

## RETROFITING POROS TURBIN GENERATOR BERKAPASITAS 81.3 MW DI STAR ENERGY GEOTHERMAL DARAJAT

Zemina Alfaz<sup>1</sup>, Ratu Fenny Muldiani<sup>2</sup>, Aceng Daud<sup>3</sup>

Jurusan Teknik Konversi Energi, Politeknik Negeri Bandung, Bandung 40012

<sup>1</sup>E-mail: [zemina.alfaz.tken417@polban.ac.id](mailto:zemina.alfaz.tken417@polban.ac.id); <sup>2</sup>E-mail: [ratu.fenny@polban.ac.id](mailto:ratu.fenny@polban.ac.id); <sup>3</sup>E-mail: [aceng.daud@gmail.com](mailto:aceng.daud@gmail.com)

### ABSTRAK

Poros turbin merupakan komponen yang mentransformasikan energi kinetik uap menjadi energi mekanis, dan mentransmisikan daya atau torsi ke poros generator. Poros turbin didesain untuk mampu menerima beban-beban poros saat poros beroperasi pada fluktuasi daya siklus tertentu. Material yang digunakan pada poros adalah stainless steel karena poros bekerja pada kondisi lingkungan korosif. Tujuan penelitian ini adalah untuk membuat pemodelan dan melakukan optimasi pada desain poros turbin generator di Star Energy Geothermal Darajat. Dari hasil optimasi akan diperoleh desain poros yang aman dalam menerima beban statik maupun dinamik (beban lelah / fatigue) berdasarkan ASME Code: Design of Transmission Shaft. Perangkat lunak yang digunakan untuk memodelkan dan analisis poros adalah Solidworks 17 dan ANSYS 16. Konsep desain terdiri dari 4 model poros yang terdiri dari model awal (eksisting) dan model dengan variasi penambahan fillet di setiap step poros sebesar 50 mm dan pilihan material dengan Stainless Steel jenis AISI 410, Carbon Steel S45C, dan SNCM 439. Desain yang paling aman adalah model poros 4 dengan material SNCM439 dan menambahkan fillet di setiap step poros sebesar 50 mm karena telah memenuhi kriteria-kriteria, yaitu tegangan geser maksimum tidak melebihi batas yang ditentukan ASME Code, rasio frekuensi pribadi dengan frekuensi kerja yang sudah mendekati  $\sqrt{2}$  untuk frekuensi pribadi di bawah frekuensi kerja. Adapun nilai tegangan geser maksimum poros adalah 60.3 MPa, dan rasio frekuensi pribadi dengan frekuensi kerja poros sebesar 1,62 dengan perpanjangan siklus sebesar 6429,75 siklus dan penghematan biaya material sebesar Rp 215.678.142,3

**Kata Kunci:** Poros, turbin uap, stainless steel, torsi, fatigue

### I. PENDAHULUAN

Poros turbin didesain untuk mampu menerima beban-beban poros saat poros beroperasi fluktuasi daya pada siklus tertentu. Namun di lapangan, sering terjadi kegagalan akibat beberapa faktor. Pada dasarnya, ada empat mekanisme kegagalan dasar, diantaranya adalah korosi, keausan, kelebihan beban dan kelelahan. Berdasarkan literatur, sebagian besar kegagalan struktural terjadi karena kelelahan mekanis (Vassilopoulos, 2010) <sup>[4]</sup>

Berdasarkan hasil studi lapangan di Star Energy Geothermal Darajat, dengan turbin merk Mitsubishi tipe SC2F-30, memiliki kinerja yang rendah (efisiensi sebesar 27%) salah satunya diakibatkan oleh poros yang rusak, sehingga keadaan poros turbin yang merupakan salah satu komponen utama turbin perlu perhatian khusus supaya poros dapat bekerja secara optimal dan untuk menambah umur siklus poros tersebut. Pada poros turbin yang bekerja pada kondisi lingkungan korosif, dan suhu serta tekanan yang tinggi, beberapa mekanisme penyebab kerusakan poros turbin akibat umur diantaranya adalah korosi, kemudian *fatigue* yang merupakan bentuk dari kegagalan yang terjadi pada struktur yang terjadi karena beban dinamik yang berfluktuasi dibawah *yield strength* yang terjadi dalam waktu yang lama dan berulang-ulang, serta *creep* yang merupakan deformasi plastis yang terjadi pada material karena diberi beban dan temperatur konstan.

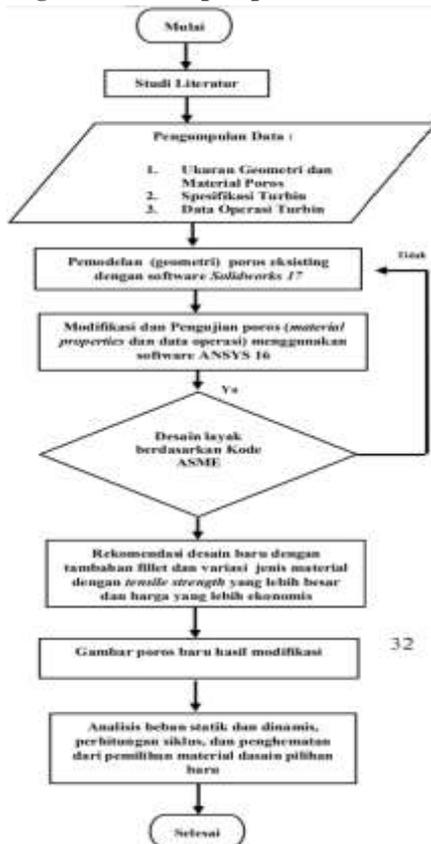
Berdasarkan permasalahan yang diuraikan pada latar belakang di atas, penelitian ini akan difokuskan pada permasalahan desain poros turbin agar mampu menerima beban saat beroperasi fluktuasi daya pada siklus tertentu, sehingga diperoleh poros yang aman dalam menerima beban statik maupun dinamik (beban lelah / fatigue.), desain layak berdasarkan kode ASME, dan didapatkan siklus yang lebih panjang dan harga yang lebih ekonomis.

### II. TINJAUAN PUSTAKA

Proses pengolahan energi panas bumi menjadi energi listrik melalui beberapa tahap. Satu diantaranya adalah tahap mengalirnya uap hasil pemanasan air oleh panas bumi, yang mengalir menuju ke turbin uap melewati separator supaya menjadi uap kering. Aliran uap kering yang masuk ke turbin uap menyebabkan berputarnya sudu-sudu turbin. Ketika sudu-sudu turbin berputar, poros turbin uap juga ikut berputar karena keduanya adalah komponen yang menyatu. Berputarnya poros turbin uap mengakibatkan berputar pula poros generator pada jumlah putaran tertentu. Di sinilah peran poros turbin uap begitu menentukan, yaitu sebagai komponen yang mentransformasikan energi kinetik uap menjadi energi mekanis, dan mentransmisikan daya atau torsi ke poros generator. <sup>[5]</sup>

### III. METODOLOGI PENELITIAN

#### 3.1 Diagram alir tahapan penelitian



Gambar 1. Diagram alir tahapan penelitian

Metodologi penelitian ini dapat dilihat pada Gambar 1., dari mulai studi literatur, kemudian pengumpulan data yang diperlukan diantaranya ukuran geometri poros untuk dilakukan pemodelan menggunakan *software Solidworks 17*, spesifikasi material poros, spesifikasi turbin, dan data operasi turbin yang digunakan untuk proses pengujian menggunakan *software ANSYS 16*, sehingga didapat nilai tegangan lentur, deformasi, dan tegangan gesernya yang selanjutnya akan dibandingkan nilainya dengan batas yang ditentukan oleh Kode ASME. Jika tegangan melebihi batas Kode ASME, maka akan dilakukan pemodelan kembali, dan jika sudah memenuhi standar Kode ASME, maka dilakukan modifikasi yang dilakukan pada geometrinya dengan penambahan fillet dan variasi material yang berbeda. Rekomendasi model baru yaitu dipilih desain dengan tegangan dan deformasi paling kecil. Kemudian desain rekomendasi baru ditentukan jumlah siklus dan biaya materialnya untuk dibandingkan dengan model awal (eksisting).

#### 3.2 Standar Kelayakan Desain

Standar kelayakan desain yang digunakan adalah Kode ASME (American Society of Mechanical Engineers) yang merupakan salah satu pendekatan yang diikuti dalam desain Poros transmisi. Menurut kode ini, tegangan geser yang

diizinkan untuk poros tanpa jalur pasak diambil sebagai 30% dari kekuatan luluh dalam ketegangan (Syt), atau 18% dari kekuatan tarik akhir material (Sut).<sup>[7]</sup>

#### 3.3 Data

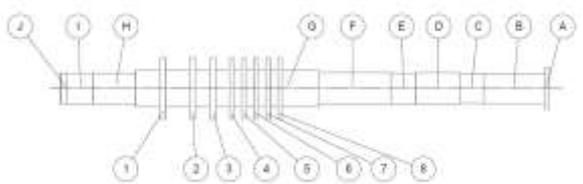
Data yang diperlukan pada makalah ini terdiri dari ukuran geometri seperti pada Tabel 3 dan Gambar 2. material poros seperti pada Tabel 4, spesifikasi turbin terdapat pada Tabel 1, dan data operasi turbin uap yang diambil dari Star Energy Geothermal Darajat pada bulan Maret 2021 seperti pada Tabel 2.

Tabel 1. Spesifikasi Turbin di Star Energy Geothermal Darajat

Number of set	One (1)
Rated output (at generator terminal)	81.300 kW
Maximum apability	100.706 kW
Rated speed at turbine	3000 rpm
Rotating direction	Clockwise
Rated steam at throttle valve	13,3 bar
Rated steam temperature at main stop valve	192,7 °C
Turbine design pressure at main stop valve	17,5 bara
Turbine design temperature at main stop valve	20 °C
Last stage blade height	762 mm (30 inch)
Last stage outside diameter	3000 mm

Tabel 2. Data Operasi Turbin

Parameter	Terdapat result turbin		Terdapat turbin	Terdapat turbin		Kualitas	Keputihan (Watt, %)	Keputihan (Watt, %)	
	Baru	°C		kg	Baru				°C
Selatan	25,47	198,15	279,67	0,3	67,58	262,15	267,35	28,13	103,62
Melintang	25,48	198,22	279,68	0,3	67,64	262,04	267,47	28,15	103,66
Minimal	25,47	198,15	279,65	0,3	67,58	262,15	267,23	28,13	103,58



Gambar 2. Bagian-bagian Poros Turbin

Tabel 3. Ukuran Geometri Poros Eksisting

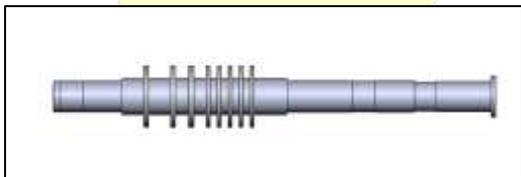
No	Nama bagian poros	Diameter (mm)	Panjang (mm)	Fungsi
1	Part A	323.83	38.08973	Sebagai bagian coupling dengan poros pengganti
2	Part B	271.83	734.33323	Sebagai penghubung part A dengan part C
3	Part C	263.83	287.36287	Sebagai penghubung part D dengan part D
4	Part D	381.83	238.8104	Sebagai penghubung part C dengan part E
5	Part E	383.83	314.28188	Sebagai bagian dipengapnya internal
6	Part F	391.83	688.72618	Sebagai bagian dipengapnya internal shaft, yaitu saluran saluran penyalang kebetoran Blade [2]
7	Part G	459.83	2388.7163	Sebagai bagian dipengapnya atau poros shaft
8	Part H	383.83	332.12934	Sebagai bagian dipengapnya internal shaft
9	Part I	383.83	314.28188	Sebagai bagian dipengapnya internal
10	Part J	383.83	95.500048	Sebagai bagian dipengapnya internal
11	Dim 1	762	87.471128	Sebagai benda yang dipergunakan pada poros dan bagian dipengapnya pada shaft turbin atau masing-masing blade
12	Dim 2	762	87.874778	
13	Dim 3	762	71.148112	
14	Dim 4	762	39.981726	
15	Dim 5	762	39.981726	
16	Dim 6	762	29.284738	
17	Dim 7	762	39.981726	
18	Dim 8	762	39.981726	
19	Dim 9	762	39.981726	

Tabel 4. Spesifikasi Material Eksisting

No	Keterangan Material	Besaran	Keterangan
1	Jenis Material		AISI 410
2	Densitas (kg/m <sup>3</sup> )	7700	
3	Ultimate Tensile Strength (MPa)	517	
4	Yield Strength (MPa)	310	
5	Modulus Elastisitas (GPa)	200	
6	Poisson Ratio	0,283	
7	Kekerasan (Hardness) Brinell	154	
8	Batas Maksimum tegangan ASME Code (MPa)	93	

3.4 Setting dan Proses

Setting dan proses dilakukan sebagai langkah pemodelan dan pengujian menggunakan bantuan software Solidworks dan ANSYS. Gambar 3. merupakan hasil pemodelan menggunakan software Solidworks 17 dari data ukuran geometri poros pada Gambar 5.



Gambar 3. Model Poros Eksisting

Gambar 5. menunjukkan hasil perhitungan kecepatan uap dan beban aksial pada turbin yang didapat dari data operasi turbin yaitu suhu dan tekanannya sehingga didapat nilai entalphi (h) yang digunakan dalam perhitungan.

Tabel 5. Perhitungan kecepatan uap dan beban aksial pada turbin

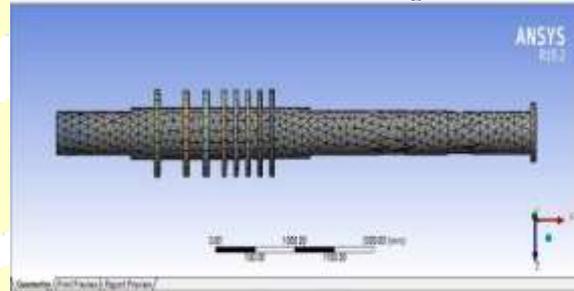
Variabel (satuan)	Definisi	Perhitungan						
$c_1$ (m/s)	Kecepatan uap inlet turbin	$c_1 = c_{1t} = 91,5 \cdot \sqrt{h_1 - h_2} = 2284,1$						
$u$ (m/s)	Kecepatan keliling	$u = \omega \cdot R_{in} = 239,27$						
$\alpha_1$ (derajat)	Sudut masuk blade	$20,27^\circ$						
$\omega_1$ (m/s)	Kecepatan relatif 1	$\omega_1 = \sqrt{c_1^2 + u^2} - 2uc_1 \cos \alpha_1 = 2197,35$						
$\phi$	Koefisien resistansi blade	0,91						
$\omega_2$ (m/s)	Kecepatan relatif 2	$\omega_2 = \phi \cdot \omega_1 = 2007,49$						
$\beta_1$ (m/s)	Sudut kecepatan	$\sin \beta_1 = \frac{u}{\omega_1} \cdot \sin \alpha_1 = 0,948$						
$c_2$ (m/s)	Kecepatan uap	$c_2 = \sqrt{\omega_2^2 + u^2} - 2\omega_2 u \cos \beta_1$						
$R_{in}$ (N)	Desongan aksial akibat momentum uap (N)	$R_{in} = \frac{G}{g} (c_1 - c_2)$						
$R_d$ (N)	Beban aksial akibat beban pada disc							
$R_o$ (N)	Total beban aksial	$R_o = R_d + R_{in}$						
Stage	1	2	3	4	5	6	7	8
$R_{in}$ (N)	3912	3912	3912	3912	3912	3912	3912	3912
$R_d$ (N)	2367,4	2315	2578	1788	1788	1788	1788	1788
$R_o$ (N)	6279,4	6227	6490	5700	5700	5700	5700	5700

Berdasarkan literatur<sup>[20]</sup> model meshing yang optimal untuk digunakan pada bentuk jenis silinder seperti bentuk poros turbin terdapat pada Tabel 6 dan Gambar 4.

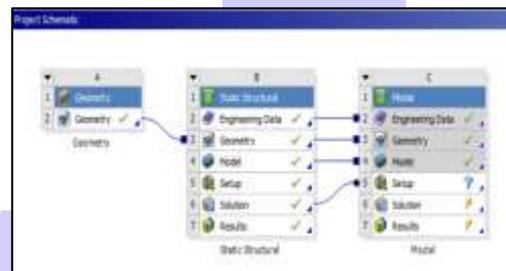
Tabel 6. Meshing Model

MESHING	
POROS	Elemen tetrahedral dengan face sizing 10 mm
DISC	Hex/Prism dengan ukuran mesh 50 mm

Gambar 4. Model Meshing Poros



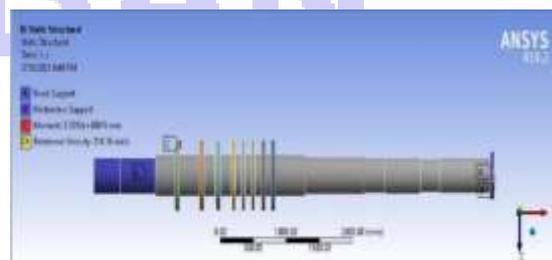
Gambar 5. berikut merupakan setting analisis dengan menggunakan aplikasi Ansys. Projek skematik yang dibuat menggunakan Static Structural untuk menghitung beban statik dan dilanjutkan dengan skematik Modal Analysis untuk menghitung besarnya beban dinamik:



Gambar 5. Setting analisis

Adapun beberapa parameter yang digunakan adalah *fix support* pada titik A, *frictionless support* pada titik B dan momen sebagai hasil dari reaksi gaya-gaya yang telah dihitung pada beban poros, selain itu ditambahkan juga parameter dinamik berupa *rotational velocity*.

Gambar 6 berikut merupakan gambaran parameter pada setting analisis di Ansys



Gambar 6 Parameter pada setting analisis

#### IV. HASIL DAN ANALISIS

##### 4.1 Analisis Perbandingan Tegangan Berdasarkan Geometri (Penambahan Fillet)

Tabel 7 berikut merupakan hasil analisis tegangan dari 3 jenis poros yang sudah dianalisis:

Tabel 7. Perbandingan Tegangan Berdasarkan Geometri

No	Materi Poros	Tegangan Von Mises Maksimum (MPa)	Total Defleksi (mm)	Tegangan Geser maksimum (MPa)	Batas Tegangan ASME Code (MPa)	Lokasi tegangan maksimum	Radius fillet sebagai solusi reduksi tegangan	Evaluasi
1		67.09	2.65	37		C	-	Aman
2	ABE 410	52.89	1.98	28.41	95	C	Bagian C	Aman
3		47.04	1.81	27.29		C	Sema bagian	Aman

Hasil simulasi statik poros ditampilkan pada Tabel 7 di atas. Dari hasil simulasi statik poros di atas, tampak bahwa model poros 1 yang tidak memiliki fillet sama sekali mengalami tegangan Von Mises dan tegangan geser tidak melebihi batas yang ditentukan pada area kritis. Namun bentuk area kritis berbentuk acak dan untuk mengurangi tegangan, Pada area kritis tersebut perlu diberikan fillet dengan radius tertentu sebagai solusi untuk mengurangi konsentrasi tegangan area itu. Maka, diperoleh model poros 3 yang memiliki variasi fillet yang sesuai untuk menghasilkan tegangan Von Mises dan tegangan geser maksimum tidak melebihi batas ASME Code serta memiliki tegangan paling kecil.

##### 4.2 Analisis Dinamik

Selanjutnya, model poros 3 perlu dilakukan modal analysis untuk melihat apakah frekuensi pribadi poros aman terhadap defleksi berlebih yang diakibatkan oleh modus getar. Besarnya rasio frekuensi tidak boleh menyentuh angka 1 supaya tidak terjadi resonansi yang menyebabkan nilai transmission ratio dan defleksi poros berlebih yang mengakibatkan kerusakan poros. Frekuensi pribadi poros, terutama yang nilainya lebih rendah daripada frekuensi kerja poros harus berada pada rasio minimal sebesar  $\sqrt{2}$  atau 1,41 untuk operasi yang aman dan halus<sup>[21]</sup>. Alasannya, nilai frekuensi tersebut sudah pasti dilalui poros ketika poros mulai startup untuk mencapai putaran *steady* ( $\omega$ ) sebesar 3000 rpm atau 50 Hz.

Model awal poros dimodifikasi dengan cara diperpendek ukuran panjang bagian poros untuk menambah kekakuannya. Bagian poros yang dikurangi panjangnya adalah part F karena adanya part H yang berfungsi sama dengan bagian tersebut

yaitu sebagai labyrinth seal, seperti terlihat pada Tabel 8.

Tabel 8. Hasil *modal analysis*

Panjang Part F (mm)	$\omega_n$ (Hz)
889,7	35,8
800	37,2
750	39,32

Tabel 9. Hasil Perhitungan Analisis Dinamik

Panjang Part F (mm)	Beban (N)	$\omega_n$ (Hz)	$\frac{\omega}{\omega_n}$	Amplitudo	Transmisi Ratio
889,7	8.249,2	35,8	1,40	1,05 . <i>flat</i>	1,05
800	7.335	37,2	1,34	1,24 . <i>flat</i>	1,24
750	6.876,5	39,32	1,27	1,62 . <i>flat</i>	1,62

Hasil yang ditampilkan pada Tabel 9 menunjukkan bahwa model poros 3 dengan panjang part F 750 mm memiliki rasio frekuensi yang sudah sangat mendekati  $\sqrt{2}$  untuk frekuensi pribadi di bawah frekuensi kerja pada modus getar pertama, dan frekuensi pribadi yang cukup jauh di atas frekuensi kerja pada modus getar yang lain. Akibatnya, nilai amplitudo yang dihasilkan sudah bisa dikategorikan aman. Sehingga model part F ini merupakan model yang akan digunakan, selanjutnya disebut model 4.

##### 4.3 Analisis Creep

Pada tinjauan pustaka, telah dipaparkan bahwa Creep atau mulur adalah proses terjadinya deformasi permanen suatu material akibat tegangan (stress) dan temperatur tinggi. Selain karena temperatur tinggi juga secara simultan menahan beban konstan pada jangka waktu yang lama (Evans dan Wilshire, 1985). Material akan mengalami deformasi secara kontinyu dan perlahan-lahan dalam jangka waktu yang lama, apabila diberi pembebanan secara tetap.

Kerusakan *creep* diakibatkan adanya peregangan butir atau struktur pada temperatur tinggi dalam waktu yang lama pada kondisi pembebanan konstan. Laju regangan creep tergantung pada waktu, temperatur operasi, dan besarnya pembebanan yang konstan

Dari tabel analisis perbandingan tegangan pada poin sebelumnya dijelaskan bahwa poros tanpa fillet adalah poros yang memiliki tegangan paling besar. Dengan mempertimbangkan salah satu penyebab creep yakni besar tegangan, maka sebaiknya untuk menghindari peluang terjadinya creep dipilihlah poros dengan poros yang memiliki beban terkecil yakni poros 3.

Selain itu berikut merupakan beberapa saran untuk menghindari creep:

1. Memilih material yang memiliki temperatur leleh yang tinggi ( $T_m$ ), ukuran butir yang lebih besar, dan menggunakan logam paduan yang tepat.
2. Proses Manufaktur. Untuk pencegahan creep dari segi manufaktur dengan cara mempersedik design champer yang menjorok. Dan diganti dengan fillet beradius. Hal ini disebabkan agar tegangan tidak terpusat disatu titik dan lebih bisa menyebar ke berbagai penampang sehingga kemungkinan creep akan terminimalisir.
3. Finishing. Pencegahan Creep dari aspek finishing bisa dengan proses Tempered material yang dipakai. Sehingga material akan memiliki tingkat kekerasan yang lebih dari material bawaan poros tersebut. Proses ini dapat menjadi solusi dalam pengembangan untuk menghindari creep dan meningkatkan kekerasan dari material.

#### 4.4 Analisis Tegangan Material

Pada Tabel 10. berikut merupakan hasil perbandingan tegangan berdasarkan jenis material.

Tabel 10. Perbandingan tegangan berdasarkan material

No	Hasil Analisis	Jenis Material		
		AISI 410	Carbon Steel S45C	Ni-Cr-Mo Steel SNCM439
1	Tegangan Lenta ( <i>Vin Minus</i> ) (MPa)	47.94	47.97	47.94
2	Total Deformasi (mm)	1.81	1.77	1.75
3	Tegangan Geser ( <i>Shear Stress</i> ) (MPa)	27.29	27.29	27.28

Dengan melihat besar tegangan dan juga deformasi, maka material SNCM439 adalah material yang terbaik karena memiliki tegangan terkecil dan juga total deformasi yang lebih kecil dari 2 material lainnya, walaupun tidak terlalu signifikan, namun tegangannya saat ini adalah 27,28 lebih kecil dibanding 2 material lainnya.

#### 4.5 Analisis Perbandingan Siklus Poros

Siklus poros menunjukkan sampai kapan poros mencapai titik lelehnya, dimana poros masih dapat bekerja dengan optimal. Tabel 5 berikut merupakan perbandingan jumlah siklus dari model eksisting dan model 4.

Tabel 11. Perbandingan jumlah siklus dari model eksisting dan model 4

Model Desain	Jumlah Siklus	Penambahan Siklus
Model Eksisting	992.430	-
Model 4	998.860	6429,75

Dari Tabel 11 terlihat bahwa jumlah siklus yang dihasilkan oleh model 4 lebih besar dibanding model eksisting yaitu menambahkan siklus sebanyak 6429,75 siklus.

#### 4.6 Penghematan Biaya Material

Untuk menentukan harga total material, dilakukan dengan mengalikan massa total poros (kg) dengan harga material (USD/kg), kemudian dikonversi ke Rupiah, dan selisih antara harga total poros eksisting dengan model baru didapat penghematan biaya material seperti pada Tabel 12 berikut.

Tabel 12. Penghematan Biaya Material

Jenis Material	AISI 410	Ni-Cr-Mo SNCM 439
Harga Material/kg (USD)	2,5	0,6
Massa Poros Total (kg)	7856,24	7856,24
Harga Total (USD)	19640,6	4713,744
Harga Total (Rp)	283787029,4	68108887,06
Penghematan (Rp)	215678142,3	

Tabel 12. di atas menunjukkan bahwa pemilihan material SNCM 439 menghemat biaya material sebanyak Rp 215.678.142,3

## V. KESIMPULAN DAN SARAN

### 5.1 Kesimpulan

Setelah dilakukan proses analisis, model poros yang paling aman adalah model poros 4 dengan material SNCM439 dan menambahkan fillet di setiap step poros sebesar 50 mm karena telah memenuhi kriteria-kriteria, yaitu tegangan geser maksimum tidak melebihi batas yang ditentukan ASME Code, rasio frekuensi pribadi dengan frekuensi kerja yang sudah mendekati  $\sqrt{2}$  untuk frekuensi pribadi di bawah frekuensi kerja. Adapun nilai tegangan geser maksimum poros adalah 60.3 MPa, dan rasio frekuensi pribadi dengan frekuensi kerja poros sebesar 1,62 dengan perpanjangan siklus sebesar 6429,75 siklus dan penghematan biaya material sebesar Rp 215.678.142,3

## 5.2 Saran

Berdasarkan analisis dan kesimpulan yang didapatkan, terdapat beberapa saran sebagai berikut:

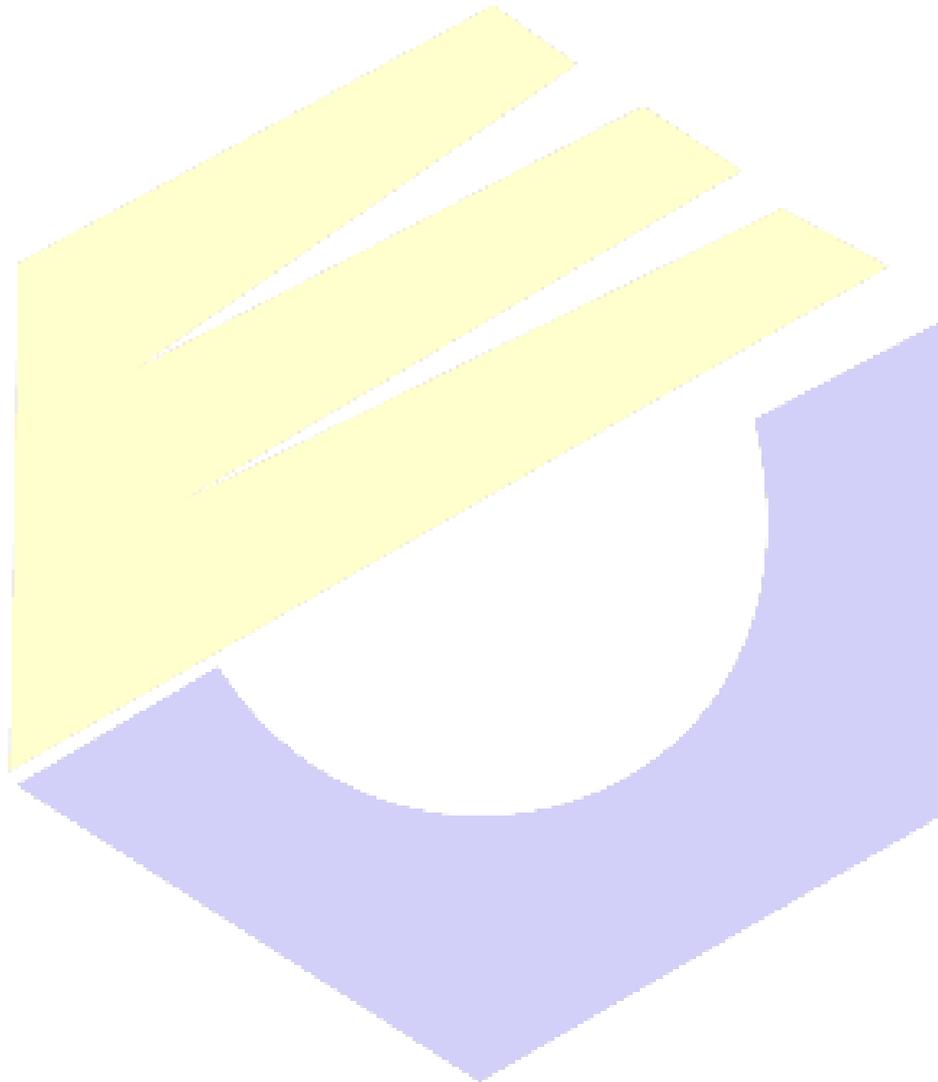
1. Memperhatikan analisis mekanik komponen turbin khususnya bagian poros, yaitu dengan mempertimbangkan jenis material dan geometri poros sehingga kerusakan akibat umur dapat diminimalisir dan dapat diketahui prediksi umur siklus untuk mengetahui batas poros turbin dapat bekerja dengan baik.
2. Berdasarkan hasil analisis modifikasi desain baru, penulis menyarankan perusahaan untuk mempertimbangkan material material SNCM439 dan menambahkan fillet di setiap step poros sebesar 50 mm karena SNCM439 adalah material yang terbaik karena memiliki tegangan terkecil dan juga total deformasi yang lebih kecil dengan perpanjangan siklus sebesar 6429,75 siklus dan penghematan biaya material sebesar Rp 215.678.142,3
3. Perlu dilakukan penelitian lebih lanjut mengenai pengaruh modifikasi poros turbin ini terhadap desain turbin keseluruhan, supaya diketahui kekurangan dan kelebihanannya baik itu secara operasi, maupun secara ekonominya.

## DAFTAR PUSTAKA

- [1] Budynas-Nisbett. 2006. Shigley's Mechanical Engineering Design, Eighth Edition. New York. U.S.A:McGraw- Hill Primis.
- [2] Shlyakhin, P. 1962. Steam Turbines: Theory and Design. Foreign Languages Publishing House. Moscow.
- [3] ASME Code: Design of Transmission Shaft. The American Society of Mechanical Engineers, New York.
- [4] Armah, S. K. (2018). Preliminary design of a Power Transmission Shaft under Fatigue Loading Using ASME Code. American Journal of Engineering and Applied Sciences, 11(1), 227-244.
- [5] Widodo, A., Krischaya, R. A., & Satrijo, D. Perancangan Poros Turbin 5 Mw untuk Pembangkit Listrik Tenaga Panas Bumi. ROTASI, 19(4), 185-192.
- [6] Standar Pengkodean pada Sistem Pipa. (2019). Alvindocs.com. <https://alvindocs.com/news-events/read/standar-pengkodean-pada-sistem-pipa>
- [7] ASME CODES FOR SHAFT - 8.0 DESIGN OF TRANSMISSION SHAFTS AND... (2017, March 12). Coursehero.com. <https://www.coursehero.com/file/21005767/ASME-CODES-FOR-SHAFT/>
- [8] Standard Tolerance Limits Fits ANSI B4.1 | GD&T Tolerances - Engineers Edge. (2021). Engineersedge.com. <https://www.engineersedge.com/mechanical,045tolerances/preffered-mechanical-tolerances.htm>
- [9] AS1170.1-2002\_R2016.pdf - AS/NZS 1170.1:2002(Incorporating... (2020, May 12). Coursehero.com. <https://www.coursehero.com/file/61770852/AS11701-2002-R2016pdf/>
- [10] Alamsyah, & Fadillah, I. (2019). ANALISIS KEKUATAN DAN UMUR KELELAHAN SHAFT PROPELLER KAPAL SPOB An Analysis of Strength and Fatigue Life of Propeller Shaft SPOB Ship. 13, 91–98. <https://media.neliti.com/media/publications/328439-analisis-kekuatan-dan-umur-kelelahan-sha-bfbf9353.pdf>
- [11] Undang-Undang Nomor 21 Tahun 2014 Tentang Panas Bumi
- [12] P.Shykhin, Turbin Uap, Jakarta: Erlangga, 1993.
- [13] B. a. Veatch, Power Plant Engineer, United State of America: Springer Science and business, 1996.
- [14] Fatigue Material Teknik. (2011). Ub.ac.id. <https://blog.ub.ac.id/amin/2011/12/20/fatigue/#:~:text=Fatigue%20adalah%20bentuk%20dari%20kegagalan,yang%20lama%20dan%20berulang%20Dulang.&text=Fatigue%20menyerupai%20brittle%20fracture%20yaitu%20ditandai%20dengan%20deformasi%20plastic%20yang%20sangat%20sedikit.>
- [15] Perancangan dan Pembuatan Alat Uji Creep (mulur) Logam. (2014). Lipi.go.id. <http://lipi.go.id/publikasi/perancangan-dan-pembuatan-alat-uji-creep-mulur-logam/15267>
- [16] Caesar Wiratama. (2021, January 9). Pemuluran akibat panas (creep). AERO ENGINEERING. <https://www.aeroengineering.co.id/2021/01/pemuluran-akibat-panas-creep/>
- [17] Moran M.J, Shaphiro H. N. 2006. Fundamentals of Engineering Thermodynamics 5th Edition. New Jersey. U.S.A: John Willey & Sons, Inc.
- [18] Apriyanto, H. N. 2016. Laporan Kerja Praktek PT.Geodipa Energi: Analisis Penggantian Steam Ejector dengan Kompresor NCG Guna Mengurangi Konsumsi Daya pada NCG Removal System. Semarang: Teknik Mesin Universitas Diponegoro.
- [19] Caesar Wiratama. (2019, April 13). Dasar-dasar meshing pada Computational Fluid Dynamics (CFD). AERO ENGINEERING. <https://www.aeroengineering.co.id/2019/04/dasar-dasar-meshing-pada-computational-fluid-dynamics-cfd/>
- [20] Rana, D. (2020, June 25). TETRAHEDRAL MESH VS. HEXAHEDRAL (MESH COMPARISON). CADSYS25; Blogger. <https://www.cadsys25.com/2020/06/tetrahedral-mesh-vs-hexahedral-mesh.html>
- [21] Steidel, Jr. R.F. 1971. An Introduction to Mechanical Vibration 3rd Edition . New York, U.S.A:John Wiley & Sons, Inc.
- [22] Mohr's Circle Calculator for Plane Stress and Plane Strain | Bending Moment and Shear Force Diagram Calculator. (2017, February 5). Bendingmomentdiagram.com. <https://bendingmomentdiagram.com/free-calculator/mohrs-circle-calculator/>
- [23] Baskoro Abdi Praja. (2020, April 14). Fatik (Kelelahan) pada Bangunan Struktur Baja. PT Eticon Rekayasa Teknik. <https://eticon.co.id/fatik-bangunan-struktur-baja/>
- [24] 3. Batas Kelelahan Logam Konsep S-N (AA). (2018). Slideshare.net.

<https://www.slideshare.net/Abrianto67/3-batas-kelelahan-logam-konsep-sn-aa>

- [25] Kelelahan Logam (Fatigue). (2011). Slideshare.net. <https://www.slideshare.net/Abrianto67/kelelahan-logam-fatigue>
- [26] Takacs, G. (2015). Sucker-Rod Pumping System Components and Their Operation. Sucker-Rod Pumping Handbook, 57–246. <https://doi.org/10.1016/b978-0-12-417204-3.00003-0>.



POLBAN