Teknika 19 (2): 597-609

JURNAL TEKNIKA
ISSN: 0854-3143
e-ISSN: 2622-3481
Journal homepage: http://jurnal.polsri.ac.id/index.php/teknika
Journal Email: teknika@polsri.ac.id

# Analisa Desain Dan Optimasi Topologi Roda Gigi Transportir Pada Mesin Bubut Maximat V13

**Ichsanul Hakim[1], Taufikurrahman*[2], Ella Sundari[3], Romli[4], Indra Gunawan[5]**

[1,*2,3,4,5] Program Studi Teknik Mesin Produksi dan Perawatan, Politeknik Negeri Sriwijaya, Palembang, Indonesia
*Email Penulis Korespondensi: taufikurrahman@polsri.ac.id

***Abstrak***

*Mesin bubut dengan merk maximat bertipe v13 yang ada pada bengkel produksi teknik mesin Politeknik Negeri Sriwijaya memiliki masalah yang sering terjadi, yakni kerusakan pada roda gigi transportir yang mana akan menghambat kegiatan praktikum untuk mahasiswa di Politeknik Negeri Sriwijaya. Dengan latar belakang tersebut maka dibuatnya penelitian ini dengan tujuan agar hasil optimasi topologi yang berfokus pada optimasi penggunaan dan pemilihan material dengan mempertimbangkan kemampuan tegangan pada roda gigi dengan simulasi yang dilakukan di Solidworks sehingga mendapatkan nilai tegangan, displacement, dan safety factor pada roda gigi tranportir. Hasil yang didapat dari penelitian ini ialah rekomendasi desain hasil optimasi topologi dengan konsep yang kedua, yakni dengan nilai tegangan sebesar 1,315e+01 N/mm2 , displacement 2,141e-03 mm, dan safety factor dengan nilai 3. Dengan adanya penelitian ini, dapat menjadi acuan untuk rancangan dalam pembuatan roda gigi transportir yang lebih baik dari roda gigi transportir sebelumnya.*

***Kata kunci****—Roda Gigi, Optimasi, Topologi, Solidworks, Stress, Material*

***Abstract***

*Lathes with the maximat brand type v13 in the Sriwijaya State Polytechnic mechanical engineering production workshop have a problem that often occurs, namely damage to the transporter gear. With this background, this research was carried out with the aim of optimizing the topology results which focus on optimizing the use and selection of materials by considering the stress capability of the gears with simulations carried out in Solidworks so as to obtain stress, displacement and safety factor values on the transport gears. The results obtained from this study are design recommendations for topology optimization results with the second concept, namely with a voltage value of 1,315e+01 N/mm2, a displacement of 2,141e-03 mm, and a safety factor with a value of 3.*

***Keywords****—Gears, Optimization, Topology, Solidworks, Stress, Materials*

*Received: January 15, 2025; Online Available: May 15, 2025*

## 1. PENDAHULUAN

Mesin bubut adalah mesin perkakas yang memutar benda kerja pada sumbu rotasi untuk melakukan berbagai proses seperti pemotongan, pengamplasan, *knurling*, pengeboran, deformasi, pembubutan muka, dan pemutaran, dengan alat yang diterapkan pada benda kerja untuk membuat objek dengan simetri terhadap sumbunya. Untuk menghasilkan putaran pada mesin bubut, diperlukan mekanisme perpindahan daya dari motor penggerak ke mesin bubut dengan media transmisi berupa roda gigi.

Roda gigi adalah salah satu komponen penting dalam dunia mekanika, digunakan untuk meningkatkan atau menurunkan torsi, merubah arah gerak serta mentransmisikan daya dari suatu sistem gerak [1]. Roda gigi merupakan suatu elemen mesin yang berfungsi untuk mentransmisikan daya dan putaran poros sehingga sistem mekanisme pada mesin dapat bekerja sesuai dengan fungsinya. Namun, masalah keausan dan kegagalan roda gigi tidak bisa dikesampingkan, termasuk kegagalan roda gigi pada mekanisme penggerak mesin bubut. Mesin bubut dengan merk maximat bertipe v13 yang ada pada bengkel produksi teknik mesin Politeknik Negeri Sriwijaya memiliki masalah yang sering terjadi, yakni kerusakan pada roda gigi transportir.

Penelitian bertujuan untuk merancang roda gigi, poros dan bantalan transmisi yang di gunakan adalah *transmitter* pada mobil Daihatsu Granmax tahun 2013. Penelitian ini dilakukan dengan melakukan perhitungan dan analisa terkait kebutuhan roda gigi dan memperhitungkan daya dan torsi dari mobil *Grandmax* yang akan dibuat roda gigi nya, dengan melakukan pengambilan data dengan metode observasi dan pengamatan. Diukur dengan menggunakan mistar, jangka sorong. Dari penelitian ini didapat bahwa bahan untuk semua roda gigi adalah baja khrom SNC 3, bantalan poros yang digunakan adalah tipe SKF 6408ZZ (bantalan roda) dan dimensi poros yang aman untuk digunakan adalah 40 mm [3].

Fokus utama penelitian ini [3] untuk mendapatkan desain *fall block* dengan berat yang ringan dengan mempertahankan kekakuan strukturnya. Optimasi topologi dilakukan menggunakan perangkat lunak *SolidWorks Simulation* yang berbasis metode elemen hingga, yang selanjutnya akan dapat dibandingkan perubahan berat desain awal dengan desain hasil optimasi serta perubahan tegangan sebelum dan sesudah dilakukan optimasi. Dari hasil penelitian ini didapat bahwa setelah dilakukan simulasi dinamis non linier menggunakan *SolidWorks Simulation* pada desain awal *Fall Block Deck Crane* diperoleh nilai tegangan *Von Mises* maksimum sebesar 26.55 MPa. Dari hasil optimasi topologi didapatkan penurunan massa sebesar 15,21 % dengan berat menjadi 338,54 kg.

Penelitian yang dilakukan [9] ini mempelajari tegangan yang ditimbulkan pada permukaan kontak pasangan roda gigi. Studi kasus roda gigi (dengan 75 gigi) dan pinion (dengan 25 gigi) dari baja Paduan dianalisis menggunakan persamaan teoritis *Von-Mises* menggunakan FEM (*Finite Element Method*) atau metode elemen hingga dalam kondisi statis menggunakan perangkat lunak *Solidworks.* Tekanan kontak antara keterlibatan pasangan gigi roda gigi berdampak pada kemampuan roda gigi untuk mentransmisikan daya. Dari hasil penelitian ini didapat bahwa analisi FEM (*Finite Element Method*) bisa memperkirakan tekanan kontak, distribusi tegangan sepanjang sayap roda gigi dapat dicapai dari simulasi. Tegangan maksimum berkurang dengan penambahan *contact width*, puncak tegangan maksimum berada di akar gigi (dan akan bertambah seiring bertambahnya lebar kontak akibat poros mengalami *missalignment*).

Berdasarkan latar belakang di atas, penelitian ini dilakukan dengan maksud untuk menganalisa material, dimensi dan juga menganalisa optimasi topologi pada roda gigi transportir agar dapat menjadi acuan pemilihan dimensi dan material yang tepat untuk memaksimalkan fungsi dari mesin bubut tersebut sehingga dapat bekerja secara optimal dan dapat menjadi pemecahan masalah keausan dan kegagalan pada roda gigi transportir.

## 2. METODE PENELITIAN

### *2.1 Alat dan Bahan*

Untuk mempermudah proses penelitian, maka diperlukan beberapa alat seperti pada Tabel 1.

Tabel 1 Alat Penelitian

| No | Nama Alat | Spesifikasi | Jumlah |
|---|---|---|---|
| 1 | Laptop | Lenovo S340 | 1 Unit |
| 2 | *Solidworks* | 2020 | 1 Aplikasi |
| 3 | *Microsoft Word* | 2019 | 1 Aplikasi |
| 4 | *Microsoft Excel* | 2019 | 1 Aplikasi |

Adapun bahan yang akan digunakan dalam penelitian ini didapat dari hasil peninjauan dan pengecekan lapangan pada mesin bubut maximat v13 di bengkel mesin Politeknik Negeri Sriwijaya terdapat pada Tabel 2 [5].

Tabel 2 Bahan Penelitian

| Nama bagian | Roda gigi Transportir | | |
|---|---|---|---|
| | Kecil | Sedang | Besar |
| Jumlah Roda Gigi | 50 | 100 | 158 |
| Modul | 1 | 1 | 1 |
| Diameter Kepala (mm) | 52 | 102 | 160 |
| Material | ASTM A29 | ASTM A29 | ASTM A29 |

### *2.2 Optimasi Topologi*

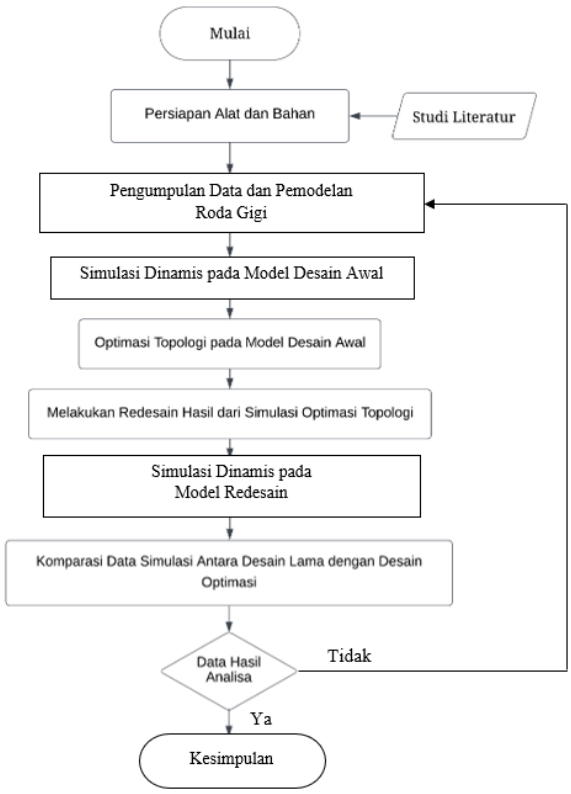
Analisa metode elemen hingga pada model roda gigi dilakukan menggunakan perangkat lunak *SolidWorks Simulation*. Jenis elemen yang dipakai dalam pemodelan menggunakan elemen *parabolic tetrahedral 3D solid* [6].

Menu analisa *Topology Optimization* di *Solidworks Simulation* dilengkapi oleh fitur *Goal* yang dapat mengontrol tujuan optimasi dan fitur *Constrain* yang dapat mengatur batasan geometris yang mengendalikan formulasi matematika dari algoritma optimasi. Ketika opsi *"Best Stiffness to Weight ratio"* dipilih, algoritma optimasi akan berusaha untuk mengurangi volume global dari geometri model [3]. Pada penelitian kali ini opsi *"Best Stiffness to Weight ratio"* dipilih dengan kriteria pengurangan 30 % dari berat model sesuai pengaturan bawaan perangkat lunak.

### *2.3 Metode Analisis Data*

Adapun metode analisis data pada penelitian ini menggunakan perhitungan menggunakan aplikasi *Solidworks* berupa perhitungan *displacement*, dan *stress* berdasarkan material, *consraint* dan *loads* yang diberikan. Sebuah material akan mengalami patah, atau berubah bentuk ketika *stress* nya mencapai level tertentu. Setiap material memiliki tingkatan *stress* yang berbeda. *Stress analysis* pada *Solidworks* menggunakan *non linear Dynamic analysis* berdasarkan *Finite Element Method* (FEM), untuk menghitung *stress, linear Dynamic analysis* membuat beberapa asumsi untuk menghitung *stress* [8].

Tahapan yang dilakukan pada penelitian ini terdiri dari pengumpulan data, analisa data dan komparasi dari kekuatan roda gigi transportir, seperti yang ada pada Gambar 1.




Gambar 1 Diagram Alir Penelitian

### *2.4 Desain Awal Roda Gigi Transportir*

Hasil peninjauan lapangan, didapat bahwa terdapat kegagalan pada roda gigi transportir. Terutama pada roda gigi transportir yang kecil dan juga sedang, seperti pada Gambar 2.



Gambar 2 Roda Gigi Transportir Lama

## 3. HASIL DAN PEMBAHASAN

### *3.1 Perhitungan Roda Gigi*

Dalam melakukan perancangan diperlukan perhitungan terkait dengan proses pembuatan roda gigi, baik perhitungan statis maupun dinamis.

#### *3.1.1 Perancangan Statis Roda Gigi*

Perhitungan roda gigi yang diperlukan dalam pembuatan desain roda gigi transportir

dengan 3 ukuran, yakni dengan jumlah gigi 40, 80, dan 127. Adapun Spesifikasi dari perancangan roda gigi, mulai dari diameter lingkaran, diameter kepala, tinggi kepala gigi terdapat pada Tabel 3 [ 7].

Tabel 3 Perancangan Statis Roda Gigi

| | m | z | $d_1$ | $d_k$ | $h_k$ |
|---|---|---|---|---|---|
| Roda Gigi Kecil | 1,25 | 40 | 50 | 52,5 | 1,25 |
| Roda Gigi Sedang | 1,25 | 80 | 100 | 102,5 | 1,25 |
| Roda Gigi Besar | 1,25 | 127 | 158,75 | 161,25 | 1,25 |

*3.1.2 Perancangan Dinamis Roda Gigi*

Selain menghitung faktor statis, diperlukan juga perhitungan dinamis meliputi beberapa aspek [4], yang terdapat pada Tabel 4.

Tabel 4 Perancangan Dinamis Roda Gigi

| No | Nama | Perhitungan (Rumus) | Hasil |
|---|---|---|---|
| 1. | Beban yang dipindahkan | $\frac{60\ (10)^3 3}{3{,}14\ .52{,}5.1410}$ | 0,774 kN |
| 2. | Gaya Tangensial | (0,774) tan 20$^o$ | 0,281 kN |
| 3 | Gaya Tangensial ke dua | $\frac{0{,}774\ \text{kN}}{\cos 20}$ | 0,823 kN |
| 4. | Reaksi Poros pada arah x dan y | -(- 0,774 + 0,281) | 0,493 kN |
| 5. | Resultan | $\sqrt{(0{,}493\ \text{kN})^2 + (0{,}493\ \text{kN})^2}$ | 0,697 kN |

Selain pada roda gigi, perhitungan juga dilakukan pada motor listrik penggerak roda gigi, untuk menentukan torsi dari putaran penggerak roda gigi yang akan dimasukkan dalam proses simulasi pada *Solidworks*.

- Daya Motor Mesin Bubut Maximat V13
  P = V x I x cos φ
  = 380 volt x 7,5 A x 0,78p
  = 2223 watt
  Dikonversi menjadi satuan Hp (2223 watt)/745,7 = 2,98 = 3 Hp
- Torsi yang bekerja pada roda gigi
  T1 = $\frac{(2223\ x\ 60)}{2\ x\ 3{,}14\ x\ 1410\ rpm}$ = 15,06 Nm
  T2 = $\frac{(2223\ x\ 60)}{2\ x\ 3{,}14\ x\ 2130\ rpm}$= 9,97 Nm
  T3= $\frac{(2223\ x\ 60)}{2\ x\ 3{,}14\ x\ 2850\ rpm}$ = 7,45 Nm

*3.2 Hasil Analisa Dinamis Roda Gigi Lama*

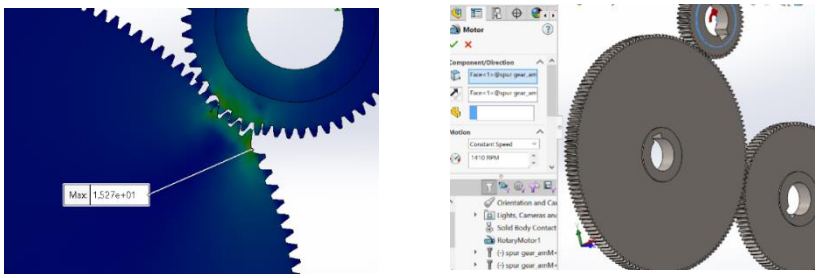
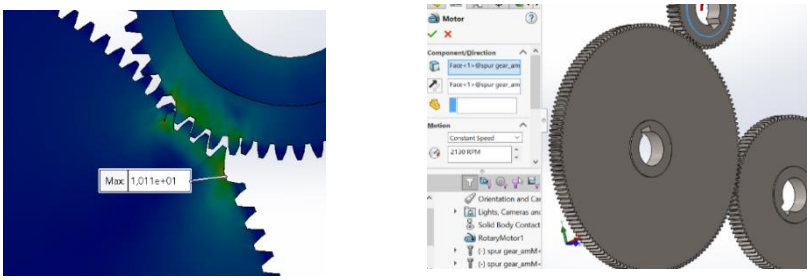
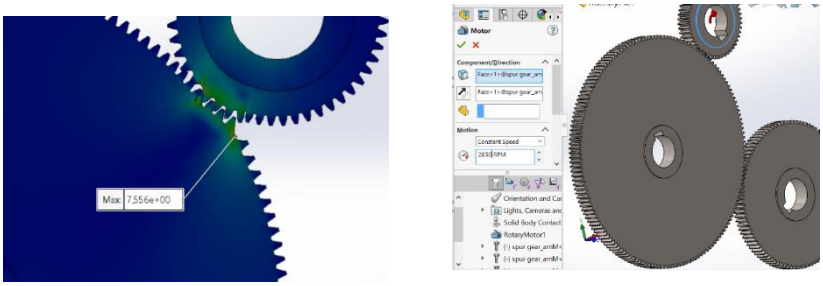
Setelah melakukan proses pemodelan dan simulasi, maka akan didapat nilai dari *Stress, Displacement* dan *Safety Factor* roda gigi lama.

*3.2.1 Stress*

Pada Tabel 5 dapat dilihat bahwa *maximum stress* yang dialami oleh roda gigi lama ialah

sebesar 1,527e+01 N/mm$^2$ yakni pada saat roda gigi berputar dengan kecepatan 1410 dengan torsi 15,06 Nm dari motor penggerak seperti pada Tabel 5.

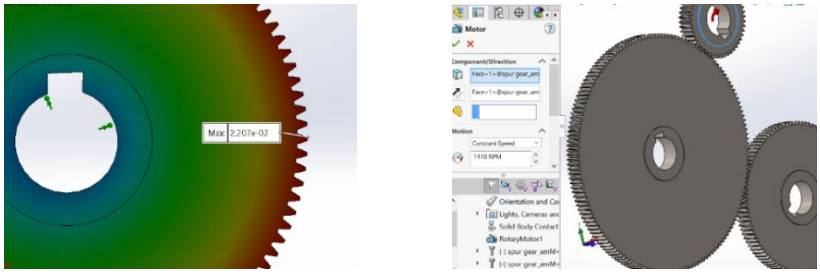
Tabel 5 *Stress* Roda Gigi Lama

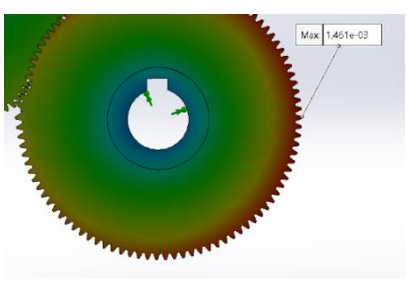
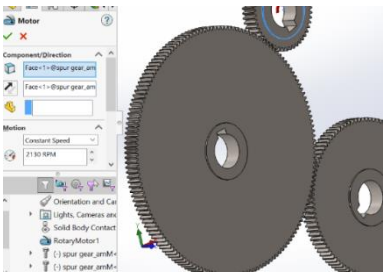
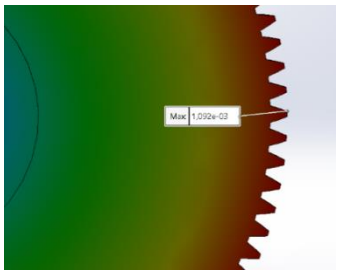
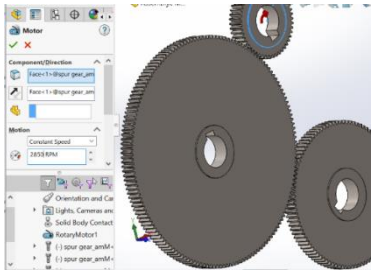
| RPM 1410, Torsi 15,06 Nm |
|---|
|  |
| Rpm 2130, Torsi 9,97 Nm |
|  |
| Rpm 2850, Torsi 7,45 Nm |
|  |

### *3.2.1 Displacement*

Tabel 6 menunjukkan perubahan atau *displacement* pada roda gigi dengan variasi kecepatan putaran motor. Dengan variasi putaran 1410, 2130, 2850 rpm, dan tegangan maximal terjadi pada roda gigi yang berjumlah 100 dengan nilai 2,207e-03 mm.

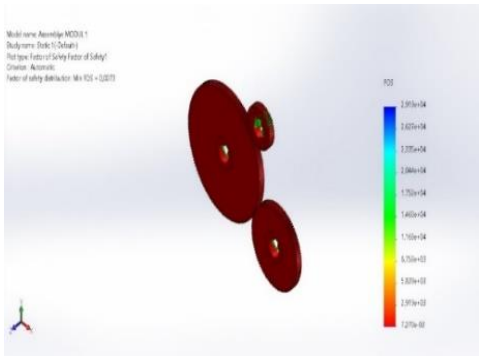
Tabel 6 *Displacement* Roda Gigi Lama

| Rpm 1410, Torsi 15,06 Nm |
|---|
|  |

| |
|---|
| Rpm 2130, Torsi 9,97 Nm |
|   |
| Rpm 2850, Torsi 7,45 Nm |
|   |

### *3.2.1 Safety Factor*

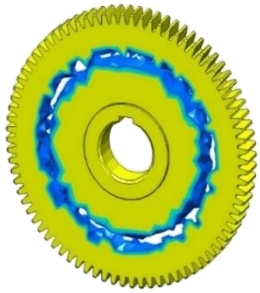
Nilai *safety factor* pada roda gigi transportir yang lama berkisar 0,0073 yang ditunjukkan pada Gambar 3.



Gambar 3 *Safety Factor* Roda Gigi Lama

### *3.3 Proses dan Hasil Optimasi Topologi*

Pada proses optimasi dalam penelitian ini dilakukan dengan menggunakan fitur *Topology Optimization* yang ada di *SolidWorks*. Setelah memasukkan data yang diperlukan dan juga memilih beberapa fitur pada menu optimasi topologi, tahapan selanjutnya yakni melakukan *run study* atau menjalankan simulasi topologi agar mendapatkan hasil dari optimasi yang diinginkan seperti yang ada pada Gambar 4.



Gambar 4 Hasil Optimasi Topologi

Setelah mendapat hasil dari optimasi topologi, maka dilakukan proses redesain yakni penyempurnaan desain berdasarkan rekomendasi bagian yang dapat dibuang dari roda gigi, dengan warna biru pada gambar diatas.

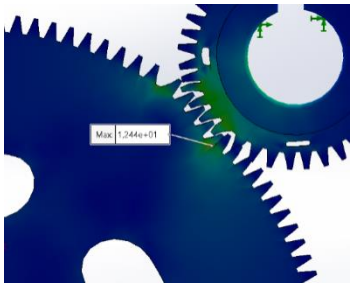
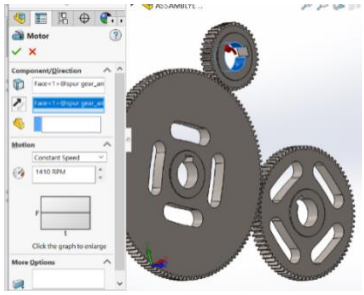
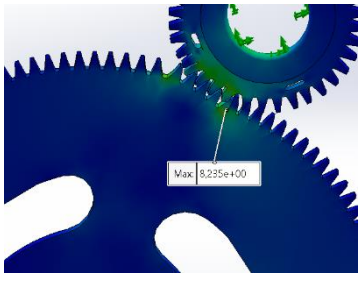
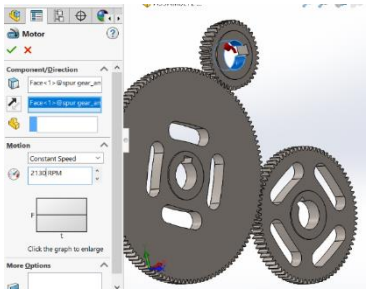
### *3.4 Hasil Simulasi Dinamis Roda Gigi Hasil Optimasi*

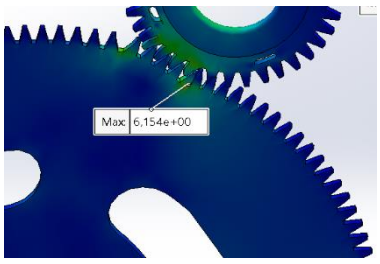
Simulasi *dynamic* dilakukan setelah melakukan analisa topologi dan melakukan redesain pada *Solidworks*. Proses simulasi *dynamic* pada roda gigi yang telah dilakukan redesain hasil analisa topologi memiliki kesamaan dalam hal penentuan fitur *connection*, *fixtures* dan pengisian data *external loads* berupa torsi.

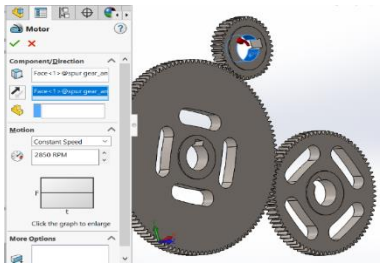
#### *3.4.1 Stress*

Pada tabel 7 dapat dilihat bahwa maximum *stress* yang terjadi pada roda gigi optimasi desain satu sebesar 1,244e+01 N/mm$^2$ di kecepatan 1410 rpm, 8,235e+00 N/mm$^2$ di kecepatan 2130 rpm dan 6,154e+00 N/mm$^2$ di kecepatan 2850 rpm.

Tabel 7 *Stress* Roda Gigi Optimasi Desain Satu

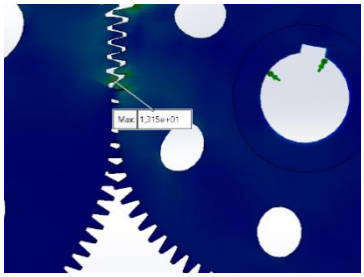
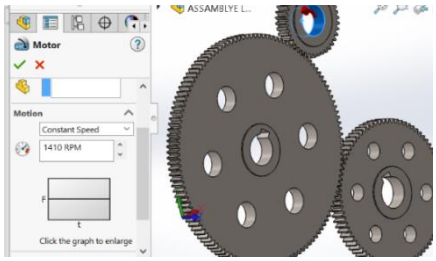
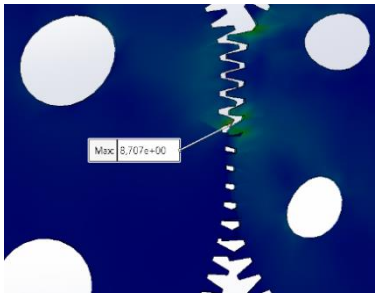
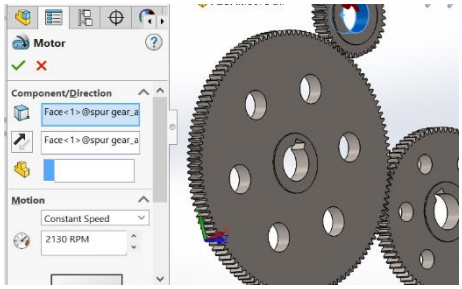
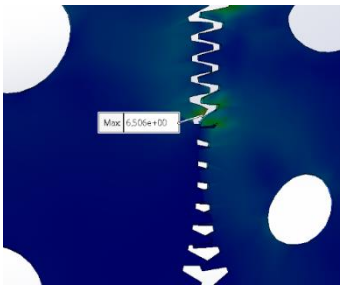
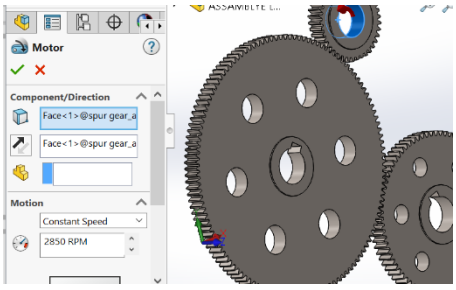
| Rpm 1410, Torsi 15,06 Nm |
|---|
|     |
| Rpm 2130, Torsi 9,97 Nm |
|     |
| Rpm 2850, Torsi 7,45 Nm |




Sedangkan pada model roda gigi optimasi yang kedua *maximum stress* terjadi dengan nilai 1,315e+01 N/mm$^2$ dengan putaran torsi sebesar 15,06 Nm dengan kecepatan 1410 rpm, dan pada putaran 2130 rpm *maximum stress* yang terjadi ialah sebesar 8,707e+00 N/mm$^2$ sedangkan pada putaran 2850 rpm tegangan terjadi sebesar 6,506e+00 N/mm$^2$.

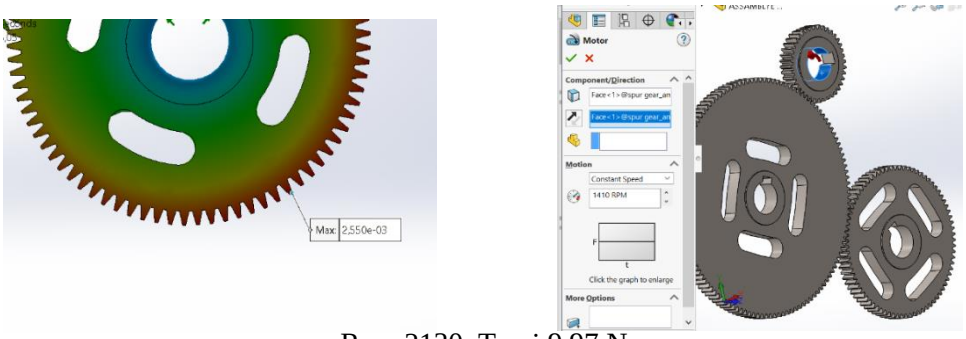
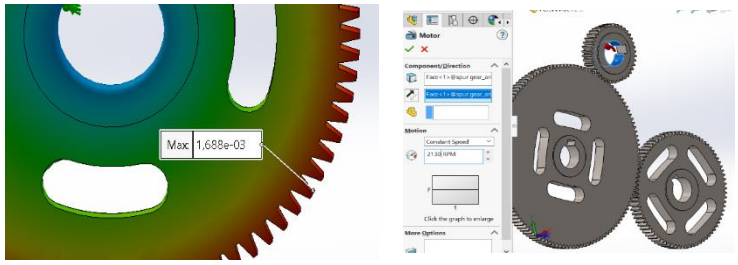
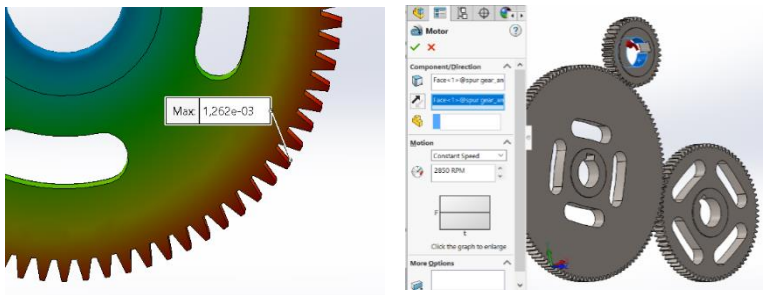
Tabel 8 *Stress* Roda Gigi Optimasi Desain Dua

| Rpm 1410, Torsi 15,06 Nm |
|---|
|   |
| Rpm 2130, Torsi 9,97 Nm |
|   |
| Rpm 2850, Torsi 7,45 Nm |
|   |

3.4.2 *Displacement*

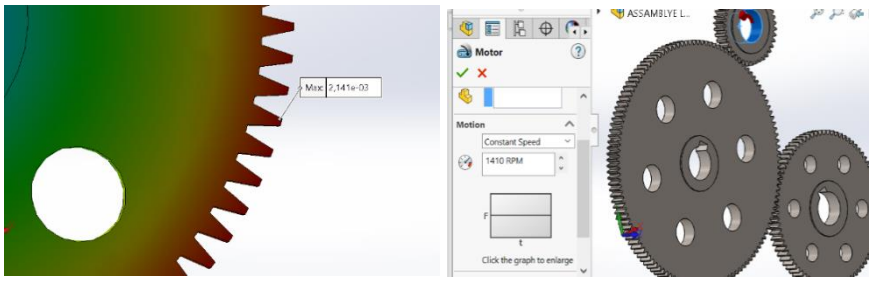
Tabel 9 menunjukkan perubahan atau *displacement*, pada model satu sebesar 2,550e-03 mm pada putaran 1410 rpm, 1,688e-03 mm pada putaran 2130 rpm, 1,262e-03 mm pada putaran 2850 rpm.

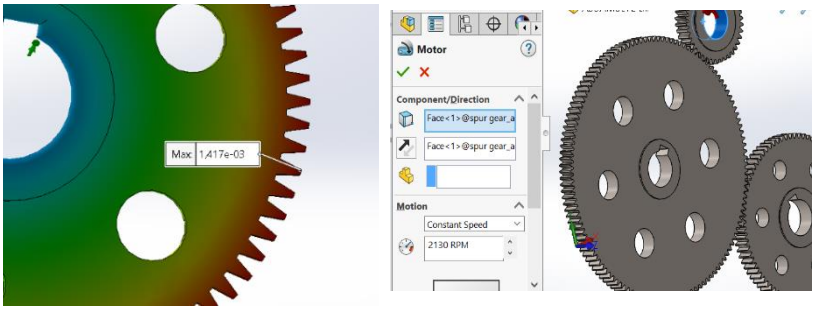
Tabel 9 Displacement Roda Gigi Optimasi Desain Satu

| Rpm 1410, Torsi 15,06 Nm |
|---|
|   |
| Rpm 2130, Torsi 9,97 Nm |
|   |
| Rpm 2850, Torsi 7,45 Nm |
|   |

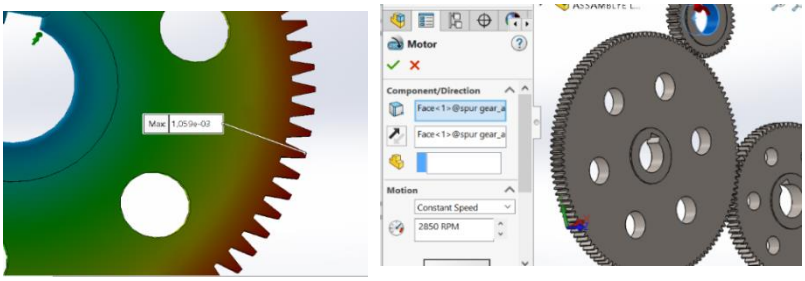
Sedangkan pada tabel 10 menunjukkan bahwa pada roda gigi model kedua *displacement* terjadi maximal pada roda gigi yang berjumlah 100 dengan nilai 2,141e-03 mm di putaran 1410, dan pada putaran 2130 tegangan 1,417e-03 mm, dan pada putaran 2850 tegangan terjadi sebesar 1,059e-03 mm.

Tabel 10 *Displacement* Roda Gigi Optimasi Desain Dua

| Rpm 1410, Torsi 15,06 Nm |
|---|
|   |
| Rpm 2130, Torsi 9,97 Nm |

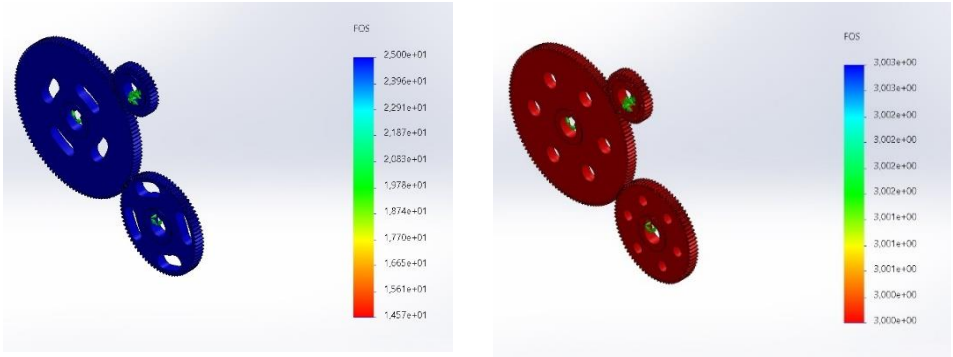



Rpm 2850, Torsi 7,45 Nm




### *3.4.3 Safety Factor*

Nilai *safety factor* pada roda gigi transportir hasil optimasi model pertama sebesar 15, sedangkan pada model kedua *safety factor* berkisar 3 yang ditunjukkan pada Gambar 5.




Gambar 5 Safety Factor Roda Gigi Optimasi

### *3.5 Komparasi Hasil Analisa Dinamis*

Dari hasil analisa dinamis roda gigi lama dan hasil analisa dinamis roda gigi hasil topologi, maka didapat perbandingan keduanya seperti yang ada pada Tabel 11.

Tabel 11 Komparasi Analisa *Dynamic* Roda Gigi Transportir

| | Tegangan Max ($N/mm^2$) | Berat (Kg) | *Displacement* (mm) | *Safety Factor* |
|---|---|---|---|---|
| Desain Awal | 1,527e+01 | 2,221946 | 2,207e-03 | 0,0073 |
| Desain Optimasi 1 | 1,244e+01 | 1,889296 | 2,550e-03 | 15 |
| Desain Optimasi 2 | 1,315e+01 | 2,06553 | 2,141e-03 | 3 |

Dapat dilihat pada Tabel 11 maximum *stress* yang paling kecil terjadi pada desain kesatu roda gigi optimasi dengan nilai 1,244e+01 $N/mm^2$. Berat massa yang paling ringan dari ketiga desain roda gigi didapat dari desain roda gigi yang pertama yakni seberat 1,889296 Kg. Nilai deformasi atau *displacement* yang terendah didapat pada desain optimasi model kedua yakni

sebesar 2,141e-03 mm.

*3.6 Matriks Pengambil Keputusan*

Dari hasil optimasi topologi didapat dua model desain roda gigi transportir yang mungkin dibuat, kedua konsep inilah nantinya yang akan dibandingkan dengan roda gigi lama yang akan menjadi desain referensi, kemudian jika dapat memenuhi aspek kriteria dan lebih baik maka diberi skor +, jika kemampuannya sama dinilai S, dan jika lebih buruk di beri skor -. Setelah setiap kriteria diberi skor untuk tiap-tiap konsep alat maka skor-skor tersebut dijumlahkan. Terdapat empat macam skor yaitu: Jumlah skor + , Jumlah skor S - , Jumlah skor – dan Jumlah skor total yang diberi bobot angka. Matrik pengambilan keputusan terdapat pada Tabel 12.

Tabel 12 Matrik Pengambilan Keputusan

| Kriteria | | Penentuan Bobot | Alternatif Desain Roda GIgi | | |
|---|---|---|---|---|---|
| | | | *Existing* | 1 | 2 |
| 1 | Proses pembuatan | 10 | **REFERENSI** | **S** | + |
| 2 | Tegangan (*Stress*) | 9 | | + | + |
| 3 | Efisiensi waktu pembuatan | 8 | | **S** | + |
| 4 | Awet | 8 | | + | + |
| 5 | Perawatannya mudah | 8 | | **S** | **S** |
| 6 | Biaya pembuatan murah | 7 | | **S** | **S** |
| Jumlah (+) dikalikan bobot | | | | **17** | **35** |
| Jumlah (-) dikalikan bobot | | | | **0** | **0** |
| **Total Nilai** | | | | **17** | **35** |

Dari matriks pengambilan keputusan yang telah dibuat, maka didapat hasil yang memiliki nilai tertinggi yakni terdapat pada desain roda gigi hasil optimasi yang kedua, yakni yang berbentuk pemotongan bulat di tengah bagian roda gigi, karena unggul dari segi proses pembuatan secara manufaktur, dan juga langkah tahapan yang lebih sedikit dibandingkan dengan desain hasil optimasi model kedua.

## 4. KESIMPULAN

Dari hasil penelitian terkait dengan analisa desain dan optimasi topologi roda gigi transportir pada mesin bubut maximat v13, maka dapat ditarik kesimpulan sebagai berikut.

1. Material yang dipilih untuk analisa desain roda gigi tranportit pada mesin bubut maximat v13 ialah Baja AISI 4340 yang berjenis baja karbon sedang. Dengan alasan material AISI 4340 memiliki spesifikasi kekuatan material, *tensile strength,* dan *yield strength* yang lebih baik dari material roda gigi tranportir yang lama yakni baja ASTM A29 yang telah mengalami kegagalan pada gigi yang patah.
2. Didapat nilai tegangan maximal pada roda gigi lama yakni sebesar 1,527e+01 N/mm$^2$, yang mana jauh di atas nilai kemampuan kekuatan material ASTM A29, akibatnya roda gigi mengalami kegagalan pada gigi saat bekerja. Sedangkan pada roda gigi hasil dari optimasi topologi didapat nilai tegangan sebesar 1,244e+01 N/mm$^2$ pada desain pertama, dan 1,315e+01 N/mm$^2$ pada desiain kedua dengan material AISI 4340.
3. Merekomendasikan konsep desain yang kedua hasil dari optimasi topologi, yang berbentuk potongan lubang di tengah bagian roda gigi, dikarenakan setelah dilakukan perbandingan dan dari hasil matriks pengambilan keputusan, didapat konsep kedua memiliki keunggulan dari segi pembuatan, dan nilai tegangan yang jauh lebih baik dari roda gigi tranportir yang lama.

## 5. SARAN

Dalam menjalankan penelitian ini terdapat beberapa saran yakni:

1. Proses peninjauan dan pengamatan pada roda gigi yang mengalami kerusakan harus menggunakan alat ukur tambahan selain jangka sorong, karena untuk menunjukkan nilai dan memperkuat perhitungan dan juga disarankan untuk melakukan analisa kerusakan, agar bisa mendapat penyebab yang valid akan kegagalan yang terjadi.
2. Perawatan pada roda gigi tranportir harus dilakukan secara berkala dan rutin melakukan pengecekan, karena dengan perawatan berkala akan membuat kondisi roda gigi lebih awet dan dapat memiliki *lifetime* yang lebih lama.
3. Pembuatan jadwal *Preventive Maintenance* juga perlu dilakukan, agar perawatan lebih teratur dan terjadwal.

## DAFTAR PUSTAKA


[1] Misra, A., Taklikar, V. 2015. "Topological Optimization of Linear Elastic Isotropic Structures Using ANSYS based Optimality Criterion Approach." International Journal For Research in Emerging Science and Technology volume 2, issue 7.

[2] Mott, R. L. (2009). Elemen-Elemen Mesin Dalam Perancangan Mekanis; Perancangan Elemen Mesin Terpadu Buku 1. Sleman, Yogyakarta: ANDI.

[3] Huda, N., Mursid, O & Nurfauzi, A. (2022). Studi Optimasi Topologi Pada Fall Block Deck Crane Kapasitas 30 Ton Menggunakan Metode Elemen Hingga. Sintek Jurnal: Jurnal lmiah Teknik Mesin.

[4] Khurmi, R. S., & Gupta, J. K. (2005). Machine Design. New Delhi: Eurasia Publishing House (PVT) LTD.

[5] Maximat. (1982). Manual Book Turning Maximat V13. Austria.

[6] Christensen, Peter W. Klarbring, A. (2008). An Introduction to Structural Optimization. Berlin Heidelberg, Germany: Springer-Verlag.

[7] Marsis, W. P., & Agung, D. (2014). Analisa Perancangan Roda Gigi Lurus Menggunakan Mesin Konvensional. SINTEK JURNAL: Jurnal lmiah Teknik Mesin.

[8] Patil, R. V., Lande, P. V., Reddy, Y. P., & Sahasrabudhe, A. V. (2016). Optimization of Three Wheeler Chassis by Linear Dynamic Analysis. Material Today.

[9] Samuel, D. Y., Nabhan, A & Mousa, M. O. (2022). Stress Analysis of Gear Pair Faults Using FEM. SVU-International Journal of Engineering Sciences and Applications.

[10] Billy, A. A., & Sumarjo, J. (2021). Design Of Daihatsu Granmax 1.3 Car Gear Transmission Car 2013. Jurnal Pendidikan Teknik Mesin