

ANALISA DAN REDESAIN *SPROCKET ASSEMBLY CONVEYOR RAKE C2* DI STASIUN KETEL PG NGADIREJO

1,2) Dosen Program Studi
Teknik Mesin, Universitas
17 Agustus 1945 Surabaya,
Indonesia

3) Mahasiswa Program Studi
Teknik Mesin, Universitas
17 Agustus 1945 Surabaya,
Indonesia

Corresponding email ¹⁾ :
ekamarliana@untag-sby.ac.id

Received: 25-06-2021

Accepted: 02-10-2021

Published: 28-12-2021

©2021 Politala Press.
All Rights Reserved.

Eka Marliana ¹⁾, Ismail ²⁾, Moch Yanuar Ramadhan ³⁾

Abstrak. Menurut data, diketahui bahwa salah satu komponen mesin yang seringkali mengalami kegagalan pada PG Ngadirejo dan harus dilakukan penggantian setiap kali overhaul adalah poros sproket pada conveyor rake C2 timur di stasiun ketel. Secara umum conveyor ini digunakan untuk proses suplai ampas bahan bakar di stasiun ketel. Dalam penelitian ini dilakukan analisa kegagalan dan kelelahan dengan metode elemen hingga pada software Ansys. Material yang dianalisa adalah baja HQ705 dengan pembebanan statis. Analisa yang dilakukan meliputi analisa struktural statis dan analisa kelelahan pada poros sproket. Berdasarkan analisa tersebut didapatkan perpindahan maksimum yang terjadi sebesar 0.001163 m, tegangan equivalent maksimum 71.8 MPa, life minimum 17.237 siklus, tegangan geser maksimum 38.44 MPa, faktor keamanan minimum 0.557744. Kegagalan yang terjadi pada hasil analisa tersebut sesuai dengan lokasi kegagalan yang sesungguhnya. Proses redesain dilakukan dengan material HQ709, dengan material ini didapatkan nilai life minimum 50539 siklus.

Kata Kunci: Poros, sproket, analisa, statis, kelelahan

Abstract. In the Ngadirejo sugar plant, the sprocket shaft on the east C2 rake conveyor at the boiler station always failure every year. This conveyor is used for fuel dregs supply at the boiler station. In this research, the analysis of failure and fatigue with the finite element method in Ansys will be carried out. The material analyzed is HQ705 with static loading. The study carried out includes static structural analysis and fatigue analysis on the sprocket shaft. This analysis found that the maximum displacement is 0.001163 m, the maximum equivalent stress is 71.8 MPa, the minimum life is 17.237 cycles, the maximum shear stress is 38.44 MPa, and the minimum safety factor is 0.557744. The failure in the FEM analysis results from the actual failure location. The redesign process was carried out with HQ709 material. With this material, the minimum life value is 50539 cycles.

Keywords: Shaft, sprocket, analysis, static, fatigue.

To cite this article: <https://doi.org/10.34128/je.v8i2.167>

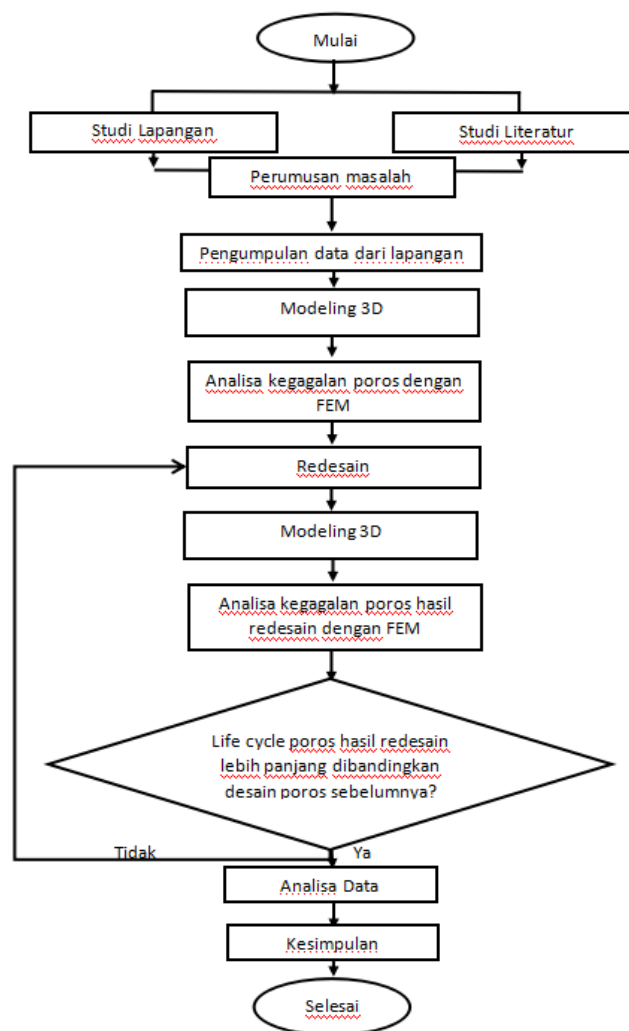
1. Pendahuluan

Dalam persaingan di era global seperti saat ini, perusahaan dituntut untuk meningkatkan produktivitas dalam perusahaannya agar tetap mampu bersaing dengan perusahaan lainnya. Salah satu faktor yang mendukung kelancaran kegiatan produksi adalah penggunaan mesin-mesin produksi secara optimal [1], [2], [3], [4]. Dengan digunakannya mesin-mesin produksi untuk membantu kegiatan produksi, maka target produksi perusahaan akan tercapai dan dapat memenuhi permintaan pasar dan konsumen. Mesin dan peralatan produksi pada beberapa perusahaan yang digunakan untuk proses produksi digunakan tanpa jeda, kecuali pada waktu khusus yang disediakan untuk *overhaul*. Salah satu perusahaan yang menerapkan sistem produksi *non-stop* adalah Pabrik Gula (PG) Ngadirejo. Perusahaan ini melakukan proses produksi gula secara *non-stop* pada musim panen tanaman tebu dan melaksanakan *overhaul* atau perawatan total pada mesin setiap setahun sekali. Dengan konsep perawatan yang dilakukan setahun sekali, maka kerusakan pada komponen-komponen mesin harus bisa dihindari dan diminimalisir.

Menurut data yang dikumpulkan pada PG Ngadirejo, diketahui bahwa salah satu komponen mesin yang seringkali mengalami kegagalan dan harus dilakukan penggantian setiap kali *overhaul* adalah *shaft sprocket assembly* pada *conveyor rake C2* timur di stasiun ketel. Secara umum *conveyor* ini digunakan untuk proses suplai ampas bahan bakar di stasiun ketel. Kerusakan yang terjadi pada *shaft sprocket* dikarenakan adanya retakan (*crack*) pada dudukan pasak poros. Kerusakan ini menyebabkan terhentinya proses giling pada pabrik selama 2 hari dikarenakan suplai ampas yang digunakan untuk bahan bakar stasiun ketel terhenti. Ampas yang dibawa oleh *rake conveyor* disuplai kedalam ketel sebagai bahan bakar utama untuk sistem pembangkit tenaga pada pabrik gula.

Dalam penelitian ini penulis bermaksud untuk menganalisa kegagalan yang terjadi pada *shaft sprocket* ini dengan menggunakan metode elemen hingga (*Finite Elemen Method*) [5]. Selanjutnya dilakukan proses desain ulang untuk *shaft sprocket* tersebut dengan menggunakan simulasi berbasis metode elemen hingga sehingga didapatkan desain baru dengan *life cycle* yang lebih panjang

2. Metodologi



Gambar 1. Diagram alir penelitian

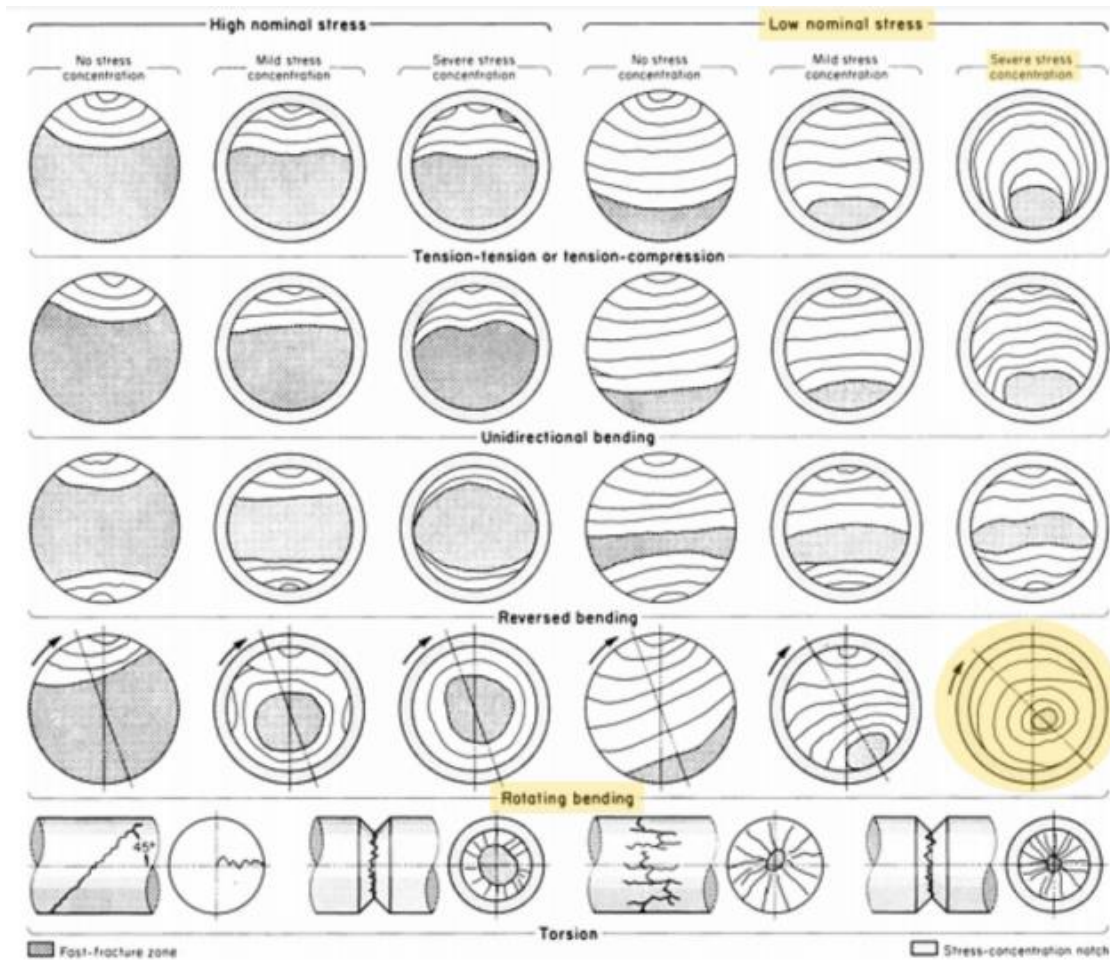
Dalam penelitian ini akan digunakan metode elemen hingga atau finite element method (FEM). FEM memudahkan penulis untuk menganalisa secara numerik dengan simulasi. Pada prinsipnya dengan menggunakan metode ini benda yang akan disimulasikan dibagi menjadi bagian sangat kecil (*mesh*), kemudian dianalisa setiap bagian tersebut dan diintegrasikan menjadi satu kesatuan benda [5]–[7]. Dalam penelitian ini khususnya akan digunakan *software* Ansys untuk proses simulasi numerik FEM. Agar analisa dengan FEM bisa dilakukan, terlebih dahulu harus dibuat model 3D sesuai dengan dimensi poros sesungguhnya, kemudian digunakan data-data yang ada untuk melakukan simulasi FEM. Proses analisa *redesign* juga akan menggunakan metode yang sama.

Kegagalan pada Poros Sprocket

Salah satu data utama yang diperlukan untuk penelitian ini adalah patahan atau kegagalan yang terjadi pada poros. Pada Gambar 2 ditunjukkan detail patahan yang terjadi pada poros dan sprocket. Jika permukaan patahan tersebut dibandingkan dengan gambar 3 maka dapat diketahui bahwa kegagalan yang terjadi bukan karena konsentrasi tegangan. Artinya, tegangan yang diterima poros tidak cukup besar dan terkonsentrasi untuk menyebabkan terjadinya kegagalan.



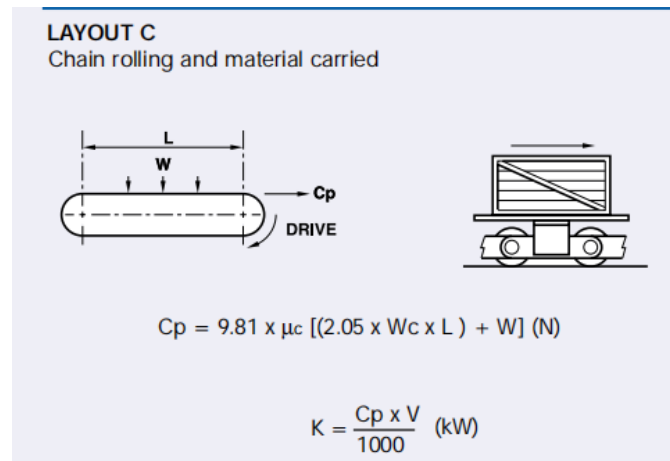
Gambar 2. Kegagalan yang terjadi pada poros sprocket



Gambar 3. Panduan skematis permukaan patahan [2]

2.3 Perhitungan Beban pada Poros

Langkah pertama yang harus dilakukan dalam penelitian ini adalah melakukan perhitungan beban dan gaya yang terjadi pada poros yang mengalami kegagalan. Perhitungan yang dilakukan meliputi perhitungan gaya tarik total akibat rantai conveyor (C_p), massa rantai dan semua asesorisnya (W_c), massa tebu (W), momen bending akibat rantai (M_c), momen bending akibat transmisi (M_t), momen torsi (T) dan massa sprocket (m_s).



Gambar 4. Panduan perhitungan beban conveyor tipe layout C [8]

Berdasarkan jenis *layout* nya, rake conveyor yang dianalisa pada PG Ngadirejo adalah conveyor tipe c seperti pada Gambar 4, maka persamaan 1 yang harus digunakan untuk mendapatkan nilai gaya tarik total pada rantai adalah sebagai berikut:

$$C_p = 9.81 \times \mu_c \times ((2.05 \times W_c \times L) + W) \quad (1)$$

Untuk menyelesaikan persamaan tersebut, maka perlu dilakukan perhitungan W_c dan W . Massa W_c termasuk didalamnya adalah massa rantai (m_c), massa *rake* dan roll (m_r), bearing roll (m_{br}), bearing poros penggerak (m_{bg}) dan bearing poros penghantar. Massa W_c dihitung dengan menggunakan persamaan 2 dan hasilnya adalah 38,6 kg.

$$W_c = m_c + m_r + m_{br} + m_{bg} \quad (2)$$

Massa tebu (W) dihitung dengan mengasumsikan ketebalan tebu yang diangkut oleh conveyor. Volume tebu yang diangkut dihitung dengan persamaan 3 berikut, dengan mengasumsikan ketebalan tebu yang diangkut adalah 10 cm. Berdasarkan spesifikasi teknis yang ada di PG Ngadirejo diketahui bahwa lebar conveyor (p) adalah 1545 mm dan panjang conveyor (L) adalah 68000 mm. Jika massa jenis tebu (ρ) yang diangkut adalah 120 maka nilai W dapat dihitung dengan persamaan 4 sehingga hasilnya adalah 1261 kg.

$$V = p \times L \times t \quad (3)$$

$$W = \rho \times V \quad (4)$$

μ_c adalah koefisien gesek putar pada rantai yang diasumsikan dilumasi secara reguler, berdasarkan *Reynold's Designer Guide for Chain Conveyor* maka nilainya adalah 0.09, sehingga nilai C_p adalah 5862 N.

Selanjutnya dilakukan perhitungan momen bending dan momen puntir yang terjadi pada poros. Jika A adalah jarak antara pusat bearing dan sprocket dan B adalah jarak antara pusat bearing dan sprocket transmisi, maka:

$$M_c = C_p \times A / 2 \quad (5)$$

$$M_t = C_{pt} \times B \quad (6)$$

Dengan menggunakan persamaan 5 dan 6 diatas didapatkan nilai $M_c = 491$ Nm dan $M_t = 1079.1$ Nm, jarak A adalah 167.75 mm, jarak B adalah 500 mm dan $C_{pt} = 2159$ N. Persamaan 4.7 digunakan untuk menghitung nilai momen torsi (T) pada poros. Dari persamaan tersebut didapatkan nilai $T = 2148.4$ Nm. Untuk menyelesaikan persamaan 7 digunakan PCD sebesar 732.9 mm dari data spesifikasi sprocket.

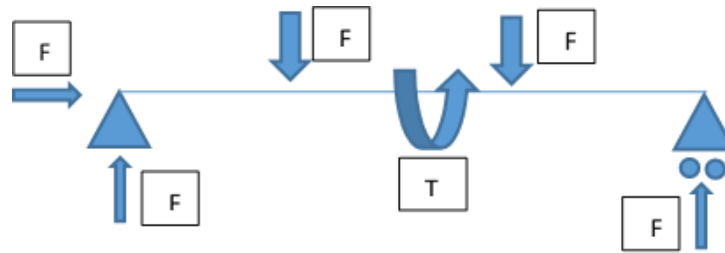
$$T = C_p \times PCD \div 2 \quad (7)$$

2.4 Pemodelan Statis Poros

Analisa gaya-gaya yang bekerja pada poros digunakan pemodelan statis, dengan model ini didapatkan gaya reaksi tumpuan pada masing-masing bearing (sisi kanan dan kiri). Pada Gambar 5 ditunjukkan secara sederhana pemodelan statis dan posisi beban pada poros. F_a dan F_b masing-masing mewakili beban yang terjadi pada titik a dan b. F_a dan F_b masing-masing adalah penjumlahan dari gaya berat sprocket dan $C_p/2$ [8]. Berdasarkan perhitungan:

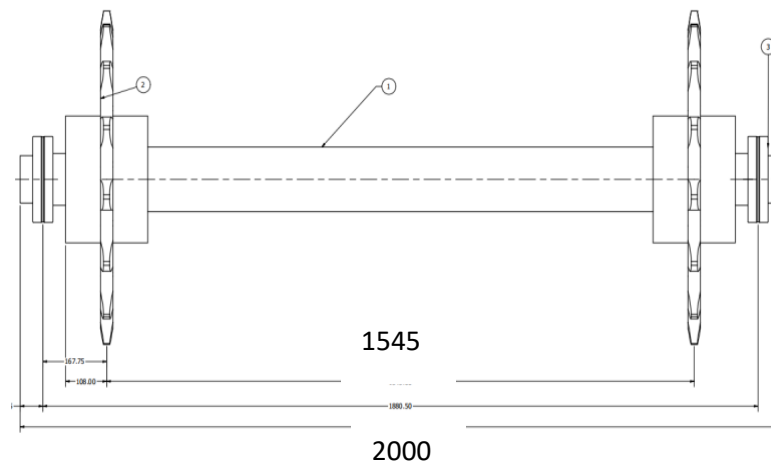
$$F_a = F_b = (C_p \div 2) + W_s$$

$$(5861.9 \div 2) + 1500 = 4430N \quad (8)$$



Gambar 5. Analisa statis poros

Dari Gambar 5 diatas diketahui bahwa gaya-gaya yang bekerja pada poros adalah gaya akibat keseluruhan massa rantai dan bearing ditambah gaya berat akibat massa *sprocket* yang menggantung pada poros. Tumpuan yang digunakan adalah jenis tumpuan engsel dan roll. Tumpuan engsel mengizinkan poros untuk tetap berputar tanpa mengalami pergerakan kearah sumbu X dan Y. Tumpuan roll mengizinkan poros untuk berputar dan bergerak kearah sumbu X. Akibat putaran pada poros karena daya yang di transmisikan oleh motor, maka momen torsi (puntir) sebesar 1079.1 Nm bekerja pada poros, dalam diagram diatas dinotasikan sebagai T. Titik Fa dan Fb masing-masing terletak pada posisi *sprocket* A dan B. Detail jarak antar titik dapat dilihat pada Gambar 6.

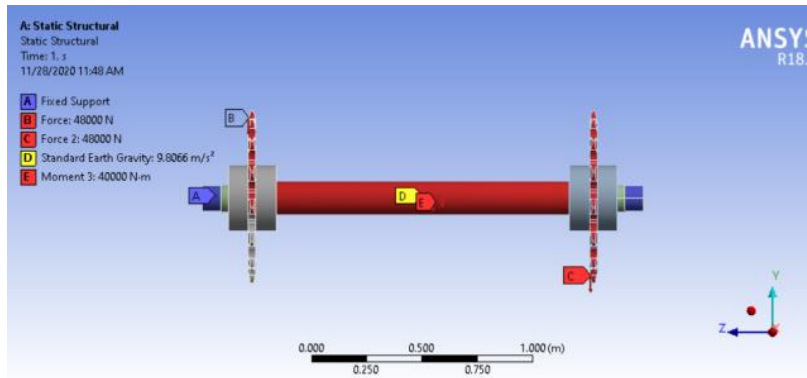


Gambar 6. Susunan poros, *sprocket* dan *bearing*

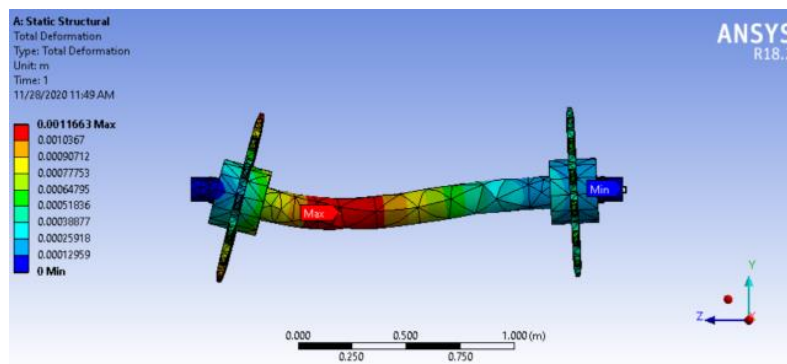
3. Hasil dan Pembahasan

3.1 Analisa Statis dengan *Finite Element Method* (FEM)

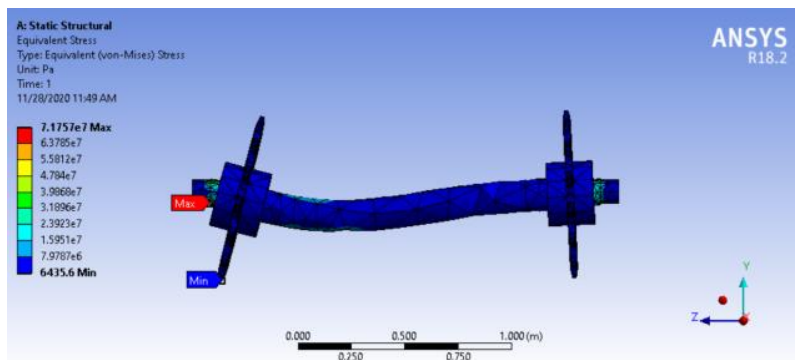
Dalam analisa yang dilakukan dengan metode elemen hingga (FEM), *software* yang digunakan adalah Ansys R18.2. Dengan menggunakan *software* ini dapat dilakukan berbagai analisa statis pada model poros. Pembebanan yang dilakukan sama dengan pemodelan yang dilakukan pada gambar dengan material HQ705. Pembebanan dilakukan secara dinamis dengan faktor keamanan 16. Gaya yang bekerja pada masing-masing sproket adalah $C_p/2$. Selain itu terdapat momen torsi (T) yang bekerja pada poros.



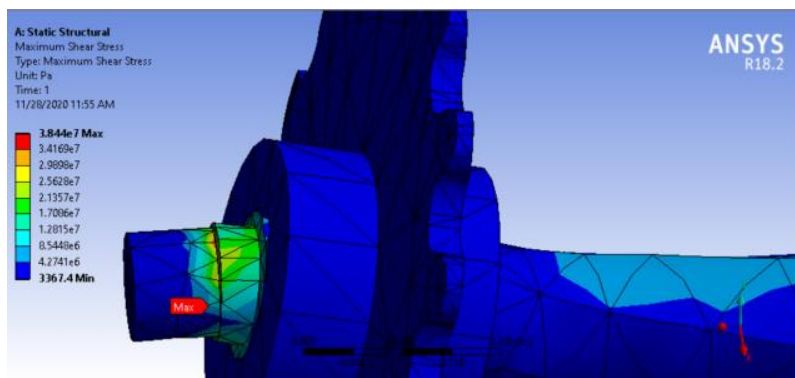
Gambar 7. Pembebanan pada poros dan sproket



Gambar 8. Analisa displacement pada poros

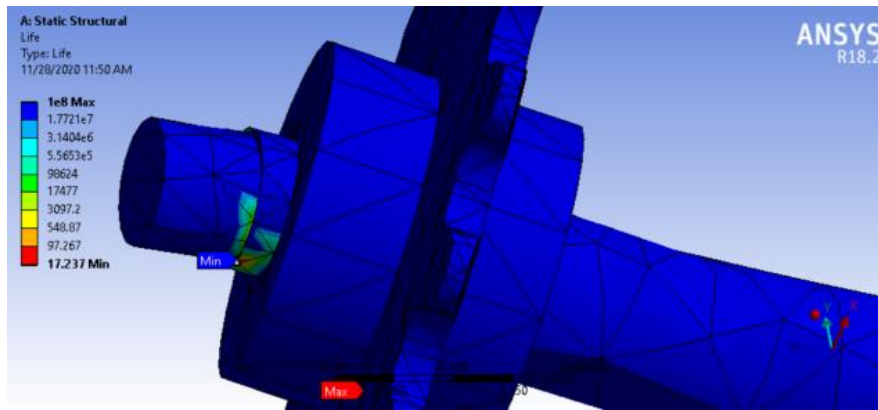


Gambar 9. Tegangan Ekuivalen pada poros

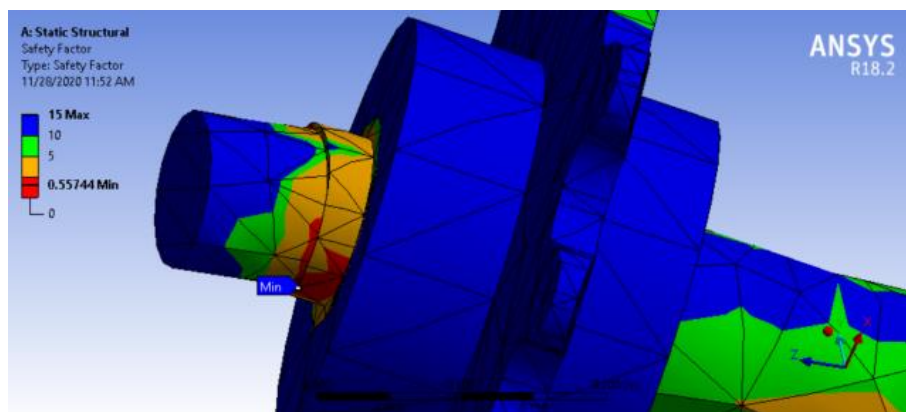


Gambar 10. Tegangan geser pada poros





Gambar 11. Life cycle pada poros

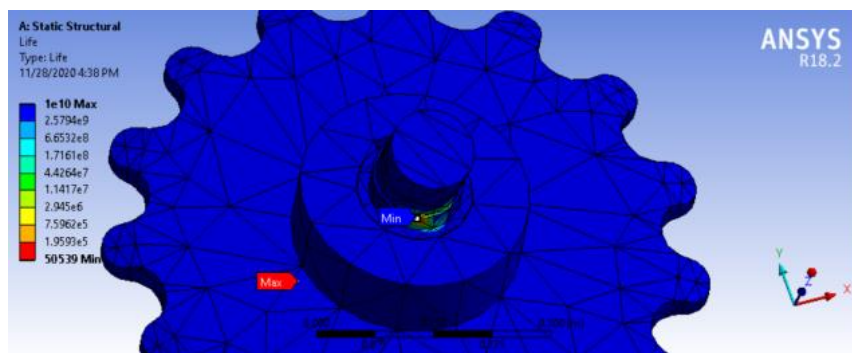


Gambar 12. Faktor keamanan pada poros

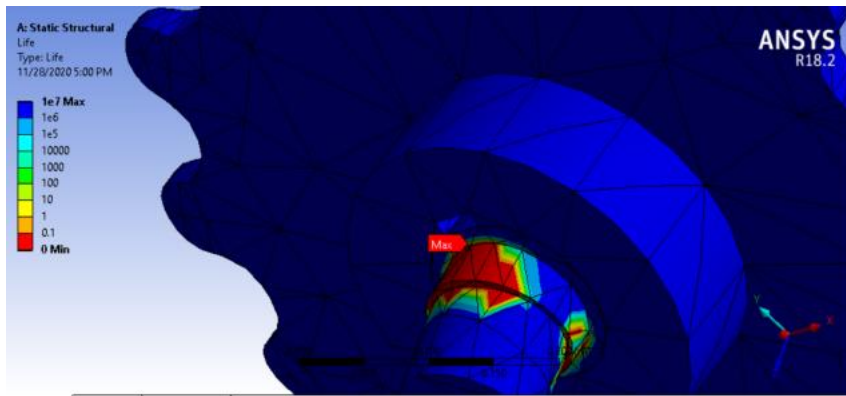
Berdasarkan Gambar 8, 9, 10, 11 dan 12 diatas diketahui bahwa dengan analisa *finite element method* (FEM) didapatkan *displacement* maksimum sebesar 0.0011663 m. Tegangan ekuivalen maksimum yang diterima poros adalah 71.757 MPa. Tegangan geser maksimum yang terjadi pada poros adalah 38.44 MPa. Tegangan ekuivalen dan tegangan geser maksimum keduanya terjadi pada lokasi yang sama dengan lokasi patahan poros aktual. Faktor keamanan minimum yang dapat diterima poros adalah 0.55744 dan *life cycle* minimum poros adalah 17.237 siklus.

3.2 Redesain Poros Sprocket

Dalam rangka meningkatkan umur pakai atau *life cycle* dari poros, maka perlu dilakukan redesain. Pada penelitian ini redesain dilakukan dengan mengganti material poros dan *sproket*, karena perubahan dimensi tidak dimungkinkan. Terdapat 2 material lain yang dipilih untuk proses redesain ini, lalu selanjutnya akan dipilih salah satu yang memberikan masa pakai (*life cycle*) lebih panjang. Material yang digunakan adalah HQ709 dan HQ760, kedua material ini merupakan jenis material yang diproduksi oleh perusahaan yang sama dengan produsen HQ705, yakni PT. Tira Austenite, Tbk .



Gambar 13. Life cycle pada poros HQ709



Gambar 14. Life cycle pada poros HQ760

Tabel 1. Perbandingan HQ705, HQ709 dan HQ760 [9]

| PARAMETER | HQ705 | HQ709 | HQ760 |
|---------------------------------|----------|---------|----------|
| UTS (MPa) | 900 | 880 | 580 |
| YTS (MPa) | 700 | 650 | 305 |
| Max Eq Stress (Von Mises) (MPa) | 71.757 | 75.878 | 75.888 |
| Shear Stress Allow (MPa) | 350 | 325 | 152.5 |
| Computed shear stress (MPa) | 38.44 | 40.678 | 40.684 |
| Life Min (Siklus) | 17.237 | 50539 | 0 |
| Damage Max (Pa) | 5.80E+07 | 19787 | 1.00E+32 |
| Safety Factor Min | 0.55744 | 0.57109 | 0.2899 |
| Force (Newton) | 96000 | 96000 | 96000 |
| Moment (N.m) | 40000 | 40000 | 40000 |

Dari hasil analisa kelelahan (*fatigue*) dari poros hasil redesain didapatkan bahwa material Q709 memiliki life cycle minimum (umur pakai minimum) yang lebih panjang dari HQ705, yakni 50539 siklus, sedangkan dengan material HQ760 didapatkan life cycle minimum nya adalah 0, artinya poros akan langsung mengalami kegagalan saat mendapatkan beban dinamis. Dengan demikian, material yang dipilih untuk redesain adalah HQ709

4. Kesimpulan

Hasil analisa dengan FEM menunjukkan bahwa lokasi kegagalan sama dengan lokasi aktual kegagalan poros sproket. Usia pakai minimum poros sproket dengan material HQ705 adalah 17.757 siklus. Hasil redesain poros sproket dengan material HQ709 meningkatkan usia pakai minimum hingga 50539.

Ucapan Terima Kasih

Ucapan terima kasih penulis sampaikan kepada Universitas 17 Agustus 1945 Surabaya yang telah mendukung penuh pelaksanaan penelitian ini.

Daftar Pustaka

- [1] B. Bai, L. Zhang, T. Guo, and C. Liu, "Analysis of dynamic characteristics of the main shaft system in a hydro-turbine based on ANSYS," *Procedia Eng.*, vol. 31, pp. 654–658, 2012, doi: 10.1016/j.proeng.2012.01.1081.
- [2] K. Sathishkumar and N. Ugesh, "Finite element analysis of a shaft subjected to a load," *ARPJ J. Eng. Appl. Sci.*, vol. 11, no. 9, pp. 5996–6000, 2016.
- [3] G. Van Zyl and A. Al-Sahli, "Failure analysis of conveyor pulley shaft," *Case Stud. Eng. Fail. Anal.*, vol. 1, no. 2, pp. 144–155, 2013, doi: 10.1016/j.csefa.2013.04.011.
- [4] I. A. Pahlawan, A. A. Arifin, E. Marliana, and H. Irawan, "Effect of welding electrode variation on dissimilar metal weld of 316l stainless steel and steel ST41," *IOP Conf. Ser. Mater. Sci. Eng.*, vol. 1010, no. 1, 2021, doi: 10.1088/1757-899X/1010/1/012001.
- [5] M. Bai, S. Ren, and H. Zheng, "FEM analysis and design of sprocket connecting shaft on sintering machine," *Proc. - 2010 WASE Int. Conf. Inf. Eng. ICIE 2010*, vol. 3, pp. 144–147, 2010, doi: 10.1109/ICIE.2010.212.
- [6] A. H. Ertas, V. Alkan, and A. F. Yilmaz, "Finite element simulation of a mercantile vessel shipboard under working conditions," *Procedia Eng.*, vol. 69, pp. 1001–1007, 2014, doi: 10.1016/j.proeng.2014.03.082.
- [7] L. Frizziero and L. Piancastelli, "Accelerated FEM analysis for critical engine components," *Walailak J. Sci. Technol.*, vol. 12, no. 2, pp. 151–165, 2015, doi: 10.14456/vol12iss1pp.
- [8] Tsubaki, "Tsubaki - Drive chains & Sprockets." p. 287, 2018.
- [9] P. Tira Austenite Indonesia, "Machinery Steel Series High Quality Machinery Steel." .

