan tinggi di Departemen Teknik Mesin Industri, Fakultas Vokasi – Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya dan mengambil bidang studi Manufaktur. Setelah menyelesaikan studi dan mendapat gelar Diploma III, pada tahun 2017 penulis melanjutkan pendidikan ke jenjang sarjana Departemen Teknik Sistem Perkapalan, Fakultas Teknologi Kelautan – Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya dan mengambil bidang

studi *Marine Manufaktur Design*.

Selama masa pendidikan di perkuliahan penulis aktif menjadi grader laboratorium metalurgi. Penulis juga mengikuti pelatihan yang diadakan HMDM antara lain : Pelatihan Karya Tulis Ilmiah (PKTI). Selain itu, penulis juga mengikuti pelatihan di fakultas yaitu Pelatihan LKMM Pra-TD. Dan penulis juga pernah mengikuti kepanitiaan himpunan yaitu Panitia OC Sie Perlengkapan PKTI 2015. Bagi pembaca yang ingin lebih mengenal penulis dan ingin berdiskusi lebih luas lagi dapat menghubungi E-mail: [fransiskusputrandi@gmail.com](mailto:fransiskusputrandi@gmail.com)



*Halaman Ini Sengaja Dikosongkan*