



**TUGAS AKHIR - TL 141584**

**OPTIMASI GEOMETRI *SPLIT RING SCREEN WASH PUMP* - PLTGU PT. PJB UP GRESIK DENGAN METODE ELEMEN HINGGA**

**NIMAS FARADYTA**

**NRP. 2712 100 050**

**DOSEN PEMBIMBING**

**Budi Agung Kurniawan, S.T.,M.Sc**

**Mas Irfan P. Hidayat, S.T., M.Sc., Ph.D.**

**JURUSAN TEKNIK MATERIAL DAN METALURGI  
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI  
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER  
SURABAYA  
2016**





**FINAL PROJECT - TL 141584**

**GEOMETRY OPTIMIZATION OF SPLIT RING  
SCREEN WASH PUMP- PT PJB UP GRESIK  
WITH FINITE ELEMENT METHOD**

**NIMAS FARADYTA**

**NRP. 2712 100 050**

**ADVISOR**

**Budi AgungKurniawan, S.T.,M.Sc**

**Mas Irfan P. Hidayat, S.T., M.Sc., Ph.D.**

**MATERIALS AND METALLURGICAL ENGINEERING  
DEPARTMENT  
FACULTY OF INDUSTRIAL TECHNOLOGY  
SEPULUH NOPEMBER INSTITUTE OF TECHNOLOGY  
SURABAYA  
2016**



## LEMBAR PENGESAHAN

### OPTIMASI GEOMETRI *SPLIT RING SCREEN WASH PUMP* - PLTGU PT. PJB UP GRESIK DENGAN METODE ELEMEN HINGGA

#### TUGAS AKHIR

Diajukan untuk Memenuhi Salah Satu Syarat Memproleh Gelar Sarjana Teknik

Pada

Bidang Studi Korosi dan Analisis Kegagalan  
Program S-1 Jurusan Teknik Material dan Metalurgi  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

**Nimas Faradyta**  
2712100050

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir:

1. Budi Agung Kurniawan, S.T., M.Sc. .... (Pembimbing 1)
2. Mas Irfan P. H., S.T., M.Sc., Ph.D. .... (Pembimbing 2)





# OPTIMASI GEOMETRI PLIT RING SCREEN WASH PUMP – PLTGU PT. PJB UP GRESIK DENGAN METODE ELEMEN HINGGA

**Nama** : Nimas Faradyta  
**NRP** : 2712100050  
**Jurusan** : Teknik Material dan Metalurgi  
**Dosen Pembimbing** : Budi Agung Kurniawan, ST., M.Sc  
Mas Irfan P. H., ST., M.Sc., P.hD

## Abstrak

*PLTGU memiliki sistem pendingin yang terdiri dari beberapa peralatan yang saling mendukung. Salah satunya adalah screen wash pump yang berguna untuk membersihkan travelling screen. Dari data kegagalan selama beberapa tahun terakhir, sering ditemukan permasalahan pada bagian screen wash pump yang terjadi pada komponen split ring yang berfungsi sebagai penghubung dua shaft dan meratakan permukaan sambungan. Material yang digunakan yaitu stainless steel tipe 316. Komponen ini memiliki umur pakai selama dua tahun tetapi hampir setiap bulan pecah. Pada penelitian ini, dilakukan analisis statis dan fatigue dengan menggunakan perangkat lunak untuk mengevaluasi desain split ring yang ada agar dapat mengurangi kegagalan serupa. Hasil simulasi menunjukkan bahwa distribusi tegangan tertinggi pada desain intermediate joint screen wash pump saat ini terletak di ujung permukaan desain dengan besar tegangan 316 MPa. Mekanisme kegagalan pada split ring diduga akibat adanya getaran antara split ring dengan intermediate shaft coupling. Mengingat dari beban torsi tidak didapatkan tegangan yang signifikan. Desain intermediate joint modifikasi mampu mengurangi daerah kritis yang sebelumnya terlihat pada desain saat ini.*

**Kata Kunci:** *split ring, pompa, pemodelan elemen hingga, beban torsi, optimasi geometri*

*(Halaman ini sengaja dikosongkan)*

# GEOMETRY OPTIMIZATION OF SPLIT RING SCREEN WASH PUMP– PT PJB UP GRESIK WITH FINITE ELEMENT METHOD

**Name** : Nimas Faradyta  
**NRP** : 2712100050  
**Department** : Materials and Metallurgical Eng.  
**Advisor** : Budi AgungKurniawan, ST., M.Sc  
Mas Irfan P. H., ST., M.Sc., P.hD

## Abstrak

*PLTGU has a cooling system consisting of several devices that support each other. One of them is the screen wash pump that is useful for cleaning traveling screen. From the failed data during last few years, often found the problem on the part of screen wash pump that occurs in a split ring, component that connecting the two shafts and make the surface flush. The material used is stainless steel type 316. These components have a life time for two years but failure almost every month. In this study, an analysis of the static and fatigue conducted using software to evaluate split ring design in order to reduce similar failures. The simulation results showed that the highest stress distribution at the intermediate joint of screen wash pump current design is located at the end of the design surface of 316 MPa. Failure mechanism at split ring allegedly as a result of vibrations between the split ring to the intermediate shaft coupling. The given torque shows no significant stress obtained. Intermediate joint design modification can reduce the critical areas that previously seen in the current design.*

**Keywords:** *split ring, pump, finite element modeling, torque, geometry optimization*

*(Halaman ini sengaja dikosongkan)*

## DAFTAR ISI

HALAMAN MUKA.....	i
LEMBAR PENGESAHAN.....	v
ABSTRAK.....	vii
KATA PENGANTAR.....	xi
DAFTAR ISI.....	xiii
DAFTAR GAMBAR.....	xv
DAFTAR TABEL.....	xix
<b>BAB IPENDAHULUAN</b>	
1. 1 Latar Belakang.....	1
1. 2 Perumusan Masalah.....	2
1. 3 Batasan Masalah.....	2
1. 4 Tujuan Penelitian.....	3
1. 5 Manfaat Penelitian.....	3
<b>BAB IITINJUAN PUSTAKA</b>	
2. 1 Pompa.....	5
2. 1. 1 Jenis-jenis Pompa.....	5
2. 1. 2 Sistem pada Pompa Sentrifugal.....	13
2. 2 Screen Wash Pump PLTGU PJB UP GRESIK.....	14
2. 3 Torsi.....	17
2.4 Shaft Coupling.....	19
2.4 Fatigue.....	29
2.5 Teori Energi Distorsi (von Mises-Henky).....	31
2. 6 ANSYS.....	35
<b>BAB IIIMETODOLOGI PENELITIAN</b>	
3.1 Diagram Alir Penelitian.....	37
3.2 Materi Penelitian.....	38
3.2.1 Objek Penelitian.....	38
3.2.2 Peralatan Penelitian.....	40
3.3 Pemodelan dengan ANSYS 15.0.....	40
3.4 Rancangan Penelitian.....	44
<b>BAB IVANALISIS DATA DAN PEMBAHASAN</b>	
4.1 Analisis Statis.....	45
4.1.1 Analisis Statis Desain Saat Ini.....	45

4.1.2 Analisis Statis Desain Modifikasi .....	53
4.2 Analisis <i>Fatigue</i> .....	59
4.2.1 Analisis <i>Fatigue</i> Desain Saat Ini.....	59
4.2.2 Analisis <i>Fatigue</i> Desain Modifikasi .....	62
<b>BAB VKESIMPULAN DAN SARAN</b>	
5.1 Kesimpulan .....	67
5.2 Saran.....	67
DAFTAR PUSTAKA.....	xxi

## DAFTAR GAMBAR

Gambar 2. 1 Pompa Reciprocating.....	6
Gambar 2. 2 Gear Pump.....	7
Gambar 2. 3 Screw Pump.....	8
Gambar 2. 4 Rotary Vane Pump.....	8
Gambar 2. 5 Pompa Sentrifugal.....	9
Gambar 2. 6 Pompa Aksial.....	10
Gambar 2. 7 Pompa Jet-Eductor.....	11
Gambar 2. 8 Pompa Hydraulic Ram.....	12
Gambar 2. 9 Pompa Elektromagnetik.....	13
Gambar 2. 10 Konstruksi Screen Wash Pump.....	15
Gambar 2. 11 Intermediate Joint.....	16
Gambar 2. 12 Beban Torsi.....	18
Gambar 2. 13 Sleeve atau Muff Coupling.....	20
Gambar 2. 14 Clamp atau Compression Coupling.....	21
Gambar 2. 15 Tipe-tipe Flange Coupling.....	24
Gambar 2. 16 Bushed-pin Flexible Coupling.....	26
Gambar 2. 17 Universal Coupling Joint.....	29
Gambar 2. 18 Kerusakan Kumulatif Pembebanan Fatigue.....	31
Gambar 2. 19 Tegangan Elemen Tiga Dimensi.....	32
Gambar 2. 21 Layered Structural Geometri.....	36
Gambar 2. 20 Solid Brick 185 atau solid.....	36
Gambar 3. 1 Diagram Alir Penelitian.....	37
Gambar 3. 2 Desain Split Ring Screen Wash Pump Saat Ini.....	38
Gambar 3. 3 Desain Intermediate Shaft Coupling Screen Wash Pump Modifikasi.....	38
Gambar 3. 4 Diagram Alir Pemodelan Menggunakan Metode Elemen Hingga.....	41
Gambar 3. 5 Geometri Intermediate Joint Saat Ini Setelah Dilakukan Meshing.....	42
Gambar 3. 6 Geometri Intermediate Joint Modifikasi Setelah Dilakukan Meshing.....	43
Gambar 4. 1 Konstruksi Intermediate Joint.....	45

Gambar 4. 2 Gambar 3 Dimensi Kedua Ujung Poros Yang Telah Disambung.....	46
Gambar 4. 3 Gambar 3 Dimensi Satu Sisi Split Ring.....	46
Gambar 4. 4 Gambar 3 Dimensi Intermediate Shaft Coupling ...	47
Gambar 4. 5 Susunan Komponen Intermediate Joint Sebelum Digabungkan.....	47
Gambar 4. 6 Gambar 3 Dimensi Poros Dan Split Ring Yang Telah Disambungkan.....	48
Gambar 4. 7 Susunan Komponen Intermediate Joint Sesudah Digabungkan.....	48
Gambar 4. 8 Gaya-Gaya Yang Bekerja Pada Intermediate Joint	49
Gambar 4. 9 Hasil Meshing Desain Intermediate Joint Saat Ini..	50
Gambar 4. 10 Hasil Pemberian Beban Pada Desain.....	51
Gambar 4. 11 Distribusi Tegangan Von Mises Satuan Pa Pembebanan Statis Desain Intermediate Joint Saat Ini.....	52
Gambar 4. 12 Distribusi Tegangan Von Mises Satuan Pa Pembebanan Statis Desain Split Ring Saat Ini .....	52
Gambar 4. 13 Desain Intermediate Joint Modifikasi.....	54
Gambar 4. 14 Gambar 3 Dimensi Kedua Ujung Poros Yang Telah Disambung.....	54
Gambar 4. 15 Gambar 3 Dimensi Coupling Modifikasi (Sisi A)	55
Gambar 4. 16 Gambar 3 Dimensi Coupling Modifikasi (Sisi B)	55
Gambar 4. 17 Susunan Komponen Intermediate Joint Modifikasi Sesudah Digabungkan .....	56
Gambar 4. 18 Susunan Komponen Intermediate Joint Modifikasi Sebelum Digabungkan.....	56
Gambar 4. 19 Hasil Meshing Desain Intermediate Joint Modifikasi.....	57
Gambar 4. 20 Hasil pemberian beban pada desain.....	57
Gambar 4. 21 Distribusi Tegangan Von Mises Satuan Pa Pembebanan Statis Desain Split Ring Modifikasi .....	58
Gambar 4. 22 Distribusi Tegangan Von Mises Satuan Pa Pembebanan Statis Desain Intermediate Joint Modifikasi .....	58

Gambar 4. 23 Plot Tegangan Desain Intermediate Joint (a) Dengan Intermediate Coupling dan (b) Tanpa Intermediate Coupling Dalam 1 Kali Siklus.....	60
Gambar 4. 24 Plot Tegangan Desain Split Ring (a) Dengan Intermediate Coupling dan (b) Tanpa Intermediate Coupling Dalam 1 Kali Siklus .....	60
Gambar 4. 25 Plot Tegangan Desain Intermediate Joint Modifikasi Dalam 1 Kali Siklus .....	63
Gambar 4. 26 Plot Tegangan Desain Intermediate Joint Modifikasi Dalam 1 Kali Siklus .....	63

*(Halaman ini sengaja dikosongkan)*

## DAFTAR TABEL

Tabel 2. 1 Data Spesifikasi Screen Wash Pump.....	14
Tabel 2. 2 Properties SS316 (Sumber: ASTM A240) .....	17
Tabel 2. 3Number of bolts for marine type flange coupling. ....	23
Tabel 3. 1Komposisi Kimia Stainless Steel Tipe 316 .....	39
Tabel 3. 2Sifat Mekanik Material.....	39
Tabel 3. 3Data Kurva Tegangan Regangan Sebenarnya SS316..	40
Tabel 3. 4Data Kurva SN SS316 .....	40
Tabel 3. 5 Tabel Rancangan Penelitian .....	44
Tabel 4. 1 Perbedaan Desain Intermediate Joint Saat Ini Dan Modifikasi .....	53
Tabel 4. 2 Perbandingan Nilai Tegangan Maksimum Desain Intermediate Joint .....	59
Tabel 4. 3Data Hasil Simulasi Fatigue Pada Desain Intermediate Joint Saat Ini.....	61
Tabel 4. 4 Data Hasil Simulasi Fatigue Desain Intermediate Joint Modifikasi .....	64
Tabel 4. 5 Hasil Simulasi Fatigue Desain Awal Dan Desain Modifikasi Dalam $10^5$ Cycle .....	64

*(Halaman ini sengaja dikosongkan)*

# BAB I PENDAHULUAN

## 1. 1 Latar Belakang

PT. Pembangkitan Jawa-Bali Unit Pembangkitan Gresik (PT. PJB UP Gresik) adalah salah satu unit pembangkitan milik pemerintah Indonesia yang memiliki kapasitas daya terpasang hingga 2.225 MW. Sebagian besar kapasitas daya tersebut yang dihasilkan oleh pembangkit listrik tenaga gas uap (PLTGU) sebesar 1698,78 MW. Kegiatan operasional PLTGU PT. PJB UP Gresik dibagi menjadi tiga blok dimana masing-masing blok memiliki kapasitas 566,26 MW dan terdiri dari konfigurasi 3 *gas turbine generator* dan 1 *steam turbin generator*. PLTGU memanfaatkan sistem daur ganda (*combined cycle*) yang memanfaatkan panas dari gas buang turbin gas untuk memanaskan air di HRSG sehingga menghasilkan uap tekanan tinggi dan rendah. Uap inilah yang akan mendorong sudu-sudu *steam turbine* sehingga menghasilkan energi mekanis untuk memutar *generator* dan menghasilkan tenaga listrik yang akan disalurkan ke sistem Jawa – Bali.

Dalam suatu sistem produksi, terdapat bagian yang berfungsi untuk mendinginkan temperatur instalasi tersebut. PLTGU memiliki sistem pendingin yang berperan untuk mendinginkan atau mengkondensasikan uap bekas yang memutar turbin di dalam kondensor sehingga menjadi air kondensat dengan menggunakan media pendingin utama air laut. Sistem ini terdiri dari beberapa peralatan yang saling mendukung. Air laut yang masuk melalui *stop* blok harus melewati *bar screen* agar kotoran dengan ukuran sedang tidak terikut. Setelah itu, air menuju *travelling screen* yang menyaring kotoran dari air laut dengan ukuran lebih kecil. Air ini lalu menuju ke *circulating water pump* untuk kemudian masuk ke kondensor. Diantara rangkaian peralatan tersebut, terdapat *screen wash pump* yang berguna untuk membersihkan *travelling screen*. Pompa ini mengeluarkan air bertekanan yang dapat dioperasikan secara manual ataupun otomatis sesuai kebutuhan.



Dari data kegagalan selama beberapa tahun terakhir, sering ditemukan permasalahan pada bagian *screen wash pump* di setiap blok. Kegagalan tersebut terjadi pada komponen *split ring* dengan material jenis *stainless steel* tipe 316 yang memiliki umur pakai selama dua tahun tetapi hampir setiap bulan pecah. Salah satunya yang terjadi pada *split ring screen wash pump* PLTGU blok 2 yang pecah pada saat alat sedang digunakan. Hal ini menyebabkan sistem pendingin PLTGU blok 2 terganggu. Guna mendapatkan hasil penelitian yang baik terhadap proses kerja pompa ini, dilakukan simulasi pemodelan karakteristik tegangan yang terjadi pada *screen wash pump* sehingga mengakibatkan kegagalan pada *split ring*. Dengan menggunakan konsep Metode Elemen Hingga atau *Finite Element Method* (FEM), diharapkan dapat diketahui pula desain komponen yang ideal. Oleh karena itu, penelitian ini diharapkan mampu menjadi referensi bagi perusahaan untuk mengurangi kegagalan pada jenis alat yang serupa.

### 1. 2 Perumusan Masalah

Permasalahan yang akan diidentifikasi dalam penelitian tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

1. Bagaimana distribusi tegangan pada *intermediate joint screen wash pump* yang mengakibatkan kegagalan pada sistem tersebut?
2. Faktor apa yang menyebabkan kegagalan pada sistem?
3. Bagaimana performa geometri *intermediate joint screen wash pump* modifikasi?

### 1. 3 Batasan Masalah

Beberapa batasan masalah dan asumsi yang digunakan agar penelitian dapat berjalan dengan baik adalah :

1. Material *split ring screen wash pump* yang dimodelkan dianggap homogen.
2. Tidak melakukan modifikasi pada komponen lain.



---

#### **1. 4 Tujuan Penelitian**

Sesuai dengan permasalahan yang telah disebutkan, maka tujuan penelitian ini adalah :

1. Menganalisis distribusi tegangan pada *intermediate joint screen wash pump* yang mengakibatkan kegagalan pada sistem tersebut.
2. Menganalisis faktor apa yang menyebabkan kegagalan pada sistem.
3. Menganalisis performa geometri *intermediate joint screen wash pump* modifikasi.

#### **1. 5 Manfaat Penelitian**

Penelitian ini diharapkan dapat memberikan pembelajaran yang lebih dalam di bidang material dan metalurgi dan menjadi acuan pencegahan terjadinya kembali kegagalan yang serupa dikemudian hari dan dasar pengembangan pada ilmu berikutnya.



*(Halaman ini sengaja dikosongkan)*

## **BAB II**

### **TINJUAN PUSTAKA**

#### **2. 1 Pompa**

Pompa adalah suatu peralatan mekanik yang digerakkan oleh suatu sumber tenaga yang digunakan untuk memindahkan cairan (fluida) dari suatu tempat ke tempat lain, dimana cairan tersebut hanya mengalir apabila terdapat perbedaan tekanan. Pompa juga dapat diartikan sebagai alat untuk memindahkan energi dari suatu pemutar atau penggerak ke cairan ke bejana yang bertekanan yang lebih tinggi. Selain dapat memindahkan cairan, pompa juga berfungsi untuk meningkatkan kecepatan, tekanan, dan ketinggian cairan.

#### **2. 1. 1 Jenis-jenis Pompa**

Secara umum pompa dibedakan menjadi dua kelompok besar, yaitu :

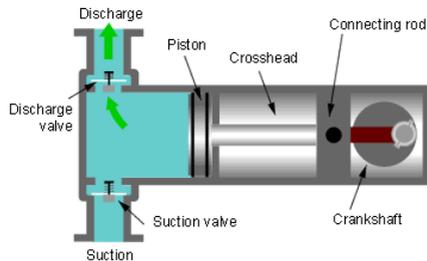
##### 1. Pompa *Positive Displacement*

Pompa *Positive Displacement* bekerja dengan cara memberikan gaya tertentu pada volume fluida tetap dari sisi inlet menuju sisi outlet pompa. Kelebihan dari penggunaan pompa jenis ini adalah dapat menghasilkan *power density* (gaya per satuan berat) yang lebih berat. Dan juga memberikan perpindahan fluida yang tetap atau stabil di setiap putarannya.

Macam-macam pompa *Positive Displacement* yaitu :

- Pompa *Reciprocating*

Pada pompa jenis ini, sejumlah volume fluida masuk kedalam silinder melalui valve inlet pada saat langkah masuk dan selanjutnya dipompa keluar dibawah tekanan positif melalui *valve outlet* pada langkah maju. Kelebihan Pompa *Reciprocating* adalah pompa ini mempunyai tekanan yang tinggi, sehingga bisa dioperasikan pada sistem dengan *head* yang tinggi. Tetapi pompa ini membuat aliran tidak kontinyu (berpuls), tidak *steady*, dan apabila perpindahan dilakukan oleh maju mundurnya jarum piston, pompa ini hanya digunakan untuk pemompaan cairan kental dan sumur minyak.



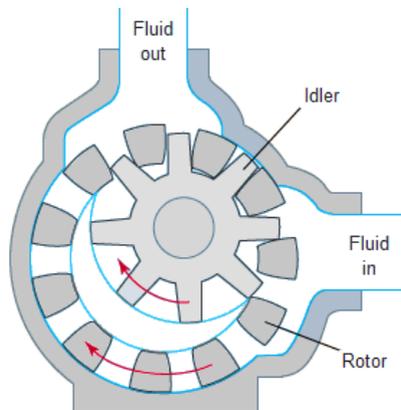
**Gambar 2. 1** Pompa Reciprocating  
(Udin, 2014)

- Pompa *Rotary*

Pompa *rotary* adalah pompa yang menggerakkan fluida dengan menggunakan prinsip rotasi. Vakum terbentuk oleh rotasi dari pompa dan selanjutnya menghisap fluida masuk. Pompa *rotary* dapat diklasifikasikan kembali menjadi beberapa tipe, yaitu :

a. *Gear Pumps*

Sebuah pompa *rotary* yang simpel dimana fluida ditekan dengan menggunakan dua roda gigi. Pompa ini memiliki prinsip kerja dimana saat antar roda gigi bertemu, terjadi penghisapan fluida kemudian berputar dan diakhiri saat roda gigi akan pisah sehingga fluida terlempar keluar. Keuntungan *Gear Pumps* adalah pompa ini memiliki kemampuan *self priming* (menghisap sendiri), kapasitas konstan pada putaran tertentu, aliran hampir kontinyu, arah pemompaan dapat dibalik, ringan, menghemat tempat, dan dapat memompa cairan yang mengandung uap dan gas. Sedangkan kekurangan pompa tipe ini yaitu cairan harus relatif bersih, poros harus diberi *seal*, *clearence* antar bagian-bagian yang berputar harus sekecil-kecilnya, dan tidak diijinkan fluida benda padat.

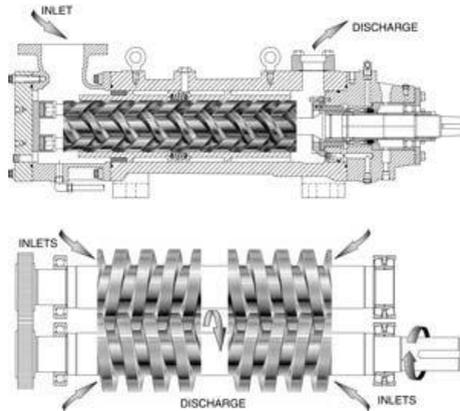


**Gambar 2. 2** Gear Pump  
(Onny, 2016)

#### b. *Screw Pumps*

Pompa ini menggunakan dua ulir yang bertemu dan berputar untuk menghasilkan aliran fluida sesuai dengan yang diinginkan. Pompa *screw* ini digunakan untuk menangani cairan yang mempunyai viskositas tinggi, heterogen, sensitif terhadap geseran dan cairan yang mudah berbusa. Cara kerja screw pumps adalah zat cair masuk pada lubang isap, kemudian akan ditekan di ulir yang mempunyai bentuk khusus. Dengan bentuk ulir tersebut, zat cair akan masuk ke ruang antara ulir-ulir, ketika ulir berputar, zat cair terdorong ke arah lubang pengeluaran

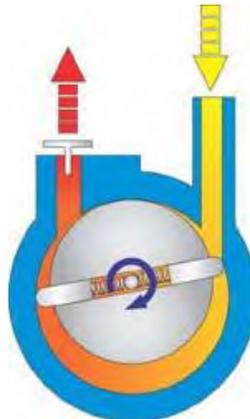
Keuntungan Screw Pumps yaitu memiliki efisiensi total tinggi, kemampuan hisap tinggi, aliran konstan dan lancar, desain sederhana, dan pompa dapat beroperasi tanpa valve. Sedangkan kekurangan screw pumps adalah harganya yang relatif lebih mahal, untuk tekanan tinggi, memerlukan elemen pompa yang panjang, desain dilengkapi dengan sebuah screw pemaksa dan gurdi (bor) dan juga hopper dengan panjang hingga 3 meter.



**Gambar 2. 3** Screw Pump  
(Udin, 2014)

*c. Rotary Vane Pumps*

Memiliki prinsip yang sama dengan kompresor scroll, yang menggunakan rotor silindrik yang berputar secara harmonis menghasilkan tekanan fluida tertentu. Prinsip kerjanya baling-baling menekan lubang rumah pompa oleh gaya sentrifugal bila motor diputar.



**Gambar 2. 4** Rotary Vane Pump  
(Udin Wahyudin, 2014)

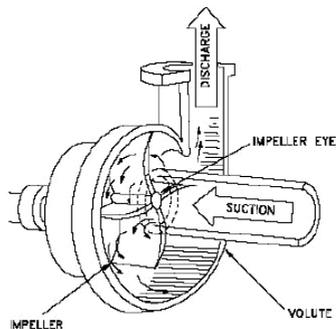


Fluida yang terjebak diantara dua bolang-baling dibawa berputar dan dipaksa keluar dari sisi buang pompa. Keutungan *rotary vane pumps* adalah dapat mengkompensasi keausan melalui perpanjangan baling-baling. Tetapi pompa ini tidak cocok untuk fluida dengan viskositas tinggi dan tekanan yang tinggi.

## 2. Dynamic Pump

- Pompa Sentrifugal (pompa rotor-dinamik)

Pompa sentrifugal merupakan peralatan dengan komponen yang paling sederhana pada pembangkit. Tujuannya adalah mengubah energi penggerak utama (motor listrik atau turbin) menjadi kecepatan atau energi kinetik dan kemudian energi tekan pada fluida yang sedang dipompakan. Perubahan energi terjadi karena dua bagian utama pompa, impeller dan volute atau difuser. *Impeller* adalah bagian berputar yang mengubah energi dari penggerak menjadi energi kinetik. *Volute* atau *difuser* adalah bagian tak bergerak yang mengubah energi kinetik menjadi energi tekan.



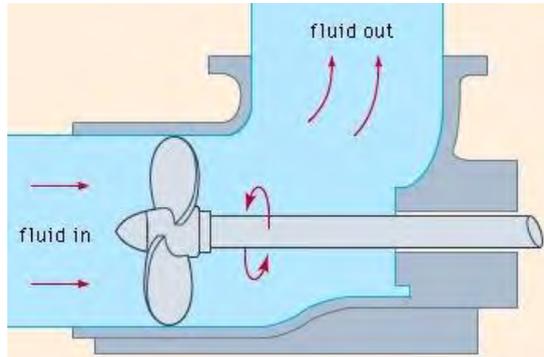
**Gambar 2. 5** Pompa Sentrifugal  
(Herizal, 2010)

- Pompa Aksial

Pompa aksial adalah salah satu pompa yang berfungsi untuk mengalirkan fluida dari potensial rendah ke potensial yang lebih tinggi dengan menggunakan gerak putaran dari blades dan



mempunyai arah aliran yang sejajar dengan sumbu porosnya. Prinsip kerja pompa aksial adalah energi mekanik yang dihasilkan oleh sumber penggerak ditransmisikan melalui poros *impeller* untuk menggerakkan *impeller* pompa. Putaran *impeller* memberikan gaya aksial yang mendorong fluida sehingga menghasilkan energi kinetik pada fluida kerja tersebut.

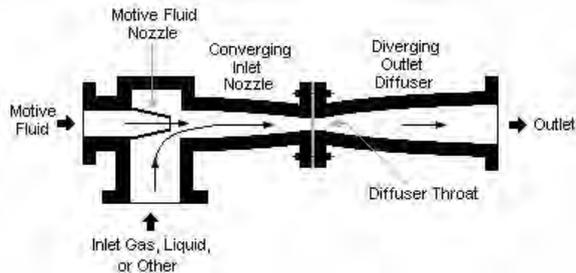


**Gambar 2. 6** Pompa Aksial  
(Udin, 2014)

- *Special-Effect Pump*

- a. Pompa *Jet-Eductor (injector)*

Pompa *Jet-Eductor (injector)* adalah sebuah pompa yang menggunakan efek venturi dan *nozzle* konvergen-divergen untuk mengkonversi energi tekanan dari fluida bergerak menjadi energi gerak sehingga menciptakan area bertekanan rendah, dan dapat menghisap fluida di sisi suction. Prinsip kerja pompa *Jet-Eductor* menggunakan *nozzel* yang bekerja sesuai efek venturi sehingga mengkonversi energi tekan pada fluida menjadi energi gerak dan sisi *suction* (hisap) bertekanan rendah dan sehingga fluida dapat mengalir.



**Gambar 2.7** Pompa Jet-Eductor  
(Udin, 2014)

#### b. Gas Lift Pump

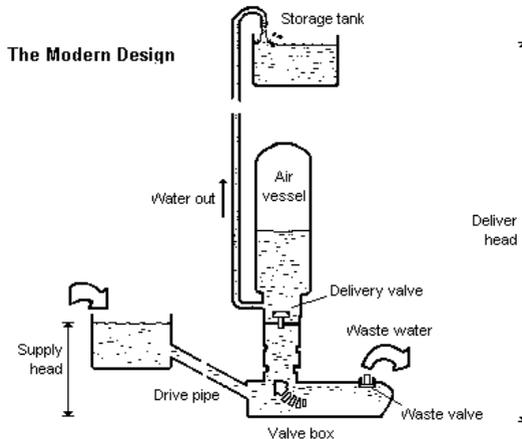
*Gas Lift Pump* adalah salah satu bentuk sistem pengangkatan buatan yang lazim digunakan untuk mengangkat fluida dari sumur-sumur minyak bumi. Sistem ini bekerja dengan cara menginjeksikan gas bertekanan tinggi kedalam anulus (ruang antara *tubing* dan *casing*), dan kemudian ke dalam *tubing* produksi sehingga terjadi proses aerasi (*aeration*) yang mengakibatkan berkurangnya berat kolom fluida dan tubing. Sehingga tekanan *recervoir* mampu mengalirkan fluida dari lubang sumur menuju fasilitas produksi dipermukaan.

Kelebihan *gas lift pump* adalah umur peralatan yang lebih lama, biaya operasi lebih kecil, dan tidak dipengaruhi oleh desain sumur. Tetapi harus tersedia gas di dalam sumur, sentralisasi kompresor sulit untuk sumur-sumur dengan jarak jauh, dan gas injeksi yang tersedia sangat korosif, kecuali diolah sebelum digunakan.

#### c. Pompa Hydraulic Ram



Pompa *Hydraulic Ram* adalah pompa air siklik dengan menggunakan tenaga hidro (*hydropower*). Prinsip kerja dari *Hydraulic Ram* adalah dengan menggunakan energi kinetik dari cairan dan energi tersebut diubah menjadi energi tekan dengan memberikan tekanan dengan tiba-tiba.



**Gambar 2. 8** Pompa Hydraulic Ram  
(Udin, 2014)

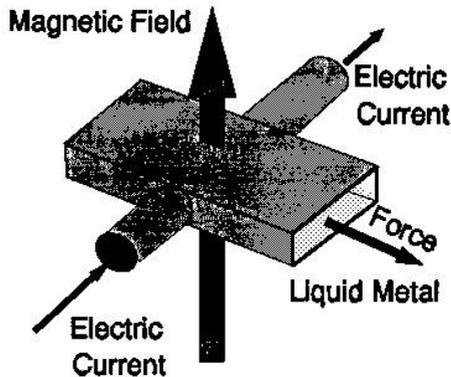
Kelebihan pompa *hydraulic ram* adalah bisa beroperasi tanpa bantuan energi listrik atau BBM. Tetapi klep pembuangan akan terbuka karena beban klep terlalu ringan dan tertutup karena beban klep berlebihan. Selain itu, perawatan pompa harus rutin, dan masih tergantung dari keadaan alam yang berubah-ubah.

#### d. Pompa Elektromagnetik

Pompa elektromagnetik adalah pompa yang menggerakkan fluida logam dengan jalan menggunakan gaya elektromagnetik. Prinsip kerjanya menggerakkan fluida dengan gaya elektromagnetik yang disebabkan medan magnetik yang dialirkan.



Keuntungan pompa elektromagnetik adalah pompa ini tidak memiliki bagian yang bergerak, ventilasi, seal dan lainnya sehingga tidak bersuara dan bergetar. Selain itu kinerjanya tidak habis dimakan waktu dan dapat menghasilkan output yang besar dengan input yang kecil. Tetapi untuk menggunakan pompa ini membutuhkan persyaratan yang tinggi.



Gambar 2. 9 Pompa Elektromagnetik  
(Udin, 2014)

### 2. 1. 2 Sistem pada Pompa Sentrifugal

Sebuah pompa sentrifugal tersusun atas sebuah *impeller* dan saluran *inlet* ditengah-tengahnya. Dengan desain ini maka pada saat *impeller* berputar, fluida mengalir menuju *casing* disekitar *impeller* sebagai akibat dari gaya sentrifugal. *Casing* ini berfungsi untuk menurunkan kecepatan aliran fluida sementara kecepatan putar *impeller* tetap tinggi. Kecepatan fluida dikonversikan menjadi tekanan oleh *casing* sehingga fluida dapat menuju titik outlet nya.

Fluida memasuki *nozzle* dari *inlet* menuju titik tengah *impeller* yang berputar. Ketika berputar, *impeller* akan memutar fluida yang ada dan mendorongnya keluar antara dua siripnya, serta menciptakan percepatan sentrifugal. Ketika fluida meninggalkan titik tengah *impeller*, ia akan menciptakan daerah bertekanan rendah sehingga fluida dibelakangnya mengalir ke



arah sisi masuk. Karena sirip *impeller* berbentuk kurva, cairan akan terdorong ke arah tangensial dan radial oleh gaya sentrifugal. Gaya ini terjadi di dalam pompa seperti halnya yang dialami air dalam ember yang diputar diujung seutas tali.

Energi yang diciptakan oleh gaya sentrifugal adalah energi kinetik. Jumlah energi yang diberikan ke fluida sebanding dengan kecepatan pada piringan luar *impeller*. Semakin cepat *impeller* berputar atau semakin besar energi diberikan kepada fluida. Energi kinetik fluida yang keluar dari *impeller* tertahan dengan penciptaan terhadap aliran. Tahanan pertama diciptakan oleh rumah pompa (*volute*) yang menangkap cairan dan memperlambatnya. Pada *nozzle* keluar, fluida makin diperlambat dan kecepatannya diubah menjadi tekanan sesuai dengan prinsip bernoulli.

## 2. 2 Screen Wash Pump PLTGU PJB UP GRESIK

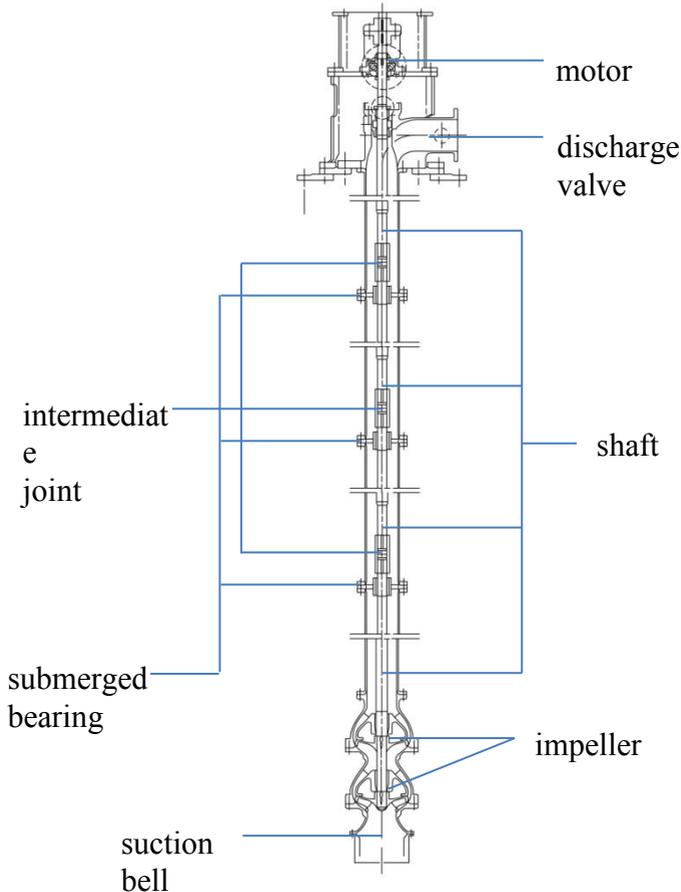
*Screen Wash Pump* pada PLTGU PT. PJB UP. GRESIK merupakan jenis pompa sentrifugal. Adapun spesifikasi *Screen Wash Pump* yang ada sebagai berikut :

**Tabel 2. 1** Data Spesifikasi Screen Wash Pump

<b>Spesifikasi Screen Wash Pump</b>	
Model	VMT-R2-M
Flow	4.1 m <sup>3</sup> /min
Manufacturer	DMW Corporation
<b>Spesifikasi Screen Wash Pump Driving Motor</b>	
Power	55 KW
Voltage	380 V
Frekuensi	50 Hz
Rotation	CCW
Rotate speed	1475 rpm
Phase	3
Manufacturer	Fuji Electric Co., Ltd.



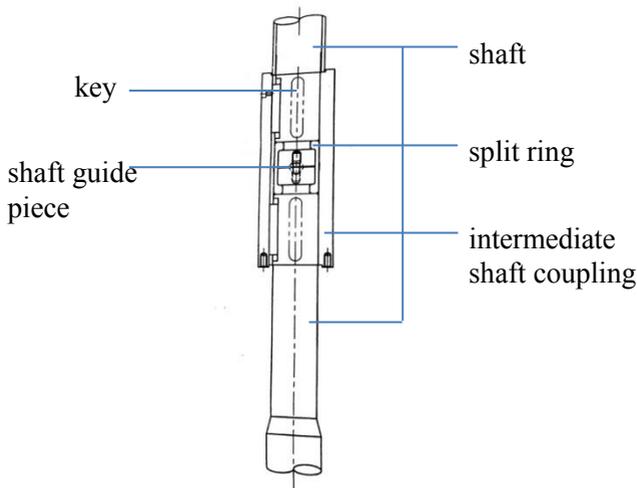
*Screen Wash Pump* yang ada di PLTGU PT PJB UP GRESIK menggunakan air laut sebagai fluida yang mengalir di dalamnya. *Screen Wash Pump* berfungsi menyemburkan air laut ke *travelling screen* dengan tekanan sebesar  $6-7 \text{ kg/cm}^3$  untuk membersihkan saringan tersebut dari kotoran. Pompa ini tidak selalu bekerja, diaktifkan hanya ketika diperlukan dengan durasi 10-15 menit sesuai kebutuhan. Ketika pompa dimatikan, air laut akan kembali ke permukaan.



**Gambar 2. 10** Konstruksi Screen Wash Pump



*Screen Wash Pump* terdiri dari 1 motor, 2 *impeller*, dan 4 *shaft* yang tersusun vertikal seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.10. Motor dengan daya 55 KW ini akan menggerakkan *shaft* dan memutar *impeller*. *Impeller* yang berputar akan menghisap air laut dan membuatnya tertarik keatas menuju *discharge valve*. Masing-masing *shaft* memiliki panjang 2 meter dengan satu sisi memiliki tonjolan ulir sedangkan sisi satunya memiliki lubang berulir yang dinamakan *shaft guide piece*. Dimana ketika dua *shaft* disambungkan akan dapat dikunci dengan memasukkan tonjolan ke lubang berulir seperti baut. Kemudian di atas sambungan tersebut diberi *split ring* agar kedua *shaft* memiliki permukaan yang rata. Lalu *intermediate shaft coupling* yang berupa selubung diposisikan tepat diatas pasak atau *intermediate coupling key* yang berada pada badan *shaft* untuk kemudian dikunci dengan baut. Dengan begitu, motor tak hanya menggerakkan *shaft*, namun juga *split ring* dan *intermediate shaft coupling*. Penggabungan dua *shaft* seperti ini disebut *intermediate joint*.



**Gambar 2. 11** Intermediate Joint



Material yang digunakan pada masing-masing komponen *Screen Wash Pump* antara lain:

Impeller	: SCS14
Casing	: SCS14
Shaft	: SUS316
Column Pipe	: SUS316L
Bearing	: Rubber dan PTEE
Base Plate	: FC200

SUS316 sendiri merupakan kode yang digunakan pada JIS dan *equivalent* dengan ASTM SS316. Bagian yang mengalami kegagalan, *split ring*, terbuat dari material yang sama dengan *shaft*, yaitu *stainless steel* tipe 316 dengan *properties* sebagai berikut:

**Tabel 2. 2** Properties SS316 (Sumber: ASTM A240)

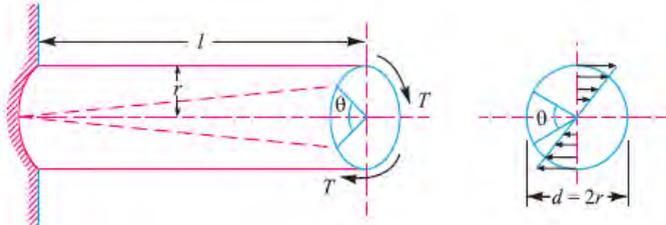
Properties	Value	Units
Density	8000	kg/m <sup>3</sup>
Hardness	1700	MPa
Poisson's Ratio	0.3	
Tensile Strength	480	MPa
Young's Modulus	193	GPa

### 2. 3 Torsi

Komponen mekanis yang mentransmisikan daya selalu dalam kondisi menerima beban. Beban yang bekerja bisa berupa beban bending atau torsi atau kombinasi keduanya. Ketika anggota mesin diberi beban yang sama dan berlawanan yang bekerja dalam bidang sejajar (atau torsi atau momen putar), maka komponen mesin tersebut dikatakan mengalami torsi. Komponen yang paling sering menerima 2 jenis beban ini adalah poros. Karakteristik beban torsi adalah adanya kopel pada permukaan



poros yang berpusat pada sumbu penampang lingkaran. Tegangan yang muncul karena torsi disebut “*torsional shear stress*”.



**Gambar 2. 12** Beban Torsi  
(Gupta, 2005)

Jika sebuah poros mendapatkan torsi, maka seluruh bagian penampang poros mulai dari pusat sumbu sampai permukaan akan mengalami tegangan geser torsi (*torsional shear stress*). Tegangan geser torsi maksimum pada permukaan luar poros dapat diperoleh dari berikut:

$$\frac{\tau}{r} = \frac{T}{J} = \frac{C \cdot \theta}{l} \quad (2-1)$$

Dimana

t = Torsional shear stress di bagian permukaan (max)

r = Radius poros

T = torsi atau momen puntir

J = polar moment of inertia,

C = Modulus kekakuan bahan poros

l = panjang poros

$\theta$  = sudut puntiran pada panjang l (radian)

Sedangkan daya yang ditransmisikan sebesar

$$P = \frac{2\pi NT}{60} \quad (2-2)$$

Dimana N adalah putaran dalam rpm, P dalam watt.



## 2.4 Shaft Coupling

Poros biasanya tersedia sampai dengan panjang 7 meter karena ketidaknyamanan dalam transportasi. Untuk mendapatkan ukuran yang lebih panjang, perlu menggabungkan dua poros atau lebih dengan *coupling*. *Coupling* adalah komponen mekanik yang berfungsi untuk membuat sambungan permanen atau non permanen sesuai dengan kebutuhan pemakainya. Sehingga *coupling* bisa berguna untuk menyambung dua buah poros yang saling terpisah, menghasilkan kefleksibelan posisi poros yang tidak berada pada satu sumbu, dan melindungi poros dari *overload* dan *shock load*.

Kriteria *coupling* yang bagus antara lain:

- Mudah dipasang dan dilepas
- Dapat mentransmisikan daya tanpa ada loss
- Dapat menjaga ketidaksenteran dengan baik
- Dapat meredam *shock load* dengan baik

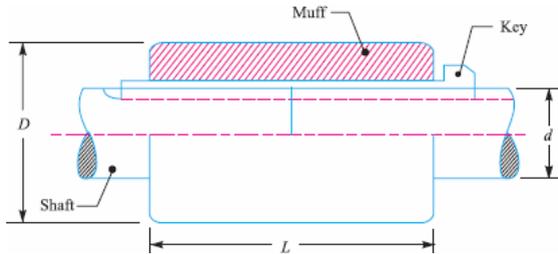
### Tipe-tipe Coupling

1. Rigid coupling, digunakan untuk menghubungkan dua poros yang sejajar (satu sumbu). Adapun jenis-jenis dari rigid coupling:

- a. Sleeve atau Muff Coupling

Sleeve atau Muff Coupling adalah bentuk kopling paling sederhana, yaitu berbentuk tabung silinder dengan diameter dalam sama dengan diameter poros. Menggunakan pasak gib head sebagai penguncinya. Daya ditransmisikan dari satu poros ke poros yang lain melalui pasak dan sleeve. Oleh karena itu, semua elemen harus cukup kuat untuk mengirimkan torsi. Ukuran proporsi coupling yang digunakan adalah:

Outer diameter sleeve,  $D = 2d + 13 \text{ mm}$  dan panjang sleeve,  $L = 3.5 d$ . Dimana  $d$  adalah diameter shaft.



**Gambar 2. 13** Sleeve atau Muff Coupling  
(Gupta, 2005)

Dalam mendesain Sleeve atau Muff Coupling, prosedur berikut dapat dilakukan.

- Desain sleeve coupling

Sleeve dirancang dengan mempertimbangkannya sebagai poros berongga. Persamaan yang digunakan adalah:

$$T = \frac{\pi}{16} \times \tau_C \left( \frac{D^4 - d^4}{D} \right) = \frac{\pi}{16} \times \tau_C \times D^3 (1 - k^4) \quad (2-3)$$

Dimana

T = torsi poros

$\tau_C$  = Permissible shear stress untuk material sleeve (cast iron).

K = d/D

- Desain pasak

Lebar dan tebal pasak disesuaikan dengan tabel perhitungan pasak. Panjang pasak setidaknya sama dengan panjang *sleeve*. Karena pasak harus dipasang terpisah (pada masing-masing poros), maka panjang satu pasak dapat dicari dengan persamaan:

$$l = \frac{L}{2} = \frac{3.5 d}{2} \quad (2-4)$$

Setelah menghitung panjang masing-masing pasak pada poros, shearing and crushing stresses dapat dicari. Diketahui bahwa torsi yang ditransmisikan sebesar:

$$T = l \times w \times \tau \times \frac{d}{2} \quad (2-5)$$



$$= l \times \frac{t}{2} \times \sigma_c \times \frac{d}{2}$$

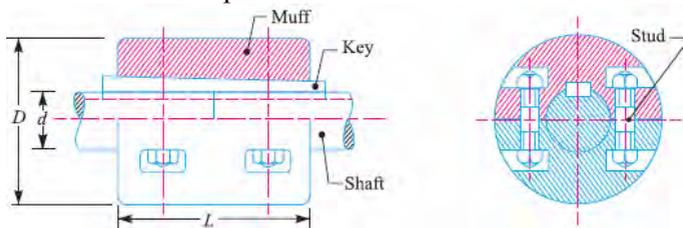
Kedalaman rumah pasak dan juga diameter pada setiap poros yang dihubungkan harus sama persis. Jika tidak sesuai, maka di satu poros pasak akan rapat dan di poros yang lain longgar. Untuk menghindari hal ini, pasak dibuat dalam dua bagian yang dapat digerakkan dari ujung yang sama untuk setiap poros atau dapat juga didorong dari ujung poros.

#### b. Clamp/ Split-muff/ Compression Coupling

*Clamp* atau *Compression Coupling* dikenal juga sebagai *Split-muff coupling*. Kopling ini dibuat dengan *muff* atau *sleeve* dalam bentuk terpisah, yaitu dua buah setengah silinder. Satu bagian muff dipasang dari bawah, dan bagian lainnya ditempatkan di atasnya dan disatukan dengan baut. Baut pengunci minimal sepasang (2 baut) dan penambahan baut harus selalu berpasangan-pasangan, bisa 4 baut atau 6 baut. Pasak yang digunakan hanya satu saja (sepanjang *sleeve*). coupling jenis ini bisa digunakan untuk beban berat dan kecepatan sedang. Kelebihan dari coupling ini adalah posisi poros tidak perlu diubah ketika penyambungan atau pembongkaran. Proporsi ukuran muff untuk *Clamp* atau *Compression Coupling* adalah:

Diameter muff / sleeve,  $D = 2d + 13 \text{ mm}$  dan panjang muff,  $L = 3.5 d$

Dimana  $d$  = Diameter poros



**Gambar 2. 14** Clamp atau Compression Coupling  
(Gupta, 2005)



- Desain muff dan pasak

Dibuat sama dengan *sleeve* atau *muff coupling*.

- Desain Baut Pengikat

Gaya yang muncul pada satu bagian sleeve yang dipasang baut adalah sebesar:

$$F = \frac{\pi}{4} (d_b)^2 \sigma_t \times \frac{n}{2} \quad (2-6)$$

Dimana,

$d_b$  = root diameter baut

$\sigma_t$  = tegangan tarik baut

$n$  = jumlah baut

Jika  $p$  adalah tekanan yang bekerja di poros dan muff karena pengencangan/ pengikatan, maka distribusi gaya adalah:

$$p = \frac{\frac{\pi}{4} (d_b)^2 \sigma_t \times \frac{n}{2}}{\frac{1}{2} L \times d} \quad (2-7)$$

Gaya gesek antara permukaan poros dan muff

$$F = \mu \times \text{pressure} \times \text{area} \times = p \times \frac{1}{2} \times \pi d \times L$$

$$= \mu \times \frac{\frac{\pi}{4} (d_b)^2 \sigma_t \times \frac{n}{2}}{\frac{1}{2} L \times d} \times \frac{1}{2} \times \pi d \times L$$

$$= \mu \times \frac{\pi}{4} (d_b)^2 \sigma_t \times \frac{n}{2} \times \pi = \mu \times \frac{\pi^2}{8} (d_b)^2 \sigma_t \times n$$

$\mu$  adalah koefisien gesek antara poros dan coupling

Sedangkan torsi yang dipindahkan ke *coupling* sebesar:

$$T = F \times \frac{d}{2} = \mu \times \frac{\pi^2}{8} (d_b)^2 \sigma_t \times n \times \frac{d}{2} = \frac{\pi^2}{16} \times \mu (d_b)^2 \sigma_t \times n \times d \quad (2-8)$$

Dari rumusan-rumusan di atas, root diameter baut bisa dihitung.



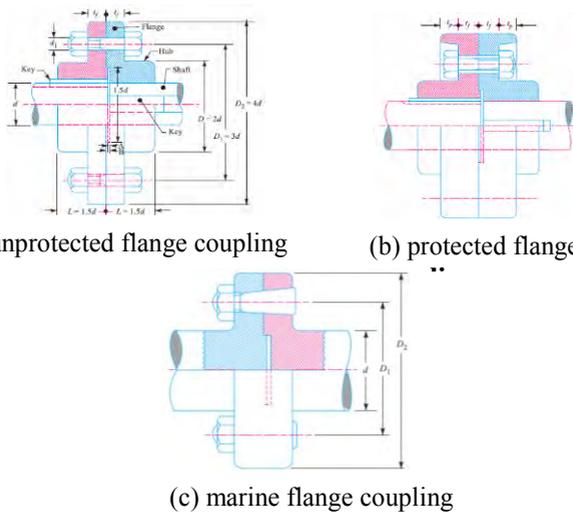
### c. Flange Coupling

Flange Coupling adalah kopling yang dipasang pada masing-masing ujung poros. Kopling ini dipasangkan/ disatukan oleh baut yang tersebar sepanjang keliling *flange*. Masing-masing *flange* diikat pada poros menggunakan *sunk key* yang posisinya tidak segaris dengan lubang baut (menghindari pelemahan *coupling*). Ada tiga tipe *flange coupling*, yaitu *unprotected flange coupling*, *protected flange coupling*, dan *marine flange coupling*.

Pada tipe *unprotected flange coupling* yang ditunjukkan gambar 2.7 (a), setiap poros dikunci pada flange utama dengan *counter sunk key* dan kemudian dipasangkan bersama dengan baut. Umumnya baut yang digunakan berjumlah tiga, empat, atau enam buah. Pasak yang berada di sudut kanan di sepanjang lingkaran poros berfungsi untuk membagi efek yang melemahkan akibat rumah pasak. Sedangkan pada tipe *protected flange coupling* yang ditunjukkan pada gambar 2.7 (b), mur dan baut yang menonjol dilindungi oleh flange pada keua bagian coupling, untuk menghindari bahaya yang dapat terjadi pada operator. Selain itu ketebalan lingkaran flange ( $t_p$ ) adalah sebesar  $0.25 d$ . Pada tipe *marine flange coupling*, flange ditempa secara terpisah dengan poros seperti pada gambar 2.7 (c). Flange diikat bersama dengan baut runcing tanpa kepala, yang berjumlah empat hingga duabelas tergantung diameter poros yang digunakan. Seperti yang ada pada tabel dibawah ini:

**Tabel 2. 3** Number Of Bolts For Marine Type Flange Coupling  
[According to IS: 3653 – 1966 (Reaffirmed 1990)]

Shaft Diameter (mm)	35 to 55	56 to 150	151 to 230	231 to 390	Above 390
Number of Bolts	4	6	8	10	12



**Gambar 2. 15** Tipe-tipe Flange Coupling  
(Gupta, 2005)

- Desain Unprotected Flange Coupling

Jika  $d$  = diameter poros atau diameter dalam flange

$D$  (Outside diameter hub) =  $2d$

$L$  (Panjang hub) =  $1.5d$

$D_1$  (Pitch circle diameter bolts) =  $3d$

$D_2$  (Outside diameter flange) =  $D_1 + (D_1 - D) = 2D_1 - D = 4d$

$t_f$  (Ketebalan flange) =  $0.5d$

Jumlah bolts: 3, utk  $d$  s/d 40 mm

4, utk  $d$  s/d 100 mm

6, utk  $d$  s/d 180 mm

$t_s$ ,  $t_b$  and  $t_k$  = Allowable shear stress for shaft, bolt and key material

$t_c$  = Allowable shear stress for the flange material



$\sigma_{cb}$ , and  $\sigma_{ck}$  = Allowable crushing stress for bolt and key material

- Desain Hub

*Flange coupling* diasumsikan sebagai poros berrongga dengan besar torsi yang dinyatakan dengan persamaan:

$$T = \frac{\pi}{16} \times \tau_c \left( \frac{D^4 - d^4}{D} \right) \quad (2-9)$$

- Desain Pasak

Panjang pasak sama dengan panjang hub. Lebar dan tebal sesuai tabel dan perhitungan pasak

- Desain Flange

Karena masing-masing ujung hub dipertemukan dan disambung dengan baut, maka torsi yang muncul adalah akibat tegangan geser sepanjang permukaan flange

$$T = F_{\text{karena shear}} \times \text{Radius of hub}$$

= Circumference  $\times$  Thickness of flange  $\times$  Shear stress of flange  $\times$  Radius of hub

$$T = \pi D \times t_f \times \tau_c \times \frac{D}{2} \quad (2-10)$$

- Desain Baut

Baut didesain bekerja dengan tegangan geser. Jumlah baut ( $n$ ) tergantung dari diameter poros dan diameter *pitch circle* baut ( $D_1$ ) =  $3d$ . Diketahui bahwa:

Beban yang bekerja tiap baut adalah sebesar

$$= \frac{\pi}{4} (d_1)^2 \tau_b$$

Untuk  $n$  buah baut, maka beban yang bekerja sebesar

$$= \frac{\pi}{4} (d_1)^2 \tau_b \times n$$

Dan besar torsi yang dipindahkan adalah

$$T = \frac{\pi}{4} (d_1)^2 \tau_b \times n \times \frac{D_1}{2}$$

Dari persamaan di atas, dapat diketahui besar  $D_1$ .



Diketahui *Crushing resistance* dari baut adalah sebesar

$$= n \times d_1 \times t_f$$

dan *crushing strength* semua baut

$$= (n \times d_1 \times t_f) \sigma_{cb}$$

Jadi besar torsi yang ditransmisikan,

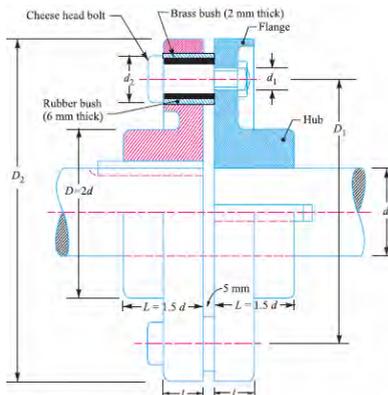
$$T = (n \times d_1 \times t_f \times \sigma_{cb}) \frac{D_1}{2} \quad (2-11)$$

Dimana  $t_f$  = adalah ketebalan *flange*.

2. Flexible coupling, digunakan untuk menghubungkan dua poros yang tidak satu sumbu. Adapun jenis-jenis dari flexible coupling:

- a. Bushed-pin Flexible Coupling

Bushed-pin Flexible Coupling adalah modifikasi dari flange coupling. Dilengkapi dengan brass bush dan rubber bush yang diselubungkan pada cheese head bolt/ pin. Kedua bagian coupling tidak memiliki konstruksi yang sama. Terdapat jarak sebesar 5 mm di antara permukaan kedua bagian coupling. Tidak ada hubungan yang kaku antara keduanya dan penggerak berada di antara *compressible rubber* atau *leather bushes*.



**Gambar 2. 16** Bushed-pin Flexible Coupling  
(Gupta, 2005)



Dalam mendesain *bushed-pin flexible coupling*, ukuran menggunakan modifikasi dari tipe flange coupling. Modifikasi ini dilakukan untuk mengurangi tekanan pada rubber atau leather bushes yang tidak boleh lebih dari  $0.5 \text{ N/mm}^2$ . Untuk menjaga tekanan bearing tetap rendah, diameter pitch circle dari pin dinaikkan.

Jika

$L$  = panjang bush dalam flange,

$d_2$  = diameter bush,

$p_b$  = bearing pressure pada bush or pin,

$n$  = jumlah pins

$D_1$  = diameter of pitch circle pins.

Bearing load tiap pin,

$$W = p_b \times d_2 \times l$$

Jadi, total bearing load pada bush atau pins

$$= W \times n = p_b \times d_2 \times l \times n$$

dan torsi yang ditransmisikan sebesar

$$T = W \times n \left(\frac{D_1}{2}\right) = p_b \times d_2 \times l \times n \left(\frac{D_1}{2}\right) \quad (2-12)$$

Direct shear stress karena torsi

$$\tau = \frac{W}{\frac{\pi}{4} (d_1)^2}$$

Dengan mengasumsikan bahwa pin adalah cantilever beam dengan beban merata, maka



$$M = W \left( \frac{1}{2} + 5 \text{ mm} \right)$$

dan bending stress,

$$\sigma = \frac{M}{Z} = \frac{W \left( \frac{1}{2} + 5 \text{ mm} \right)}{\frac{\pi}{32} (d_1)^3}$$

Karena pin dikenai tegangan bending dan shear, maka perlu diperiksa maximum principal stress atau *maximum shear stress*-nya

*Maximum principal stress*

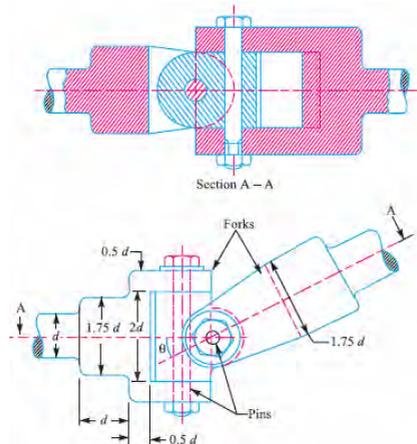
$$= \frac{1}{2} \left[ \sigma + \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \right]$$

dan *maximum stress* pada pin

$$= \frac{1}{2} \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}$$

#### b. Universal Coupling Joint

Universal Coupling Joint banyak ditemukan pada kendaraan. Coupling jenis ini digunakan sebagai penghubung antara mesin dengan as roda belakang sehingga memungkinkan untuk perputaran dua poros yang saling menyudut dengan posisi kopleng sebagai titik pusatnya.



**Gambar 2. 17** Universal Coupling Joint  
(Gupta, 2005)

Jika,

$d$  = Diameter shaft

$d_p$  = Diameter pin

$\tau$  dan  $\tau_1$  = Shear stress yang diijinkan

Torsi pin yang ditransmisikan adalah sebesar

$$T = \frac{\pi}{16} \times \tau \times d^3$$

dan

$$T = 2 \times \frac{\pi}{4} (d_p)^2 \tau_1 \times d \quad (2-13)$$

## 2.4 Fatigue

*Fatigue* adalah kegagalan yang terjadi karena pembebanan dinamis dan fluktuatif dengan pebebanan dibawah tegangan luluh untuk beban statis. *Fatigue* merupakan kegagalan terbesar pada kegagalan logam dan hampir 90%. Kegagalan *fatigue* berbahaya, karena tidak memberikan tanda-tanda

---

Laporan Tugas Akhir

Jurusan Teknik Material dan Metalurgi



kegagalan yang jelas. Setiap material umumnya memiliki kurva S-N, dimana *stress amplitudes* sesuai dengan persamaan (2-14), Sedangkan N merupakan logaritma dari jumlah cycle.

$$\sigma_a = \frac{\sigma_r}{2} = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad (2-14)$$

Secara umum *fatigue life* dibedakan menjadi dua, yaitu: low-cycle *fatigue* dan high-cycle *fatigue*. Pada low-cycle *fatigue* terjadi kurang dari  $10^4 - 10^5$  cycle. Sedangkan high-cycle lebih dari  $10^5$  hingga patah (Callister, 2009).

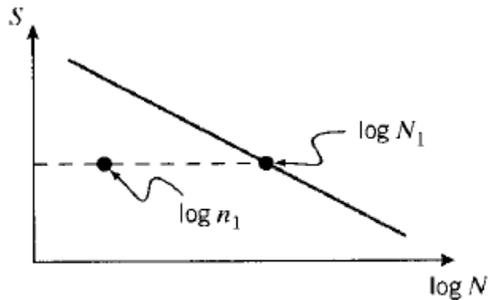
Wohler mengemukakan bahwa pembebanan pada *fatigue* terdiri dari tegangan tarik dan tekan dan membentuk gelombang sinusoidal atau *fully reversed fatigue loading*. Namun pada kenyatannya tidak semua aplikasi pembebanan merupakan *fully reverse stress cycling*. Ini semua tergantung dari stress ratio tegangan yaitu

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} \quad (2-15)$$

Struktur senantiasa mempunyai spektrum pembebanan dan variabel amplitudo pembebanan. Ketika diberikan variasi pembebanan selama proses kelelahan. Kerusakan kumulatif dapat diperkirakan dengan hukum Miner. Gambar 2.5 memperlihatkan efek kerusakan kumulatif selama pembebanan *fatigue*, dimana  $N_i$  adalah *lifetime cycle* dan  $n_i$  adalah jumlah siklus pada tegangan tertentu.

$$\sum_{i=1}^k \frac{n_i}{N_i} = 1 \quad (2-16)$$

Kelelahan terjadi ketika kerusakan kumulatif  $\geq 1$ . Dimana jumlah siklus pada tegangan tertentu telah melampaui *lifetime cycle*.

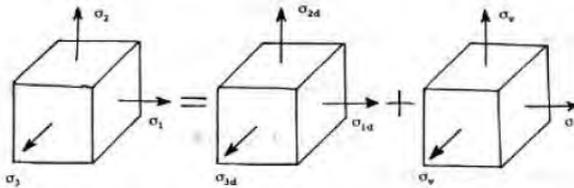


**Gambar 2. 18** Kerusakan Kumulatif Pembebanan Fatigue

### 2.5 Teori Energi Distorsi (von Mises-Henky)

Teori kegagalan ini diperkenalkan oleh Huber (1904) dan kemudiandisempurnakan melalui kontribusi von Mises dan Henky. Teori ini menyatakan bahwa kegagalan diprediksi terjadi pada keadaan tegangan multiaksial bilamana energi distorsi per unit volume sama atau lebih besar dari energi distorsi per unit volume pada saat terjadinya kegagalan dalam pengujian tegangan uniaksial sederhana terhadap spesimen dari material yang sama.

Gambar 2.21 menggambarkan sebuah unit kubus yang dikenai tiga tegangan normal  $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ . Gambar 2.21 (a) menggambarkan elemen dengan tiga tegangan sumbu, Gambar 2.21 (b) menggambarkan komponen tegangan untuk distorsi, Gambar 2.21 (c) menggambarkan komponen tegangan untuk perubahan volume.



**Gambar 2. 19** Tegangan Elemen Tiga Dimensi  
(Hasan, 2015)

Rumus energi regangan total yang diberikan adalah:

$$U = \frac{1}{2} \sigma_1 \varepsilon_1 + \frac{1}{2} \sigma_2 \varepsilon_2 + \frac{1}{2} \sigma_3 \varepsilon_3 \quad (2-17)$$

Di mana  $\varepsilon_1, \varepsilon_2, \varepsilon_3$  adalah regangan yang dirumuskan sebagai berikut:

$$\varepsilon_1 = \frac{1}{E} [\sigma_1 + \nu (\sigma_2 + \sigma_3)]$$

$$\varepsilon_2 = \frac{1}{E} [\sigma_2 + \nu (\sigma_1 + \sigma_3)]$$

$$\varepsilon_3 = \frac{1}{E} [\sigma_3 + \nu (\sigma_1 + \sigma_2)]$$

Sehingga rumus untuk energi regangan total menjadi:

$$U = \frac{1}{2E} [\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - 2\nu (\sigma_1\sigma_2 + \sigma_2\sigma_3 + \sigma_1\sigma_3)] \quad (2-18)$$

Energi regangan total  $U$ , diselesaikan dalam dua komponen  $U_v$  dan  $U_d$ .  $U_v$  untuk adalah perubahan volume tanpa distorsi pada elemen dan  $U_d$  untuk distorsi pada elemen tanpa perubahan volume. Tegangan juga diselesaikan dalam dua komponen seperti Gambar 2.19. Komponen  $\sigma_{1d}$ ,  $\sigma_{2d}$ , dan  $\sigma_{3d}$  menyebabkan distorsi pada kubus sementara  $\sigma_v$  menyebabkan perubahan volume. Oleh karenanya yang dirumuskan sebagai berikut:

$$U = U_v + U_d \quad (2-19)$$



$$\sigma_1 = \sigma_{1d} + \sigma_v$$

$$\sigma_2 = \sigma_{2d} + \sigma_v$$

$$\sigma_3 = \sigma_{3d} + \sigma_v$$

Tegangan Von Mises menurut Bhandari (1985: 152) diperoleh menggunakan persamaan yang dirumuskan sebagai berikut:

$$U = U_v + U_d$$
$$U_v = \frac{(1-2\nu)(\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3)^2}{6E} \quad (2-20)$$

$$U_d = U - U_v$$

$$U_d = \frac{1}{2E} [\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - 2\nu(\sigma_1\sigma_2 + \sigma_2\sigma_3 + \sigma_1\sigma_3)] - \frac{(1-2\nu)(\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3)^2}{6E}$$

$$U_d = \frac{1+\nu}{3E} [\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - 2\nu(\sigma_1\sigma_2 + \sigma_2\sigma_3 + \sigma_1\sigma_3)] \quad (2-21)$$

Dalam uji tarik sederhana, ketika spesimen mulai luluh, maka besar elemen tegangannya adalah  $\sigma_1 = \sigma_y$ ,  $\sigma_2 = \sigma_3 = 0$ , sehingga,

$$U_d = \left(\frac{1+\nu}{6E}\right)\sigma_y^2 \quad (2-22)$$

Dari persamaan (2-21) dan (2-22), kriteria tegangan kegagalan untuk teori energi distorsi (tegangan von mises) dirumuskan sebagai berikut:

$$\sigma_y = \sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_1\sigma_2)^2 + (\sigma_2\sigma_3)^2 + (\sigma_1\sigma_3)^2]} \quad (2-23)$$

Untuk keadaan tegangan dua dimensi,  $\sigma_2 = 0$  maka,

$$\sigma_y = \sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_3 + \sigma_3^2}$$



Tegangan efektif Von Mises ( $\sigma'$ ) didefinisikan sebagai tegangan tarik uniaksial yang dapat menghasilkan energi distorsi yang sama dengan yang dihasilkan oleh kombinasi tegangan yang bekerja.

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1\sigma_2 - \sigma_2\sigma_3 - \sigma_1\sigma_3} \quad (2-24)$$

Atau

$$\sigma' = \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)}$$

untuk kasus dua dimensi ( $\sigma_2 = 0$ )

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_3 + \sigma_3^2} \quad (2-25)$$

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x\sigma_y + 3\tau_{xy}^2}$$

Kegagalan akan terjadi bila :

$$\sigma' \geq \frac{S_y}{n_s} \quad (2-26)$$

Untuk geseran murni  $\sigma_1 = -\sigma_3 = \tau$  dan  $\sigma_2 = 0$

$$\sigma_y = \sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_1 + \sigma_1^2 = 3\sigma_1^2 = 3\tau_{max}$$

$$\sigma_1 = \frac{S_y}{\sqrt{3}} = 0.577 \sigma_y = \tau_{max} \quad (2-27)$$



Dari persamaan di atas didefinisikan kekuatan luluh (yield) terhadap geser dari material ulet adalah fraksi dari kekuatan luluh yang didapat dari uji tarik.

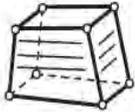
## 2. 6 ANSYS

ANSYS merupakan sebuah *software* berbasis *finite element methods* yang dapat digunakan untuk analisa distribusi tegangan, temperatur, elektromagnetik dll. ANSYS apdl adalah salah satu jenis ANSYS *parametric design language* dan dapat digunakan untuk membangun model dengan parameter tertentu (ANSYS, 2009).

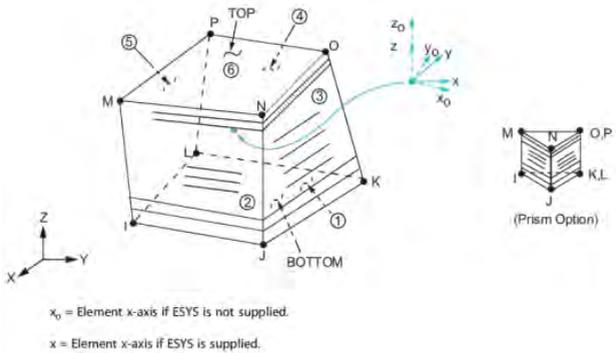
Solid 185 digunakan untuk memodelkan struktur 3D, yang ditetapkan oleh 8 node dan memiliki 3 degree of freedom pada masing-masing node yaitu translations pada arah x,y,z. Element ini memiliki plasticity, hyperelasticity, stress stiffening, creep, large deflection, dan large strain capabilities. Itu juga digabungkan dengan rumus untuk mensimulasikan deformasi dari incompressible elastoplastic material, dan incompressible hyperelastic penuh material. Secara umum solid brick 185 dibagi menjadi dua bentuk, yaitu :

1. Struktur Solid Homogen (KEYOPT(3)=0, the default), solid structural yang cocok untuk memodelkan 3D struktur solid secara umum. Berlaku untuk prisma, tetrahedral, dan degeneration pyramid ketika digunakan pada daerah tidak beraturan. Berbagai macam teknologi element seperti B-bar, tidak seragamnya pengurangan integrasi, dan mempertinggi regangan pendukung.
2. Struktur Solid Layered (KEYOPT(3)=1), solid structural yang digunakan untuk memodelkan lapisan tipis shells.



<p>3</p> <p><b>SOLID185</b> 3-D 8-Node Structural Solid 8 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ</p>	
---	---

**Gambar 2. 21** Solid Brick 185 atau solid  
(ANSYS HELP, 2009)

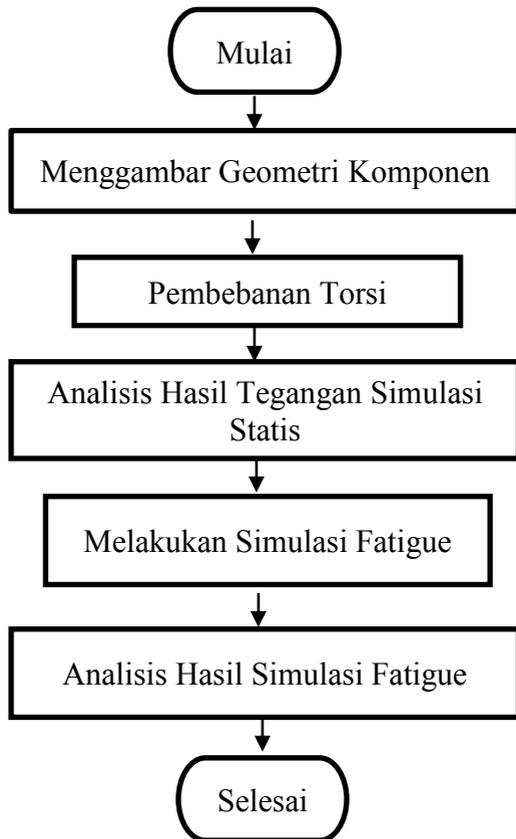


**Gambar 2. 20** Layered Structural Geometri  
(ANSYS HELP, 2009)

## BAB III METODOLOGI PENELITIAN

### 3.1 Diagram Alir Penelitian

Diagram alir pada penelitian tugas akhir ini adalah sebagai berikut :



**Gambar 3. 1** Diagram Alir Penelitian



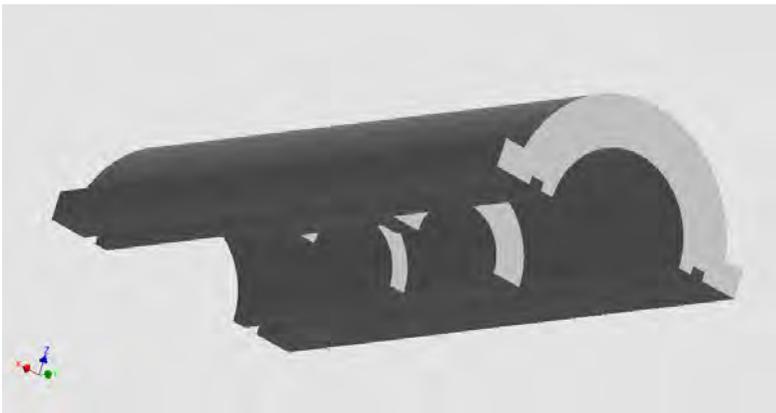
## 3.2 Materi Penelitian

### 3.2.1 Objek Penelitian

Objek penelitian ini adalah desain *split ring screen wash pump* saat ini dan desain *intermediate shaft coupling* modifikasi yang dapat dilihat pada gambar 3.2 dan 3.3.



**Gambar 3. 2** Desain Split Ring Screen Wash Pump Saat Ini



**Gambar 3. 3** Desain Intermediate Shaft Coupling Screen Wash Pump Modifikasi



Material yang digunakan pada *split ring screen wash pump* adalah *stainless steel* tipe 316 dengan spesifikasi sebagai berikut :

**Tabel 3. 1** Komposisi Kimia Stainless Steel Tipe 316  
(Sumber: ASTM A240 )

<b>Komposisi</b>	<b>( % wt )</b>
C	max 0,08
Mn	max 2,00
P	max 0,45
S	max 0,030
Si	max 0,75
Cr	16,00 - 18,00
Ni	10,00 - 14,00
Mo	2,00 - 3,00
N	max 0,10
Fe	Balance

**Tabel 3. 2** Sifat Mekanik Material  
(Sumber: J. Shit, dkk 2013 )

<b>Sifat Mekanik</b>	<b>Nilai</b>
Modulus Elastisitas (E)	193 GPa
Poison Ratio	0.3
Densitas ( $\rho$ )	8000 Kg/m <sup>3</sup>



**Tabel 3. 3** Data Kurva Tegangan Regangan Sebenarnya SS316  
(Sumber : Atlas of Stress-Strain Curves 06825G ASM  
International 2002)

Posisi	Tegangan (Mpa)	Regangan
Linear	193	0.001
Yield	290	0.002
Ultimate	980	0.45
Fracture	1420	1.23

**Tabel 3. 4** Data Kurva SN SS316  
(Sumber : Omesh K. Chopra, 2014)

Jumlah Siklus	Stress Amplitudo (Mpa)
10	4000
$10^2$	1953
$10^3$	667
$10^4$	373
$10^5$	219
$10^6$	167
$10^7$	32

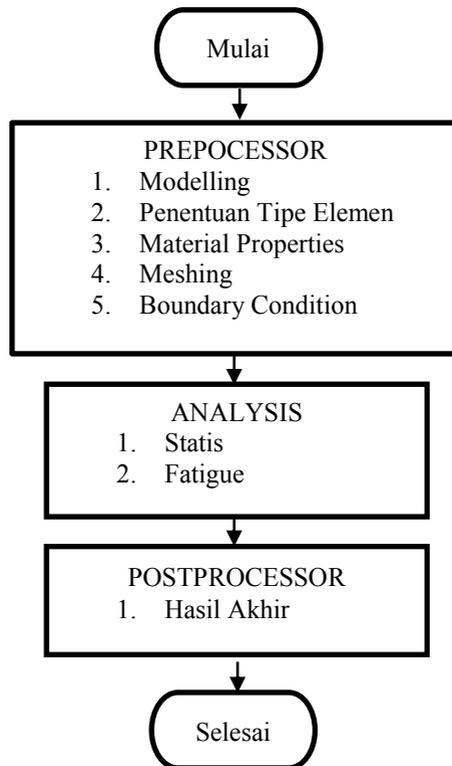
### 3.2.2 Peralatan Penelitian

Peralatan yang digunakan dalam penelitian tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

1. Autodesk Inventor merupakan salah satu *software* untuk membuat desain 3D yang kemudian hasilnya akan di *import* ke *software* ANSYS dengan format parasolid.
2. ANSYS merupakan suatu *software* komputer yang mampu menyelesaikan persoalan-persoalan elemen hingga dari pemodelan hingga analisis dengan keakuratan yang cukup tinggi.

### 3.3 Pemodelan dengan ANSYS 15.0

Adapun diagram alir pemodelan *fatigue* pada *split ring screen wash pump* dengan menggunakan ANSYS Mechanical APDL Release 15.0 dapat dilihat pada gambar 3.4.



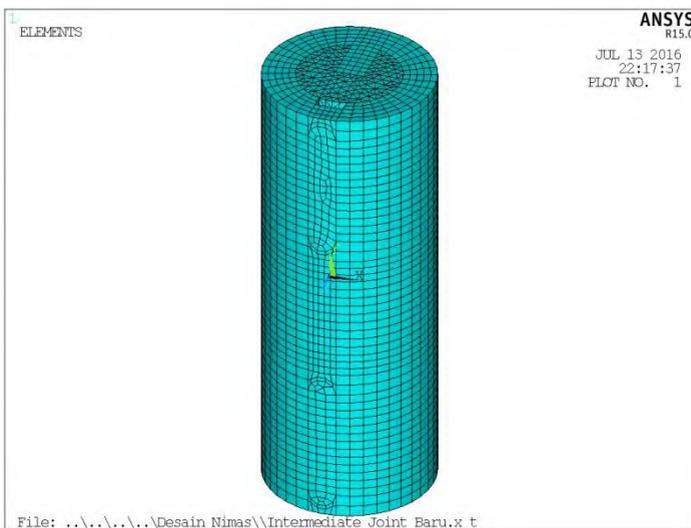
**Gambar 3. 4** Diagram Alir Pemodelan Menggunakan Metode Elemen Hingga

Proses pemodelan material dengan *software* ANSYS secara umum meliputi tiga proses, yaitu: *preprocessor*, *analysis*, dan *postprocessor*. Pada tahap *preprocessor*, dilakukan pembuatan geometri *intermediate joint screen wash pump* dengan menggunakan *software* Autodesk Inventor yang kemudian di *export* ke format parasolid agar dapat diolah di ANSYS. Desain yang digambar meliputi ujung kedua *shaft*, *split ring*, dan *intermediate shaft coupling*. Sedangkan untuk desain *intermediate*

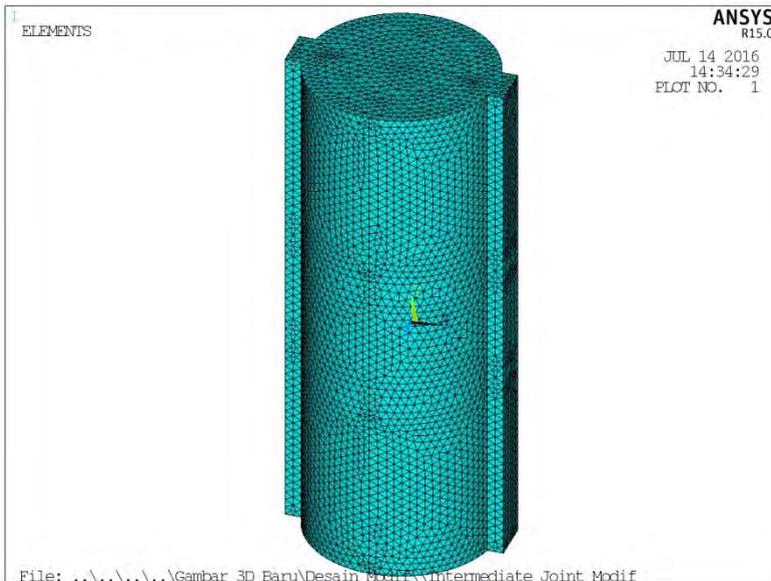


joint modifikasi yang digambar meliputi ujung kedua *shaft* dan dua buah *intermediate shaft coupling* modifikasi.

Kesemua komponen tersebut digambar terpisah baru kemudian digabung sesuai dengan kondisi kerja. Dengan berfokus pada *intermediate joint*, sehingga panjang komponen mengikuti panjang *intermediate shaft coupling* yaitu 256 mm dengan diameter luar 90 mm seperti yang terlihat pada gambar 3.5. Tipe elemen solid yang digunakan adalah *brick 8 node 185*.



**Gambar 3.5** Geometri Intermediate Joint Saat Ini Setelah Dilakukan Meshing



**Gambar 3. 6** Geometri Intermediate Joint Modifikasi Setelah Dilakukan Meshing

Pada tahap ini juga dilakukan input material yang digunakan pada *split ring screen wash pump* yaitu *stainless steel* tipe 316. Data sifat mekanik material pada tabel 3.2 dimasukkan ke dalam data linear isotropik. Pengujian *fatigue* dilakukan dengan pembebanan didaerah elastik, dimana tegangan yang diberikan tidak boleh melampaui tegangan luluh dari material. Tabel 3.3 merupakan data kurva tegangan regangan sebenarnya dari *stainless steel* tipe 316. Data tersebut dimasukkan kedalam data non linear isotropik. Hubungan kelelahan pada logam juga dapat diketahui berdasarkan kurva SN (*stress –number of cycle*) pada tabel 3.4. Dari kurva tersebut dapat diketahui nilai tegangan dengan batas siklus yang dapat dicapai.

Setelah tahap *preprocessor* selesai, dilakukan proses *analysis*. Simulasi pembebanan pada penelitian ini menggunakan momen kopel dengan besar gaya  $F_z = 15833,6$  N. Setelah



dilakukan proses pembebanan, tahap terakhir adalah *postprocessor* untuk mendapatkan hasil perhitungan dari input yang diberikan secara komputasi oleh ANSYS.

### 3.4 Rancangan Penelitian

Pada penelitian ini akan dilakukan analisis hasil tegangan dan *displacement* pada desain *split ring* yang digunakan *screen wash pump* saat ini dan hasil modifikasi. Hasil simulasi tersebut dianalisis kesesuaiannya dengan teori energi distorsi dan kegagalan yang terjadi di lapangan. Kemudian hasil simulasi keduanya dibandingkan untuk melihat pengaruh geometri terhadap tegangan yang terjadi. Secara garis besar, rancangan penelitian yang dilakukan dapat dilihat pada tabel 3.5.

**Tabel 3. 5** Tabel Rancangan Penelitian

	Tegangan Terendah	Tegangan Tertinggi	Lokasi Kritis	Tegangan pada Lokasi Kritis
Desain awal				
Desain Modifikasi				

## BAB IV ANALISIS DATA DAN PEMBAHASAN

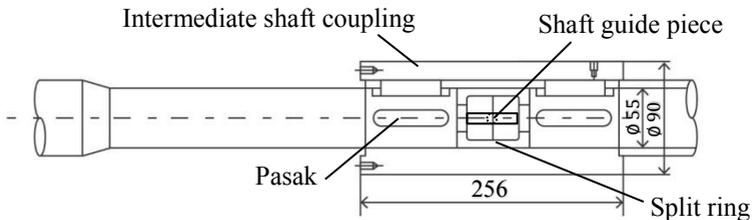
### 4.1 Analisis Statis

#### 4.1.1 Analisis Statis Desain Saat Ini

Analisis statis dilakukan untuk mengetahui daerah yang kritis dan tegangan tertinggi. Hal ini dapat ditunjukkan dengan melakukan simulasi statis pada desain *intermediate joint*. Nilai tegangan tertinggi yang didapat kemudian disesuaikan dengan kriteria keamanan desain yaitu tegangan luluh dari material komponen, sebesar 290 MPa.

Sebelum melakukan simulasi statis, terlebih dahulu membuat desain dari benda yang akan disimulasikan. Seperti yang sudah dijelaskan di bab 2, *screen wash pump* merupakan pompa vertikal yang terdiri dari motor sebagai sumber daya, empat buah poros yang dihubungkan dengan *split ring*, dan dua buah *impeller*. Dengan begitu terdapat tiga sambungan yang disebut dengan *intermediate joint*, dimana di tiap-tiap akhir sambungan dipasang bearing untuk menjaga kestabilan posisi poros.

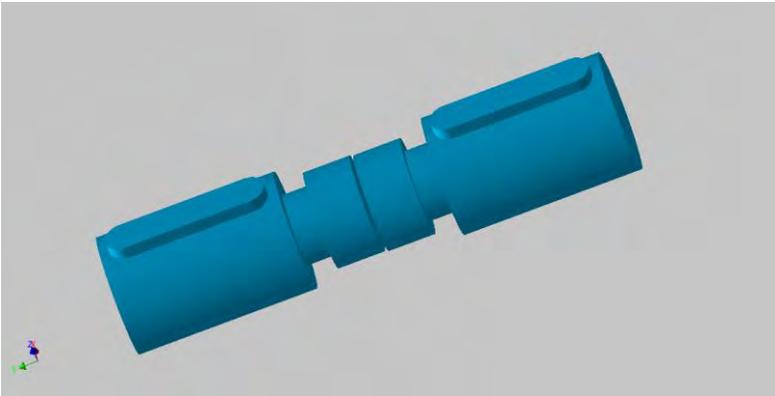
Dari keseluruhan komponen yang ada pada pompa, penelitian ini berfokus pada *intermediate joint*, dimana pada daerah ini terdapat satu komponen yang sering mengalami kerusakan, yaitu *split ring*. Seperti dapat dilihat pada gambar 4.1, *intermediate joint* terdiri dari *intermediate shaft coupling*, dua buah *split ring*, dua buah poros yang ujung memiliki *shaft guide key*.



**Gambar 4. 1** Konstruksi Intermediate Joint



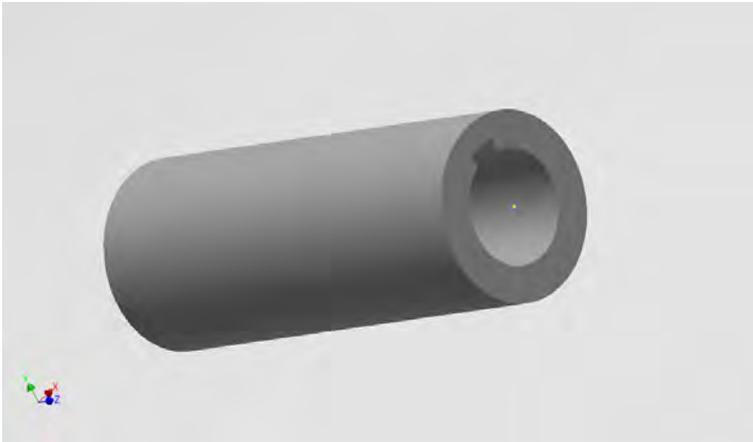
Berdasarkan gambar diatas, dibuatlah desain *intermediate joint* dalam bentuk 3 dimensi menggunakan *software* Autodesk Inventor. Dimulai dengan membuat desain poros, *split ring*, dan *intermediate shaft coupling* yang kemudian disusun sesuai kondisi kerja. Proses ini ditunjukkan pada gambar 4.2 hingga 4.7.



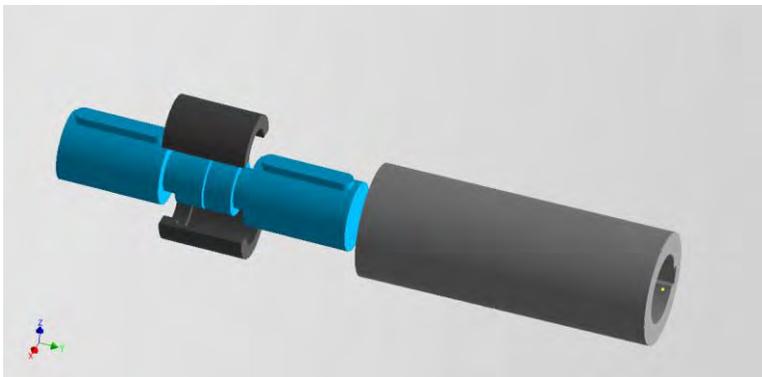
**Gambar 4. 2** Gambar 3 Dimensi Kedua Ujung Poros Yang Telah Disambung



**Gambar 4. 3** Gambar 3 Dimensi Satu Sisi Split Ring



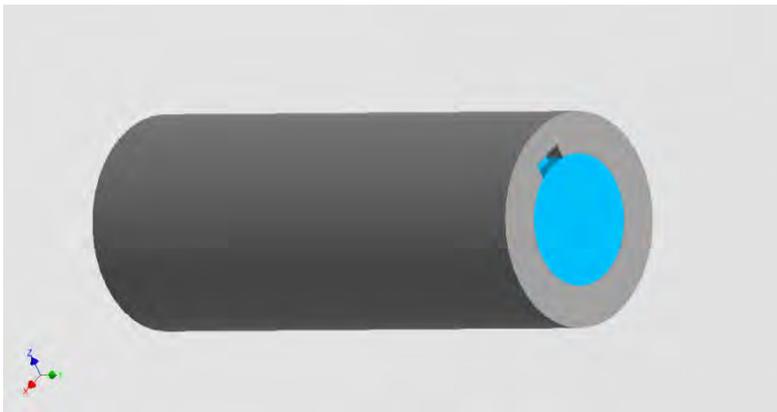
**Gambar 4. 4** Gambar 3 Dimensi Intermediate Shaft Coupling



**Gambar 4. 5** Susunan Komponen Intermediate Joint Sebelum Digabungkan



**Gambar 4. 6** Gambar 3 Dimensi Poros dan Split Ring Yang Telah Disambungkan

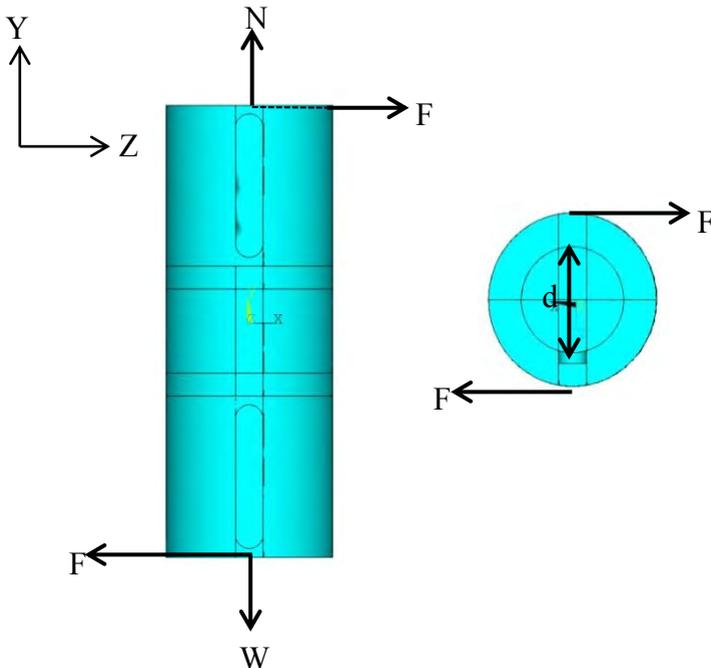


**Gambar 4. 7** Susunan Komponen Intermediate Joint Sesudah Digabungkan

Pompa bekerja dengan daya dan putaran yang dihasilkan motor dan disalurkan melalui poros hingga menggerakkan *impeller*. Dengan demikian, setiap komponen yang ada pada pompa mengalami beban torsi. Selain itu, mengingat pompa



tersusun secara vertikal sehingga titik berat benda berada di ujung konstruksi dan mengarah ke pusat gravitasi seperti yang ditunjukkan pada gambar 4.8.



**Gambar 4. 8** Gaya-Gaya Yang Bekerja Pada Intermediate Joint

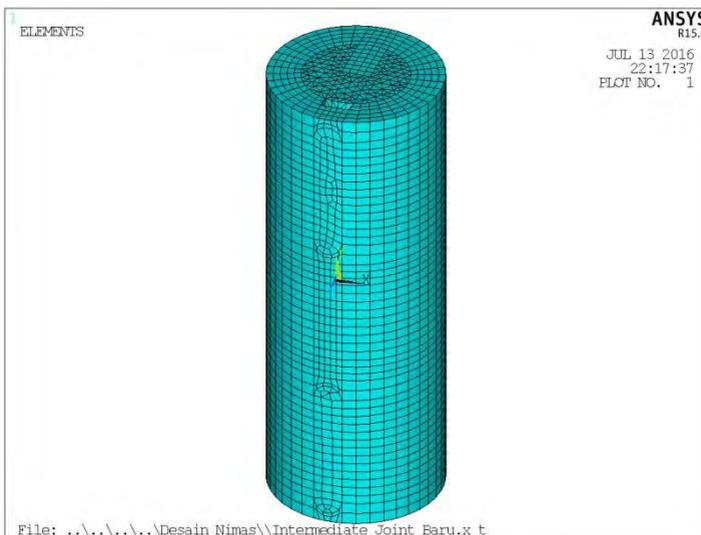
Karena mengalami pembebanan torsi, maka poros mendapatkan dua buah gaya yang sejajar, sama besar, dan berlawanan arah. Dengan demikian desain akan melakukan gerak rotasi, sesuai kondisi kerja. Gaya yang diberikan berupa gaya tangensial yang besarnya didapatkan dari hasil perhitungan:

$$F = \frac{T \text{ (Momen torsi pada poros)}}{r \text{ (jari - jari dalam split ring)}}$$



$$F = \frac{356.256 \text{ Nm}}{0.0225 \text{ m}} = 15833.6 \text{ N}$$

Setelah desain dan pembebanan telah siap, selanjutnya dilakukan simulasi statis menggunakan software ANSYS 15.0. desain di-*import* ke dalam ANSYS untuk kemudian dilakukan *meshing* untuk membagi volume komponen menjadi bagian-bagian kecil yang dihubungkan oleh node. Tampilan desain setelah dilakukan mesh dalam ANSYS ditunjukkan oleh gambar 4.9.

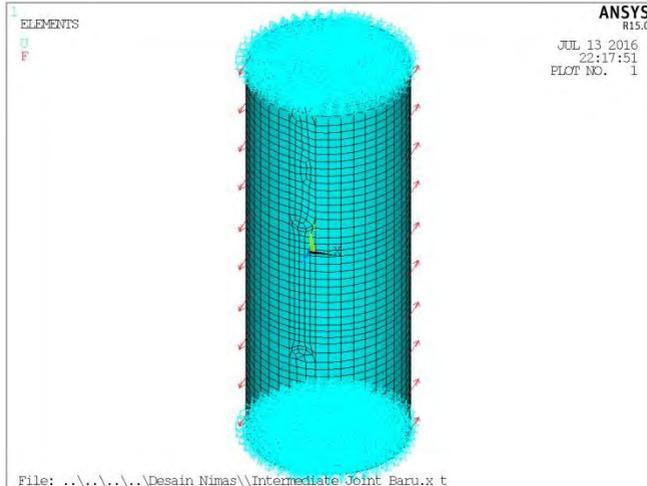


**Gambar 4.9** Hasil Meshing Desain Intermediate Joint Saat Ini

Kemudian di-*input* gaya-gaya yang bekerja pada *intermediate joint* yang telah di-*mesh* ini, yaitu dua gaya tangensial dengan arah yang berlawanan. Gaya ini diletakkan sebanyak 10 titik di sepanjang permukaan desain. Mengingat desain berada sejajar sumbu Y, gaya diletakkan ke arah sumbu Z sehingga kedua sisi permukaan mengalami gaya tarik  $F_z =$

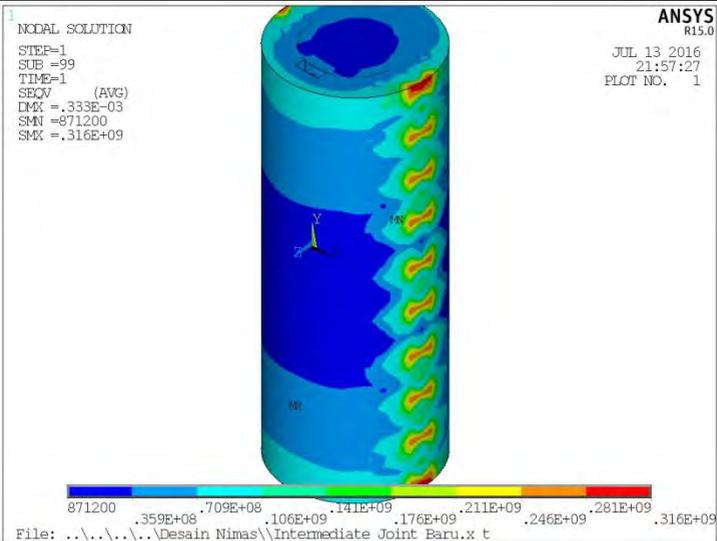


15833.6 N dan  $F_z = -15833.6$  N. Kemudian kedua ujung desain diberikan *displacement* sebesar 0 N ke segala arah.

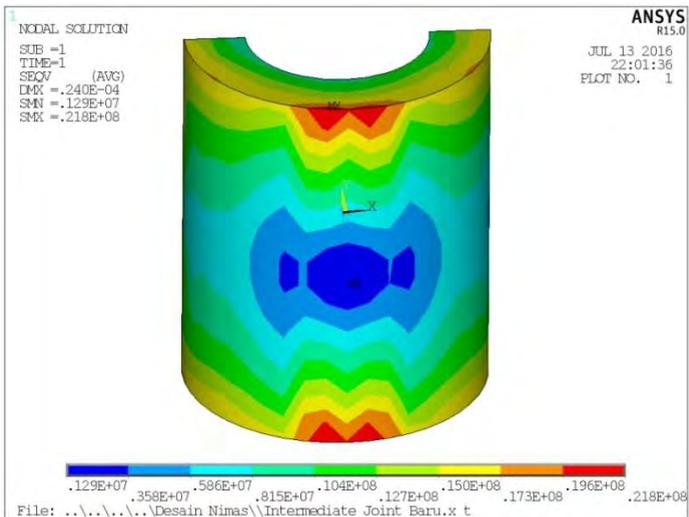


**Gambar 4. 10** Hasil Pemberian Beban Pada Desain

Hasil simulasi kemudian diplot tegangan von mises untuk mengetahui daerah yang kritis dan tegangan tertinggi dari desain. Gambar 4.11 menunjukkan hasil simulasi statis dari desain yang digunakan saat ini. Terlihat bahwa nilai tegangan tertinggi sebesar **316 MPa**. Jika melihat bagian *split ring* pada gambar 4.12, terlihat bahwa tegangan tertinggi sebesar **21,8 MPa** dan terletak di sisi terluar desain *split ring*.



**Gambar 4. 11** Distribusi Tegangan Von Mises Satuan Pa Pembebanan Statis Desain Intermediate Joint Saat Ini



**Gambar 4. 12** Distribusi Tegangan Von Mises Satuan Pa Pembebanan Statis Desain Split Ring Saat Ini

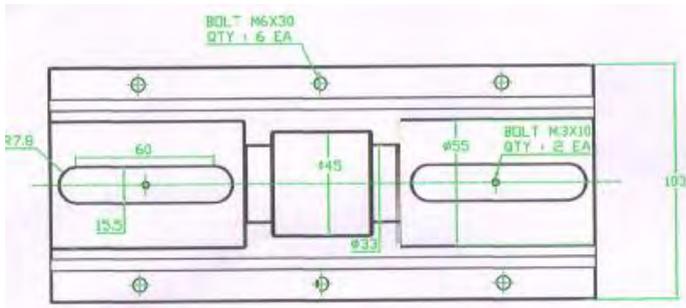


#### 4.1.2 Analisis Statis Desain Modifikasi

Desain yang digunakan saat ini dirasa kurang efektif mengingat semakin tinggi intensitas kerusakan pada bagian *split ring*, oleh karena itu dibuat desain modifikasi dari *intermediate joint* ini. Yang membedakan dengan desain sebelumnya adalah *split ring* yang kini digabungkan dengan *intermediate shaft coupling* seperti pada gambar 4.13. Adapun perbedaan geometri yang lebih jelas dapat dilihat pada tabel 4.1.

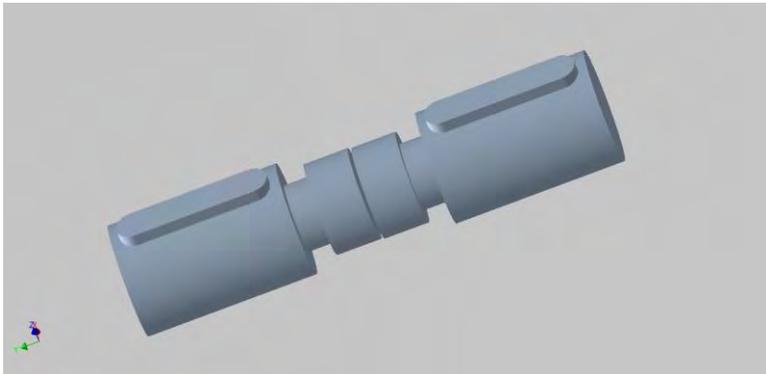
**Tabel 4. 1** Perbedaan Desain Intermediate Joint Saat Ini Dan Modifikasi

Komponen	Desain saat ini	Desain modifikasi
Ukuran pasak	Panjang 60 mm, lebar 15 mm	Panjang 60 mm, lebar 15,5 mm
Diameter dalam intermediate shaft coupling	55 mm	55 mm
Diameter luar intermediate shaft coupling	90 mm	90 mm, dengan tambahan tempat baut kanan + kiri = 13 mm
Posisi split ring	Terpisah dengan intermediate shaft coupling	Digabung dengan intermediate shaft coupling
Bentuk intermediate shaft coupling	Silinder berlubang	Dua buah setengan silinder berlubang

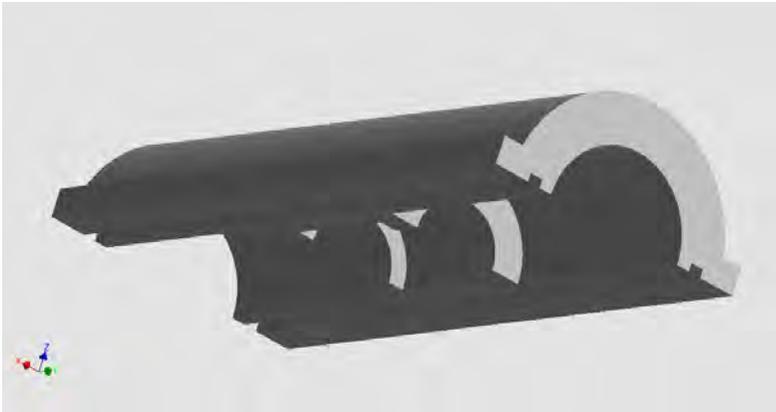


**Gambar 4. 13** Desain Intermediate Joint Modifikasi

Dengan proses yang sama, desain ini kemudian diubah ke dalam bentuk 3 dimensi yang ditunjukkan gambar 4.14 hingga 4.18.



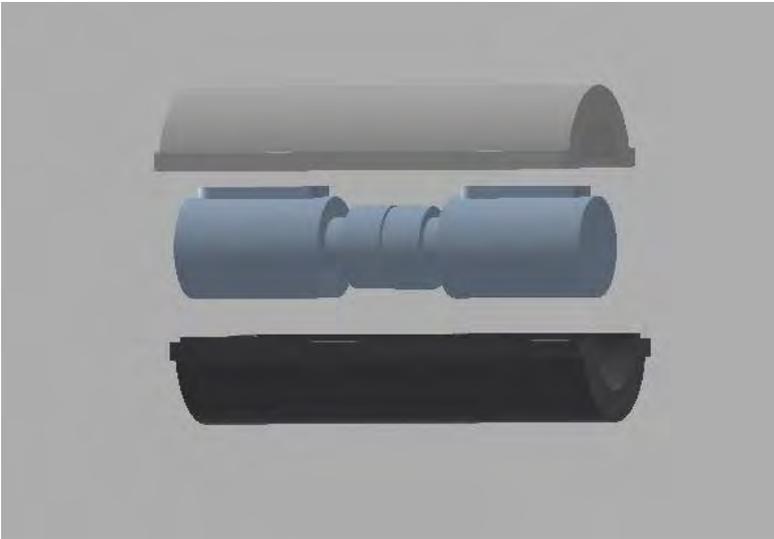
**Gambar 4. 14** Gambar 3 Dimensi Kedua Ujung Poros Yang Telah Disambung



**Gambar 4. 15** Gambar 3 Dimensi Coupling Modifikasi (Sisi A)



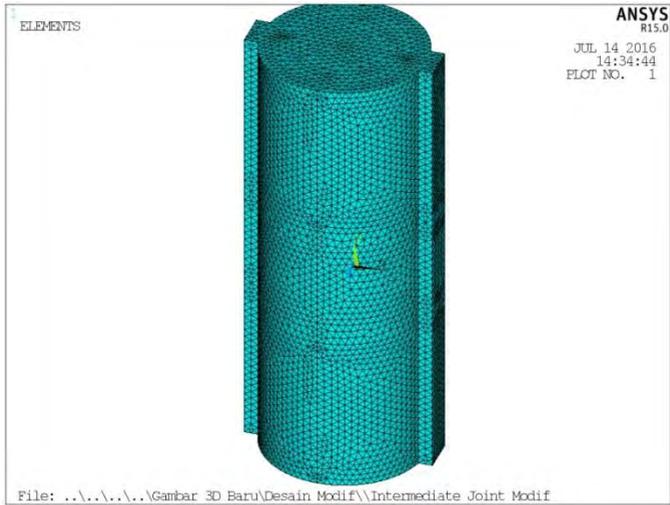
**Gambar 4. 16** Gambar 3 Dimensi Coupling Modifikasi (Sisi B)



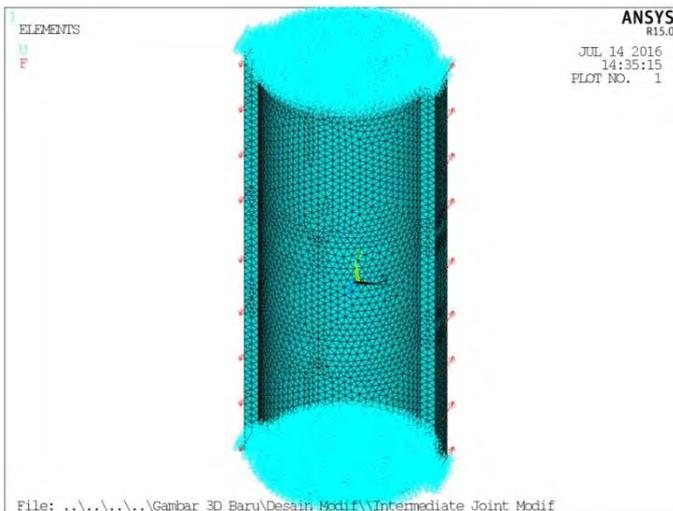
**Gambar 4. 18** Susunan Komponen Intermediate Joint Modifikasi Sebelum Digabungkan



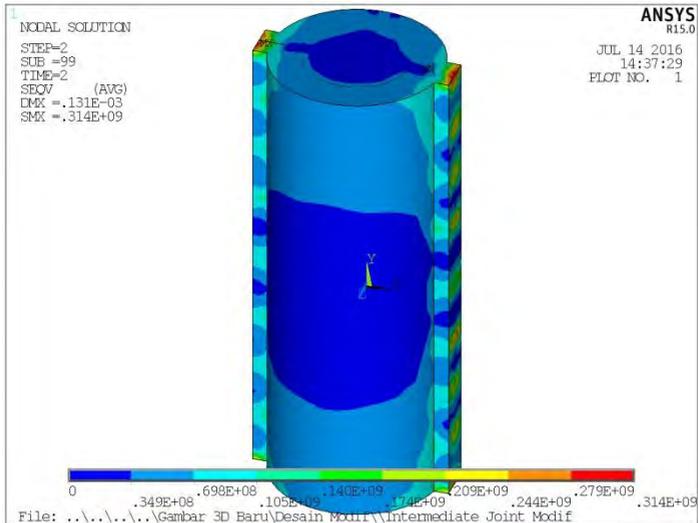
**Gambar 4. 17** Susunan Komponen Intermediate Joint Modifikasi Sesudah Digabungkan



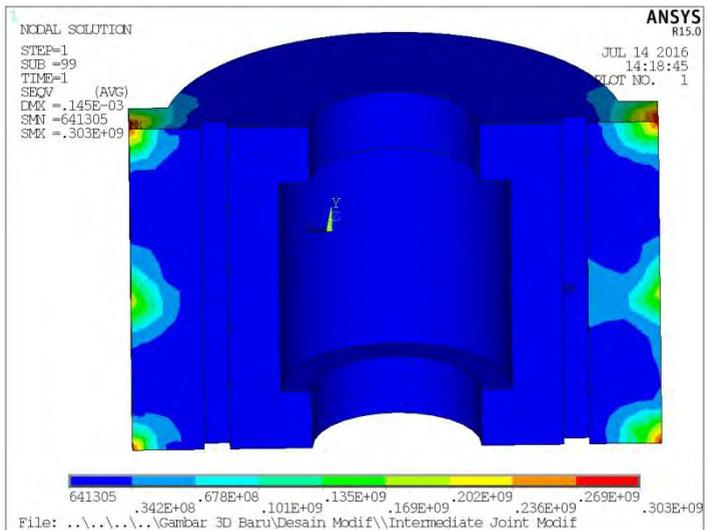
**Gambar 4. 19** Hasil Meshing Desain Intermediate Joint Modifikasi



**Gambar 4. 20** Hasil Pemberian Beban Pada Desain



**Gambar 4. 22** Distribusi Tegangan Von Mises Satuan Pa Pembebanan Statis Desain Intermediate Joint Modifikasi



**Gambar 4. 21** Distribusi Tegangan Von Mises Satuan Pa Pembebanan Statis Desain Split Ring Modifikasi



Gambar 4.21 merupakan hasil simulasi statis desain *intermediate joint* yang telah dimodifikasi. Terlihat bahwa nilai tegangan tertinggi sebesar **314 MPa** dengan daerah kritis berada di daerah sepanjang bekas peletakan beban. Jika melihat daerah yang memiliki posisi yang sama dengan split ring, nilai tegangan geser tertinggi sebesar **303 MPa** di daerah pengunci.

**Tabel 4. 2** Perbandingan Nilai Tegangan Maksimum Desain Intermediate Joint

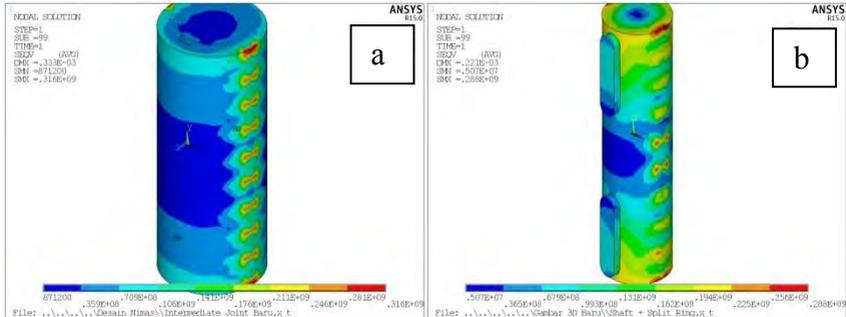
	Tegangan Maksimum (MPa)
Kriteria (Tegangan luluh)	290
Desain saat ini	316
Desain modifikasi	314

Berdasarkan tabel 4.2 terlihat bahwa kedua desain memiliki tegangan tertinggi yang melewati kriteria. Meski begitu, kedua desain tidak dapat dikatakan tidak aman karena nilai tersebut berasal dari tegangan yang muncul akibat peletakan beban saat simulasi. Sedangkan dari keseluruhan gambar dapat diketahui bahwa dengan pemberian gaya pada *intermediate joint* dapat memberikan distribusi tegangan terbesar pada bagian *split ring* yang digunakan saat ini. Dengan modifikasi desain terlihat dapat mengurangi konsentrasi tegangan pada daerah *split ring*.

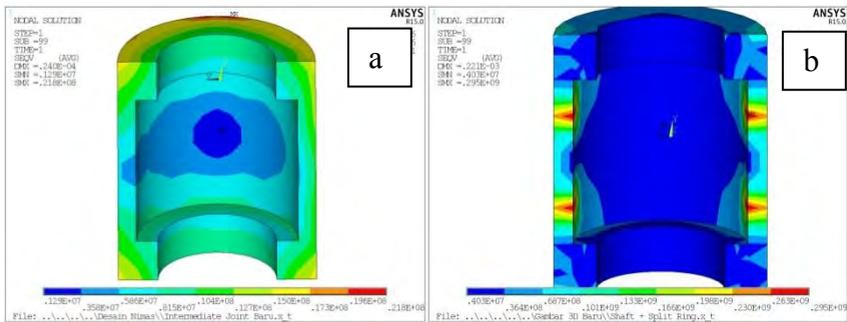
## 4. 2 Analisis *Fatigue*

### 4.2.1 Analisis *Fatigue* Desain Saat Ini

Dilakukan simulasi *fatigue* pada desain *intermediate joint* saat ini. Desain yang digunakan ada dua macam, yakni dengan dan tanpa *intermediate coupling*. Pada kedua desain dilakukan preparasi yang sama seperti analisis statis dengan menambahkan data Stress-Cycle material. Berikut merupakan hasil simulasi *fatigue* pada tiap desain, di-plot tegangan von mises.



**Gambar 4. 23** Plot Tegangan Desain Intermediate Joint (a) Dengan Intermediate Coupling dan (b) Tanpa Intermediate Coupling Dalam 1 Kali Siklus



**Gambar 4. 24** Plot Tegangan Desain Split Ring (a) Dengan Intermediate Coupling dan (b) Tanpa Intermediate Coupling Dalam 1 Kali Siklus

Dari tegangan kritis tertinggi dapat diketahui jumlah siklus minimum yang dihasilkan harus melebihi 100.000 siklus agar bisa dikatakan aman. Dengan *miner rule* dapat dihitung rasio antara siklus yang ingin dicapai (100.000 siklus) dengan jumlah siklus yang dihasilkan pada node kritis tertinggi. Jika nilai yang dihasilkan kurang dari 1 maka dari tegangan tersebut dikatakan



aman. Namun jika nilai yang dihasilkan lebih dari 1 maka tegangan tersebut telah melampaui batas siklus yang diizinkan. Sehingga tegangan tersebut tidak aman, karena desain telah mengalami kegagalan.

**Tabel 4. 3** Data Hasil Simulasi Fatigue Pada Desain Intermediate Joint Saat Ini

Desain	Lokasi	Alternating Stress (MPa)	Jumlah Siklus	Partial Usage
<b>Dengan intermediate coupling</b>	Diameter dalam split ring	11,68	$1 \times 10^8$	0,01
	Lokasi kritis (diameter luar split ring)	24,98		
<b>Tanpa intermediate coupling</b>	Diameter dalam split ring	65,20	$3,7 \times 10^6$	0,02
	Lokasi kritis (sisi depan split ring)	353,57	$1,2 \times 10^4$	7,93

Berdasarkan data pada tabel 4.3, diketahui bahwa alternating stress yang dihasilkan node kritis pada desain dengan dan tanpa intermediate coupling adalah sebesar 24,98 MPa dan 353,57 MPa. Besar tegangan maksimum yang diperbolehkan untuk material ini diketahui dari persamaan tegangan von mises untuk gaya dua dimensi, yaitu:

$$\tau_{max} = 0.577 \sigma_y$$



Tegangan yield untuk material SS316  $\sigma_y = 290 \text{ MPa}$ , sehingga didapatkan hasil:

$$\tau_{max} = 0.577 \times 290 \text{ MPa} = 167.33 \text{ MPa}$$

Dengan hasil tersebut, terlihat bahwa alternating stress yang dihasilkan desain dengan intermediate coupling berada di bawah tegangan maksimum hasil perhitungan. Sedangkan alternating stress yang dihasilkan desain tanpa intermediate coupling jauh lebih besar dari tegangan maksimum yang diperbolehkan. Hal ini membuat jumlah siklus yang diperbolehkan juga memiliki perbedaan yang besar. Dari data tabel 4.3 juga dapat dihitung dengan *miner's rule* untuk mendapatkan nilai partial usage dengan rumus:

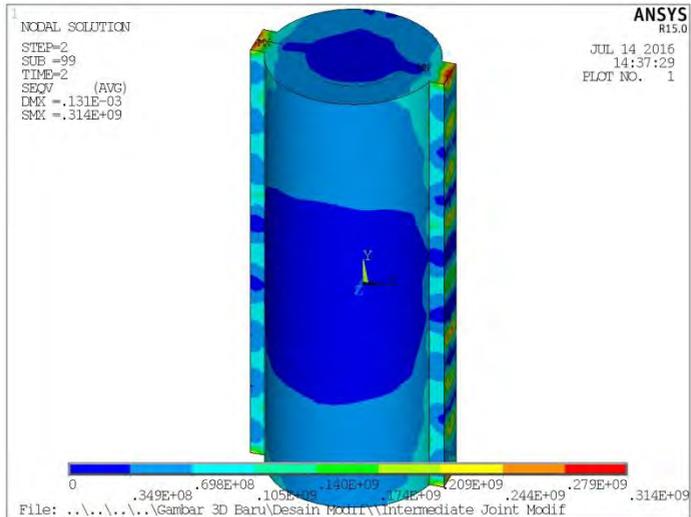
$$\begin{aligned} \text{Partial Usage} &= \sum \frac{n_j}{N_j} \\ &= \frac{100000}{10000000} = 0.01 \end{aligned}$$

Dimana  $n_j$  adalah jumlah siklus yang diaplikasikan pada komponen dan  $N_j$  adalah jumlah siklus maksimal (lifetime) komponen. Kurang dari 1 yaitu 0,01 sehingga dapat dikatakan bahwa pada lokasi tersebut masih aman karena hasilnya jauh dari 1.

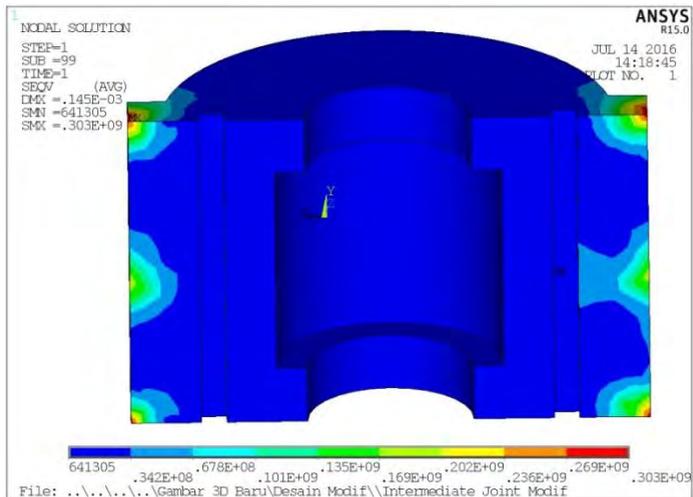
Perbedaan hasil *fatigue* ini menunjukkan bahwa intermediate coupling dapat mereduksi tegangan yang diterima split ring. Intermediate coupling selain berfungsi melindungi split ring dari gaya-gaya eksternal juga menambah kekakuan sambungan sehingga rangkaian poros tidak mudah mengalami lentingan.

#### 4.2.2 Analisis *Fatigue* Desain Modifikasi

Proses yang sama dilakukan pada desain intermediate joint modifikasi dengan hasil simulasi yang ditunjukkan gambar 4.25 dan 4.26.



**Gambar 4. 26** Plot Tegangan Desain Intermediate Joint Modifikasi Dalam 1 Kali Siklus



**Gambar 4. 25** Plot Tegangan Desain Intermediate Joint Modifikasi Dalam 1 Kali Siklus



**Tabel 4. 4** Data Hasil Simulasi Fatigue Desain Intermediate Joint Modifikasi

Lokasi	Alternating stress (MPa)	Jumlah Siklus	Partial Usage
Diameter dalam split ring	11,06	$1 \times 10^8$	0,01
Lokasi kritis (daerah pengunci)	392,48	8174	12,23

Setelah dilakukan perhitungan *fatigue* dalam *software*, didapatkan nilai *alternating stress* pada node di daerah diameter dalam *split ring* sebesar 11,06 MPa. Sedangkan tegangan yang diijinkan adalah tidak boleh lebih besar dari 167,33 MPa. Karena nilai dari *alternating stress* lebih kecil dari tegangan yang diijinkan sehingga desain masih aman. Hal ini ditunjukkan dengan jumlah siklus yang dihasilkan sebanyak  $1 \times 10^8$  sehingga rasio siklus yang didapatkan adalah 0,01.

Keseluruhan hasil simulasi *fatigue* dapat ditunjukkan dengan tabel 4.5.

**Tabel 4. 5** Hasil Simulasi *Fatigue* Desain Awal dan Desain Modifikasi Dalam  $10^5$  Cycle

<b>Diameter dalam split ring</b>			
	Alternating stress (MPa)	Allowed Cycle	Partial Usage
<b>Desain Awal</b>	11,685	$1 \times 10^8$	0,01
<b>Desain Modifikasi</b>	11,089	$1 \times 10^8$	0,01
<b>Lokasi Kritis</b>			
	Alternating stress (MPa)	Allowed Cycle	Partial Usage
<b>Desain Awal</b>	24,982	$1 \times 10^8$	0,01
<b>Desain Modifikasi</b>	392,48	8174	12,23



Dari hasil simulasi *fatigue* yang ditunjukkan tabel 4.5, desain saat ini maupun desain modifikasi, keduanya menunjukkan bahwa desain tersebut aman. Hal ini ditunjukkan dengan besar *partial usage* keduanya pada diameter dalam *split ring* sebesar 0,01. Meski begitu, keduanya memiliki pola distribusi tegangan yang berbeda. Hal ini dikarenakan desain saat ini yang merupakan jenis *muff coupling* mentransmisikan torsi melalui *shear resistance* dari pasak. Sedangkan desain modifikasi yang merupakan jenis *clamp coupling* mentransmisikan sebagian torsi melalui gesekan antara setengah bagian *sleeve* dengan *shaft*, dan sebagian lainnya melalui *shear resistance* dari pasak. Adanya tambahan penggunaan baut pengunci pada desain *clamp coupling* membuat kekuatan penyambungannya lebih baik.

Mekanisme kegagalan tidak dapat dibuktikan dengan hasil pemodelan mengingat tegangan yang dihasilkan pada *split ring* (21,8 MPa) masih dibawah kriteria yield (290 MPa). Diduga kegagalan disebabkan oleh faktor lain seperti *buckling* atau getaran antara *split ring* dengan *intermediate shaft coupling*. Kemungkinan ini didukung oleh hasil pemodelan desain *intermediate joint* modifikasi yang menampakkan besar tegangan yang sangat kecil pada bagian atau titik yang mengalami kegagalan. Tegangan pada diameter dalam *split ring* desain saat ini sebesar 9,62 MPa turun menjadi 8,36 MPa pada desain modifikasi.



*(Halaman ini sengaja dikosongkan)*

## **BAB V**

### **KESIMPULAN DAN SARAN**

#### **5.1 Kesimpulan**

Dari hasil simulasi numeris diperoleh kesimpulan sebagai berikut :

1. Distribusi tegangan tertinggi pada desain *intermediate joint screen wash pump* saat ini terletak di ujung permukaan desain dengan besar tegangan 316 MPa.
2. Mekanisme kegagalan pada *split ring* diduga akibat adanya getaran antara *split ring* dengan *intermediate shaft coupling*. Mengingat dari beban torsi tidak didapatkan tegangan yang signifikan.
3. Desain *intermediate joint* modifikasi mampu mengurangi daerah kritis yang sebelumnya terlihat pada desain saat ini.

#### **5.2 Saran**

1. Untuk simulasi selanjutnya peletakan dan besar beban disesuaikan kondisi di lapangan agar hasil lebih akurat.
2. Perlu dilakukan penelitian lebih lanjut mengenai pengaruh getaran dan *rigidity* dari komponen.

*(Halaman ini sengaja dikosongkan*

## DAFTAR PUSTAKA

- ASM International. 2002. **Atlas of Stress-Strain Curve Second Edition**. USA: The Materials International Society.
- ASTM International. 2004. **Standard Specification for Chromium and Chromium-Nickel Stainless steel Plate, Sheet, and Strip for Pressure Vessels and for General Applications**. Designation: A 240/A 240M.
- Bhandari, V.B. 2010. **Design of Machine Elements Third Edition**. New Delhi: Tata McGraw-Hill Education Private Limited.
- Callister, D William., David G Rethwisch Jr. 2009. “**Material Science And Engineering An Introduction**”. USA : John Wiley & Sons Inc.
- Chopra, Omesh K., 2002. “**Development Of Fatigue Design Curve For Austenitic Stainless Steels In Lwr Environments: A Review**”, Energy Technology Division, Argonne National Laboratory 9700 South Cass Avenue, Argonne, Illinois 60439 USA.
- Herizal, 2010. “**Perencanaan Pompa Air Untuk Proses Water Treatment Pada Pabrik Pengolahan Buah Kelapa Sawit PTPN V Selpagar**”, Universitas Islam Riau.
- Khurmi, R.S dan JK. Gupta. 2005. **A Textbook of Machine Design**. New Delhi: Eurasia Publishing House (PVT.) Ltd.
- Mardhi, Allan dan Histori. 2009. “**Analisis Hasil Pengujian Uji Fatik Rotating Bending dengan Menggunakan Material SS304 untuk Verivikasi Mesin**”, Pusat Teknologi Reaktor dan Keselamatan Nuklir – BATAN.
- Onny, 2016. “**Macam-macam Pompa Positive Displacement**”. 25 Februari 2016. <http://artikel-teknologi.com/macam-macam-pompa-positive-displacement/>
- Roylance, David. 2001. **Fatigue Module**. Cambridge : Department of Materials Science and Engineering Massachusetts Institute of Technology.

- Shariati, M., 2014, “**Energy-Based Prediction of Low-Cycle Fatigue Life of CK45 Steel and SS316 Stainless Steel**”, Journal of Solid Mechanics Vol. 6, No. 3 (2014) pp. 278-288.
- Shit, J., dkk, September 2013. “**Characterization of Cyclic Plastic Behavior of SS 316 Stainless Steel**”, International Journal of Engineering Science and Innovative Technology (IJESIT), Volume 2, Issue 5.
- Syaifuddin, Hasan, 2015. “**Analisis Tegangan Von Mises Pegas Daun Mobil Listrik Angkutan Massal Menggunakan Metode Elemen Hingga**”, Universitas Negeri Semarang.
- Wahyudin, Udin, 2014. “**Macam-macam Pompa**”, Institut Sains dan Teknologi Al-Kamal.

## BIODATA PENULIS



Penulis yang bernama lengkap Nimas Faradyta dilahirkan di Bojonegoro pada tanggal 15 Oktober 1994. Penulis merupakan anak kedua dari 3 bersaudara, dan telah menempuh pendidikan formal di SDN Lestari 1, SMPN 1 Kertosono, SMAN 1 Kertosono, dan diterima sebagai mahasiswa Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya pada tahun 2012 melalui jalur tes SNMPTN. Penulis melanjutkan studi di Jurusan Teknik Material dan Metalurgi FTI ITS dengan nomor registrasi pokok 2712 100 050.

Semasa kuliah, penulis terdaftar aktif sebagai asisten laboratorium korosi dan kegagalan material pada tahun 2015 serta asisten praktikum Polimer dan Komposit pada tahun 2016. Penulis juga pernah menjadi Kepala Biro Jurnalistik Departemen Media dan Informasi di Himpunan Mahasiswa Teknik Material dan Metalurgi pada tahun 2014-2015.

Selesai tugas akhir ini mengantarkan penulis memperoleh gelar Sarjana Teknik (ST) pada Jurusan Teknik Material dan Metalurgi Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

**[nimasfaradyta@gmail.com](mailto:nimasfaradyta@gmail.com)**