

Analisa Tegangan dan *Safety Factor* Pada *Design* Poros Mesin *Crusher* Untuk HDPE Kapasitas 0.2646 Kg/min

Sandya Gilang Samudra ^{a,1,*} Oscar Haris ^{b,2}

^{a,b} Politeknik Digital Boash Indonesia Jl. Letkol Atang Senjaya KM2, Kelurahan Bantarsari, Rancabungur, Kabupaten Bogor 16310

¹ sandyagilangsamudra@gmail.com ² oscar.haris@pdbi.ac.id

Diterima 02 April 2025; Direvisi 08 April 2025; Diterima 13 April 2025

ABSTRAK

Mesin *crusher* dan *extruder* untuk material jenis plastik HDPE digunakan sebagai mesin pengolah sampah plastik *high density polyethylene* (HDPE) untuk diproduksi menjadi pelet plastik. Dalam perancangan poros menjadi elemen penting dalam konstruksi mesin *crusher* untuk mentransmisikan daya Motor melalui pulley. Berdasar hasil perhitungan desain diameter poros adalah 30 mm dengan panjang 392 mm dan momen puntir poros adalah 6678.85 Kg.mm. Hasil *design*, tegangan dan *safety factor* di simulasi Finite Element Methode (FEM) Solidworks. Tujuan penelitian adalah menghindari kegagalan desain poros. Poros dengan material AISI 1045 adalah yang paling memenuhi syarat yang dibutuhkan dengan nilai *safety factor* 1.6675 dengan nilai maksimum tegangan diketahui 315,939,328 N/m²

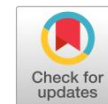


KATA KUNCI

Perancangan
Poros
Simulasi
Faktor Keamanan
Tegangan

ABSTRACT

Crusher and extruder machines for HDPE plastic materials are used as high density polyethylene (HDPE) plastic waste processing machines to produce plastic pellets. In designing the shaft, it is an important element in the construction of the crusher machine to transmit motor power through the pulley. Based on the design calculation results, the shaft diameter is 30 mm with a length of 392 mm and the shaft torsional moment is 6678.85 Kg.mm. The design results, stress and safety factor in the Finite Element Method (FEM) Solidworks simulation. The research purposes is to avoid shaft design failure. The shaft with AISI 1045 material is the most suitable for the required requirements with a safety factor value of 1.6675 with a maximum known stress value of 315,939,328 N/m²



KEYWORD

Design
Shaft
Simulation
Safety Factor
Stress



This is an open-access article under the [CC-BY-SA](https://creativecommons.org/licenses/by-sa/4.0/) license

1. Pendahuluan

Poros merupakan suatu elemen mesin yang memiliki penampang berbentuk lingkaran yang bergerak dengan cara berputar, berfungsi meneruskan daya dari satu tempat ke tempat lainnya [3]. Dalam Penelitian ini, poros di rancangan untuk mesin *crusher* untuk sampah plastik *High Density Polyethylene* (HDPE) kapasitas 0.2646 Kg/min. Pada kondisi berputar, poros akan menghasilkan getaran karena pada sistem poros-rotor mengalami berbagai jenis beban dinamik yang bekerja pada arah radial, aksial dan torsi [2].

Banyak penelitian dilakukan tentang poros. Fajar Anggara (2020) telah menganalisis dan memvalidasi nilai faktor keamanan desain poros pada putaran kritis dengan material ST41. Dalam penelitiannya validasi terhadap besarnya penyimpangan untuk tegangan aktual hasil simulasi yaitu sebesar 1,1%, sedangkan untuk faktor keamanan dari poros ST 41 sebesar 0,9%. Dengan melihat hasil eror validasi dia menyatakan bahwa hasil simulasi dapat dinyatakan sangat baik. Dalam penelitian lainnya Riky Adhiharto, dkk (2025) melakukan penelitian analisa kegagalan poros roll pada mesin pelet kayu dengan metode *redesign* IMRC. Dalam penelitian tersebut menyatakan bahwa poros *roll* pada mesin pelet kayu mengalami kegagalan, yaitu *crack* pada bagian kritis karena adanya beban berlebih yang ditahan oleh poros roll pada saat proses *pelletizing* kayu kina untuk ukuran tertentu.

Poros harus terlebih dahulu dianalisis faktor keamanannya, sebelum diaplikasikan secara langsung pada suatu sistem. Faktor keamanan berfungsi sebagai pengaman pada poros jika pada suatu keadaan poros tersebut menerima beban diluar atau melebihi dari perhitungan. Tujuannya agar struktur yang telah di desain tidak mengalami kegagalan [2]. Analisis kekuatan struktur dari persoalan suatu desain dapat diselesaikan menggunakan metode elemen hingga [4]. Simulasi analisis elemen hingga (*Finite Element Analysis* atau FEA) telah menjadi metode yang efektif untuk menganalisis kekuatan dan stabilitas struktur mekanik [5].

Dalam Penelitian ini, poros telah dirancang dengan perhitungan rancang poros Sularso & Suga (1978). Tegangan dan *Safety factor* dibandingkan dengan hasil Simulasi *Finite Element Methode* (FEM) dengan perangkat lunak Solidworks dengan beberapa jenis material yang digunakan. Pemilihan material dan perhitungan dimensi yang akurat juga memainkan peran penting dalam menentukan kemampuan mesin [6]. Tujuannya menganalisis selisih hasil perhitungan desain dan hasil simulasi, menganalisis variasi hasil simulasi dan selisih *safety factor* untuk mengantisipasi kegagalan *design* serta membandingkan dan menentukan material poros berdasarkan *safety factor design* yang dibuat.

2. Tinjauan Pustaka

2.1 Tegangan Geser

Tegangan geser yang diijinkan didapat atas dasar batas kelelahan puntir yang besarnya diambil 40 % dari batas kelelahan tarik yang besarnya mencapai 45 % dari kekuatan tarik σ_B (kg/mm²). Batas kelelahan puntir dari kekuatan tarik adalah 18 % (Standard ASME), jadi faktor keamanan diambil $1/0.18 = 5.6$. Harga 5.6 ini diambil untuk bahan *safety factor* dengan kekuatan yang dijamin, dan 6.0 untuk bahan S-C dengan pengaruh masa dan baja paduan. Dalam perencanaan poros perlu diperhatikan poros akan diberi alur pasak atau di buat bertangga, karena pengaruh konsentrasi tegangan yang besar dan pengaruh pengaruh lainnya seperti kekasaran permukaan. Pengaruh-pengaruh tersebut dinyatakan dalam symbol Sf_2 (faktor keamanan) dengan harga sebesar 1.3 sampai 3.0 [1]. Persamaan Tegangan geser yang diijinkan :

$$\tau_a = \sigma_B / (Sf_1 \times Sf_2) \dots \dots \dots (1)$$

Dimana: σ_B = Kekuatan tarik bahan poros (kg/mm²)
 Sf_1 = Faktor keamanan yang tergantung pada jenis bahan, S45C-D besarnya 6.0 [1]
 Sf_2 = Faktor keamanan yang bergantung dari bentuk poros, berkisar antara 1.3 – 3.0 [1]

2.2 Poros

Poros merupakan salah satu bagian yang terpenting dari setiap mesin. Hampir semua mesin menggunakan poros sebagai penerus tenaga dan putaran. Peranan utama dalam transmisi seperti itu dipegang oleh poros [1]. Hampir semua mesin menggunakan poros sebagai penerus tenaga dan putaran [10]. Pada perencanaan poros untuk transmisi putaran *pulley* penggerak dan yang digerakan berturut-turut untuk Sabuk-V adalah n_1 (rpm) dan n_2 (rpm), dan diameter nominal masing-masing adalah d_p (mm) dan D_p (mm), serta perbandingan putaran dinyatakan dengan n_1/n_2 atau d_p/D_p . Perbandingan yang umum dipakai i ($i > 1$) [1]. Momen puntir ditentukan dengan persamaan :

$$T = 9.74 \times 10^5 \frac{P_d}{n_1} \dots \dots \dots (2)$$

Dimana: P_d = Daya rencana (kW)
 n_1 = Putaran poros (rpm)

Diameter poros ditentukan dengan persamaan :

$$d_s \geq \left[\frac{5.1}{\tau_a} K_t C_b T \right]^{1/3} \dots \dots \dots (3)$$

Dimana: τ_a = Tegangan geser yang diizinkan (kg/mm²)
 K_t = Faktor koreksi tumbukan, harganya berkisar 1.5 – 3.0 [1]

- C_b = Faktor koreksi untuk terjadinya kemungkinan terjadinya beban lentur
 T = Momen puntir yang ditransmisikan (kg.mm)

2.3 Safety Factor

Faktor keamanan adalah faktor yang digunakan untuk mengevaluasi kemandirian suatu struktur, dimana kekuatan suatu bahan harus melebihi kekuatan sebenarnya [12]. Nilai tegangan pada tiap komponen dapat menunjukkan faktor keamanan (*safety factor*) yang berbeda, terutama tiap komponen poros memiliki material yang berbeda pula. Sehingga nilai yield stress (tegangan luluh) material akan dibagi (dibandingkan) dengan *working stress* (tegangan yang bekerja) pada tiap komponen [14]. *Safety Factor* dinamis < *Safety Factor* dinamis izin, karena konstruksi yang dirancang tidak dapat menahan beban puntir yang sangat besar [10]. Untuk menghitung *Safety Factor* menggunakan rumus:

$$Safety\ Factor = S_Y / \sigma_e \dots \dots \dots (3)$$

Dimana: S_Y = Yield strength (N/m²)
 σ_e = Tegangan Von Mises (N/m²)

2.4 Material

Pemilihan material dan perhitungan dimensi yang akurat juga memainkan peran penting dalam menentukan kemampuan mesin untuk mengatasi tekanan dari proses pemotongan. Material yang kuat dengan dimensi yang tepat akan memastikan distribusi tegangan yang merata pada seluruh bagian mesin, sehingga mengurangi risiko kegagalan struktural [6]. Baja ASTM A36 merupakan jenis baja karbon rendah, angka '36' pada penamaan ASTM A36 merupakan nilai minimum dari *yield strength* baja yaitu sebesar 36 Ksi [8].

Table 1. Data Sheet Baja ASTM A36 [6]

<i>Properties</i>	<i>Nilai</i>
<i>Elastic modulus</i>	199 Gpa
<i>Poisson's ratio</i>	0.26
<i>Mass density</i>	7850 Kg/m ³
<i>Tensile strength</i>	400 Mpa
<i>Yield strength</i>	250 Mpa

Baja AISI 1020 merupakan salah satu baja karbon rendah dengan unsur karbon kurang dari 3%, dan unsur kandungan lainnya seperti sulfur (S), fosfor (P), nikel (Ni), dan unsur kandungan lainnya yang bercampur dengan karbon [6].

Table 2. Data Sheet Baja AISI 1020 [6]

<i>Properties</i>	<i>Nilai</i>
<i>Elastic modulus</i>	205 Gpa
<i>Poisson's ratio</i>	0.59
<i>Mass density</i>	7870 Kg/m ³
<i>Tensile strength</i>	440 Mpa
<i>Yield strength</i>	350 Mpa

Baja ST 37 atau setara dengan AISI 1045 dengan komposisi karbon (C) yang lebih rendah dibandingkan baja aisi 1020 dengan nilai maksimal kurang dari 1%, serta kandungan unsur lainnya yang lebih sedikit. Angka 37 pada ST37 bermakna kekuatan tarik sebesar 37 kg/mm² atau sekitar 360-370 N/mm² salah satu baja yang dihasilkan untuk pembuatan berbagai komponen permesinan [9].

Table 3. Data Sheet Baja AISI 1045 [6]

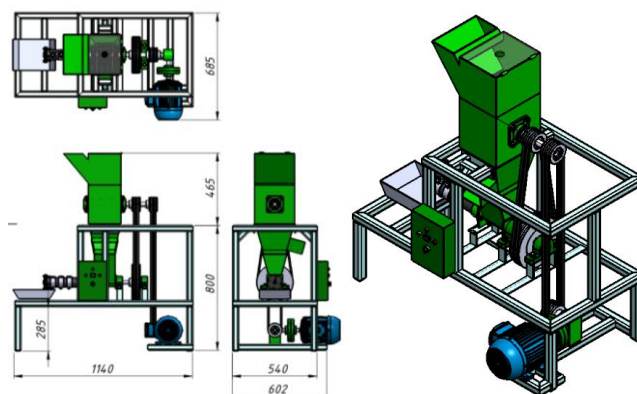
<i>Properties</i>	<i>Nilai</i>
<i>Elastic modulus</i>	210 Gpa
<i>Poisson's ratio</i>	0.28
<i>Mass density</i>	7800 Kg/m ³
<i>Tensile strength</i>	360 Mpa
<i>Yield strength</i>	235 Mpa

2.4 Solidworks dan *Finite Element*

Solidworks merupakan perangkat lunak yang digunakan yaitu memakai *Computer-aided design* (CAD) yaitu solidworks. Solidworks merupakan pengembangan 3 dimensi dan 2 dimensi dengan menggunakan perspektif secara menjadi prototipe [7]. Analisis elemen hingga (FE) telah digunakan ekstensif dalam simulasi model karena kemampuannya untuk menyelesaikan rumit perilaku struktural menggabungkan non-linearitas suatu material dan geometri. Distribusi tekanan-tekanan dan lendutan yang berkembang perlu dianalisis. *Finite Element Analysis* (FEA) adalah teknik yang efektif dan murah yang telah digunakan secara luas untuk keperluan desain teknik. *Finite element analysis* (FEA) adalah metode yang kuat dan ekonomis yang telah digunakan secara luas untuk tujuan desain teknik [11].

3. Metodologi Penelitian

Dalam perancangan mesin *crusher* dan *extruder* untuk jenis material plastik HDPE dibutuhkan putaran (rpm) *output* yang rendah. Untuk mendapatkan putaran tersebut dibutuhkan motor listrik yang diperkecil kecepatan putarnya dengan *gearbox* sebagai sumber penggerak selanjutnya menggunakan *pulley & belt* sebagai transmisi penghubungnya. Motor penggerak yang digunakan harus mampu menggerakkan beban ketika proses berlangsung.



Gambar 1. Mesin *Crusher* dan *Extruder* Plastik untuk Jenis Material Plastik HDPE

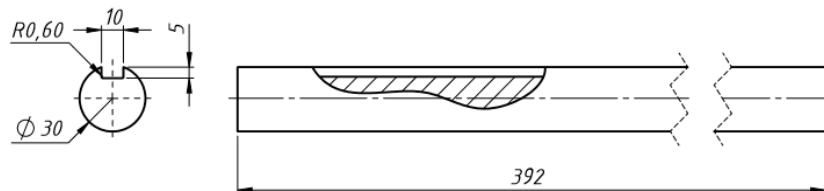
Penelitian ini termasuk ke dalam penelitian kuantitatif, lebih tepatnya adalah eksperimental dengan jenis *one factor designs* [13]. Penelitian ini bertujuan untuk menganalisis *deformation*, *stress* serta *safety factor*. Poros di rancangan untuk mesin *crusher* untuk sampah plastik *High Density Polyethylene* (HDPE) kapasitas 0.2646 Kg/min. Proses analisis dilakukan melalui simulasi menggunakan perangkat lunak SolidWorks atau metode *Finite Element Analysis* (FEA) [6]. Karena penggunaan teknik FEA telah menjadi alat yang cukup mudah dan *power full* dalam teknik mesin untuk desain, maka FEA digunakan untuk pengujian semua model yang dibuat.

3.1 Perancangan Poros

Hampir semua mesin menggunakan poros sebagai penerus tenaga dan putaran [1]. Poros digunakan pada unit *crusher* sebagai media tumpuan pisau pencacah dan *pulley*. Pada perencanaan mesin *crusher* untuk jenis material plastik HDPE digunakan motor listrik dengan daya 0.74 kW dengan kecepatan 1400 rpm.

Poros menggunakan bahan S45C dan akan dibuat alur pasak dengan tujuan untuk memudahkan bongkar pasang mesin jika sewaktu-waktu diperlukan. Poros dibuat untuk mentransmisikan daya rata-rata yang diperlukan saat bekerja.

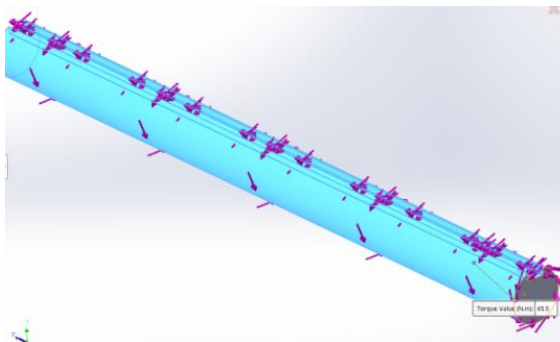
Perancangan diameter poros yang diuji berdasar perhitungan desain dengan material S45C atau AISI 1020 adalah 30 mm. Perancangan mengacu pada perancangan mesin dan element mesin Sularso Suga (1978). Material pembanding adalah AISI 1045 dan ASTM A36. Desain dibuat dan divisualisasikan dengan Solidworks. Panjang Poros berdasarkan kebutuhan mesin adalah 392 mm. Pemilihan material didasarkan pada safety factor. Faktor keamanan yang bergantung dari bentuk poros, berkisar antara 1.3 – 3.0. Faktor keamanan sebagai standard keamanan dalam penelitian ini diambil pada nilai yang paling tinggi yaitu 3.0.



Gambar 2. Desain Poros *Crusher*

3.2 Boundari Conditions

Prosedur defleksi beban statis menentukan perpindahan pusat setelah penerapan beban untuk menentukan kekakuan poros. Berdasar hasil perhitungan desain poros dalam penelitian ini tegangan geser adalah 3.2 Kg.mm² dan momen puntir yang dialami actual oleh poros adalah 6678.85 Kg.mm. Momen Puntir di input sebagai data simulasi yang diberikan pada 3D modeling poros yang dibuat. Fixed Geometry di atur pada kedua sisi profil poros kanan dan kiri. Kondisi ini menggambarkan kondisi kerja poros secara aktual. Kondisi ini juga menentukan bagaimana perilaku suatu desain poros yang sedang di analisa. Agar lebih jelas tegangan geser dan momen puntir disajikan dalam tabel 4.



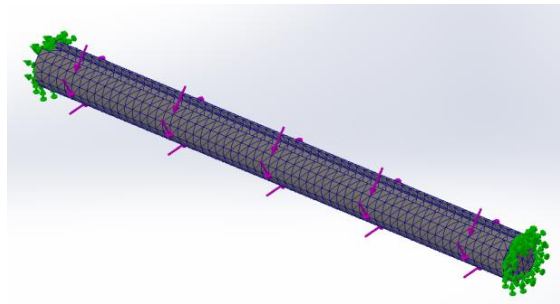
Gambar 3. Boundary Condition – Pre Processing Simulation

Table 4. Data Perhitungan Desain Poros

Tegangan Geser	$T = 9.74 \times 10^5 \frac{P_d}{n_1}$	3.2 Kg.mm ²
Momen Puntir	$\tau_a = \sigma_B / (Sf_1 \times Sf_2)$	6678.85 kg.mm

3.3 Meshing

Untuk menganalisa suatu permodelan metode elemen hingga melakukan diskritisasi (meshing), yaitu dengan membagi struktur permodelan tersebut menjadi elemen-elemen kecil (elemen hingga) yang terhubung oleh titik-titik atau nodes yang dipakai oleh elemen-elemen tersebut sebagai batas dari struktur objek[14]. Setelah proses modeling dan *pre-processing* seperti input nilai momen puntir serta pemilihan material selesai, maka dilakukan pengaturan *meshing*. Pada proses *meshing*, *software* mengkalkulasi elemen-elemen sesuai dengan ukuran mesh yang di atur dan menyesuaikan pada modeling poros. Solidworks membagi model poros dalam perhitungan komputasi menjadi elemen-elemen yang lebih kecil. Simulasi dilakukan dengan langkah umum *static simulation*. Parameter *mesh* diatur menjadi standard *mesh* dengan *mesh factor* untuk global *size* adalah 6.37mm dan toleransi *mesh* adalah 0.31 mm, parameter *mesh* ini ditetapkan untuk semua model poros yang akan disimulasi.



Gambar 4. Meshing Poros

4. Hasil dan Pembahasan

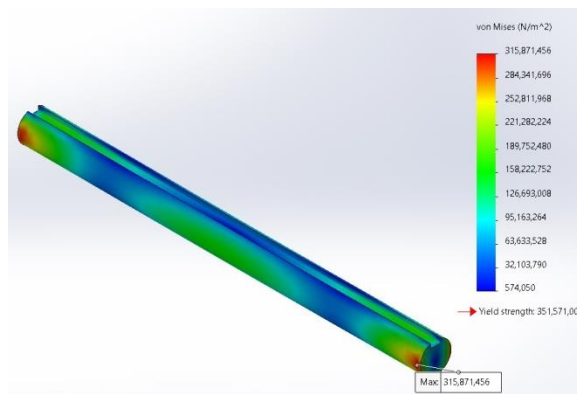
4.1 Von Mises Stress

Tabel 5 menunjukkan nilai maksimum *von mises stress* untuk 3 jenis material pada poros yang dirancang. Hasil simulasi FEA menunjukkan *von mises stress* untuk ketiga jenis material berbeda-beda. *Maximum von mises stress* untuk AISI 1020 adalah 315,871,456 N/m², *Maximum von mises stress* AISI 1045 adalah 315,939,328 N/m² dan *Maximum von mises stress* ASTM A36 adalah 321,944,640 N/m². Hasil simulasi *von mises stress* dan maximum *von mises stress* dipengaruhi oleh material properties material dan dimensi poros. Dimensi poros dalam penelitian ini adalah sama, yaitu 30 mm dengan panjang poros 392 mm. Dengan desain yang di buat pada poros ini, ketiga material diketahui dapat menahan beban / momen puntir yang dikenakan yaitu 6678.85 kg.mm. Titik kritis *maximum von mises stress* berdasar hasil simulasi diketahui berada pada ujung poros.

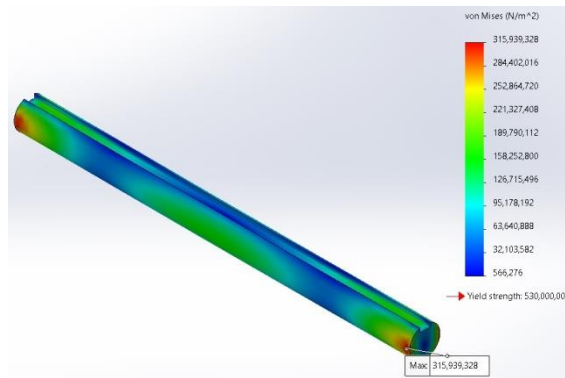
Table 5. Maximum Von Mises Stress

Material	Nilai
AISI 1020	315,871,456 N/m ²
AISI 1045	315,939,328 N/m ²
ASTM A36	321,944,640 N/m ²

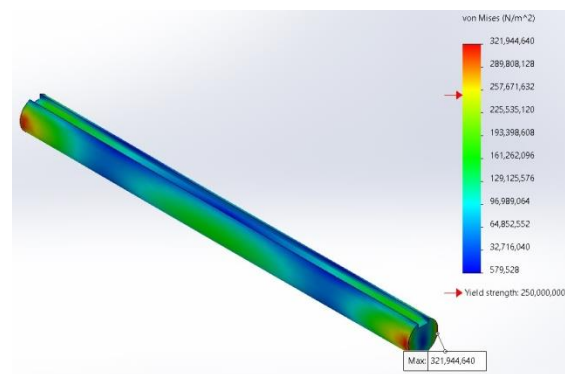
Pada gambar 5, 6 dan 7 adalah hasil simulasi *von mises stress* Solidworks. Representasi warna pada gambar menunjukkan tegangan poros saat beban diterapkan. Semakin besar nilai tegangan, warna pada poros akan semakin memerah. Berdasar hasil simulasi, diketahui *Yield strength* AISI 1020 diketahui 351,571,008 N/m², *Yield strength* AISI 1045 diketahui 530,000,000 N/m² dan *Yield strength* ASTM A36 diketahui 250,000,000 N/m².



Gambar 5. Von Mises Stress AISI 1020



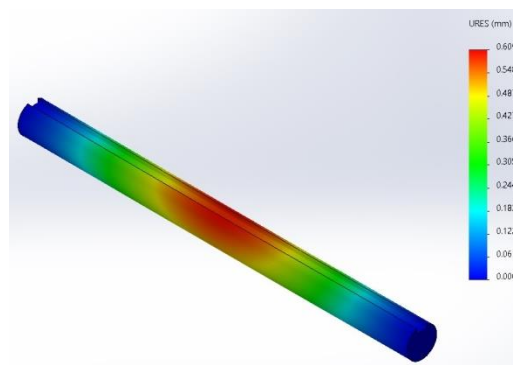
Gambar 6. *Von Mises Stress* AISI 1045



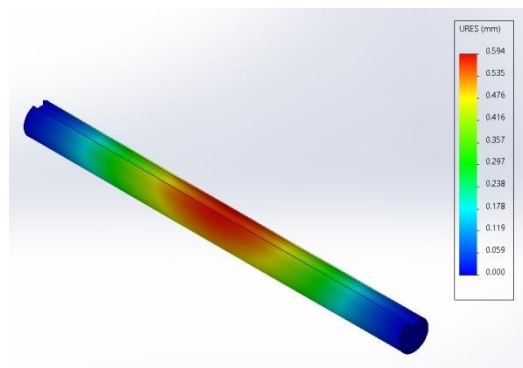
Gambar 7. *Von Mises Stress* ASTM A36

4.2 Displacement

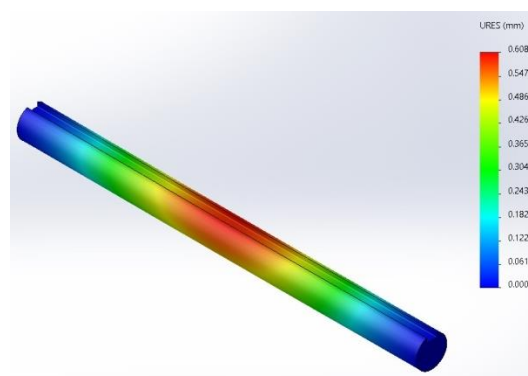
Representasi dan gradasi warna pada gambar 8, 9 dan 10 menunjukkan deformasi poros dengan momen puntir 6678.85 kg.mm. Berdasar hasil simulasi, diketahui displacement poros dengan material AISI 1020 adalah 0.609 mm, AISI 1045 adalah 0.594 mm dan ASTM A36 adalah 0.608. Dari ketiga gambar dibawah ini, dapat dilihat bahwa area displacement tertinggi ada pada bagian tengah poros. Dari perbandingan ketiga displacement AISI 1020 memiliki nilai displacement tertinggi, artinya poros mengalami pergeseran / perubahan sebesar 0.609 mm. AISI 1045 memiliki nilai *displacement* terendah. Sama seperti *von mises stress*, *displacement* dipengaruhi oleh properties material dan dimensi poros. Untuk meningkatkan jaminan ketahanan poros, dapat ditingkatkan dengan membesarkan dimensi diameter poros.



Gambar 8. *Displacement* AISI 102



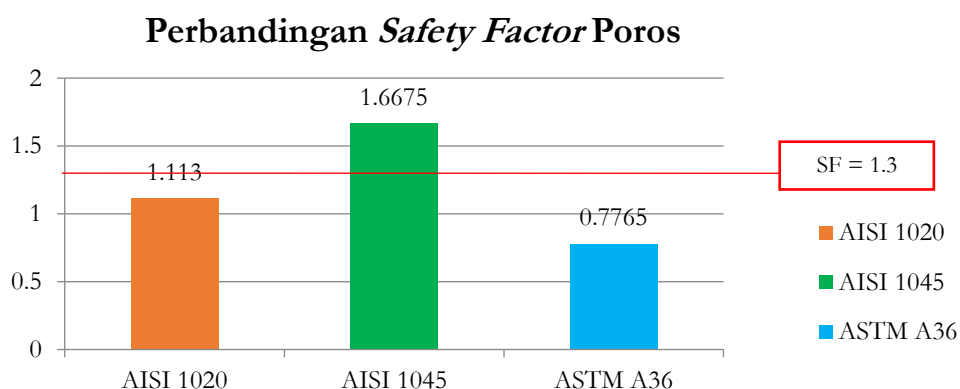
Gambar 9. *Displacement* AISI 1045



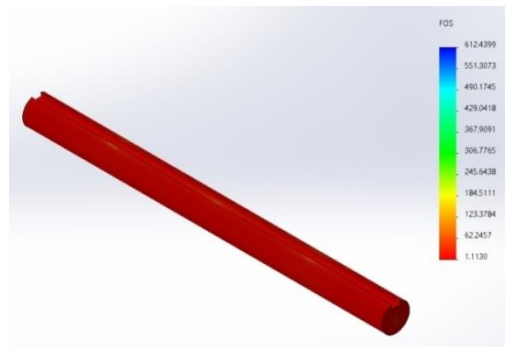
Gambar 10. *Displacement* ASTM A36

4.3 *Safety Factor*

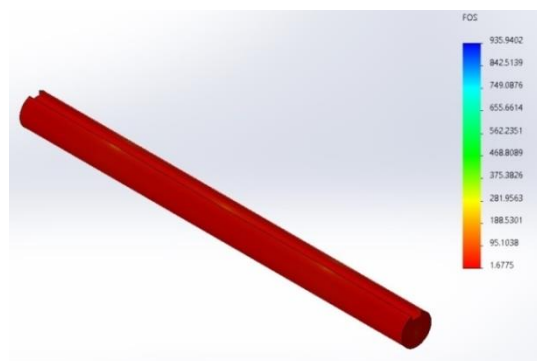
Safety factor yang diijinkan dalam penelitian / perancangan poros ini adalah >1.3 . *Safety factor* didapat dengan persamaan S_y / σ_e yaitu *yield strength* dibagi dengan *maximum von mises stress*. Material yang digunakan dalam penelitian ini adalah berbeda, sehingga *yield strength* material juga berbeda. Perbandingan *safety factor* dari ketiga material disajikan dalam grafik Gambar 14. Berdasar hasil simulasi diketahui bahwa *safety factor* AISI 1020 adalah 1.113, *safety factor* AISI 1045 adalah 1.6675 dan *safety factor* ASTM A36 adalah 0.7765. Berdasar hasil perbandingan, yang paling memenuhi persyaratan poros *crusher* dalam penelitian ini adalah dengan menggunakan material AISI 1045 dengan *safety factor* 1.6675 > 1.3 (aman). *Safety factor* terendah adalah poros *crusher* dengan menggunakan material ASTM A36. Diketahui bahwa *yield strength* AISI 1045 adalah 530,000,000 N/m², jauh lebih besar dari AISI 1020 dan ASTM A36. Faktor ini yang membuat *safety factor* AISI 1045 lebih tinggi dari material lainnya.



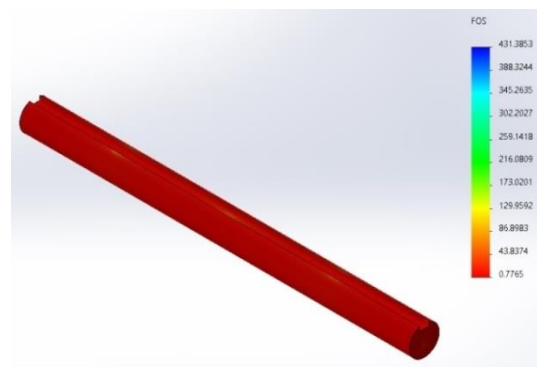
Gambar 11. Perbandingan *Safety Factor*



Gambar 12. Safety Factor AISI 1020



Gambar 13. Safety Factor AISI 1045



Gambar 14. Safety Factor ASTM A36

5. Penutup

5.1 Kesimpulan

Poros *crusher* yang dirancang dengan material AISI 1045 adalah yang paling memenuhi syarat yang dibutuhkan untuk mesin *crusher* HDPE dengan kapasitas 0.2646 Kg/min dengan nilai *safety factor* 1.6675 > 1.3 (aman). Hasil simulasi dari ketiga model yang diuji, menunjukkan hasil *stress*, *displacement* dan *safety factor* yang berbeda-beda. Dari ketiga hasil simulasi, diketahui bahwa *properties* material *yiled strength* sangat berpengaruh terhadap hasil simulasi statis *Finite Element*. *Physical properties* material dalam perencanaan produk menjadi faktor kunci perbaikan produk, khususnya untuk perbaikan nilai *von mises stress*, *displacement* dan *safety factor*. Semakin besar nilai *yield strength* material, maka *safety factor* dalam simulasi statis akan semakin baik. Ini dapat menjadi solusi praktis *engineer* dalam menyelesaikan suatu masalah dalam rancang bangun mesin yang menggunakan poros

5.2 Saran

Untuk meningkatkan jaminan kualitas desain poros, dapat dilakukan dengan pemilihan material dengan *yield strength* yang lebih baik / tinggi atau dengan memperbesar diameter poros. Validasi antara

perhitungan actual desain dan simulasi sangat disarankan untuk dibandingkan untuk menganalisa potensi kegagalan *design*. Diameter poros yang terlalu besar dapat meningkatkan berat poros, oleh karena itu perlu dalam perancangan desain poros dan optimasi *design* harus merujuk pada sumber literature dan standard. Penelitian lebih lanjut disarankan untuk analisis dinamis poros karena beban tumbukan berat pisau *crusher* yang berputar.

Daftar Pustaka

- [1] Sularso dan Kiyokatsu Suga, "Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin", Pradnya Paramita. 2002, Jakarta.
- [2] Fajar Anggara, "Validasi Nilai Simulasi Faktor Keamanan Pada Putaran Kritis Poros ST41", Quantum Mekanika, 2020, Vol. 2, No. 1, pp. 32-37
- [3] Bakic, Gordana M. dkk, "New Methodology for Monitoring and Prevention of Rotating Parts Failure", FME Transactions, 2007, 35, 195-200
- [4] M Edi Pujiyanto, Muhammad Subri, A.R.S, "Analisa Kekuatan Rangka Automatic Potato Cutting Machine Frame Menggunakan Simulasi Solidworks", publikasiilmiah.unwahas, 2023, 19, pp. 50–57.
- [5] Dumyati, I. and Nurhaji, S, "Modeling dan Simulasi Finite Element Analysis pada Segitiga T Sepeda Motor Menggunakan Software Ansys", Quantum Teknika : Jurnal Teknik Mesin Terapan, 2023, 5(1), pp. 26–30.
- [6] Higan Pilargenta, dkk, "Analisa Faktor Keamanan Pada Desain Alat Die Cut Menggunakan Simulasi Finite Element Analysis", TESME, 2024, Vol. 1 No. 1. Pp 144-155
- [7] Aminuddin, R.R., Santoso, A. wibawa B. and Yudo, H, "Jurnal Teknik Perkapalan 37 sebagai Bahan Poros Baling-baling Kapal (Propeller Shaft) setelah Proses Tempering", Jurnal Teknik Perkapalan, 2020, 8(3), pp. 368–374.
- [8] Feulvarch, E., Roux, J.-C. and Bergheau, J.-M, "A simple and robust moving mesh technique for the finite element simulation of Friction Stir Weldi", Journal of Computational and Applied Mathematics, 2013, 246, pp. 269–277.
- [9] Firmansyah Azharul, dkk, "Menghitung Tegangan Statik Pada Struktur Rangka Sepeda Bmx Menggunakan Software Catia", TEKNOSAINS : Jurnal Sains, Teknologi dan Informatika, 2020, 7(2), pp. 67–76.
- [10] Ricky Adhianto, dkk, "Analisis Kegagalan Poros Roll pada Mesin Pelet Kayu Dengan Metode ReDesign IMRC", Jurnal Teknologi Terapan, 2025, Vol. 11 No.1
- [11] Sandya. G. S dan Moh. Yamin, "Perancangan dan Analisis Statis Ban Tanpa Udara (Airless Tire) Untuk Ukuran 165/60 R12", Jurnal Teknologi, 2021, Vol. 13 No. 1
- [12] Imran A. I, "Simulasi Tegangan Von Mises dan Analisa Safety Factor Gantry Crane Kapasitas 3 Ton," J. Tek. Mesin, 2017, Vol. 8, No. 2
- [13] J.W Dika, dkk, "Analisis *Deformation*, *Stress*, dan *Safety Factor* pada *Geometric Properties Crane Hook*", Jurnal Transmisi, 2022, Vol. 18 No. 1
- [14] Mahendra Guna, dkk, "Studi Analisis Kekuatan Poros Propeller Kapal KMP. Pertiwi Nusantara Akibat Dikenai Torsi Dari Propeller", Jurnal Teknik Perkapalan, 2019, Vol. 7. No. 1