
PERANCANGAN *GEARBOX* TRAKTOR TANGAN 2 KECEPATAN 1 MUNDUR DENGAN SISTEM PEMINDAH GIGI *SYNCHROMESH*

Bustami Ibrahim¹, Aziza Noor Fadhila², Rofan Yulian Romansyah³

¹ Dosen Jur. Teknik Perancangan Manufaktur, Politeknik Manufaktur Negeri Bandung

Jl. Kanayakan 21 Bandung 40135

email: bustami@polman-bandung.ac.id

²Mahasiswa D4 Politeknik Manufaktur Negeri Bandung, Kons. Tek. Rekayasa dan Pengembangan Produk

Jl. Kanayakan 21 Bandung 40135

email: azizadila20@gmail.com

³Dosen Jur. Teknik Perancangan Manufaktur, Politeknik Manufaktur Negeri Bandung

Jl. Kanayakan 21 Bandung 40135

email: rofanyr@polman-bandung.ac.id

Abstrak

Saat ini Polman Bandung sedang melakukan pengembangan hand tractor atau traktor tangan melalui Pusat Pengembangan Power Train Otomotif (P3TO) dengan fokus kajian yang penting untuk dilakukan saat ini adalah perancangan gearbox baru untuk traktor tangan yang akan dikembangkan. Pengembangan-pengembangan yang akan dilakukan saat ini ialah penambahan kecepatan pada gearbox, peningkatan performa gearbox dan peningkatan kemudahan operasi dari gearbox yang dilihat dari segi sistem pemindah gigi yang ada pada gearbox. Hal ini didasarkan pada model-model gearbox pada traktor tangan yang ada di Indonesia, dinilai memiliki kekurangan pada aspek-aspek yang akan dikembangkan saat ini terutama pada jumlah kecepatan dan sistem pemindah giginya, maka dari itu pada tugas akhir ini dipilih multi speed gearbox dengan 2 kecepatan 1 mundur dengan sistem pemindah gigi synchromesh untuk mengatasi kekurangan-kekurangan gearbox traktor tangan yang ada saat ini. Tahapan perancangan dilakukan berdasarkan metode perancangan VDI 2222. Penelitian ini bertujuan untuk menghasilkan rancangan gearbox yang sesuai dengan daftar tuntutan dengan sistem dan performa yang lebih baik dari yang ada saat ini di pasaran.

Kata kunci : Traktor Tangan, *Gearbox*, *Synchromesh*, VDI 2222

Abstract

At the moment, Polman Bandung is developing a hand tractor through Pusat Pengembangan Power Train Otomotif (P3TO) with the focus of study in designing a new gearbox for hand tractor that will be developed. The developments that will be done at this time is the addition of speed on the gearbox, increased gearbox performance and increased ease of operation of the gearbox that can be viewed from gear shifting system in the gearbox. This is based on gearbox models on hand tractors in Indonesia, considered to have deficiencies in aspects that will be developed at this time, especially on the amount of speed and gear shifting system, therefore in this final project, multi speed gearbox with 2 speeds 1 reverse with a synchromesh gear shifting system have been selected to overcome the shortcomings of current hand tractor gearboxes. The design step is based on the design method of VDI 2222. This research aims to create a gearbox design that matches the list of demands desired which has better system and performance than existing on the market.

Keywords: Hand Tractor, *Gearbox*, *Synchromesh*, VDI 2222

PENDAHULUAN

Saat ini Polman Bandung sedang melakukan pengembangan *hand tractor* melalui Pusat Pengembangan *Power Train* Otomotif (P3TO) dengan fokus kajian yang penting untuk dilakukan saat ini adalah perancangan *gearbox* baru untuk traktor tangan yang akan dikembangkan.

Pengembangan-pengembangan yang akan dilakukan saat ini ialah penambahan kecepatan pada *gearbox*, peningkatan performa *gearbox* dan peningkatan kemudahan operasi dari *gearbox* yang dilihat dari segi sistem pemindah gigi yang ada pada *gearbox*. Sebagai acuan dalam melakukan pengembangan spesifikasi *gearbox*, digunakan satu referensi model traktor yang memiliki spesifikasi yang mendekati dengan spesifikasi *gearbox* yang diinginkan yaitu Quick M 1000 Alfa.

Sebagai tahap akhir dari pengembangan, maka dilakukan pengkajian terhadap kemampuan *gearbox* yang telah dirancang dari segi kekuatan komponen-komponen pendukungnya dan ketercapaiannya terhadap daftar tuntutan yang diinginkan.

Adapun tujuan dari tugas akhir ini adalah menghasilkan rancangan *gearbox* yang dapat memenuhi daftar tuntutan yang diberikan dan menghasilkan dokumentasi teknik berupa draft dari rancangan *gearbox* yang telah dibuat.

METODE PENELITIAN

Metode perancangan yang digunakan pada tugas akhir ini adalah VDI 2222 dengan alur penyelesaian seperti pada Gambar 1.

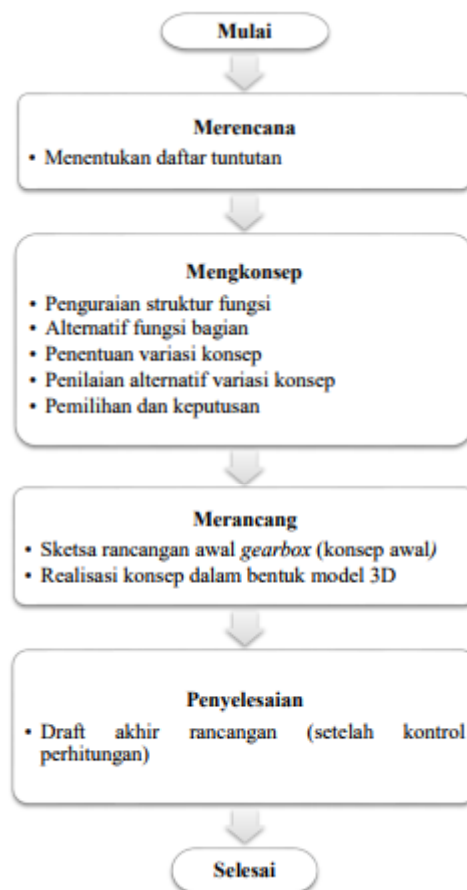
Tahap Merencana

Pada tahap ini, dilakukan pengumpulan data-data referensi yang dapat mendukung penelitian penulis. Selanjutnya, data-data ini dirubah menjadi daftar tuntutan untuk rancangan yang akan dirancang. Menetapkan Daftar Tuntutan seperti pada tabel 1.

Tabel 1 Daftar Tuntutan

No	Daftar Tuntutan	Tuntutan Primer Spesifikasi			
1.	Penggerak (Engine)	Kubota RD 65 DI-2S			
		Daya maksimum	P	6.5	HP
		RPM saat daya maksimum	n	2200	rpm
		Torsi maksimum	T _m	2.36	kg.m

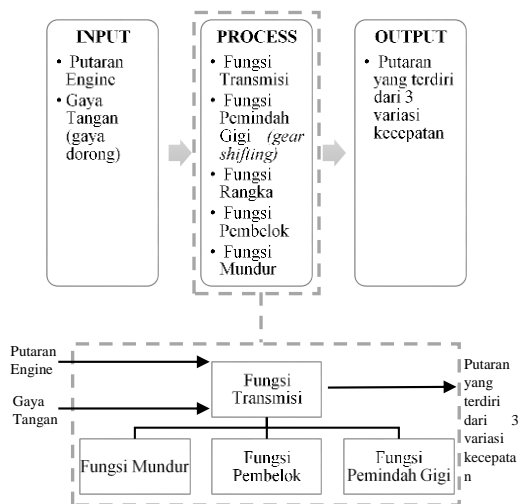
Tuntutan Primer Spesifikasi					
No	Daftar Tuntutan	Spesifikasi			
2.	Kecepatan	RPM saat torsi maksimum	n _m	1500 rpm	
		2 Kecepatan 1 Mundur			
		Kecepatan 1	v ₁	5	km/jam
		Kecepatan 2	v ₂	15	km/jam
3.	Sistem Transmisi	Mundur	v _R	5 km/jam	
		Spur Gear			
Tuntutan Sekunder					
No.	Daftar Tuntutan	Spesifikasi			
1.	Berat <i>gearbox</i>	≤ 150 kg			
2.	Jarak poros input dan output <i>gearbox</i>	≤ 450 mm			
3.	Dimensi total	Lebih kecil dari 350 x 650 x 650 mm			
Tuntutan Tertier					
Keinginan		Keterangan			
1.	Pemindahan gigi yang sederhana dan halus	Digunakan sistem pemindahan gigi dengan mekanisme <i>dog clutch</i> + <i>cone clutch</i> pada <i>gearbox</i>			



Gambar 1 Metode Perancangan *Gearbox* Traktor Tangan 2 Kecepatan 1 Mundur

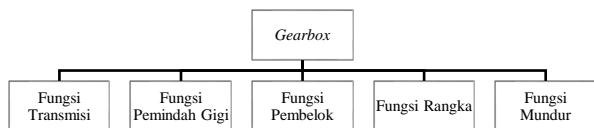
Tahap Mengkonsep

- Penguraian Struktur Fungsi
Mengacu pada model referensi yang ada yaitu Quick M 1000 Alfa, maka dapat dibuat suatu *blackbox* rancangan yang memuat seluruh fungsi bagian yang terdapat dalam *gearbox*. Berikut adalah *blackbox* rancangan tersebut seperti tergambar pada gambar 2.



Gambar 2 Blackbox Rancangan

Berdasarkan *black box* tersebut, maka dihasilkan beberapa fungsi bagian pada Gambar 3.



Gambar 3 Diagram Fungsi Bagian

- Alternatif Fungsi Bagian
Setelah fungsi bagian ditentukan, selanjutnya didefinisikan sehingga menghasilkan beberapa alternatif fungsi bagian. Alternatif fungsi bagian ini, *nantinya* akan digabungkan satu sama lain sehingga terbentuk beberapa alternatif variasi konsep. Berikut adalah salah satu alternatif fungsi bagian yang penulis buat seperti pada Tabel 2.

Tabel 2 Alternatif Fungsi Rangka

E1	Alternatif 1	E2	Alternatif 2
	<i>Carting</i>		<i>Pengelasan</i>
	Kelebihan		Kelebihan
	<ul style="list-style-type: none"> • Cocok untuk produk massal • Lebih presisi dibandingkan pengelasan • Kekuatan yang baik • Kemampuan meredam getaran yang baik 		<ul style="list-style-type: none"> • Murah • Cocok untuk produk tunggal dan produk yang sangat besar.
	Kekurangan		Kekurangan
	<ul style="list-style-type: none"> • Mahal 		<ul style="list-style-type: none"> • Kurang presisi • Tidak cocok untuk produk massal • Rumit • Kekuatannya rendah • Perlu adanya proses <i>heat treatment</i> untuk menambah kekuatannya

Hal yang sama juga dilakukan pada fungsi bagian pembelok dan pemindah gigi.

- Penentuan Variasi Konsep
Dari alternatif-alternatif fungsi bagian yang digabungkan satu sama lain, diperoleh tiga alternatif variasi konsep, seperti yang tercantum pada Tabel 3.

Tabel 3 Kotak Morfologi

No.	Fungsi Bagian	Alternatif		
		Alternatif 1	Alternatif 2	Alternatif 3
1	Fungsi Transmisi		A1	
2	Fungsi Mundur		B1	
2	Fungsi Pemindah Gigi	C1		C2
3	Fungsi Pembelok	D1		D2
4	Fungsi Rangka	E1		E2
Variasi Konsep		VK1	VK2	VK3

- Penilaian Variasi Konsep
Selanjutnya, masing-masing alternatif variasi konsep dinilai berdasarkan beberapa aspek yang diantaranya pencapaian fungsi-fungsi konstruksi, pembuatan, kemudahan perakitan, pengoperasian dan kemudahan perawatan.

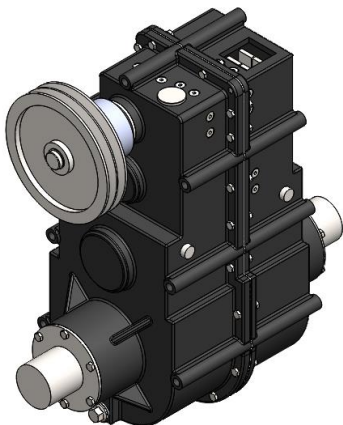
Pemilihan dan Keputusan

Berdasarkan penilaian pada beberapa aspek yang tercantum sebelumnya, maka dipilih alternatif 1

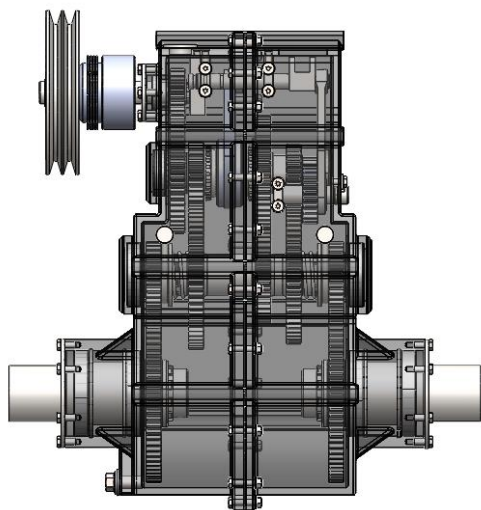
karena alternatif ini memiliki nilai yang lebih tinggi dari alternatif lainnya.

Tahap Merancang

- Realisasi Konsep dalam Model 3D
Mengacu pada sketsa konsep yang penulis pilih, berikut adalah hasil realisasinya dalam bentuk modelling 3D menggunakan software Solidworks.



Gambar 4 Model 3D



Gambar 5 Model 3D Pandangan Depan

HASIL DAN PEMBAHASAN

Perhitungan Rasio Gearbox

Perhitungan rasio gearbox dilakukan berdasarkan torsi maksimum engine, dikarenakan traktor hanya akan bekerja pada rpm yang rendah untuk menghasilkan kualitas rol yang lebih baik. Pada Tabel 4 adalah perhitungan rasio gearbox yang telah dilakukan.

Tabel 4 Rasio Gearbox

Simbol	Variabel	Nilai	Satuan	Rumus / Sumber
T_e	Torsi maksimum engine	23.152	Nm	spesifikasi engine
n_e	Rpm engine saat torsi maksimum	1500	rpm	spesifikasi engine
i_p	Rasio Puli	2.2		Quick Impala
v_1	Kecepatan 1	5	km/jam	spesifikasi gearbox
v_2	Kecepatan 2	15	km/jam	spesifikasi gearbox
v_3	Kecepatan mundur	5	km/jam	spesifikasi gearbox
D	Diameter Roda	700	mm	spesifikasi gearbox
n_{g1}	Rpm output kondisi 1	37.894	rpm	$n_1 = \frac{2 \cdot v_1}{D}$
n_{g2}	Rpm output kondisi 2	113.682	rpm	$n_2 = \frac{2 \cdot v_2}{D}$
n_{g3}	Rpm output kondisi 3 (mundur)	37.894	rpm	$n_3 = \frac{2 \cdot v_R}{D}$
i_{g1}	Rasio gearbox kondisi 1	17.993		$i_{g1} = \frac{n_e}{n_1 \cdot i_p}$
i_{g2}	Rasio gearbox kondisi 2	5.998		$i_{g2} = \frac{n_e}{n_2 \cdot i_p}$
i_{g3}	Rasio gearbox kondisi 3	17.993		$i_{g3} = \frac{n_e}{n_3 \cdot i_p}$

Perhitungan Tingkat Transmisi

Berdasarkan hasil perhitungan dan pertimbangan desain, dipilih gearbox dengan tingkat transmisi 3 dengan layout multi stage gearbox.

Perhitungan Pasangan Roda Gigi

Dalam gearbox ini, terdapat 11 roda gigi, berikut adalah salah satu contoh perhitungan kekuatan roda gigi yang dilakukan yang terdapat pada tabel 5 dan tabel 6.

Tabel 5 Tegangan Kaki Gigi

Tegangan Kaki Gigi – Roda Gigi 1				
Simbol	Variabel	Nilai	Satuan	Keterangan
K_A	Faktor kerja	1.75		motor bakar dengan hentakan menengah
n_1	Rpm poros 1	681.82	rpm	$n_1 = \frac{n_e}{i_p}$
T_1	Torsi pada roda gigi 1	89.134	Nm	$T_1 = T_e \cdot K_A \cdot i_p$
F_{t1}	Gaya tangensial roda gigi 1	2971.13	N	$F_t = \frac{2 \cdot T}{d}$
F_{r1}	Gaya radial roda gigi 1	1081.4	N	$F_r = F_t \cdot \tan(\alpha)$
K_v	Faktor dinamis	1.196		
$K_{H\beta}$	Faktor lebar diatas kaki	1.482		
$K_{H\alpha}$	Faktor lebar kaki	1.312		
$K_{F\alpha}$	Faktor defleksi	0.889		
$K_{F\beta}$	Faktor defleksi	0.889		
K_{Fges}	Faktor keseluruhan pembebanan tegangan kaki gigi	2.441		$K_{Fges} = K_A \cdot K_v \cdot K_{H\beta} \cdot K_{F\alpha}$
Y_{Fa}	Faktor bentuk	2.9		jumlah gigi z_1 tanpa koreksi
Y_{sa}	Faktor koreksi tegangan	1.6		jumlah gigi z_1 tanpa koreksi
Y_z	Faktor rasio kontak	0.702		$Y_z = 0.25 + \left(\frac{0.75}{\epsilon_\alpha}\right)$
Y_β	Faktor kemiringan	1		$\beta = 0^\circ$
σ_{F0}	Tegangan kaki lokal	161.308	$\frac{N}{mm^2}$	$\sigma_{F0} = \frac{F_t}{m \cdot b} \cdot Y_{Fa} \cdot Y_{sa} \cdot Y_z \cdot Y_\beta$
σ_F	Tegangan kaki sesungguhnya	393.73	$\frac{N}{mm^2}$	$\sigma_F = \sigma_{F0} \cdot K_{Fges}$
Y_{NT}	Faktor umur harapan	1.9		umur harapan 10000 jam
Y_x	Faktor modul/lebar	1		$m < 5$
σ_{lim}	Tegangan ijin bahan	370	$\frac{N}{mm^2}$	bahan C45E
σ_{FG}	Kemampuan tegangan kaki gigi	1406	$\frac{N}{mm^2}$	$\sigma_{FG} = 2 \cdot \sigma_{lim} \cdot Y_{NT} \cdot Y_x$
S_F	Safety Factor	3.57		$SF = \frac{\sigma_{FG}}{\sigma_F} \geq (1) \dots 1.6$

Tabel 6 Tekanan Permukaan Kaki Gigi

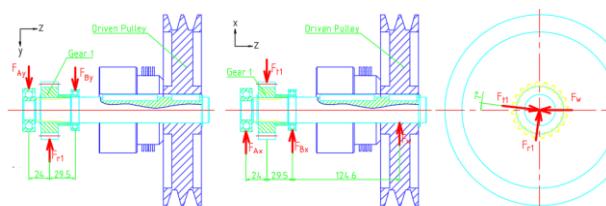
Tekanan Permukaan Kaki Gigi – Roda Gigi 1				
Simbol	Variabel	Nilai	Satuan	Keterangan
K_{Hges}	Faktor keseluruhan pembebanan tekanan permukaan	1.661		$K_{Hges} = \sqrt{K_A \cdot K_V \cdot K_{\beta\beta} \cdot K_{\beta\alpha}}$
Z_H	Faktor zona/daerah	2.5		untuk roda gigi lurus tanpa koreksi
Z_E	Faktor elastisitas	189.8	$\sqrt{\frac{N}{mm^2}}$	untuk kelompok baja
Z_L	Faktor rasio kontak	0.883		$Z_L = \sqrt{(4 - \epsilon_{\alpha})/3}$
σ_{H0}	Tekanan permukaan lokal	776.35	$\frac{N}{mm^2}$	$\sigma_{H0} = z_e \cdot z_{\beta} \cdot z_H \cdot z_L \cdot \sqrt{\frac{F_t}{m \cdot b \cdot u}}$
σ_H	Tekanan permukaan sesungguhnya	1289.48	$\frac{N}{mm^2}$	$\sigma_H = \sigma_{H0} \cdot K_{Hges}$
σ_{Hlim}	Tekanan permukaan ijin bahan	1220	$\frac{N}{mm^2}$	bahan C45E
Z_L	Faktor pelumas	1.145		SAE 140
Z_v	Faktor kecepatan	1		untuk kecepatan v_1
Z_R	Faktor kekasaran permukaan	0.91		$R_a = 10 \mu m$
Z_W	Faktor pasangan bahan	1		HB > 400
Z_Y	Faktor ukuran modul	1		$m < 8$
Z_{NT}	Faktor umur harapan	1.6		umur harapan 1000 jam
σ_{HG}	Kemampuan tekanan permukaan kaki gigi	2045.88	$\frac{N}{mm^2}$	$\sigma_{HG} = \sigma_{Hlim} \cdot Z_{NT} \cdot Z_L \cdot Z_v \cdot Z_{\beta} \cdot Z_Y \cdot Z_X$
S_H	Safety Factor	1.56		$S_H = \frac{\sigma_{HG}}{\sigma_H} \geq (1) \dots 1.3$

Tabel 7 Defleksi Bengkok

Defleksi Akibat Roda Gigi 1				
		$f = \frac{F \cdot a^2 \cdot b^2}{3 \cdot E \cdot I \cdot l}$		
Simbol	Variabel	Nilai	Satuan	Keterangan
a	Jarak terpanjang terhadap tumpuan	29.5	mm	
b	Jarak terpendek terhadap tumpuan	24	mm	
l	Jarak antar tumpuan	53.5	mm	
I_b	Inersia bengkok	21934.85	mm ⁴	$\frac{Spline\ 6\ x\ 24\ x\ 28}{I_b = 0.003(D+d)^4}$
F_{t1}	Gaya tangensial roda gigi 1	2971.13	N	l
F_{r1}	Gaya radial roda gigi 1	1081.4	N	
θ	Sudut kemiringan gearbox	7	°	
F_{t1g}	Gaya tangensial roda gigi pada poros	2949	N	$F_{t1g} = F_{t1} \cdot \cos(\theta)$
F_{r1g}	Gaya radial roda gigi pada poros	1081.4	N	$F_{r1g} = F_{r1} \cdot \cos(\theta)$
f_x	Defleksi akibat gaya tangensial roda gigi	0.002	mm	
f_y	Defleksi akibat gaya radial roda gigi	0.001	mm	
f_{max}	Defleksi total sumbu x	0.001	mm	$f_{total} = f_x + f(x)$
f	Defleksi total	0.004	mm	$f = \sqrt{f_{total}^2 + f_y^2}$

Perhitungan Poros

Pada gearbox ini terdapat 5 poros yang masing-masing dihitung kekuatannya, perhitungan yang dilakukan diantaranya defleksi bengkok, defleksi puntir, putaran kritis dan safety factor statis dan dinamis..



Gambar 6 Diagram Benda Bebas Poros 1

1. Defleksi Bengkok

Untuk poros 1, terdapat dua komponen yang menyebabkan defleksi yaitu puli dan roda gigi. Defleksi puli dan roda gigi dihitung secara terpisah, lalu dijumlahkan pada titik-titik yang sama, berikut adalah salah satu perhitungan defleksi yang telah dilakukan pada tabel 7.

2. Defleksi Puntir

Defleksi puntir hanya dilakukan pada poros yang mengalami puntiran saja seperti poros 1. Berikut adalah contoh perhitungan defleksi puntir yang penulis lakukan pada tabel 8.

Tabel 8 Defleksi Puntir

Simbol	Variabel	Nilai	Satuan	Keterangan
T_1	Torsi pada poros 1	89.134	Nm	
I_t	Inersia puntir	79521	mm ⁴	$d = 30\ mm$ $I_t = \frac{\pi}{32} \cdot d^4$
G	Modulus Geser	81000	$\frac{N}{mm^2}$	untuk baja
l	Panjang puntir	154.1	mm	
ϕ	Sudut defleksi puntir	0.002	°	

3. Putaran Kritis

Putaran kritis digunakan untuk memastikan putaran poros masih aman atau tidak akibat adanya defleksi bengkok pada poros. Perhitungan putaran kritis didasarkan pada defleksi bengkok maksimum yang terjadi tanpa melibatkan massa dari elemen-elemen yang menyebabkan defleksi.

Tabel 9 Putaran Kritis

Simbol	Variabel	Nilai	Satuan	Keterangan
k	Factor koreksi	1		
f	Defleksi bengkok total	0.003	mm	
n_k	Putaran kritis	15073.35	min ⁻¹	$n_k \approx k \cdot 946 \sqrt{\frac{1}{f}}$

4. Safety Factor

Perhitungan safety factor bertujuan untuk menganalisis lokasi-lokasi kritis tertentu pada poros, apakah aman digunakan atau tidak.

Tabel 10 Safety Factor Statis

STATIS				
Simbol	Variabel	Nilai	Satuan	Keterangan
x	Jarak potongan	154.1	mm	
M _{bx}	Momen bengkok sumbu x	59837	Nmm	Software MDSolids
M _{by}	Momen bengkok sumbu y	14730.5	Nmm	Software MDSolids
M _b	Momen bengkok gabungan	61623.5	Nmm	$M_b = \sqrt{M_{bx}^2 + M_{by}^2}$
d	Penampang potongan	24	mm	Penampang Spline
D		28	mm	
W _b	Momen tahanan bengkok	1687.29	mm ³	$W_b = 0,012(D + d)^3$
σ _{max}	Tegangan bengkok maksimum	36.5	$\frac{N}{mm^2}$	$\sigma_b = \frac{M_b}{W_b}$
T _t	Torsi yang terjadi	89.13	Nm	
W _t	Momen tahanan puntir	3374.59	mm ³	$W_t = 0,024 \cdot (D + d)^3$
τ _{max}	Tegangan puntir maksimum	26.413	$\frac{N}{mm^2}$	$\tau_t = \frac{T}{W_t}$
R _{mN}		900	N	Bahan 20MoCr4
R _{σ0.2}		630	$\frac{N}{mm^2}$	
σ _{0.1%}		675	$\frac{N}{mm^2}$	
τ _{0.1%}		435	$\frac{N}{mm^2}$	
K _t	Faktor teknologi	0.834		$K_t = 1 - 0,41 \cdot \log\left(\frac{d}{11mm}\right)$
σ _{bf}		630.23	$\frac{N}{mm^2}$	$\sigma_{bf} = 1,2 \cdot R_{\sigma 0.2} \cdot K_t$
τ _{bf}	Kemampuan bahan	363.86	$\frac{N}{mm^2}$	$\tau_{bf} = \frac{1,2 \cdot R_{\tau 0.2} \cdot K_t}{\sqrt{3}}$
S _f	Safety Factor Statis	10.76		$S_f = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{max}}{\sigma_{bf}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{max}}{\tau_{bf}}\right)^2}} \geq 1,5$

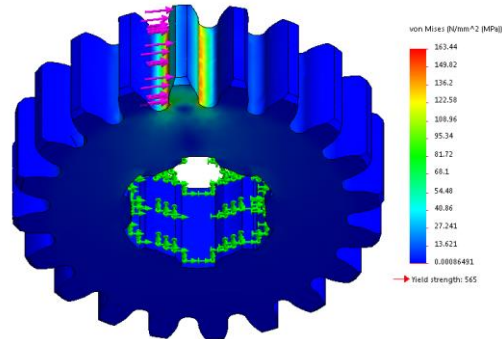
Tabel 11 Safety Factor Dinamis

DINAMIS				
σ _{da}	Tegangan bengkok dinamis	36.52	N	σ _{da} = σ _{max}
τ _{da}	Tegangan puntir dinamis	26.413	$\frac{N}{mm^2}$	τ _{da} = τ _{max}
R _m		750.27	N	R _m = K _t · R _{mN}
R _σ		525.19	$\frac{N}{mm^2}$	R _σ = K _t · R _{σ0.2}
R _τ	Kekasaran permukaan	10	μm	
Faktor kekasaran permukaan puntir				
$K_{ts} = 1 - 0,22 \cdot \lg(R_{\tau}) \cdot \left(\lg\left(\frac{R_m}{20}\right) - 1\right) = 0,656$				
Faktor kekasaran permukaan puntir				
$K_{tr} = 0,575 \cdot K_{ts} + 0,425 = 0,802$				
d _{probe}	Diameter pengujian	29	mm	
d	Diameter kritis poros	28	mm	
β _{kbprobe}	Faktor lokasi kritis bengkok (uji)	1.75		Berdasarkan nilai Rm
$K_{sprobe} = 1 - 0,2 \cdot \lg(\beta_{kbprobe}) \cdot \frac{\lg\left(\frac{d_{probe}}{7,5}\right)}{\lg 20} = 0,978$				
$K_{sr} = 1 - 0,2 \cdot \lg(\beta_{kbprobe}) \cdot \frac{\lg\left(\frac{d}{7,5}\right)}{\lg 20} = 0,98$				
β _{kb}	Faktor lokasi kritis bengkok	1.746		β _{kb} = β _{kbprobe} · $\frac{K_{sprobe}}{K_{sr}}$
β _{kpprobe}	Faktor lokasi kritis puntir (uji)	2		
$K_{spprobe} = 1 - 0,2 \cdot \lg(\beta_{kpprobe}) \cdot \frac{\lg\left(\frac{d_{probe}}{7,5}\right)}{\lg 20} = 0,973$				
$K_{sr} = 1 - 0,2 \cdot \lg(\beta_{kpprobe}) \cdot \frac{\lg\left(\frac{d}{7,5}\right)}{\lg 20} = 0,976$				
β _{kp}	Faktor lokasi kritis puntir	1.994		β _{kp} = β _{kpprobe} · $\frac{K_{spprobe}}{K_{sr}}$
K _g	Faktor geometri	0.91		$K_g = 1 - 0,2 \cdot \frac{\lg\left(\frac{d}{7,5}\right)}{\lg 20}$
K _v	Faktor perlakuan panas	1.2		Tanpa perlakuan
K _{cb}	Faktor konsentrasi bengkok	2.03		$K_{cb} = \left(\frac{\beta_{kb} + 1}{K_g} - 1\right) \cdot \frac{1}{K_g}$
K _{cp}	Faktor konsentrasi puntir	2.26		$K_{cp} = \left(\frac{\beta_{kp} + 1}{K_g} - 1\right) \cdot \frac{1}{K_g}$
σ _{GDW}		277.13	N	σ _{GDW} = $\frac{\sigma_{GDW} \cdot K_t}{K_{cb}}$
τ _{GDW}	Kemampuan bahan	160.69	$\frac{N}{mm^2}$	τ _{GDW} = $\frac{\tau_{GDW} \cdot K_t}{K_{cp}}$
S _D	Safety Factor Dinamis	4.74		$S_D = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{da}}{\sigma_{GDW}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{da}}{\tau_{GDW}}\right)^2}} \geq 1,5$

Analisis Tegangan Roda Gigi dengan Solidworks

Untuk memastikan perhitungan manual yang telah dilakukan maka perlu dilakukan validasi menggunakan software analisis. Pada penelitian ini, penulis menggunakan software Solidworks 2016

untuk melakukan validasi terhadap tegangan kaki gigi pada roda gigi yang ada dalam gearbox yang penulis rancang. Berikut adalah salah satu contoh analisis roda gigi dengan software Solidworks 2016.



Gambar 7 Analisis Finite Element dengan Solidworks

Gambar 7 merupakan hasil dari analisis roda gigi dengan bahan C45E dengan ukuran meshing 1.5 mm. pada gambar tersebut diperoleh hasil tegangan maksimum sebesar 163.44 N/mm² dan tegangan minimum sebesar 0.00086 N/mm²

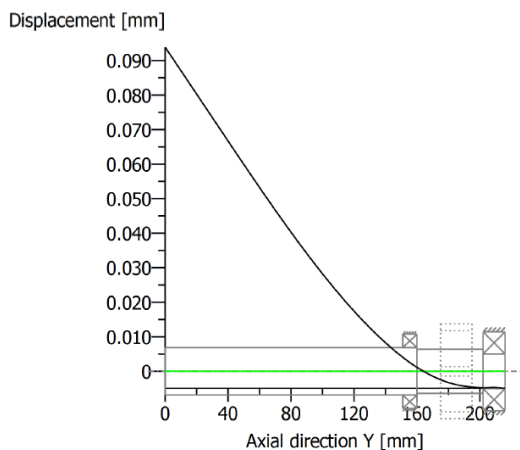
Analisis dengan Software Kisoft

- Roda Gigi
Analisis dengan menggunakan software Kisoft dilakukan untuk memvalidasi hasil perhitungan manual yang telah dilakukan. Berikut adalah hasil dari analisis kisoft pada salah satu roda gigi yang ada di dalam gearbox.

Tabel 12 Perhitungan Roda Gigi Manual vs Kisoft

Roda Gigi 1					
Tegangan Kaki Gigi (SF)		Tekanan Permukaan Kaki Gigi (SH)		Keterangan	
Manual	Kisoft	Manual	Kisoft		
3.57	1.73	1.56	0.81	SF _{min} ≥ 1 SH _{min} ≥ 1	

- Poros
Sama halnya dengan roda gigi, perhitungan poros juga perlu divalidasi, berikut adalah hasil analisisnya yang terdata pada gambar 8.

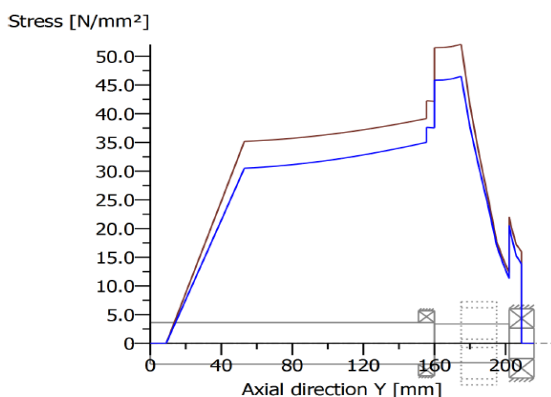


Gambar 8 Hasil Defleksi Bengkok dengan Software Kissoft

Tabel 13 dan gambar 9 adalah perbandingan hasil defleksi di lokasi roda gigi 1 berada :

Tabel 13 Perbandingan Hasil Defleksi

Manual	Kissoft
0.04 mm	0.07 mm



Gambar 9 Hasil Tegangan dengan Software Kissoft

Tabel 14 adalah perbandingan hasil tegangan di lokasi roda gigi 1 berada.

Tabel 14 Perbandingan Hasil Tegangan

Manual	Kissoft
36.6 N/mm²	35 N/mm ²

KESIMPULAN

Dari rancangan gearbox yang dihasilkan dapat disimpulkan bahwa gearbox pada tugas akhir

ini dirancang dalam tiga tingkatan transmisi dengan layout multi stage gearbox. Untuk sistem pemindah giginya, digunakan mekanisme gabungan dog clutch dan cone clutch atau synchromesh untuk menghasilkan pemindahan yang lebih halus.. Serta, gearbox yang dihasilkan memiliki berat 145 kg, dengan dimensi total 310 x 640 x 648 mm, dan jarak antara poros input - output sebesar 403.5 mm. Selain itu, tuntutan kecepatan yang diinginkan pada gearbox ini dapat terpenuhi sesuai dengan daftaruntutannya.

DAFTAR PUSTAKA

[1] [Chawathe, D.D. 2001. *Handbook of Gear Technology*. New Delhi: New Age International (P) Ltd.

[2] Hillier, V. A. dan Peter Coombes. 2004. *Hillier's Fundamental of Motor Vehicle Technology (5th ed.)*. United Kingdom: Nelson Thornes Ltd.

[3] Jansch, J. dan H. Birkhofer. 2006. "The Development of The Guideline VDI 2221 - The Change of Direction." *International Design Conference - Design 2006*. Dubrovnik - Croatia.

[4] Liljedahl, John B., dkk. 1989. *Tractors and Their Power Units (4th ed.)*. New York: Van Nostrand Reinhold.

[5] Maitra, Gitin M. 1994. *Handbook of Gear Design (2nd ed.)*. New Delhi: McGraw-Hill.

[6] Nauheimer, Harald., dkk. 2011. *Automotive Transmission (2nd ed.)*. New York: Springer.

[7] Pahl, G. dan W. Beitz. 2005. *Engineering Design (5th ed.)*. London: Springer-Verlag.

[8] Sularso dan Kiyokatsu Suga. 2002. *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*. Jakarta: PT. Pradnya Paramita.

[9] Wittel, Herbert., dkk. 2013. *Roloff/Matek Machinenelemente (21st ed.)*. Germany: Springer Vieweg.

[10] Zongxuan Sun dan Guoming Z. Zhu. 2015. *Design and Control of Automotive Propulsion Systems*. Boca Raton: Taylor & Francis Group, LLC.