



TUGAS AKHIR - TM 141585

PERANCANGAN *ELECTROMECHANICAL BRAKE* UNTUK KENDARAAN PERKOTAAN

ADITYA DWI WICAKSONO
NRP 2111 106 004

Dosen Pembimbing
Dr. Eng. Unggul Wasiwitono, ST, M.Eng.Sc

JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2015



FINAL PROJECT - TM 141585

DESIGN ELECTROMECHANICAL BRAKE FOR CITY CAR

ADITYA DWI WICAKSONO
NRP 2111 106 004

Academic Supervisor
Dr. Eng. Unggul Wasiwitono, ST, M.Eng.Sc

MECHANICAL ENGINEERING DEPARTEMENT
Faculty of Industrial Technology
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya 2015

PERANCANGAN *ELECTROMECHANICAL BRAKE* UNTUK KENDARAAN PERKOTAAN

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik

pada

Bidang Studi Desain
Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

Aditya Dwi Wicaksono
Nrp. 2111 106 004

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Dr.Eng.Unggul Wasiwitono,ST.,M.Eng.Sc (Pembimbing I)
2. Prof.Ir. I Nyoman Sutantra, M.Sc., Ph.D (Penguji I)
3. Prof.Dr.Ing.I Made Londen Batan,M.Eng (Penguji II)
4. Ir. J. Lubi (Penguji III)



SURABAYA

Juli, 2015

Perancangan *Electromechanical Brake* Untuk Kendaraan Perkotaan

Nama Mahasiswa :Aditya Dwi Wicaksono

NRP :2111106004

Jurusan :Teknik Mesin FTI-ITS

Dosen Pembimbing:Dr.Eng.Unggul Wasiwitono,ST,M.Eng.Sc.

ABSTRAK

Sistem pengereman memiliki fungsi menghentikan laju kendaraan. Sistem pengereman yang digunakan pada banyak kendaraan adalah sistem pengereman hidrolis. Namun sistem pengereman ini memiliki kelemahan yaitu respon lambat, lebih berat secara keseluruhan dan kebocoran fluida rem berbahaya. Untuk mengatasi kelemahan diatas, dirancang *electromechanical brake system*.

Metode dalam tugas akhir ini adalah mengumpulkan data *city car* kemudian dirancang *electromechanical brake* berdasarkan *clamping force*. Ruang yang tersedia panjang 350 mm, lebar 190 mm, dan tinggi 170 mm. Simulasi ini menggunakan *solidworks* untuk mengetahui apakah komponen dalam *electromechanical brake* ini mampu menahan *clamping force*.

Dari perhitungan yang telah dilakukan sebagai berikut panjang 307 mm, lebar 166 mm dan tinggi 166 mm. Sebagai penggerak digunakan *Planetary Gear*, Motor tipe *brushless DC Motor*, *Power Screw*, Batang Poros, Batang Ayun dan sistem sambungan mekanisme yang terdiri dari *Nut*, Baut, Pin, Piringan Rem, dan Kampas Rem. Material yang digunakan adalah AISI 4340 Steel, *Normalized* yang memiliki nilai tegangan ijin maksimum 710.000.000 N/m². Hasil simulasi dibagi dalam 3 bagian yaitu simulasi *planetary gear* dengan nilai tegangan maksimum sebesar 246.595.552 N/m², simulasi terhadap *Screw*, *nut* dan *head* dengan nilai tegangan maksimum sebesar

223.013.760 N/m² dan simulasi terhadap batang poros dan batang ayun dengan nilai tegangan maksimum masing-masing sebesar 282.190.240 N/m². Nilai tegangan maksimumnya lebih rendah tegangan ijin materialnya, sehingga perencanaan komponen-komponen ini aman.

Kata Kunci : Sistem pengereman, Sistem pengereman hidrolik, *Electromechanical brake*, *Solidworks*, *Planet Gear*, Tegangan.

Design Electromechanical Brake for City Car

Student Name : Aditya Dwi Wicaksono
Student ID : 2111 106 004
Department : Mechanical Engineering
Academic Supervisor : Dr.Eng.Unggul Wasiwitono, ST,
M.Eng.Sc.

ABSTRACT

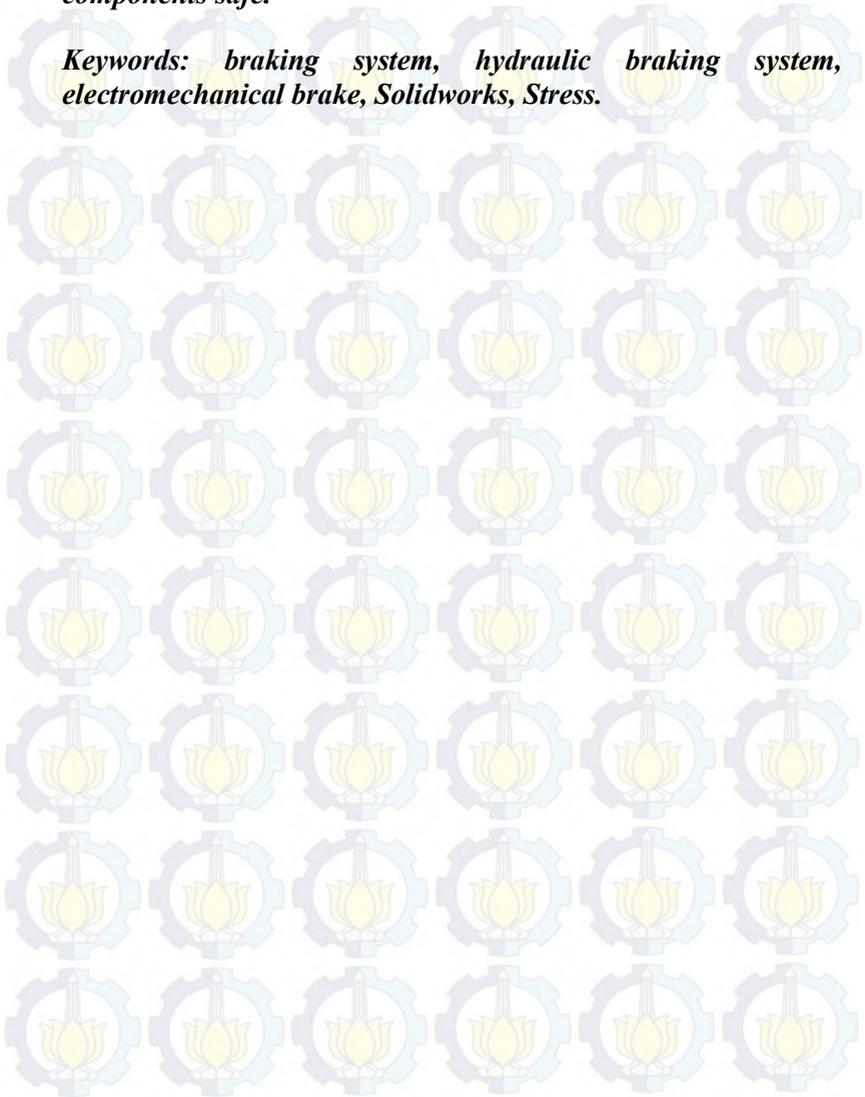
The braking system has a function stop the vehicle. Braking systems are used on many vehicles is the hydraulic braking system. However, this braking system has the disadvantage of slow response, heavier overall and dangerous brake fluid leaks. To overcome the disadvantages of the above, designed electromechanical brake system.

The method in this thesis is to collect data and then a city car designed by electromechanical brake clamping force. This simulation uses SolidWorks to determine whether the components in the electromechanical brake is able to withstand the clamping force.

From the calculations have been carried out as follows length 307 mm, width 166 mm and height of 166 mm. As a driver used Planetary Gear, Motor type brushless DC Motor, Power Screw, Rod Shaft, Rod Ayun and connection system mechanism consisting of Nut, Bolt, Pin, disc brakes, and the brake lining. The material used is AISI 4340 Steel, which has a Normalized maximum allowable stress value 710 000 000 N / m². The simulation results are divided into 3 parts, namely simulated planetary gear with a maximum stress value of 246 595 552 N / m², a simulation of the Screw, nut and head with a maximum stress value of 223 013 760 N / m² and a simulation of the shaft and rod swing with value The maximum stress respectively 282 190 240 N / m². Lower maximum stress value

allowable stress of material, so that the planning of these components safe.

Keywords: braking system, hydraulic braking system, electromechanical brake, Solidworks, Stress.



KATA PENGANTAR

Segala Puji dan Syukur penulis curahkan sepenuhnya kepada Allah SWT, karena atas limpahan rahmat dan hidayah-Nya tugas akhir ini dapat terselesaikan. Penulis sangat menyadari bahwa keberhasilan dalam penulisan tugas akhir ini tak lepas dari dukungan dan bantuan berbagai pihak. Melalui kesempatan ini penulis ingin menyampaikan ucapan terima kasih kepada pihak-pihak yang telah banyak membantu dan mendukung baik secara moril maupun materil dalam proses penyelesaian tugas akhir ini, antara lain:

1. Bapak Dr.Eng Unggul Wasiwitono,ST.,M.Eng.Sc selaku dosen pembimbing tugas akhir yang selalu memberikan saran, motivasi, dan ilmu-ilmu yang sangat bermanfaat bagi penulis. Terima kasih atas kesabarannya selama membimbing penulis.
2. Ayahanda Agus Suwarto yang selama ini senantiasa mencurahkan segala kasih sayangnya, dan dengan ketegasan serta bimbingannya yang senantiasa membuat penulis tegar dan mampu menyelesaikan masalah yang dihadapi selama ini.
3. Ibunda Rini Asnawati tercinta yang senantiasa memberikan dorongan semangat bagi penulis untuk terus berusaha menuntut ilmu serta kakak yang telah memberikan motivasi hingga penulis mampu menyelesaikan jenjang pendidikan hingga tahap sarjana.
4. Bapak Prof.Ir.I Nyoman Sutantra, M.Sc., Ph.D, Prof.Dr.Ing.I Made Londen Batan,M.Eng, serta Ir. J. Lubi selaku dosen penguji proposal tugas akhir dan tugas akhir penulis, terima kasih atas saran-saran yang telah diberikan.
5. Bapak Ir. Sudjud Darsopuspito MT. selaku Dosen wali penulis, terima kasih atas kebaikan, perhatian, dan saran-saran yang telah bapak berikan selama ini.
6. Bapak Ir. Bambang Pramujati, MSc. Eng. PhD selaku Ketua Jurusan Teknik Mesin yang telah memberikan motivasi dan

dukungan kepada penulis untuk segera menyelesaikan studinya.

7. Seluruh Dosen dan karyawan jurusan Teknik Mesin ITS,
8. Keluarga besar penulis yang senantiasa memberikan doa, dan dukungannya kepada penulis sehingga penulis bisa menyelesaikan tugas akhir ini.
9. Teman - teman Lintas Jalur dan lainnya terima kasih atas doa dan dukungannya.
10. Seluruh civitas akademik Teknik Mesin ITS.
11. Semua pihak yang tidak dapat disebutkan oleh penulis.

Penulis menyadari masih banyak kekurangan dalam penyusunan tugas akhir ini, oleh karena itu saran dan masukan dari semua pihak sangat penulis harapkan. Penulis berharap semoga tugas akhir ini dapat memberikan manfaat dan sumbangsih bagi perkembangan ilmu pengetahuan.

Wassalamu'alaikum wr.wb.

Surabaya, 30 Juli 2015

Aditya Dwi Wicaksono

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	i
TITLE PAGE.....	ii
LEMBAR PENGESAHAN.....	iii
ABSTRAK	iv
ABSTRACT	vi
KATA PENGANTAR.....	vii
DAFTAR ISI.....	viii
DAFTAR GAMBAR.....	x
DAFTAR TABEL	

BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah.....	2
1.3 Tujuan Tugas Akhir	2
1.4 Batasan Masalah	2
1.5 Manfaat Tugas Akhir	2
1.6 Sistematika Penulisan.....	3

BAB II KAJIAN PUSTAKA

2.1 <i>Electromechanical Brake</i>	6
2.2 Dinamika Pengereman	7
2.3 Komponen <i>Electromechanical Brake</i>	13
2.3.1 Motor	13
2.3.2 Roda Gigi Planetary	14
2.3.3 Ulir Sekrup.....	15
2.3.4 Sistem Sambungan Mekanik.....	17
2.4 Analisa Perancangan	17
2.5 Analisa Kegagalan.....	24

BAB III METODOLOGI PENELITIAN.....

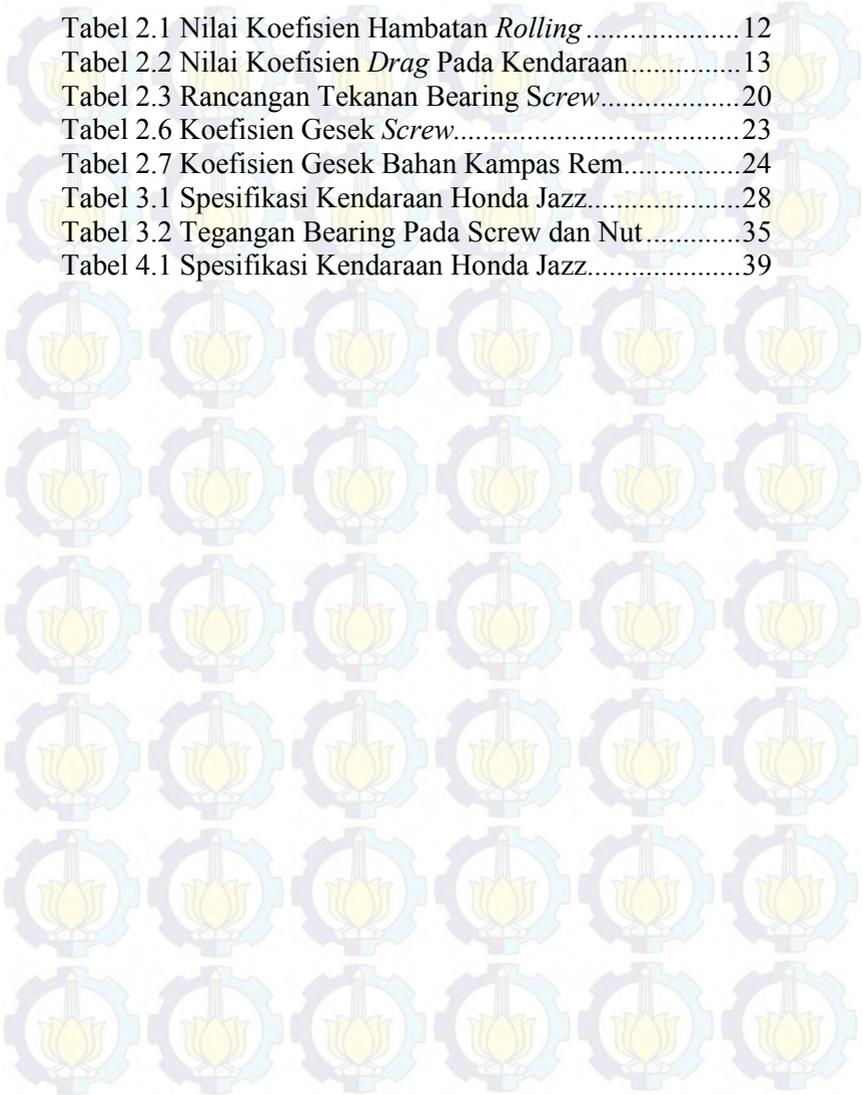
3.1 Diagram Alir Perancangan	27
3.2 Data Kendaraan	28
3.3 Rancangan <i>Electromechanical Brake</i>	29
3.4 Perhitungan Perancangan	31

BAB IV ANALISA DATA DAN PERHITUNGAN.....	39
4.1 Perancangan <i>Electromechanical Brake</i>	39
4.2 Perhitungan <i>Electromechanical Brake</i>	40
4.2.1 Perhitungan Posisi <i>Centre of Gravity</i>	41
4.2.2 Perhitungan Gaya Pengereman Kendaraan....	43
4.2.2.1 Pada Jalan Datar	43
4.2.2.2 Pada Jalan Menurun.....	45
4.2.3 Analisa Perhitungan Gaya Pada Komponen ..	47
4.3 Simulasi kekuatan <i>Electromechanical Brake</i>	60
4.3.1 Simulasi Komponen <i>Electromechanical</i>	61
4.4 <i>Electromechanical Brake</i>	63
 BAB IV KESIMPULAN DAN SARAN	 65
5.1 Kesimpulan.....	65
5.2 Saran	68

DAFTAR PUSTAKA
LAMPIRAN
BIODATA PENULIS

DAFTAR TABEL

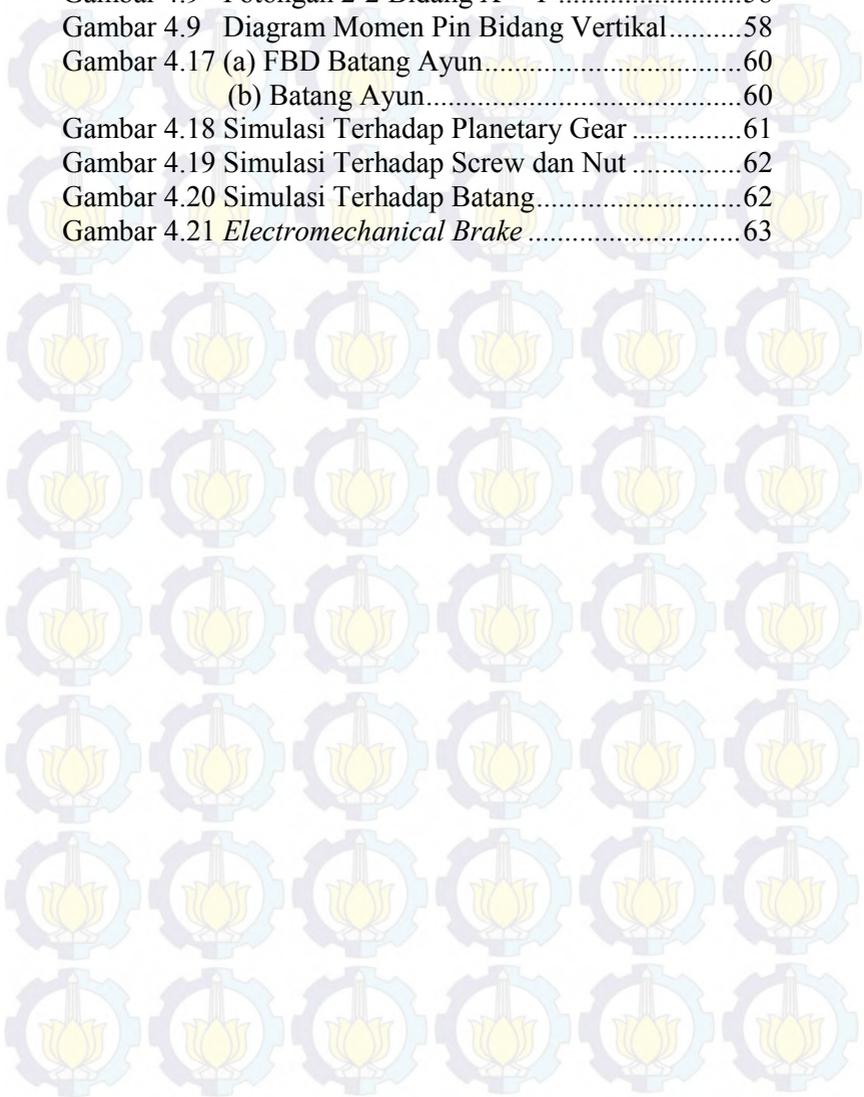
Tabel 2.1 Nilai Koefisien Hambatan <i>Rolling</i>	12
Tabel 2.2 Nilai Koefisien <i>Drag</i> Pada Kendaraan.....	13
Tabel 2.3 Rancangan Tekanan Bearing <i>Screw</i>	20
Tabel 2.6 Koefisien Gesek <i>Screw</i>	23
Tabel 2.7 Koefisien Gesek Bahan Kampas Rem.....	24
Tabel 3.1 Spesifikasi Kendaraan Honda Jazz.....	28
Tabel 3.2 Tegangan Bearing Pada <i>Screw</i> dan Nut.....	35
Tabel 4.1 Spesifikasi Kendaraan Honda Jazz.....	39



DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1	Skema <i>Electromechanical Brake</i>	7
Gambar 2.2	Model Tampak Samping Kendaraan	8
Gambar 2.3	FBD Kendaraan Saat Pengereman Jalan Mendatar	9
Gambar 2.4	FBD Kendaraan Saat Pengereman Jalan Menurun.....	11
Gambar 2.5	Mekanisme Kerja Motor DC Magnet Permanen	14
Gambar 2.6	Planetary Gear	15
Gambar 2.7	Terminologi Geometri Ulir.....	16
Gambar 2.8	Profil Ulir Daya	17
Gambar 2.10	Diagram Benda Bebas	21
	(a) Mengangkat Beban.....	21
	(b) Menurunkan Beban	21
Gambar 2.11	Skema <i>Screw Thread</i>	22
Gambar 3.1	Diagram Alir Tugas Akhir.....	27
Gambar 3.2	Rancangan <i>Electromechanical Brake</i>	30
Gambar 3.3	(a) FBD Batang Ayun.....	36
	(b) Dimensi Batang ayun	36
Gambar 4.1	Bagian Kaki Kendaraan.....	39
Gambar 4.2	FBD Tanpa Muatan	41
Gambar 4.3	FBD Dengan 2 penumpang	42
Gambar 4.4	FBD Pengereman Pada Jalan Datar.....	43
Gambar 4.5	FBD Pengereman Pada Jalan Menurun.....	45
Gambar 4.6	<i>Power Screw</i>	47
Gambar 4.7	Gaya Untuk Menaikkan Beban.....	47
Gambar 4.8	a. Planetary Gear	50
	b. FBD.....	50
Gambar 4.9	FBD Carrier	53
Gambar 4.9	FBD Batang Poros.....	54
Gambar 4.9	FBD Pin Batang.....	55
Gambar 4.9	FBD Pin Tengah.....	56
Gambar 4.9	FBD Pada Bidang X-Y.....	57

Gambar 4.9 Potongan 1-1 Bidang X – Y	57
Gambar 4.9 Potongan 2-2 Bidang X – Y	58
Gambar 4.9 Diagram Momen Pin Bidang Vertikal.....	58
Gambar 4.17 (a) FBD Batang Ayun.....	60
(b) Batang Ayun.....	60
Gambar 4.18 Simulasi Terhadap Planetary Gear	61
Gambar 4.19 Simulasi Terhadap Screw dan Nut	62
Gambar 4.20 Simulasi Terhadap Batang.....	62
Gambar 4.21 <i>Electromechanical Brake</i>	63



BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Saat ini perkembangan teknologi semakin pesat, salah satu diantaranya adalah kendaraan roda empat (mobil). Di Indonesia, kendaraan roda empat sudah menjadi salah satu kebutuhan utama dengan ditandai tingginya tingkat penjualan setiap tahunnya. Melihat tingginya harapan masyarakat pada kendaraan, dalam hal ini keamanan menjadi hal yang sangat penting yang harus dipenuhi oleh kendaraan itu sendiri sehingga hal ini membuat para pencipta kendaraan roda empat semakin berlomba untuk menciptakan kendaraan dengan sistem keamanan dan keselamatan yang lebih baik.

Salah satu sistem keamanan dan keselamatan pada kendaraan adalah sistem pengereman dimana fungsinya menghentikan laju kendaraan^[1]. Sistem pengereman yang masih banyak digunakan dalam kendaraan yaitu sistem pengereman hidrolik dimana menggunakan media fluida cair sebagai media gerakan. Namun sistem pengereman ini memiliki banyak kelemahan yaitu respon lambat, lebih berat secara keseluruhan, kerusakan lingkungan karena kebocoran fluida berbahaya^[2]. Untuk itu *electromechanical brake* dirancang guna mengganti fungsi pengereman hidrolik. Pemilihan *electromechanical brake system* dalam mengganti sistem pengereman hidrolik karena *electromechanical brake system* memiliki keunggulan yaitu respon waktu lebih cepat, mudah dalam sistem kontrol, jumlah komponen yang digunakan lebih sedikit, tidak menggunakan fluida rem berbahaya^[2].

Tugas akhir ini mengenai rancangan *electromechanical brake* untuk kendaraan perkotaan pada jalan datar dan menurun dan diharapkan kemampuan pengeremannya sama dengan kemampuan pengereman hidrolik.

1.2 Rumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang di atas, maka didapatkan rumusan masalah yaitu :

1. Bagaimana merancang *electromechanical brake* untuk kendaraan perkotaan.

1.3 Tujuan

Adapun tujuan dari penulisa tugas akhir ini adalah :

1. Mendapatkan rancangan *electromechanical brake* untuk kendaraan perkotaan.

1.4 Batasan Masalah

Dalam penulisan tugas akhir ini, beberapa batasan masalah digunakan agar pembahasan yang ada lebih terarah. Adapun batasan masalah yang diambil adalah sebagai berikut :

1. Kendaraan yang digunakan adalah *city car*.
2. Kendaraan diasumsikan dengan 2 penumpang.
3. Kendaraan bergerak lurus pada jalan datar dan menurun.
4. Jalan menurun diasumsikan dengan sudut kemiringan 30 derajat.
5. Tinggi pusat berat kendaraan diasumsikan 1/3 tinggi kendaraan.
6. Komponen-komponen dalam perancangan diasumsikan *rigid*.
7. Radius dinamik roda dianggap konstan.
8. Tidak membahas sistem kontrol.

1.5 Manfaat

Manfaat yang bisa didapatkan dari penulisan tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

1. Membantu mengembangkan desain *electromechanical brake system* dengan memanfaatkan gaya pengereman melalui pemodelan.
2. Sebagai media penelitian dan pengembangan ilmu pengetahuan khususnya dalam sistem pengereman itu sendiri.

1.6 Sistematika Penulisan Laporan

Sistematika laporan pada laporan ini dibagi dalam beberapa bab, susunannya adalah sebagai berikut :

1. Bab I Pendahuluan
Bab ini berisi tentang latar belakang dari tugas akhir ini, perumusan masalah, tujuan tugas akhir, batasan masalah dari tugas akhir, manfaat tugas akhir dan sistematika penulisan laporan.
2. Bab II Kajian Pustaka
Kajian pustaka berisi rangkuman berbagai literature yang menunjang dalam perancangan.
3. Bab III Metodologi Penelitian
Bab ini berisi tentang metode yang digunakan dalam melakukan perancangan yang dilakukan untuk tugas akhir.
4. Bab IV Analisa Data dan Perhitungan
Bab ini berisi tentang hasil perhitungan dari data-data yang didapatkan, kemudian dilakukan analisa lebih lanjut.
5. Bab V Kesimpulan dan Saran
Bab penutup ini terdiri dari kesimpulan hasil perhitungan data-data yang telah dilakukan dan saran yang perlu diberikan.



(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB 2

KAJIAN PUSTAKA

Suatu sistem rem dirancang untuk mengurangi kecepatan dan menghentikan kendaraan atau memungkinkan parkir pada tempat dengan kemiringan tertentu. Sehingga tentu sistem ini sangat penting pada kendaraan dan berfungsi sebagai sistem keselamatan dan menjamin untuk pengendalian yang aman. Pada dasarnya besar gaya rem yang dibutuhkan setiap kendaraan adalah berbeda.

Pada awal kendaraan, sistem rem begitu sederhana. Sistem ini hanya berbentuk balok kayu yang melalui tuas ditempelkan ke roda sehingga menimbulkan gesekan untuk memperlambat kendaraan^[5]. Namun seiring dengan meningkatnya teknologi dan kecepatan, sistem rem mengalami evolusi. Pada tahun 1902, atau sekitar 17 tahun setelah mobil bermesin pertama dibuat, kebutuhan akan rem meningkat dengan ditemukannya rem model drum dengan sepatu rem didalamnya yang ditemukan oleh louis reault. Pada tahun 1910 jenis rem ini digunakan di amerika serikat^[4]. Kemudian pada tahun 1918 sistem rem hidrolik ditemukan oleh malcolm loughhead, salah satu pendiri lockheed aircraft corporation. Memasuki era 1950 cryshler menjadi pabrikan pertama yang mengaplikasikan rem cakram dengan sistem hidrolik. Namun memiliki kelemahan yaitu saat pengereman keras hingga mengunci, mobil tidak dapat dikendalikan sama sekali sehingga merenggut banyak nyawa sampai akhirnya ditemukan ABS (*anti-lock braking system*). ABS di keempat roda yang dikendalikan penuh oleh komputer pertama kali diterapkan di Mercedes Benz S-Class pada 1978^[5].

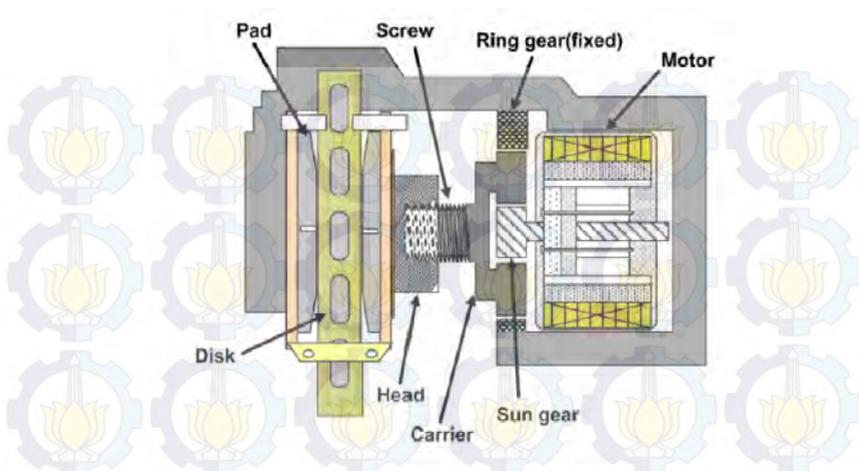
Sistem pengereman ada dua jenis^[1], yaitu sistem pengereman jenis lock dan sistem pengereman jenis anti-lock. Sistem pengereman jenis lock yaitu sistem rem untuk menghentikan kendaraan dilakukan dengan cara membuat roda berhenti berputar (*lock*). Gaya gesek antara ban yang lock dengan

jalan dimanfaatkan untuk mengurangi kecepatan dari kendaraan. Sedangkan Sistem anti lock adalah sistem untuk menghentikan kendaraan dilakukan dengan cara mempertahankan roda tidak lock atau dalam keadaan slip tertentu dimana koefisien adhesi antara jalan dan ban yang paling besar sehingga jarak berhenti kendaraan lebih pendek dan kendaraan masih tetap stabil walau direm pada saat kendaraan berbelok^[1]. Sistem pengereman yang memiliki banyak kelemahan adalah sistem pengereman yang menggunakan hidrolik sebagai aktuator, yaitu banyaknya komponen yang digunakan sehingga lebih berat secara keseluruhan, respon lebih lambat, kerusakan lingkungan karena kebocoran fluida berbahaya^[2].

Sistem pengereman yang dapat mengatasi masalah diatas adalah sistem pengereman yang menggunakan elektromagnetik sebagai aktuator. Sistem pengereman ini biasa dikenal *electromechanical brake*. Sehingga pada tugas akhir ini akan merancang *electromechanical brake* dengan studi kasus kendaraan perkotaan.

2.1 Electromechanical Brake

Gambar 2.1 menunjukkan skema bentuk *electromechanical brake*. Sistem Rem Elektromekanik adalah sistem rem yang menggunakan sinyal dari *Brake Control Unit (BCU)* untuk menggerakkan motor aktuator yang kemudian gerakan rotasi motor diubah ke gerakan translasi pada *head* melalui *planetary gear* tipe reduksi dan *screw-thread gear*. Gerakan translasi pada *head* membangkitkan gaya jepit antara disk dan pad, yang mana menyediakan torsi pengereman. Sistem pengereman ini memiliki kelebihan respon yang lebih cepat, mudah dalam sistem kontrol, jumlah komponen yang lebih sedikit dan tidak menggunakan fluida berbahaya. Komponen-komponen *electromechanical* adalah motor dc magnet permanen, *planetary gear* tipe reduksi, dan *screw-thread gear*^[3].



Gambar 2.1 Skema Electromechanical Brake^[9].

2.2 Dinamika Pengereman

a. Berat statis roda depan dan belakang.

Gambar 2.2 menunjukkan model tampak samping kendaraan dimana. Jumlah momen untuk roda depan dan belakang harus sama dengan 0.

Roda Depan

$$\sum M_r = 0 = W_r (a+b) - W \cdot a$$

$$a = \frac{W_r \cdot (a+b)}{W}$$

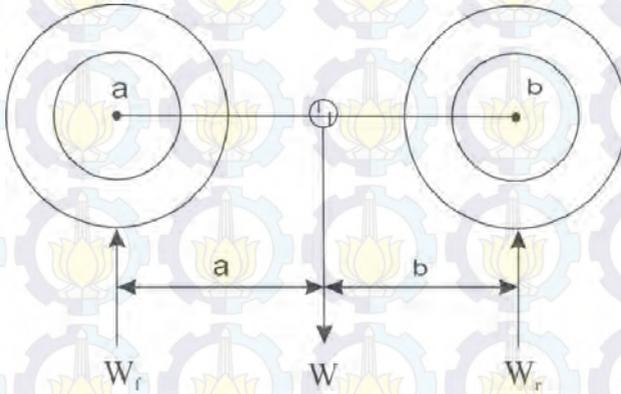
Roda Belakang

$$\sum M_r = 0 = W \cdot b - W_f (a+b)$$

$$b = \frac{W_f \cdot (a+b)}{W}$$

Dimana M_f , M_r adalah momen roda depan dan belakang, W_f dan W_r adalah gaya berat roda depan dan belakang kendaraan,

secara berurutan. W adalah berat total kendaraan, a adalah jarak roda depan terhadap titik berat sedangkan b adalah jarak roda belakang terhadap titik berat.



Gambar 2.2 Model Tampak Samping Kendaraan^[6].

b. Berat dinamis roda depan dan belakang saat pengereman jalan datar.

Gambar 2.3 menunjukkan FBD kendaraan saat pengereman di jalan mendatar. Asumsi kendaraan dibawah kondisi pengereman, maka

$$W_f = \frac{1}{L} (W \cdot L_2 + hr (m \cdot a - R_a)) \quad (2.3)$$

$$W_r = \frac{1}{L} (W \cdot L_1 - hr (m \cdot a - R_a)) \quad (2.4)$$

Penerapan hukum newton menyediakan persamaan berikut

$$\begin{aligned} & : \\ (+) \leftarrow \sum F_x &= m \cdot a_x = F_b + R_a + F_r \\ & m \cdot a_x - R_a = F_b + F_r \end{aligned}$$

Sehingga :

Gaya berat roda depan

$$W_f = \frac{1}{L} (W \cdot L_2 + hr (F_b + F_r))$$

Gaya berat roda belakang

$$W_r = \frac{1}{L} (W \cdot L_1 - hr (F_b + F_r))$$

Dimana $F_b = \mu \cdot W$ dan $F_r = f_r \cdot W$

$$W_f = \frac{1}{L} (W \cdot L_2 + hr (\mu \cdot W + f_r \cdot W))$$

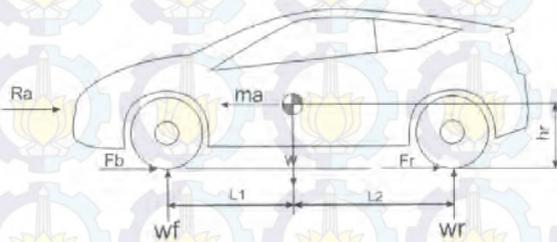
$$W_f = \frac{W}{L} (L_2 + hr (\mu + f_r)) \quad (2.8)$$

Dan,

$$W_r = \frac{1}{L} (W \cdot L_1 - hr (\mu \cdot W + f_r \cdot W))$$

$$W_r = \frac{W}{L} (L_1 - hr (\mu + f_r))$$

Dimana W adalah berat kendaraan, a_x adalah percepatan kendaraan, F_b adalah gaya rem kendaraan, hr adalah jarak titik berat terhadap permukaan jalan dan W_f adalah gaya berat dinamis roda depan dan W_r adalah gaya berat dinamis roda belakang, f_r adalah koefisien hambatan rolling (Tabel 6.2) ^[1]. μ adalah koefisien adhesi ban (Tabel 6.3)^[1].



Gambar 2.3 FBD kendaraan saat pengereman jalan mendatar^[6].

c. Berat dinamis roda depan dan belakang saat pengereman jalan menurun.

Gambar 2.4 menunjukkan FBD kendaraan saat pengereman jalan menurun. Selama pengereman terjadi perpindahan beban dari sumbu belakang (roda belakang) ke sumbu depan (roda depan)^[1]. Dengan memperhatikan keseimbangan momen melalui titik tumpu depan dan belakang, gaya berat roda depan W_f dan roda belakang W_r serta dengan menganggap $\theta_s = 30^\circ$ ^[1]. maka dapat dihitung sebagai berikut :

$$W_f = \frac{1}{L} (W.L_2 + hr \left(\frac{W}{g} . a_x - Ra + W . \sin 30^\circ \right))$$

Dan

$$W_r = \frac{1}{L} (W.L_1 - hr \left(\frac{W}{g} . a_x - Ra + W . \sin 30^\circ \right))$$

Penerapan hukum newton menyediakan persamaan berikut :

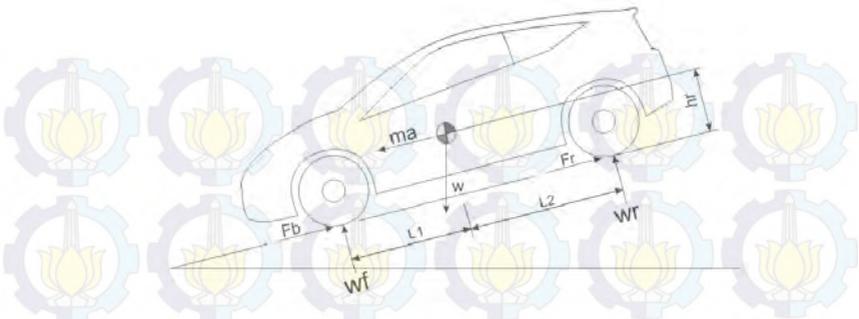
$$(+)\leftarrow \sum F_x = m . a_x = F_b + Ra + F_r$$

$$m . a_x - Ra + W . \sin 30^\circ = F_b + F_r$$

Dimana $F_b = \mu . W$ dan $F_r = f_r . W$

$$(2.13) \quad W_f = \frac{W}{L} (L_2 + hr (\mu + f_r)) + \frac{1}{L} W . \sin 30^\circ . hr$$

$$W_r = \frac{W}{L} (L_1 - hr (\mu + f_r)) + \frac{1}{L} W . \sin 30^\circ . hr$$



Gambar 2.4 FBD kendaraan saat pengereman jalan menurun^[1].

d. Distribusi Gaya Pengereman

Untuk mendapatkan distribusi pengereman mekanik, maka harus mengetahui besar gaya pengereman pada masing-masing roda berdasarkan beban normal pada roda kendaraan tersebut, sehingga kita bisa mendapatkan rasio gaya pengereman pada roda terhadap berat kendaraan.

$$K_{bf} = \frac{W_f}{W} \quad (2.15)$$

$$K_{br} = (1 - K_{bf}) = \frac{W_r}{W}$$

Dimana K_{bf} dan K_{br} adalah proporsi dari gaya rem di depan dan belakang.

$$F_{bf} = K_{bf} \cdot F_b \quad (2.16)$$

$$F_{br} = K_{br} \cdot F_b \quad (2.17)$$

Dimana F_{bf} dan F_{br} adalah gaya pengereman depan dan belakang, F_b adalah gaya pengereman yang besarnya $\cdot W$.

e. Gaya Hambatan Rolling

Hambatan rolling yang terjadi pada ban adalah utamanya disebabkan oleh sifat histerisis ban karena adanya defleksi ban^[1]. Ada dua momen yang bekerja pada roda penggerak, salah satunya

momen tahanan rolling (M_{rr}) yang dapat diterjemahkan dalam gaya hambatan rolling (F_r):

$$M_{rr} = F_r \cdot r \quad (2.18)$$

$$F_r = f_r \cdot W \quad (2.19)$$

Dimana F_r adalah gaya hambatan rolling dan f_r adalah Koefisien hambatan rolling .

Koefisien hambatan rolling (f_r) memiliki nilai yang berbeda-beda tergantung lintasan yang dilalui kendaraan. Besarnya nilai hambatan rolling untuk berbagai jenis kendaraan ditunjukkan pada tabel 2.1.

Tabel 2.1 Nilai Koefisien Hambatan *Rolling* ^[1].

Jenis Kendaraan	Permukaan Jalan		
	Beton	Keras/Aspal	Pasir
Kendaraan penumpang	0.015	0.08	0.3
Truk	0.012	0.06	0.25
Traktor	0.02	0.04	0.2

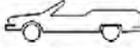
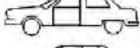
f. Gaya Aerodinamis

Gaya hambat adalah gaya yang bekerja dalam arah horisontal (paralel terhadap aliran) dan berlawanan arah dengan arah gerak maju kendaraan^[1], persamaannya adalah :

$$F_D = \frac{1}{2} \cdot C_d \cdot \rho \cdot V_a^2 \cdot A_f \quad (2.20)$$

Dimana F_D adalah drag force, C_d adalah koefisien drag, ρ adalah massa jenis udara, V_a adalah kecepatan relatif angin terhadap kendaraan sedangkan A_f adalah luas frontal kendaraan. Tabel 2.2 menunjukkan besar koefisien drag pada kendaraan.

Tabel 2.2 Nilai Koefisien *Drag* Pada Kendaraan^[3].

Vehicle type	Coefficient of aerodynamic resistance
 Open convertible	0.5...0.7
 Van body	0.5...0.7
 Ponton body	0.4...0.55
 Wedged-shaped body, headlamps and bumpers are integrated into the body, covered underbody, optimized cooling air flow	0.3...0.4
 Headlamp and all wheels in body, covered underbody	0.2...0.25
 K-shaped (small breakaway section)	0.23
 Optimum streamlined design	0.15...0.20
Trucks, road trains	0.8...1.5
Buses	0.6...0.7
Streamlined buses	0.3...0.4
Motorcycles	0.6...0.7

g. Gaya Hambatan Gradien

Gaya hambat ini terjadi pada saat kendaraan melalui lintasan yang menanjak atau menurun, nilainya berhubungan dengan sudut kemiringan lintasan tersebut^[6], dapat dilihat pada persamaan berikut ini :

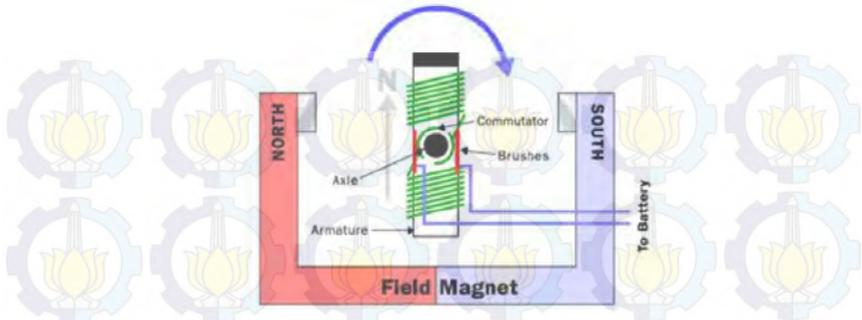
$$F_g = m \cdot g \cdot \sin\theta \quad (2.21)$$

Dimana θ adalah sudut kemiringan jalan dan m adalah massa kendaraan dan g adalah gravitasi. Pada penelitian ini diasumsikan kendaraan melaju pada lintasan θ bernilai 30° .

2.3 Komponen *Elektromechanical Brake*

2.3.1 Motor

Motor yang digunakan dalam *electromechanical brake system* ini adalah motor dc magnet permanen karena efisiensinya tinggi dan konstruksinya lebih sederhana dibanding dc motor ^[8].



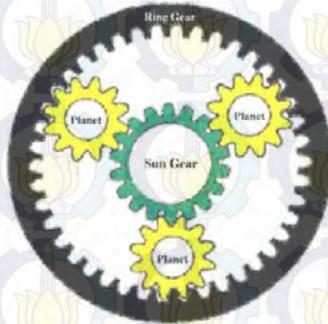
Gambar 2.5 Mekanisme Kerja Motor DC Magnet Permanen^[7].

Gambar 2.5 memperlihatkan mekanisme kerja motor dc magnet permanen. Motor jenis ini memiliki dua buah magnet permanen sehingga timbul medan magnet diantara kedua magnet tersebut^[7]. Di dalam medan magnet inilah jangka/rotor berputar. Jangka yang terletak di tengah motor memiliki jumlah kutub yang ganjil dan pada setiap kutubnya terdapat lilitan. Lilitan ini terhubung ke area kontak yang disebut komutator. Sikat (*brushes*) yang terhubung ke kutub positif dan negatif motor memberikan daya ke ke lilitan sehingga kutub yang satu akan ditolak oleh magnet permanen yang berada di dekatnya, sedangkan lilitan lain akan ditarik ke magnet permanen yang lain sehingga menyebabkan jangka berputar. Ketika jangka berputar, komutator mengubah lilitan yang mendapat pengaruh polaritas medan magnet sehingga jangkar akan terus berputar selama kutub positif dan negatif diberi daya^[7].

2.3.2 Roda gigi Planet

Roda gigi yang digunakan dalam *electromechanical brake system* adalah roda gigi planet. Dipilihnya roda gigi planet karena roda gigi planet kuat, gigi-gigi bertautan secara konstan dan perbandingan roda gigi dapat diubah tanpa mengganggu dalam

perpindahan torsi [6].Roda gigi planet adalah kombinasi roda gigi yang menyerupai pergerakan planet dan matahari.



Gambar 2.6 Planetary Gear^[11].

Gambar 2.6 menjelaskan komponen yang berada dalam *planetary gear set*. Warna hitam disebut *ring gear*, warna kuning disebut *planetary gear* sedangkan warna hijau disebut *sun gear*. Perpindahan tenaga melalui sebuah *planetary gear set* hanya mungkin ketika satu komponen ditahan, atau jika dua komponen ditahan bersama^[11].

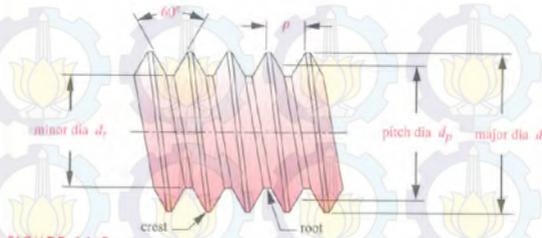
2.3.3 Ulir Sekrup (*Screw Thread*)

Ulir skrup (*screw thread*) adalah struktur spiral yang digunakan untuk merubah antara gerakan lurus dan gerak rotasi atau gaya^[10]. Dimana di dalam *electromechanical brake* gerakan rotasi pada ulir yang dihubungkan dengan alat pembawa (*carrier*) ke gerakan lurus pada *head*^[9]. Gambar 2.7 menjelaskan terminologi geometri pada ulir.

Parameter-parameter utama ulir^[12], antara lain :

- a. *pitch*, p adalah jarak antara ulir yang diukur paralel terhadap sumbu ulir.
- b. diameter, d adalah major diameter, minor diameter, dan *pitch diameter*.

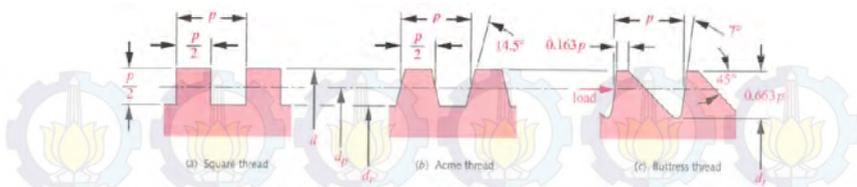
- c. lead, L adalah jarak yang ditempuh baut dalam arah paralel sumbu, jika baut diputar satu putaran, Untuk ulir *single thread*, *lead* akan sama dengan *pitch*. Ulir juga dapat dibuat *multiple thread*. Untuk tipe *double thread*, maka *lead* akan sama dengan 2 kali *pitch*; *triple thread* akan memiliki *lead* sama dengan 3 kali *pitch* dan seterusnya.
- d. *Thread per inch*, n adalah jumlah ulir per inch, sering digunakan pada standar UNS



Gambar 2.7 Terminologi Geometri Ulir [10].

Ulir Daya berfungsi untuk mengubah gerakan angular menjadi gerakan linear dan biasanya juga mentransmisikan daya^[12]. Mengingat fungsi ulir daya, maka profil yang paling tepat dan banyak digunakan adalah profil *square*, *acme*, dan *buttres*^[12] yang ditunjukkan pada gambar 2.8.

- Profil *square* (efisiensi paling tinggi dan mampu mengeliminasi gaya dalam arah radial tetapi paling sulit dalam proses pembuatannya).
- Profil *buttres* (kekuatan paling tinggi pada akar ulir).
- Profil *acme thread* (efisiensi paling rendah, mudah pembuatannya, dan kekuatan lebih tinggi dan biasanya banyak digunakan untuk ulir daya).



Gambar 2.8 Profil Ulir Daya^[10].

2.3.4 Sistem Sambungan Mekanik

Sistem sambungan mekanik terdiri dari :

- Nut yang digunakan untuk meneruskan tenaga yang bergerak rotasi dari motor ke gerakan linear.
- Baut yang digunakan untuk mengencangkan atau menyambung dua elemen atau lebih.
- Piringan rem yang digunakan untuk memperlambat atau menghentikan rotasi roda
- Kampas rem yang digunakan untuk menekan dan bergesekan dengan piringan rem.

2.4 Analisa Perancangan (*Electromechanical Brake*)

Dalam pemodelan dari sistem pengereman jenis rem elektromekanis (*Electromechanical Brake*)^[9]. Dimana pemodelan ini melibatkan beberapa persamaan yang tentunya terkait komponen pengereman tersebut. Komponen-komponen tersebut seperti motor dc magnet permanen, roda gigi planet, roda gigi ulir, *head*, pad rem, dan piringan rem. Namun sebelum itu perlu diketahui gaya clamp yang bekerja untuk menghentikan laju kendaraan :

a. Gaya Clamp

Brake Pad diletakkan di kedua sisi disk, dan gaya yang bekerja melalui *head* membangkitkan gaya jepit dengan menekan *brake pad* dikiri maupun dikanan pada disk^[9]. Gaya yang bekerja

pada kiri dan kanan *brake pad* adalah sama dan gaya jepit adalah penjumlahan gaya yang bekerja pada *brake pad* ^[9].

Untuk menghentikan laju kendaraan dibutuhkan gaya jepit yang sesuai dengan gaya pengereman yang dibutuhkan, untuk itu besarnya gaya jepit yang bekerja pada *brake pad* adalah gaya pengereman tiap roda. Maka dapat diekspresikan sebagai :

$$F_{clr} = \frac{T_{br}}{r_{db}} \quad (2.22)$$

$$F_{clf} = \frac{T_{bfr}}{r_{db}} \quad (2.23)$$

Dimana, F_{clf} adalah gaya jepit di roda depan, F_{clr} adalah gaya jepit di roda belakang, T_{bfr} adalah torsi pengereman di roda depan, T_{br} adalah torsi pengereman di roda belakang, sedangkan r_{db} adalah radius piringan rem.

b. Motor

Komponen ini berfungsi sebagai aktuator yang prinsip kerjanya berdasarkan sinyal yang diterima dari *Brake Control Unit (BCU)* ^[9]. Motor ini dimodelkan dengan persamaan standar untuk sebuah Motor DC ^[9].

$$i_a = \frac{1}{L_a} (V_a - R_a i_a - K_{EMF} \omega_n) \quad (2.24)$$

Dimana i_a adalah arus armatur, V_a adalah tegangan armatur, R_a adalah hambatan armatur, K_{EMF} adalah *back-emf voltage*, ω_n adalah kecepatan rotasi motor dan L_a adalah induktan armatur.

Asumsi bahwa arus konstan ^[9], maka torsi motor T_m bisa dipresentasikan sebagai :

$$T_m = K_{motor} i_a \quad (2.25)$$

Dimana K_{motor} adalah torsi konstan motor.

c. Roda Gigi Planet

Karena motor pada *electromechanical brake* memiliki batasan, seperti ruang penempatan, teknologi motor saat ini belum cukup untuk menyediakan kebutuhan torsi pengereman, oleh karena itu roda gigi planet dibutuhkan^[9]. Daya motor dipindahkan melalui roda gigi matahari (*sun gear*) ke alat pembawa (*carrier*) sedangkan *ring gear* tetap^[9]. Kecepatan dan torsi perbandingan roda gigi planet dipresentasikan sebagai :

$$\frac{Z_{sun}}{Z_{sun}+Z_{ring}}\omega_{sun} = \frac{1}{GR} \omega_{sun} = \omega_{carrier} \quad (2.26)$$

$$\frac{Z_{sun}+ring}{Z_{sun}} T_{sun} = GR T_{sun} = T_{carrier} \quad (2.27)$$

Dimana Z_{sun} adalah jumlah gigi sun, Z_{ring} adalah jumlah gigi ring, ω_{sun} adalah kecepatan *sun gear* ; yang mana sama dengan kecepatan motor, $\omega_{carrier}$ adalah kecepatan *carrier*, T_{sun} adalah torsi *sun gear*, GR adalah perbandingan gigi dan $T_{carrier}$ adalah torsi *carrier*^[9].

d. Ulir Sekrup

Gaya yang bekerja pada ulir ditunjukkan pada gambar 2.11. Parameter inklinasi bidang ulir (α) juga disebut lead angle dapat dihitung dengan persamaan :

$$\tan \alpha = \frac{L}{\pi \cdot 2 r_{screw}} = \frac{n \cdot p}{\pi \cdot 2 r_{screw}} \quad (2.29)$$

Dimana n adalah jumlah ulir yang berhubungan, p adalah *pitch*, r_{screw} adalah radius screw.

Analisa Kekuatan material

Tekanan bantalan

Tegangan yang terjadi antara permukaan ulir dengan permukaan *head*.

$$\sigma_B = \frac{W}{\pi d_p h n} \quad (2.30)$$

Dimana σ_B = tekanan bearing, d_p adalah diameter rata-rata ulir atau diameter *pitch*, W adalah beban, h adalah tinggi ulir, n adalah jumlah ulir yang berhubungan. Tabel 2.3 adalah daftar rancangan tekanan bearing untuk mewakili beberapa penggunaan, material dan kecepatan.

Tabel 2.3 Rancangan Tekanan Bearing *Screw*^[10].

Type of service	Material		Design Bearing Pressure, psi	Rubbing speed at the Mean Diameter of the thread
	Screw	Nut		
Hand press	steel	Bronze	2500 - 3500	Low speed, well lubricated
Jackscrew	steel	Cast iron	1800 - 2500	Low speed, not over 8 fpm
Jackscrew	steel	Bronze	1600 - 2500	Low speed, not over 10 fpm
Hoisting screw	steel	Cast iron	600 - 1000	Medium speed, 20 - 40 fpm
Hoisting screw	steel	Bronze	800 - 1400	Medium speed, 20 - 40 fpm
Lead screw	steel	Bronze	150 - 240	High speed, 50 fpm and over

Kombinasi tegangan

Dengan menggunakan persamaan teori kegagalan geser maksimum

$$\tau_{\max} = \sqrt{(\sigma/2)^2 + (\tau)^2}$$

Compressive stress

$$\sigma = \frac{W}{A} \quad (2.31)$$

Dimana $A = \pi/4 ((dr+dp)/2),in^2$, dr adalah diameter minor dan dp adalah diameter pitch, in^2 .

Shear stress yang disebabkan oleh torsi, T adalah

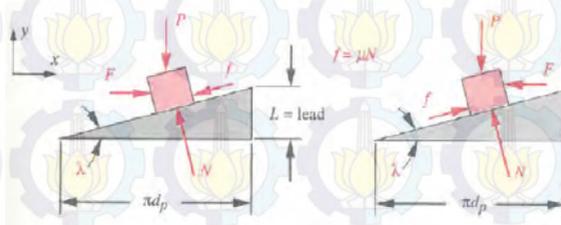
$$\tau = \frac{T(\frac{dr}{2})}{J} = \frac{T(\frac{dr}{2})}{\pi(\frac{dr^4}{32})} = \frac{16 T}{\pi dr^3} \quad (2.32)$$

Dengan mensubstitusikan persamaan (2.31) dan persamaan (2.32) maka

$$\tau_{\max} = \sqrt{(W/2A)^2 + \left(\frac{16 T}{\pi dr^3}\right)^2} \quad (2.33)$$

e. Nut

Satu putaran ulir sama dengan gerakan linear pada head sepanjang kemiringan sudut kecenderungan α ^[9]. Jika satu lilitan ulir dibuka dan dibuat menjadi lurus, maka hasilnya akan berbentuk seperti gambar 2.9 (a). Kotak menunjukkan potongan ulir dan gaya-gaya yang bekerja pada saat menaikkan beban. Sedangkan gambar (b) menunjukkan diagram benda bebas pada saat menurunkan beban.



Gambar 2.9 Diagram Benda Bebas : (a) Menaikkan Beban, (b) Menurunkan Beban^[12].

Dengan menggunakan prinsip kesetimbangan gaya-gaya dalam arah x dan y maka didapatkan.

$$\sum F_x = 0 = F - f \cos \lambda - N \sin \lambda = F - \mu N \cos \lambda - N \sin \lambda$$

$$F = N(\mu \cos \lambda + \sin \lambda)$$

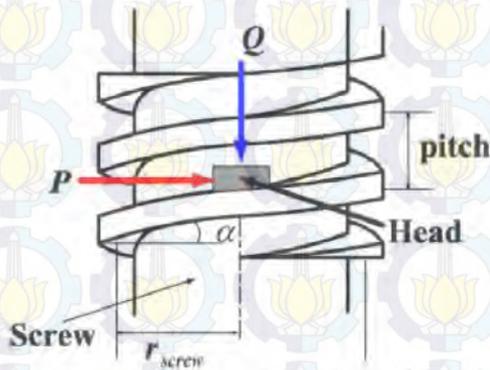
$$\sum F_y = 0 = N \cos \lambda - f \sin \lambda - P = N \cos \lambda - \mu N \sin \lambda - P$$

$$N = \frac{P}{(\cos \lambda - \mu \sin \lambda)}$$

Dengan menggabungkan kedua persamaan diatas, maka besarnya gaya F yang diperlukan untuk mengangkat beban adalah

$$F = P \frac{(\mu \cos \lambda + \sin \lambda)}{(\cos \lambda - \mu \sin \lambda)}$$

Dimana P adalah beban, F adalah gaya yang diperlukan untuk mengangkat beban, μ adalah koefisien gesekan antara screw dan nut, λ adalah sudut helix.



Gambar 2.10 Skema *Screw Thread*^[9]

Tabel 2.4 Koefisien Gesek Screw^[10]

Screw Material	Steel	Brass	Bronze	Cast Iron
Steel (dry)	0.15 - 0.25	0.15 - 0.23	0.15 - 0.19	0.15 - 0.25
Steel (lubricated)	0.11 - 0.17	0.10 - 0.16	0.10 - 0.15	0.11 - 0.17
Bronze	0.08 - 0.12	0.04 - 0.06	-	0.06 - 0.09

f. Piringan Rem (*Disc Brake*)

Gaya yang diberikan oleh sepatu rem pada piringan rem menyebabkan torsi gesek yang terjadi pada piringan rem. Dimensi piringan rem yang dirancang adalah radius piringan rem harus lebih kecil dari radius dinamis roda. Persamaan ini didapatkan dari persamaan gaya pengereman, untuk itu perlu diketahui kebutuhan gaya pengeremannya, maka persamaannya adalah sebagai berikut :

$$F_b = F_{br} + F_{bf}$$

$$T_b = F_b \cdot r_d$$

$$T_{br} = F_{br} \cdot r_d$$

$$T_{bf} = F_{bf} \cdot r_d$$

$$T_{bf} = F_{bcf}$$

Dimana r_{db} adalah radius piringan rem dan r_d adalah radius dinamis roda.

g. Kampas Rem

Gaya *clamp* yang menekan kampas rem

$$F_{cl} = \frac{Tb}{rd} \quad (2.36)$$

Gaya gesek pengereman dapat dirumuskan sebagai

$$F_{bcf} = F_{clf} \cdot \mu \quad (2.37)$$

Dimana F_{bc} adalah gaya gesek antara kampas rem dan piringan rem dan μ adalah koefisien gesek kampas rem^[15].

Nilai koefisien gesek dari kampas rem berbeda-beda sesuai dengan bahan dari kampas rem tersebut, nilai koefisien gesek kampas rem dapat dilihat pada tabel 2.5.

Tabel 2.5 Koefisien Gesek Bahan Kampas Rem^[11].

No.	Bahan Gesek	Koefisien Gesek
1	Besi Cor	0.08 - 0.12
2	Perunggu	0.1 - 0.2
3	Kayu	0.1 - 0.35
4	Tenunan	0.35 - 0.60
5	Cetakan/pasta	0.30 - 0.60
6	Paduan Sinter	0.20 - 0.50

2.5 Analisa Kegagalan

Selain melakukan analisa gaya-gaya yang bekerja pada kendaraan, diperlukan juga analisa kegagalan untuk mengetahui apakah material kuat menerima beban atau mengalami kegagalan. Suatu elemen mesin dinyatakan mengalami kegagalan karena menerima pembebanan apabila elemen tersebut tidak berfungsi dengan baik sesuai yang direncanakan. Beberapa kriteria telah dikemukakan untuk menyatakan kegagalan elemen mesin. Ada dua kriteria kegagalan akibat beban statik yaitu deformasi plastis dan patah (*fracture*). Deformasi plastis terjadi apabila material elemen mesin udah mengalami batas tegangan/regangan luluh (*yield*) dari material tersebut. Sementara

itu patah terjadi apabila material menerima beban melebihi batas harga tegangan ijin maksimum material tersebut. Secara fisik material yang mengalami patah terbagi menjadi dua atau lebih.^[8]

Pada tugas akhir ini digunakan *Maximum Normal Stress Theory (MNST)* yang menyatakan bahwa kegagalan elemen mesin disebabkan oleh tegangan normal Dan *Maximum Shear Stress Theory (MSST)* menyatakan bahwa kegagalan sebuah elemen mesin disebabkan oleh beban geser. Besarnya tegangan normal yang diijinkan dapat dirumuskan sebagai berikut.

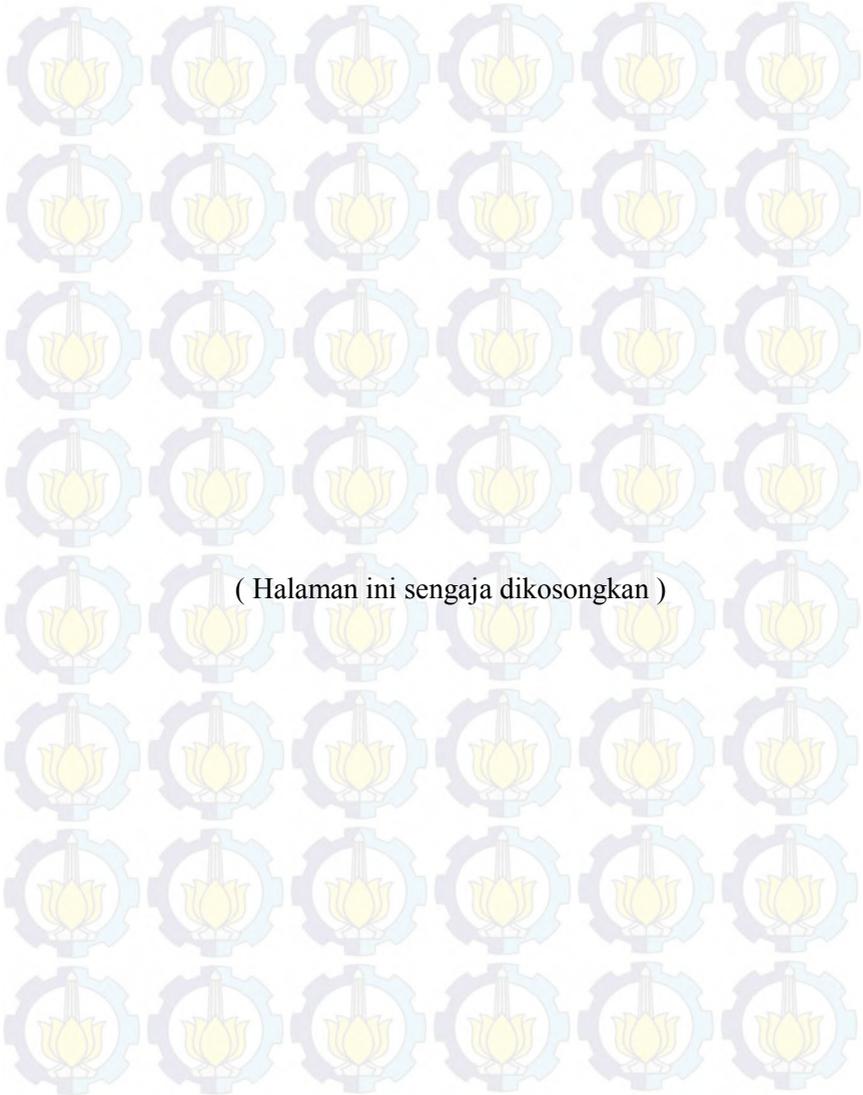
$$\sigma_{max} \leq \frac{S_{yp}}{N} \quad (2.37)$$

Dimana σ_{max} adalah tegangan normal maksimum, S_{yp} adalah *yield strength* material pada tegangan normal, dan N adalah angka keamanan.

Besarnya tegangan geser yang diijinkan dapat dirumuskan sebagai berikut.

$$\tau_{max} \leq \frac{0.5 S_{yp}}{N}$$

Dimana σ_{max} adalah tegangan normal maksimum, S_{yp} adalah *yield strength* material pada tegangan geser, dan N adalah angka keamanan.



(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB IV ANALISA DATA DAN PERHITUNGAN

4.1 Perancangan *Electromechanical Brake*



Gambar 4.1 Bagian Kaki Kendaraan

Keterangan Gambar :

- (1) Roda Mobil
- (2) Electromechanical Brake
- (3) Lower Arm
- (4) Pegas
- (5) Upper Arm
- (6) Tie Rod

Gambar 4.1 menunjukkan bagian kaki kendaraan dengan *electromechanical brake* yang dipakai pada kendaraan perkotaan. Pada penelitian ini dilakukan perancangan *electromechanical brake* untuk kendaraan perkotaan. Langkah awal yang dilakukan mengumpulkan data kendaraan, menganalisa parameter kendaraan melalui FBD untuk mendapatkan besar gaya yang diterima roda depan dan belakang, mencari porsi pengereman dan mencari kebutuhan gaya pengereman. Kemudian dilakukan perhitungan gaya pengereman. Selanjutnya mencari gaya *clamp* berdasarkan

gaya pengereman yang telah didapatkan. Setelah itu merancang *electromechanical brake* berdasarkan *clamping force*. Jika dimensi rancangan tidak melebihi dimensi ruang yang disediakan maka dilanjutkan dengan melakukan simulasi kekuatan material menggunakan *solidworks* untuk mengetahui apakah komponen-komponen di dalam *electromechanical brake* mampu menahan gaya yang sudah didapatkan.

4.2 Perhitungan Electromechanical Brake

Tabel 4.1 Spesifikasi Kendaraan Honda Jazz^[13].

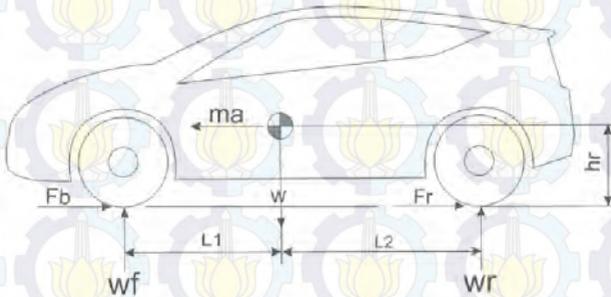
Dimensi kendaraan	Simbol	Besaran	Satuan
Jarak sumbu roda	L	2.49	M
Ketinggian pusat berat terhadap permukaan jalan	h_r		M
Massa dan berat kendaraan			
Massa kendaraan	m	1080	Kg
Berat kendaraan	W	10594	N
Massa konsentrasi depan	m_f	669,6	Kg
Berat konsentrasi depan	W_f	6568,77	N
Massa konsentrasi belakang	m_r	410,4	Kg
Berat konsentrasi belakang	W_r	4026,02	N
Aerodynamic			
Koefisien drag	C_D	0,4	-
Massa jenis udara	ρ	1,23	Kg/m ³

Luas Frontal Kendaraan	A	2,58	m ²
Ban (P 175/65 R15)			
Radius dynamic	r _{dyn}	278	mm

4.2.1 Perhitungan Posisi *Centre of Gravity*

a. Posisi Centre of Gravity Kendaraan Kosong

Gambar 4.1 menunjukkan letak centre of gravity dari kendaraan perkotaan. Pengukuran jarak roda dapan (a) dan roda belakang (b) dari pusat berat kendaraan dapat dihitung dari berat statis.



Gambar 4.2 FBD Tanpa Muatan

$$W = 10594 \text{ N}; W_f = 6568,77 \text{ N}; W_r = 4026,02 \text{ N}$$

$$\text{Jarak sumbu roda } L = L_1 + L_2 = 2,49 \text{ m};$$

$$W \cdot L_1 = W_r \cdot (L_1 + L_2) \quad (4.1)$$

$$L_1 = \frac{W_r \cdot (L_1 + L_2)}{W}$$

$$L_1 = \frac{402602 \text{ N} \cdot 2.49}{10594 \text{ N}}$$

$$L_1 = 0.95 \text{ m}$$

$$L_2 = L - L_1 \quad (4.2)$$

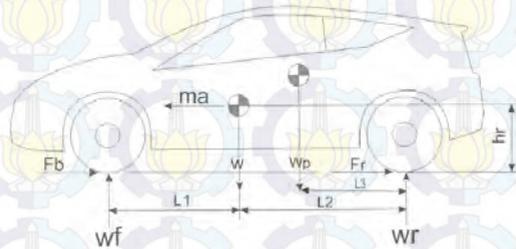
$$L_2 = 2,49 \text{ m} - 0,95 \text{ m} = 1,54 \text{ m}$$

b. Posisi Centre of Gravity Mobil Dengan Dua Penumpang dan berat roda depan dan belakang

Berat dua penumpang (asumsi massa = 120 kg) = 1177,2 N

Berat Total (W) = 11771,2 N

Jarak CG terhadap sumbu roda belakang (c) = 0,95 m



Gambar 4.3 FBD Dengan 2 Penumpang

$$\bullet W'_f(L_1+L_2)=W.L_2+W_pL_3 \quad (4.3)$$

$$W'_f = \frac{W.L_2+W_p.L_3}{L_1+L_2}$$

$$W'_f = \frac{10594 \text{ N} \cdot 1.54 \text{ m} + 1177.2 \text{ N} \cdot 0.95 \text{ m}}{2.49}$$

$$W'_f = 7001,24 \text{ N}$$

$$W'_r = W - W'_f = 11771,2 \text{ N} - 7001,24 \text{ N} = 4769,96 \text{ N}$$

$$\bullet W \cdot L_1 = W_r(L_1 + b) \quad (4.4)$$

$$L_1 = \frac{W_r \cdot (L_1 + L_2)}{W}$$

$$L_1 = \frac{476996 \text{ N} \cdot 2,49}{117712 \text{ N}}$$

$$L_1 = 1,01 \text{ m}$$

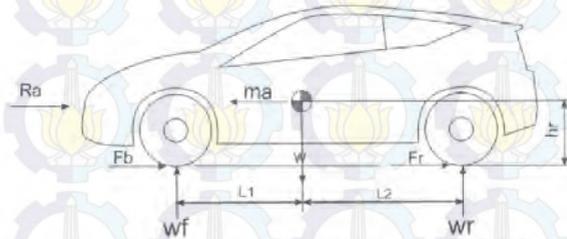
$$L_2 = L - L_1$$

$$L_2 = 2,49 \text{ m} - 1,01 \text{ m}$$

$$L_2 = 1,48 \text{ m}$$

4.2.2 Perhitungan Gaya Pengereman Kendaraan

4.2.2.1 Pada Jalan Datar



Gambar 4.4 FBD Pengereman Pada Jalan Datar.

Berdasarkan persamaan 2.8 gaya berat dinamis roda depan pada saat jalan mendatar

$$W_f = \frac{W}{L} (L_2 + hr (\mu + f_r))$$

$$W_f = \frac{117712 \text{ N}}{2,49 \text{ m}} (1,48 + 0,95 (0,08 + 0,08))$$

$$W_f = 10948,63 \text{ N}$$

Distribusi gaya rem depan dan belakang

$$K_{bf} = \frac{W_f}{W} = \frac{10948,3 \text{ N}}{11771,2 \text{ N}} = 0,93$$

$$K_{br} = (1 - K_{bf}) = 1 - 0,92 = 0,07$$

$$\text{Perlambatan : } F_{b_{\max}} = m \cdot a$$

$$a = \frac{W \cdot \mu}{m} = \frac{11771,2 \text{ N} \cdot 0,08}{11999 \text{ kg}} = 7,85 \text{ m/s}^2$$

Gaya pengereman roda depan

$$F_{bf} = K_{bf} \cdot F_b$$

$$F_{bf} = 0,93 \cdot \mu \cdot W = 0,93 \cdot W \left(\frac{a}{g} - f_r \right)$$

$$= 0,93 \cdot 11771,2 \text{ N} \left(\frac{7,85 \text{ m/s}^2}{9,81 \text{ m/s}^2} - 0,08 \right) = 7884,22 \text{ N}$$

$$= 7884,22 \text{ N} \cdot \frac{0,2248 \text{ lbf}}{1 \text{ N}} = 1772,37 \text{ lbf}$$

Gaya pengereman roda belakang

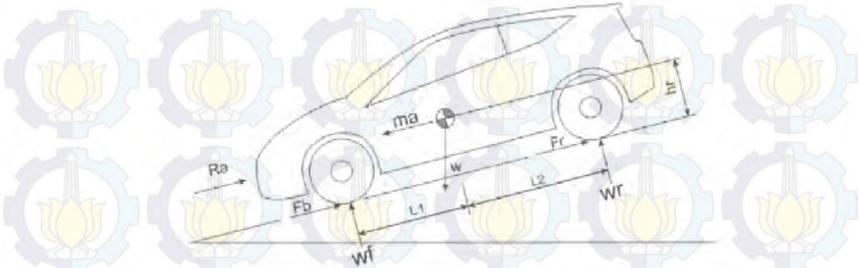
$$F_{br} = K_{br} \cdot F_b$$

$$= 0,08 \cdot W \left(\frac{a}{g} - f_r \right)$$

$$= 0,08 \cdot 11771,2 \left(\frac{7,85}{9,81} - 0,08 \right) = 593,44 \text{ N}$$

$$= 593,44 \text{ N} \cdot \frac{0,2248 \text{ lbf}}{1 \text{ N}} = 133,40 \text{ lbf}$$

4.2.2.2 Pada Jalan Menurun



Gambar 4.5 FBD Pengereman Pada Jalan Menurun.

Berat dinamis roda depan

$$W_f = \frac{W}{L} (L_2 + hr (\mu + fr - \sin 30^\circ)) + \frac{1}{L} W \cdot \sin 30^\circ \cdot hr$$

$$W_f = \frac{W}{L} (L_2 + hr (\mu + fr - \sin 30^\circ)) + \frac{1}{L} W \cdot \sin 30^\circ \cdot hr$$

$$W_f = 8992,02 \text{ N} + \frac{1}{249 \text{ m}} 11771,2 \text{ N} \cdot \sin 30^\circ \cdot 0,95$$

$$W_f = 11237,53 \text{ N}$$

Distribusi gaya rem depan dan belakang

$$K_{bf} = \frac{W_f}{W} = \frac{11237,53 \text{ N}}{11771,2 \text{ N}} = 0,95$$

$$K_{br} = (1 - K_{bf}) = 1 - 0,95 = 0,05$$

$$\text{Perlambatan : } F_{b_{\max}} = m \cdot a$$

$$a = \frac{W \cdot \mu}{m} = \frac{11771,2 \text{ N} \cdot 0,08}{11999 \text{ kg}} = 7,85 \text{ m/s}^2$$

Gaya pengereman roda depan

$$F_{bf} = K_{bf} \cdot F_b$$

$$F_{bf} = 0,95 \cdot W \left(\frac{a}{g} - fr \right)$$

$$F_{bf} = 0,95 \cdot 11771,2 \text{ N} \left(\frac{785 \text{ m/s}^2}{981 \text{ m/s}^2} - 0,08 \right)$$

$$= 8053,78 \text{ N}$$

$$= 8053,78 \text{ N} \cdot \frac{02248 \text{ lbf}}{1 \text{ N}} = 1810,49 \text{ lbf}$$

b. Gaya pengereman roda belakang

$$F_{br} = K_{br} \cdot F_b$$

$$F_{br} = 0,05 \cdot W \left(\frac{a}{g} - fr \right)$$

$$F_{br} = 0,05 \cdot 11771,2 \text{ N} \left(\frac{785 \text{ m/s}^2}{981 \text{ m/s}^2} - 0,08 \right)$$

$$= 423,88 \text{ N}$$

$$= 423,88 \text{ N} \cdot \frac{02248 \text{ lbf}}{1 \text{ N}} = 95,29 \text{ lbf}$$

Clamping Force

$$F_{bc} \cdot R_{db} = F_{bf} \cdot R_d$$

$$F_{bc} = \frac{F_{bf} \cdot R_d}{R_{db}} = \frac{805378 \text{ N} \cdot 0278 \text{ m}}{01445 \text{ m}} = 15494,47 \text{ N}$$

$$F_{bc} = F_{cl} \cdot \mu$$

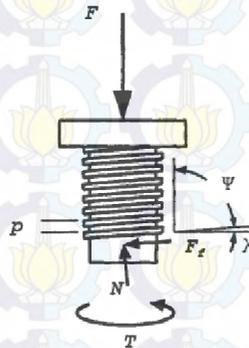
$$F_{cl} = \frac{F_{bc}}{\mu} = 25824,16 \text{ N/2}$$

$$= 12912,06 \text{ N} \cdot \frac{02248 \text{ lbf}}{1 \text{ N}} = 2902,63 \text{ lbf}$$

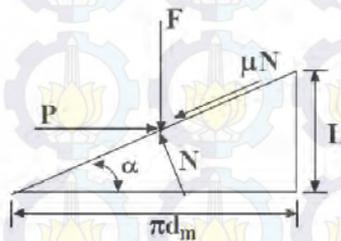
4.2.3 Analisa Perhitungan Gaya Pada Komponen

a. Power Screw

Power screw yang merubah gerakan angular menjadi gerakan linear membutuhkan gaya pengereman maksimum yang terjadi pada roda depan 1772,37 lbf dan 133,40 lbf pada roda belakang untuk menghentikan kendaraan pada jalan datar dan gaya pengereman maksimum yang terjadi pada roda depan 1810,49 lbf dan 95,29 lbf pada roda belakang untuk menghentikan kendaraan pada jalan menurun. Analisa dilakukan pada gaya pengereman yang paling maksimum sebesar 1810,49 lbf dengan didapatkan gaya clamp sebesar 2902,63 lbf.



Gambar 4.6 Power Screw



Gambar 4.7 Gaya Untuk Menaikkan Beban

Besarnya sudut inklinasi adalah :

$$\tan \alpha = \frac{L}{\pi \cdot dp} = \frac{n \cdot p}{\pi \cdot dp} = \frac{10 \cdot 0,1}{\pi \cdot (0,45 \text{ in})} = 0,707$$

$$\alpha = 35,26$$

Gaya yang menyebabkan torsi pada *screw* adalah

$$P = F \frac{\mu \cdot \cos \alpha + \sin \alpha}{(\cos \alpha - \mu \cdot \sin \alpha)}$$

$$P = 2902,63 \text{ lbf} \frac{(0,2 \cdot \cos 35,26 + \sin 35,26)}{(\cos 35,26 - 0,2 \cdot \sin 35,26)} = 3066,17 \text{ lbf}$$

$$T_{\text{screw}} = P \frac{dp}{2} = 3066,17 \text{ lbf} \frac{0,45 \text{ in}}{2} = 689,88 \text{ lbf in}$$

Analisa Kegagalan

Komponen ini aman jika $\sigma_{max} \leq \frac{S_{yp}}{N}$

$$\text{Dimana } \sigma_{max} = \sqrt{\left(\frac{4 Fcl}{\pi \left(\frac{d_r + d_p}{2} \right)^2} \right)^2 + \left(\frac{16T}{\pi d_r^3} \right)^2}$$

Dengan menggunakan material AISI 4130 Steel Annealed at 865°C yang memiliki S_{yp} adalah 66717.48 lbf/in² = 460.000.000 N/m²

$$\sigma_{max} \leq \frac{S_{yp}}{N}$$

Dan angka keamanan $N = 2$

$$\begin{aligned} \frac{S_{yp}}{N} &= \frac{0,5 \cdot 66717,48 \text{ lbf/in}^2}{2} = \\ &= 16679,37 \text{ lbf/in}^2 = 114.999.919 \text{ N/m}^2 \end{aligned}$$

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{290263 \text{ lbf}}{\frac{\pi}{4} \left(\frac{15 \text{ in} + 1625 \text{ in}}{2}\right)^2}\right)^2 + \left(\frac{16 (186756 \text{ lbf in})}{\pi (15 \text{ in})^3}\right)^2}$$

$$\tau_{max} = 3199,02 \text{ lbf/in}^2$$

$$\tau_{max} = 3199,02 \text{ lbf/in}^2 \cdot \frac{6894,74 \text{ N/m}^2}{1 \text{ lbf/in}^2} = 22.056.431 \text{ N/m}^2$$

Berdasarkan perhitungan maka komponen screw aman.

b. Nut

Analisa kegagalan

$$\sigma_b = \frac{Fcl}{\pi dp h n}$$

Berdasarkan (tabel 15-1)^[10] maka h adalah 0,125 sehingga :

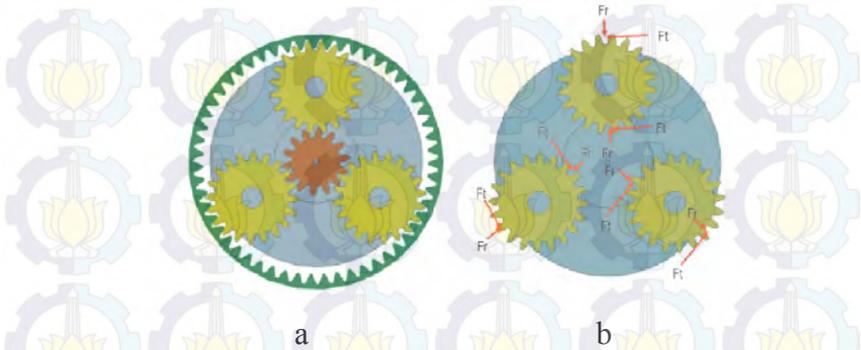
$$\sigma_b = \frac{290263 \text{ lbf}}{\pi (0,45 \text{ in}) 0,05 \text{ in} \cdot 10}$$

$$\sigma_b = 1137,15 \text{ lbf/in}^2$$

$$\sigma_b = 1137,15 \text{ psi}$$

Sehingga material yang digunakan *screw* adalah *steel* dan material yang digunakan *nut* adalah *bronze* dengan *type of service* adalah *hoisting screw* (tabel 15-5)^[10].

c. Planetary Gear



Gambar 4.8 a. Planetary Gear ; b. FBD

$$T_{\text{screw}} = T_{\text{carrier}} = GR T_{\text{sun}} = 689,88 \text{ lbf in}$$

Jumlah roda gigi dan diameter *sun gear*

$$N_{\text{t sun}} = 12$$

$$d_{\text{sun gear}} = \frac{N_{\text{tsun}}}{P} = \frac{12}{10} = 1,2 \text{ in}$$

Jumlah roda gigi dan diameter *ring gear*

$$N_{\text{t ring}} = 50$$

$$d_{\text{ring gear}} = \frac{N_{\text{tring}}}{P} = \frac{50}{10} = 5 \text{ in}$$

Jumlah roda gigi dan diameter *planet gear*

$$N_{\text{t planet}} = 18$$

$$d_{\text{planet gear}} = \frac{N_{\text{tplanet}}}{P} = \frac{18}{10} = 1,8 \text{ in}$$

$$GR = \frac{N_{\text{tsun}} + N_{\text{tring}}}{N_{\text{t sun}}} = \frac{12 + 50}{12} = 5.167$$

Sun Gear

$$T_{sun} = \frac{T_{screw}}{GR} = \frac{689.88 \text{ lbfin}}{5167} = 133,52 \text{ lbfin}$$

$$T_{sun} = 133,52 \text{ lbfin} \cdot \frac{0,112 \text{ Nm}}{1 \text{ lbfin}} = 15 \text{ Nm}$$

$$F_{t \text{ sun}} = \frac{T_{sun}}{d_{sun}} = \frac{13352 \text{ lbf in}}{12 \text{ in}} = 111,27 \text{ lbf}$$

$$\omega_{sun} = 1740 \text{ rpm}$$

$$\omega_{sun} = \omega_{motor}$$

$$V_p = \frac{\pi \cdot d_p \cdot n}{12} = \frac{\pi \cdot 12 \cdot 1740}{12} = 546 \text{ fpm}$$

$$K_v = \frac{50}{(50 + \sqrt{V_p})} = \frac{50}{(50 + \sqrt{546})} = 0,68$$

Beban dinamis untuk $0 < V_p < 2000$

$$F_d = \frac{600 + 546}{600} = 1,91$$

Menentukan lebar gigi

$$b = \frac{F_d}{d_p \cdot Q \cdot K}$$

$$\text{Dimana } K \text{ adalah } 162 \text{ dan } Q \text{ adalah } \frac{2 \cdot 18}{12 + 18} = 1,2$$

Maka b adalah 0.91 in

$$b = 0,91 \cdot \frac{254 \text{ mm}}{1 \text{ in}} = 23 \text{ mm}$$

$$\text{Cek lebar gigi } \frac{9}{P} \leq b \leq \frac{13}{P}$$

Dari perhitungan di atas, konstruksi aman

Pemeriksaan kekuatan akar gigi dengan metode AGMA

- Kekuatan terhadap patahan

$$\sigma_t = \frac{F_t \cdot K_o \cdot P \cdot K_s \cdot K_m}{K_v \cdot b \cdot J}$$

$$\sigma_t = \frac{11127 \cdot 1 \cdot 10 \cdot 1 \cdot 13}{0,82 \cdot 0,91 \cdot 0,2} = 10625,48 \text{ psi}$$

Roda gigi akan aman jika $Sad \geq \sigma_t = 10625,48 \text{ psi}$

$$Sat \leq \frac{Sad \cdot K_t \cdot K_r}{KL}$$

$$\leq \frac{10625,48 \cdot 1 \cdot 1,133}{34}$$

$$\leq 4156 \text{ psi}$$

Maka material yang bisa digunakan adalah steel dengan heat treatment normalized.

Pemeriksaan kekuatan permukaan gigi dengan metode AGMA

- Kekuatan terhadap keausan

$$\sigma_c = C_p \sqrt{\frac{F_t \cdot C_o \cdot C_s \cdot C_m \cdot C_f}{C_v \cdot d \cdot b \cdot I}}$$

Berdasarkan tabel (10-12)^[10] C_p adalah 2300, F_t adalah 301,2 lbf, C_o adalah 1, V_p adalah 118,5 ft/min. Dari Gambar (10-27)^[10] dan kurva 4, C_v adalah 0,82, C_s adalah 1; d_p adalah 1,2; b adalah 0.393 in. Dari Gambar (10-31)^[10] C_m adalah 1; C_f adalah 1. Dari Gambar (10-32b)^[10] I adalah 0,085.

$$\sigma_c = 2300 \sqrt{\frac{11127 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1}{0,82 \cdot 12 \cdot 0,91 \cdot 0,085}} = 96569,86 \text{ psi}$$

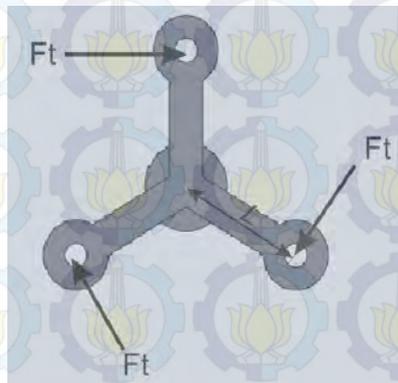
Syarat : Keausan aman jika $\sigma_c \leq S_{ac} \left(\frac{CL \cdot CH}{CT \cdot CR} \right)$

Dimana C_L adalah 1; C_H adalah 1; C_T adalah 1 dan C_R adalah 1. Dengan menggunakan material steel dengan surface hardnes min 240 BHN

$$S_{ac} \left(\frac{C_L \cdot C_H}{C_T \cdot C_R} \right) = 105000 \left(\frac{1 \cdot 1}{1 \cdot 1} \right) = 105000 \text{ psi}$$

179689,34 psi < 190000 psi (pinion dan gear aman dalam keausan)

d. Carrier



Gambar 4.9 FBD Carrier

$T_{carrier} = 689,88 \text{ lbf/in}$ dan $L = 1.535 \text{ in}$ maka

$$F_t = \frac{T_{carrier}}{L} = \frac{68988 \text{ lbf/in}}{1.535 \text{ in}} = 449,43 \text{ lbf}$$

Dengan menganggap carrier sebagai cantilever beam
Bahan AISI 4340 steel normalized $S_{yp} = 710.000.000 \text{ N/m}^2 = 102.976,96 \text{ lbf/in}^2$ dan angka keamanan $N = 2$, maka

$$\sigma_b \leq \frac{S_{yp}}{N}$$

$$\sigma_b \leq \frac{102.976,96 \text{ lbf/in}^2}{2}$$

$$\sigma_b \leq 51488,49 \text{ lbf/in}^2$$

dengan spesifikasi $h = 0,3937 \text{ in}$ dan $L = 1,535 \text{ in}$ dan F_t dari perhitungan $135,14 \text{ lb}$ maka

$$b \geq \frac{6 \cdot F \cdot L}{\sigma_b \cdot h^2} = \frac{6 \cdot 449,43 \text{ lbf} \cdot 1,535 \text{ in}}{51488,49 \frac{\text{lbf}}{\text{in}^2} \cdot (0,3937 \text{ in})^2}$$

$$b \geq 0,3 \text{ in}$$

$$b \geq 0,3 \text{ in} \cdot \frac{25,4 \text{ mm}}{1 \text{ in}} = 7 \text{ mm}$$

e. Batang Poros



Gambar 4.10 FBD Batang Poros

Bahan AISI 4340 steel normalized $S_{yp} = 710.000.000 \text{ N/m}^2 = 102.976,96 \text{ lbf/in}^2$ dan angka keamanan $N = 2$, maka :

$$\sigma_b \leq \frac{S_{yp}}{N}$$

$$\sigma_b \leq \frac{102.976,96 \text{ lbf/in}^2}{2}$$

$$\sigma_b \leq 51488,49 \text{ lbf/in}^2$$

$$\text{Dimana } \sigma = \frac{P}{A} = \frac{P}{\frac{\pi}{4} d^2}$$

$$\frac{P}{\frac{\pi}{4} d^2} \leq \frac{S_{yp}}{N}$$

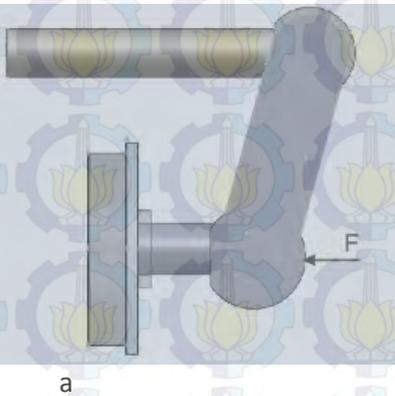
$$\sigma = 10000,018 \text{ psi} = \frac{P}{\frac{\pi}{4}d^2}$$

$$d \geq \sqrt{\frac{290263 \text{ lbf}}{\frac{\pi}{4} 51488,49 \text{ lbf/in}^2}}$$

$$d \geq 0,27 \text{ in}$$

$$d \geq 0,27 \cdot 25,4 \text{ mm} = 7 \text{ mm}, \text{ maka ditetapkan } d = 13 \text{ mm}$$

f. Pin Batang



Gambar 4.11 FBD Pin Batang

Bahan AISI 4340 steel normalized $S_{yp} = 710.000.000$
 $N/m^2 = 102.976,96 \text{ lbf/in}^2$ dan angka keamanan $N = 2$, maka

$$\sigma_b \leq \frac{S_{yp}}{N}$$

$$\sigma_b \leq \frac{102.976,96 \text{ lbf/in}^2}{2}$$

$$\sigma_b \leq 51488,49 \text{ lbf/in}^2$$

Pin mengalami tegangan bearing

$$\sigma_b = \frac{F}{d \cdot t}$$

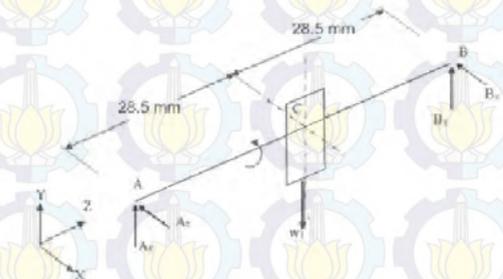
Dimana d adalah diameter pin dan t adalah ketebalan dengan asumsi 1.18 in maka :

$$d \geq \frac{290263 \text{ lbf}}{5148849 \frac{\text{lbf}}{\text{in}^2} \cdot 1.18 \text{ in}}$$

$$d \geq 0,05 \text{ in}$$

$$d \geq 0,05 \text{ in} \cdot \frac{254 \text{ mm}}{1 \text{ in}} = 1.2 \text{ mm}$$

g. Pin tengah

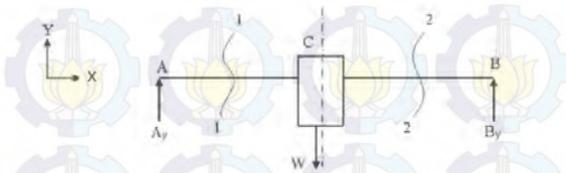


Gambar 4.12 FBD Pin Tengah

- Besar gaya berat W

$$\begin{aligned} W &= m_{\text{total}} \times g = (0.213 + (2) 0,037) \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 \\ &= 0.287 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 \\ &= 2.82 \text{ N} \end{aligned}$$

Besar momen pada bidang vertikal



Gambar 4.13 FBD Pada Bidang X-Y

$$\begin{aligned}
 + \curvearrowleft \quad \Sigma M_A &= 0 \\
 (W \cdot 28,5 \text{ mm}) - (B_y \cdot 57 \text{ mm}) &= 0
 \end{aligned}$$

$$B_y = \frac{(282 \text{ N} \cdot 285 \text{ mm})}{57 \text{ mm}}$$

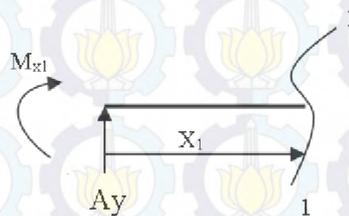
$$B_y = -1,41 \text{ N}$$

$$\begin{aligned}
 + \uparrow \quad \Sigma F_y &= 0 \\
 A_y + B_y + N - W &= 0 \\
 A_y &= W - B_y
 \end{aligned}$$

$$A_y = 2,82 \text{ N} - 1,41 \text{ N} = -1,41 \text{ N}$$

Mencari tegangan terbesar (Bidang X – Y)

Potongan 1 – 1 ($0 \leq x_1 \leq 28,5 \text{ mm}$)



Gambar 4.14 Potongan 1-1 Bidang X – Y

$$M_{x_1} = A_y \cdot x_1$$

$$= -1,41 \text{ N} \cdot x_1$$

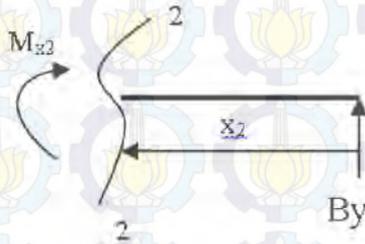
$$x_1 = 0 \text{ mm}$$

$$x_1 = 28,5 \text{ mm}$$

$$MA = 0 \text{ Nmm}$$

$$MC = -40,185 \text{ Nmm}$$

Potongan 2 – 2 ($0 \leq x_2 \leq 250 \text{ mm}$)



Gambar 4.15 Potongan 2-2 Bidang X – Y

$$M_{x_2} = B_y \cdot x_2$$

$$= -1,41 \text{ N} \cdot x_2$$

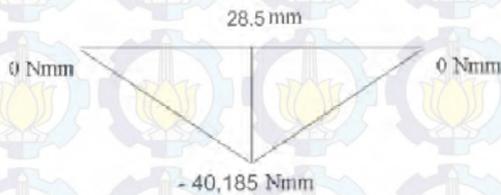
$$x_1 = 0 \text{ mm}$$

$$x_1 = 28,5 \text{ mm}$$

$$MB = 0 \text{ Nmm}$$

$$MC = -40,185 \text{ Nmm}$$

Diagram bidang momen poros (bidang vertikal)



Gambar 4.16 Diagram Momen Pin Bidang Vertikal

Berdasarkan teori kegagalan, diameter poros dapat dicari

$$\frac{0.5 S_{yp}}{N} \geq \frac{16}{\pi D_o^3 \left[1 - \left(1 - \frac{D_i}{D_o}\right)^4\right]} \sqrt{(M)^2 + (T)^2}$$

Dimana material yang digunakan AISI 4340 steel normalized $S_{yp} = 710.000.000 \text{ N/m}^2 = 102.976,96 \text{ lbf/in}^2$ dan angka keamanan $N = 2$ dikarenakan poros pejal $D_i = 0$ sehingga:

$$\frac{0.5 S_{yp}}{N} \geq \frac{16}{\pi D_o^3 \left[1 - \left(1 - \frac{D_i}{D_o}\right)^4\right]} \sqrt{(M)^2 + (T)^2}$$

$$D_o \geq \sqrt[3]{\frac{16 N}{0.5 \pi S_{yp}} \sqrt{(M)^2 + (T)^2}}$$

$$D_o \geq \sqrt[3]{\frac{16 \times 2}{0.5 \pi 710000000 \text{ N/mm}^2} \sqrt{(40145)^2 + (0)}}$$

$$D_o \geq \sqrt[3]{\frac{32}{974.2 \text{ N/mm}^2} 7358.4813 \text{ Nmm}}$$

$$D_o \geq \varnothing 1 \text{ mm}$$

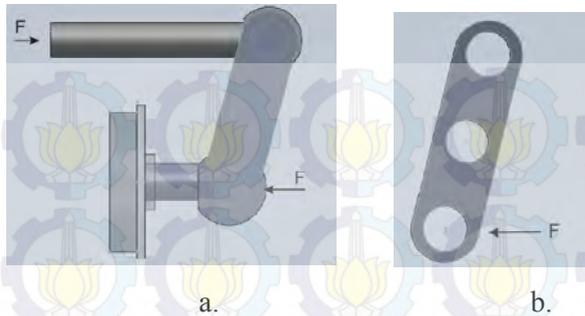
h. Batang Ayun

Dengan menganggap batang sebagai cantilever beam dan menggunakan material AISI 4340 steel normalized $S_{yp} = 710.000.000 \text{ N/m}^2 = 102.976,96 \text{ lbf/in}^2$

$$\text{Syarat aman : } \sigma \leq \frac{S_{yp}}{N}$$

dengan angka keamanan $N = 2$ dengan $b = 1.18 \text{ in}$ dan

$$h = 0.8 \text{ in}$$



Gambar 4.17 a. FBD Batang Ayun; b. Batang Ayun

$$\sigma_b = \frac{F \cdot L}{b \cdot h^2}$$

$$L \leq \frac{S_{yp} \cdot b \cdot h^2}{6 \cdot F}$$

$$L \leq \frac{10.97966 \text{ lbf/in}^2 \cdot 1.18 \text{ in} \cdot (0.8)^2}{6 \cdot 290263 \text{ lbf}} \leq 4,46 \text{ in}$$

$$L \leq 4,46 \text{ in} \cdot \frac{254 \text{ mm}}{1 \text{ in}} \leq 113 \text{ mm}$$

maka ditetapkan $L = 85 \text{ mm}$

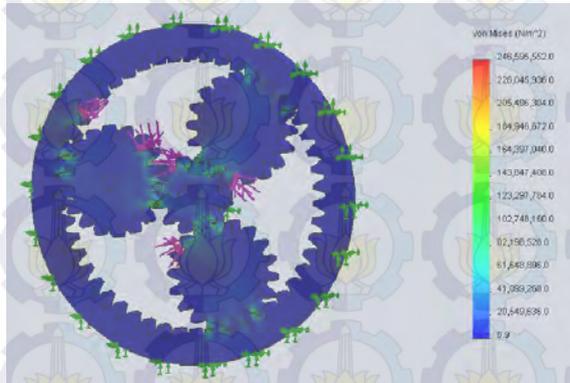
4.3 Simulasi Kekuatan *Electromechanical Brake*

Simulasi kekuatan dilakukan dengan memberikan gaya-gaya yang telah dihitung sebelumnya. Jika tegangan maksimum hasil simulasi bernilai lebih rendah dari tegangan iin material (*yield strength*), maka komponen *electromechanical brake* dikategorikan aman.

4.3.1 Simulasi Komponen *Electromechanical Brake*

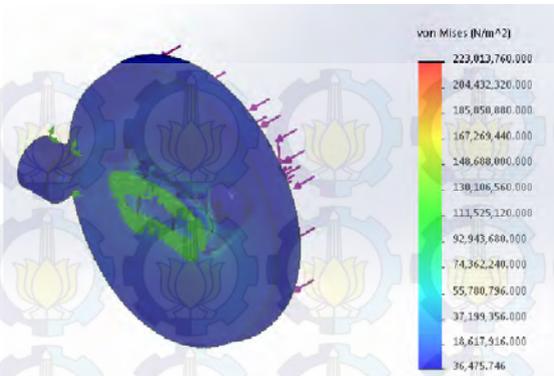
Gaya yang bekerja pada komponen adalah *clamping force*. Besarnya *clamping force* sesuai dengan perhitungan pada sub bab 4.2. *Clamping force* tersebut dibebankan pada komponen *electromechanical brake*.

Hasil dari simulasi terhadap komponen dapat dilihat pada gambar 4.17 Dari hasil simulasi tersebut didapatkan tegangan maksimum sebesar 246.595.552 N/m². Nilai tersebut masih lebih rendah dari tegangan ijin material AISI 4340 Steel, Normalized yang bernilai 710.000.000 N/m².



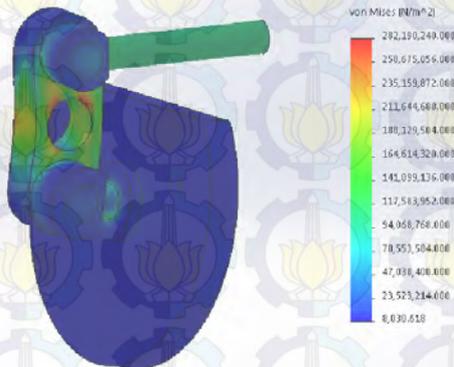
Gambar 4.18 Simulasi Terhadap Planetary Gear.

Hasil dari simulasi gaya statis terhadap komponen dapat dilihat pada gambar 4.18 Dari hasil simulasi tersebut didapatkan tegangan maksimum sebesar 223.013.760 N/m². Nilai tersebut masih lebih rendah dari tegangan ijin material AISI 4340 Steel, Normalized yang bernilai 710.000.000 N/m².



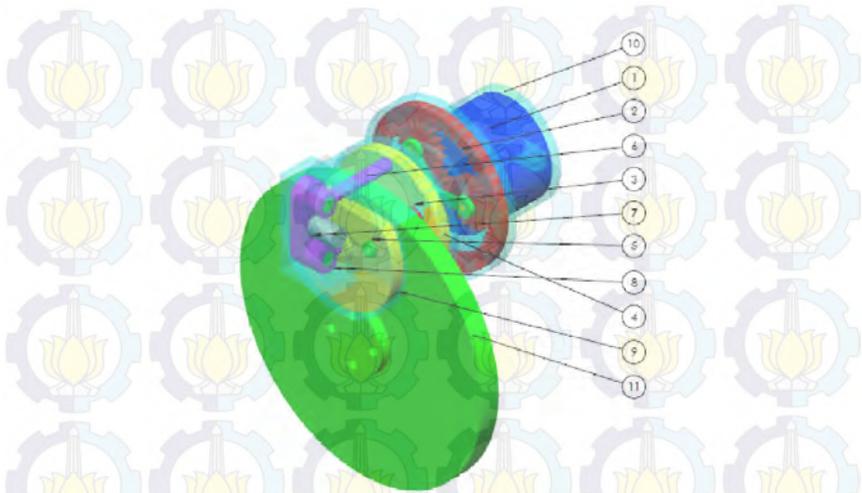
Gambar 4.19 Simulasi Terhadap Screw dan Nut.

Hasil dari simulasi gaya statis terhadap komponen dapat dilihat pada gambar 4.19. Dari hasil simulasi tersebut didapatkan tegangan maksimum sebesar $282.190.240 \text{ N/m}^2$. Nilai tersebut masih lebih rendah dari tegangan ijin material AISI 4340 Steel Normalized yang bernilai $710.000.000 \text{ N/m}^2$.



Gambar 4.20 Simulasi Terhadap Batang

4.4 *Electromechanical Brake*



Gambar 4.21 *Electromechanical Brake*

Keterangan :

1. Motor
2. Planetary Gear
3. Power Screw
4. Nut 1
5. Kampas Rem
6. Batang Atas
7. Batang Ayun
8. Batang Bawah
9. Nut 2
10. Housing
11. Cakram

Gambar lengkap dan detail dapat dilihat pada lampiran.



BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

1. Secara umum diketahui bahwa untuk merancang suatu elemen mesin diperlukan ketelitian yang sangat tinggi dan dengan pertimbangan matang agar mendapatkan hasil sesuai dengan yang direncanakan. Perhitungan dan pemilihan material untuk mendapatkan dimensi yang direncanakan tetap berpandangan bahwa suatu desain direncanakan sesuai dengan kebutuhan dan ukuran. Serta memenuhi syarat keamanan yang diinginkan. Hasil tugas akhir ini didapatkan rancangan *Electromechanical Brake* untuk kendaraan perkotaan dengan spesifikasi sebagai berikut :

- Motor

Type	= Brushless DC Motor
Panjang	= 135 mm
Diameter	= 105 mm
Diameter shaft	= 16 mm
Torsi	= 18 Nm

Material Komponen : AISI 4340 steel normalized

- Planetary Gear

Gear Reduction	= 5,167
Sun Gear	
Diameter	= 1.2 in = 30 mm
Tebal	= 0,91 in = 23 mm
Pitch	= 10
Jumlah Gigi	= 12

Planet Gear

Diameter	= 1.8 in = 46 mm
----------	------------------

Tebal = 0,91 in = 23 mm

Pitch = 10

Jumlah Gigi = 18

Ring Gear

Diameter = 5 in = 127 mm

Tebal = 0,91 in = 23 mm

Pitch = 10

Jumlah = 50

- Power Screw

Diameter Major = 0,5 in = 13 mm

Diameter Minor = 0,4 in = 10 mm

Diameter Pitch = 0,45 in = 11 mm

Pitch = 0,1 in = 2.5 mm

Thread per inch = 10

- Nut 1

Diameter luar = 30 mm

Diameter dalam = 14 mm

Tebal = 5 mm

- Head

Diameter = 125 mm

Tebal = 13 mm

- Nut 2

Diameter luar = 30 mm

Diameter dalam = 20 mm

Panjang = 5 mm

- Head

Diameter Luar = 125 mm

Diameter Dalam = 13 mm

- Batang Poros 1
 - Diameter = 13 mm
 - Panjang = 70 mm
- Batang Ayun
 - Panjang = 85 mm
 - Lebar = 30 mm
 - Tinggi = 30 mm
- Batang Poros 2
 - Diameter = 14 mm
 - Panjang = 13 mm
- Pin Batang
 - Diameter = 14 mm
 - Panjang = 32 mm
- Pin Tengah
 - Diameter = 20 mm
 - Panjang = 57 mm
- Kampas rem
 - Tebal = 13 mm
 - Material = rubber
- Piringan rem
 - Diameter luar = 289 mm
 - Tebal = 20 mm
 - Diameter dalam = 70 mm
 - Bolt hole = 10 mm
- Baut kampas
 - Diameter = M10
 - Panjang = 35 mm
 - Diameter = M8
 - Panjang = 35 mm

- Baut Housing
Diameter = M10
Panjang = 30 mm
- Housing
Panjang = 302 mm
Lebar = 164 mm
Tinggi = 164 mm

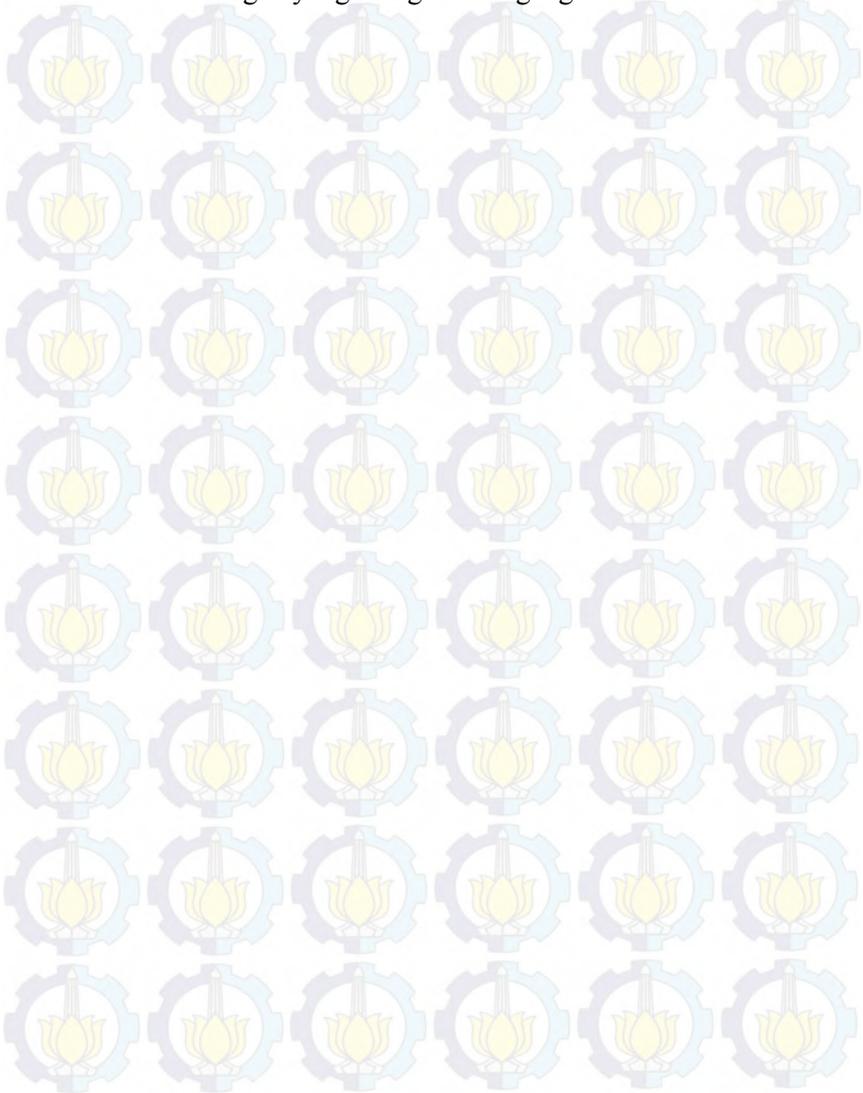
2. Simulasi digunakan untuk mengetahui apakah komponen tersebut aman atau tidak dalam menahan *clamping force*. Simulasi dibagi dalam 3 bagian yaitu simulasi *planetary gear*, simulasi terhadap *Screw, nut* dan *head* dan simulasi terhadap batang poros dan batang ayun dengan nilai tegangan maksimum masing-masing sebesar $246.595.552 \text{ N/m}^2$, $223.013.760 \text{ N/m}^2$ dan $282.190.240 \text{ N/m}^2$ dimana nilai-nilai tersebut masih lebih rendah dari tegangan ijin material AISI 4340 Steel Normalized yang bernilai $710.000.000 \text{ N/m}^2$. Sehingga Komponen ini aman dalam menerima *clamping force* tersebut.

5.2 Saran

Pada penelitian ini masih terdapat banyak kekurangan sehingga ada beberapa saran yang dapat digunakan supaya penelitian menjadi lebih baik yaitu:

1. Pemilihan jenis material dan faktor keamanan adalah suatu hal yang sangat perlu diperhatikan dalam perencanaan *electromechanical brake*. Gunakan jenis material yang tepat untuk menerima beban atau gaya-gaya yang terjadi sehingga *electromechanical brake* lebih aman dan lebih lama umur pemakaiannya.

2. Perlu dilakukan perubahan ukuran dimensi dari bagian rangka yang mengalami tegangan terbesar.

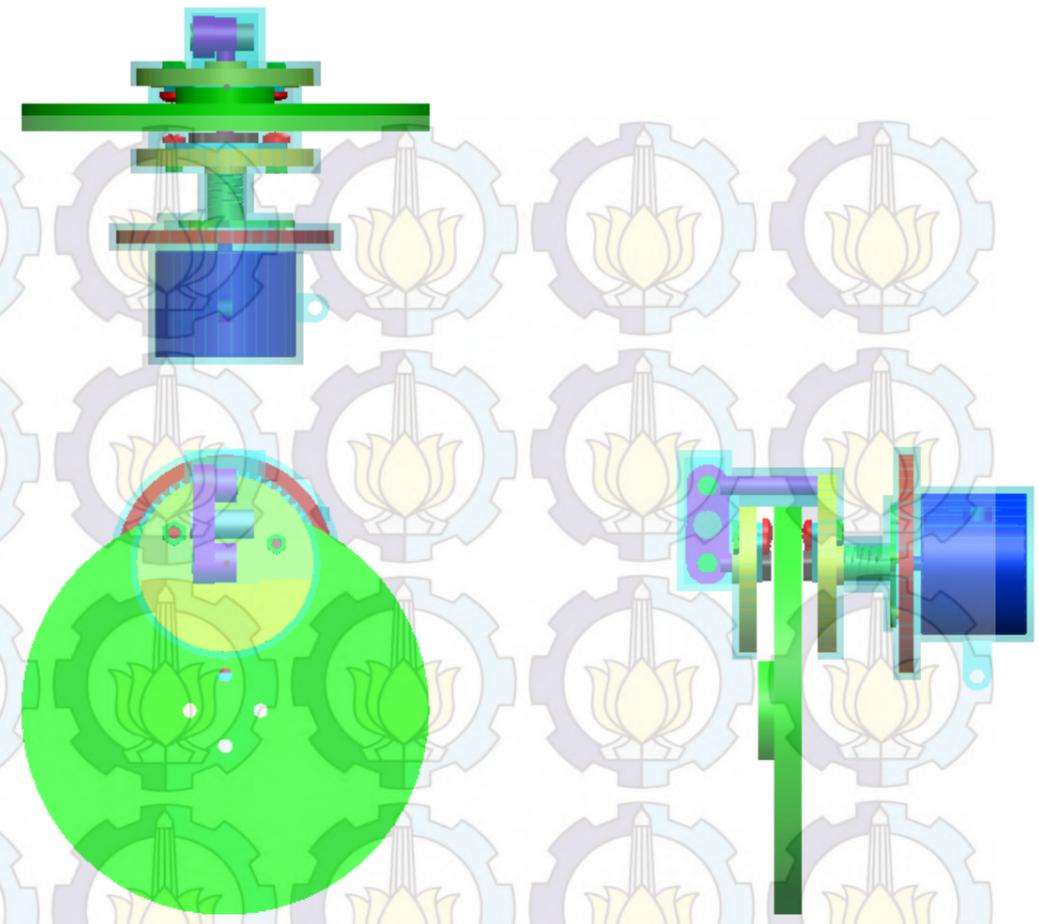
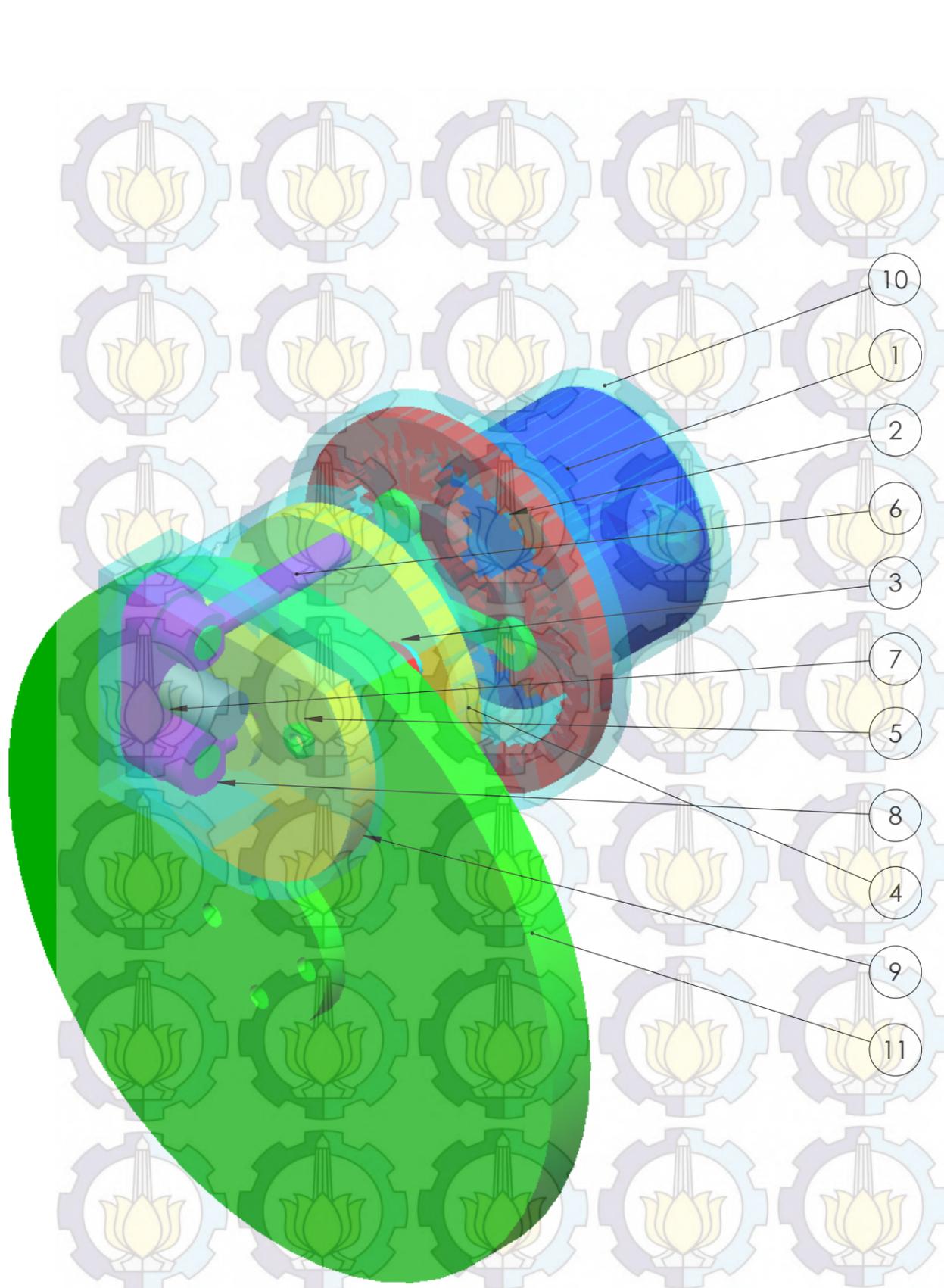




DAFTAR PUSTAKA

1. Sutantra, I Nyoman, dkk. (2010). *Teknologi Otomotif Edisi Ke-Dua*. Surabaya: Guna Widya.
2. Kerem Karakoc. 2007. Modelling and Design Optimization of Electromechanical Brake Actuator Using Eddy Currents
3. Ehsani, Mehrdadi, dkk. (2010). *Modern Electric, Hybrid Electric, and Fuel Cell Vehicles Fundamentals, Theory, and Design Second Edititon*. USA: CRC Press LLC.
4. Rinek, L.M and Cowan, C.W. (1997), "U.S. Passenger Car Brake History," in *Automotive Engineering*, July 1995, also reprinted in *The Automobile: A Century of Progress*, Society of Automotive Engineers, Warrendale, PA, 1997, pp. 33-46.
5. <http://m.autobild.co.id/read/2011/02/18/3137/54/15/Sistem-Rem-Mobil>
6. Richard, S and Jeffrey, K.B. (2004), "Automatic Transmision," in *Automotive Engineering*,
7. <http://fahmizaleeits.wordpress.com/tag/bagan-mekanisme-kerja-motor-dc-magnet-permanen/>
8. Ohio Electric Motors Inc.
9. Chihoo jo, Sungho Hwang, and Hyunsoo Kim, "Clamping-Force Control for Electromechanical Brake," *IEEE Transactions On Vehicular Technology*, Vol. 59, No.7, September 2010.

10. Deutschman, Aaron D., “ Machine Design Theory and Practice”, Macmillan Publishing Co, New York, 1975.
11. <http://belajar-alat.blogspot.com/>
12. files.wordpress.com/2011/10/bab-08-ulir1.
13. <http://automobiles.honda.com/cr-z/specifications.aspx>
14. <http://www.slideshare.net/VendiSupendi/pembuatan-disc-brake-mobil>
15. <http://www.mre-books.com/sa126/brakes9.html>
16. <http://yefrichan.wordpress.com/2010/05/08/elemen-mesin/>
17. Shigley and Mischke. (1988), “ Mechanical Engineering Design 5th Edition”, McGraw-Hill.
18. http://id.wikipedia.org/wiki/Roda_gigi.
19. <http://www.qtcgears.com/q410/pdf/techsec5.pdf>.



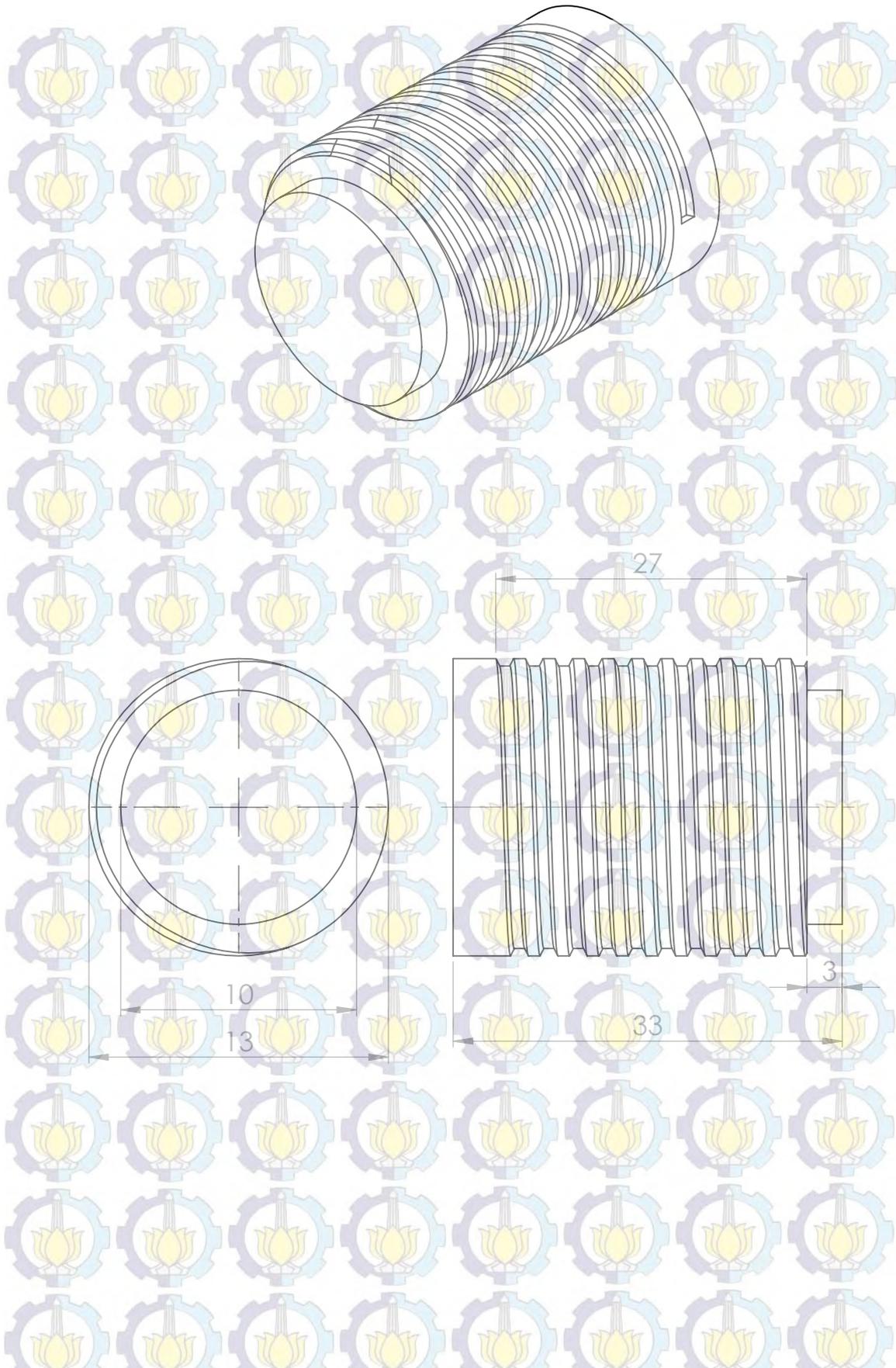
11	1	Cakram	Aisi 4340 Steel Normalized		
10	1	Housing	Aisi 4340 Steel Normalized		
9	1	Nut 2	Aisi 4340 Steel Normalized		
8	1	Batang bawah	Aisi 4340 Steel Normalized		
7	1	Batang ayun	Aisi 4340 Steel Normalized		
6	1	Batang atas	Aisi 4340 Steel Normalized		
5	2	Kampas Rem	Ceramic Porcelain		
4	1	Nut 1	Aisi 4340 Steel Normalized		
3	1	Power screw	Aisi 4340 Steel Normalized		
2	1	Planetary gear	Aisi 4340 Steel Normalized		
1	1	Motor	Aisi 4340 Steel Normalized		
No Bag	Jumlah	Nama nama	Bahan	Standardisasi	Peringatan

	Skala : 1:5	Digambar : Aditya Dwi Wicaksono	Peringatan
	Satuan Panjang : mm	NRP : 2111106004	
	Tanggal :	Dilihat : Dr.Eng. Unggul Wasiwitono,ST.,M.Eng.Sc	

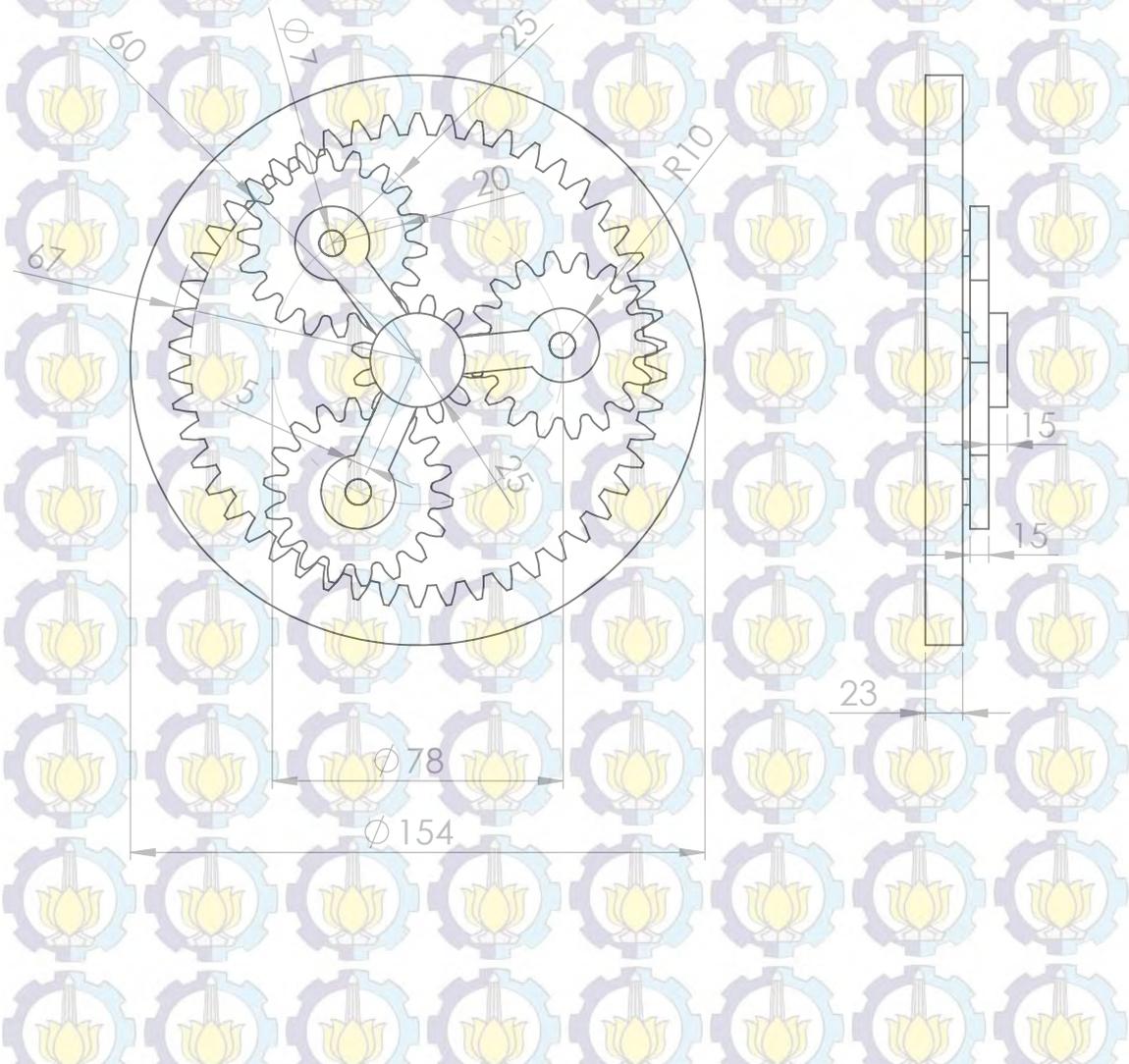
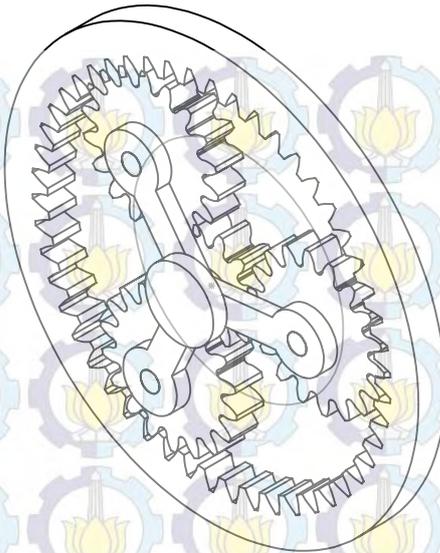
TEKNIK MESIN

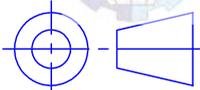
ASSEMBLY REM

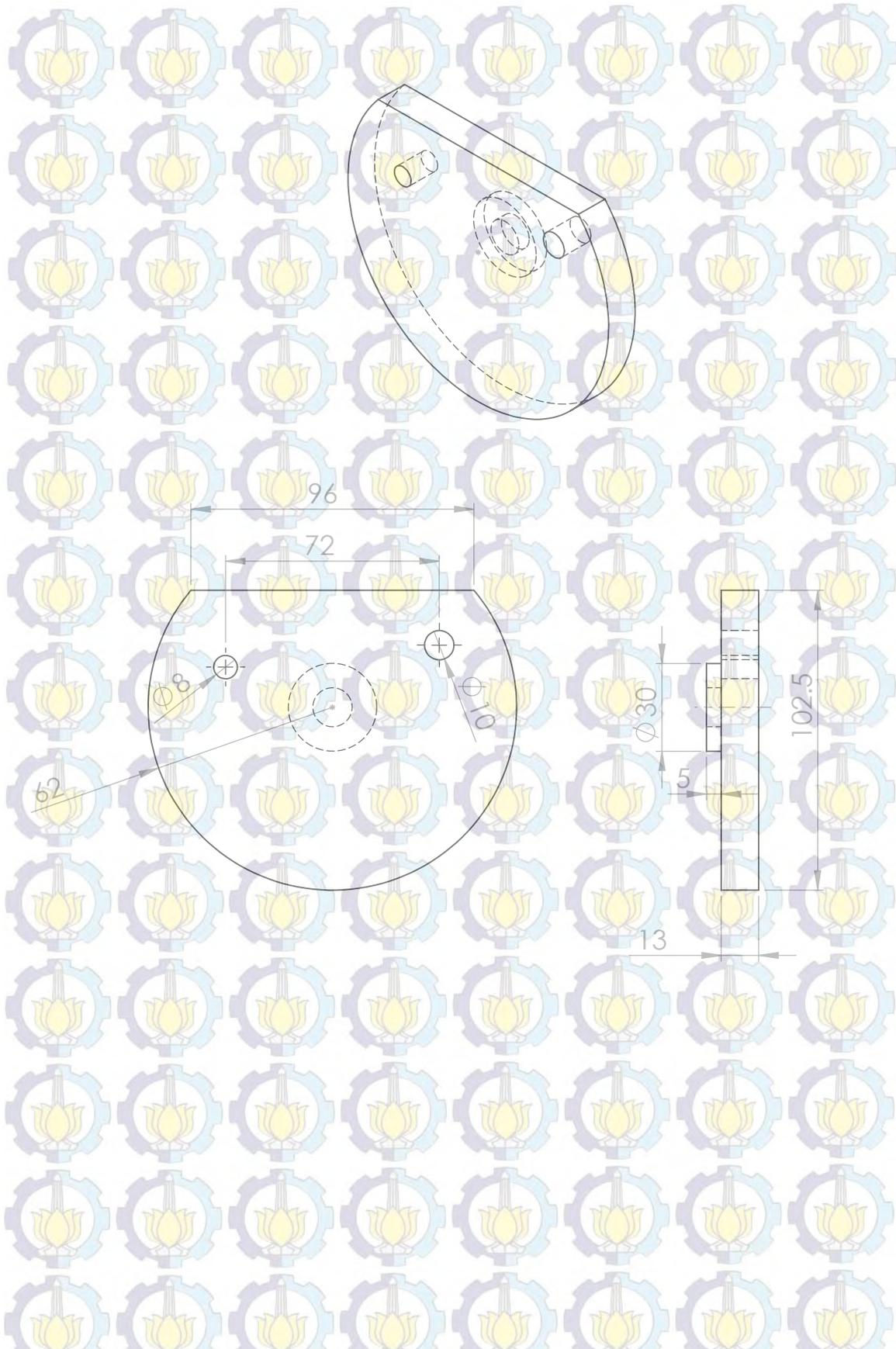
Nomor :
Format : A3

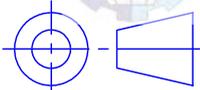


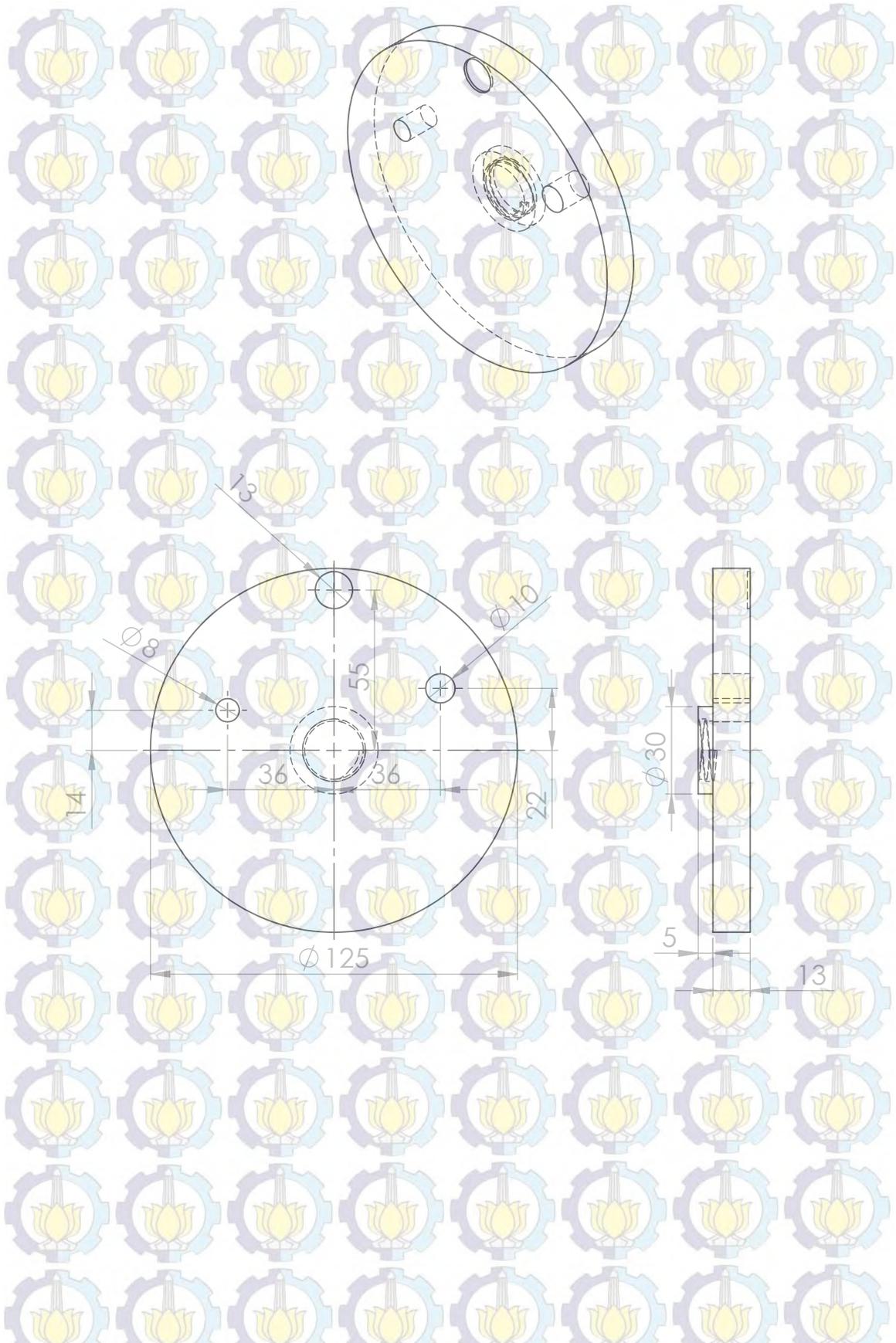
	Skala : 2:1	Digambar : Aditya Dwi Wicaksono	Peringatan
	Satuan Panjang : mm	NRP : 2111106004	
	Tanggal :	Dilihat : Dr.Eng. Unggul Wasiwitono,ST.,M.Eng.Sc	
ITS	POWER SCREW		Nomor : 3
			Format : A5

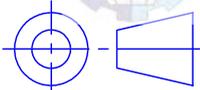


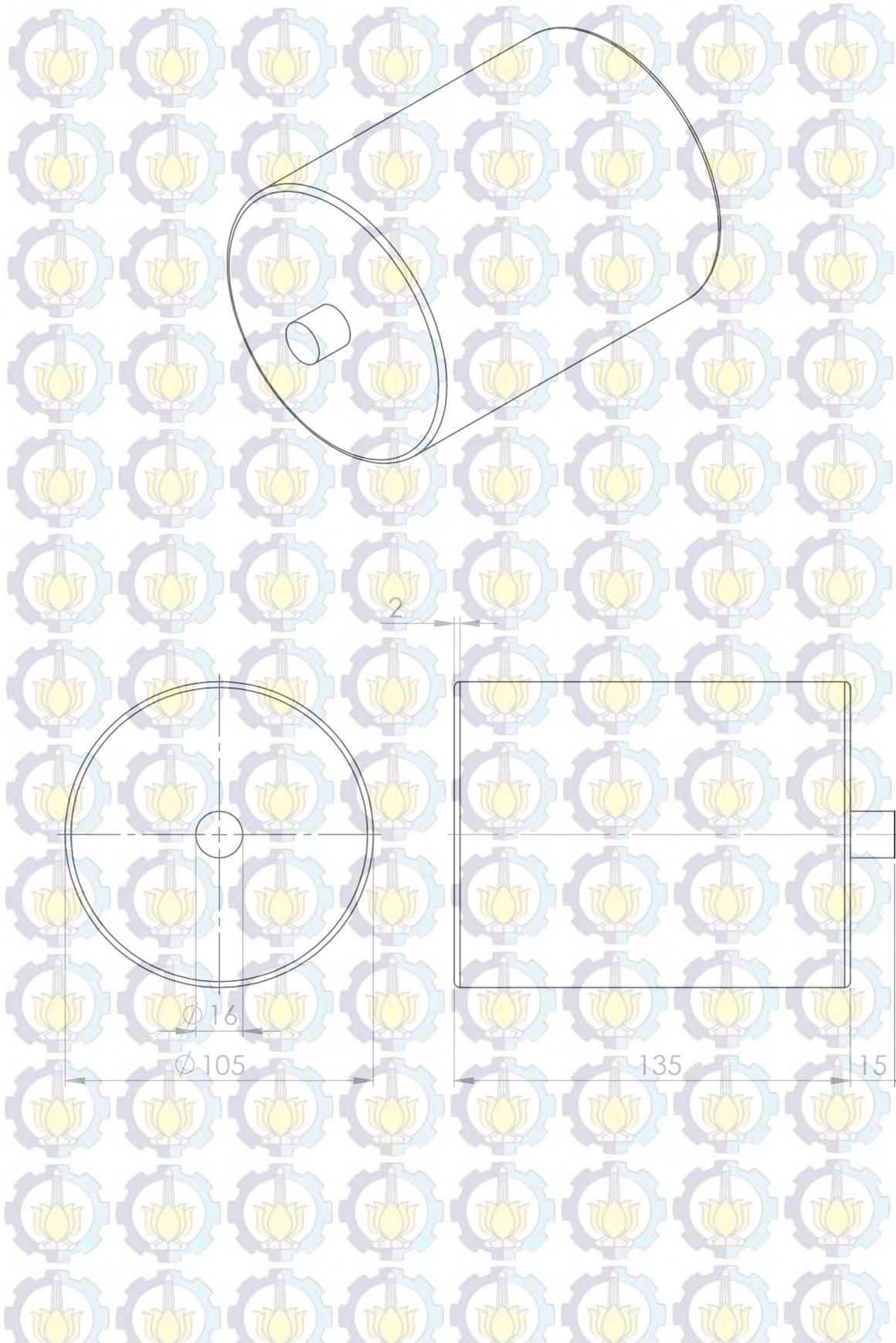
	Skala : 1:2	Digambar : Aditya Dwi Wicaksono	Peringatan
	Satuan Panjang : mm	NRP : 2111106004	
	Tanggal :	Dilihat : Dr. Unggul Wasiwitono,ST,MEng Sc	
ITS	PLANETARY GEAR		Nomor : 2
			Format : A5

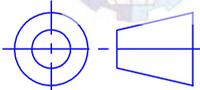


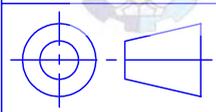
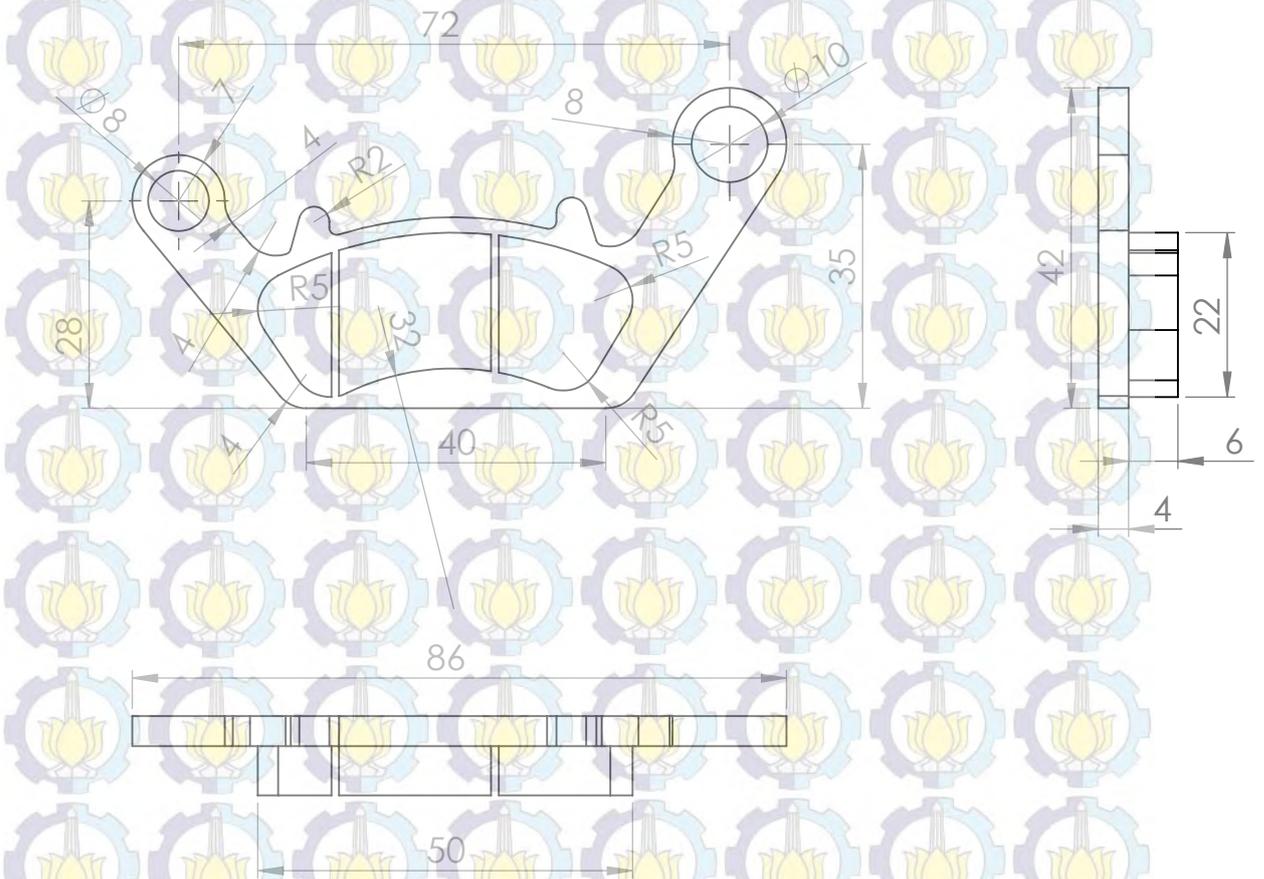
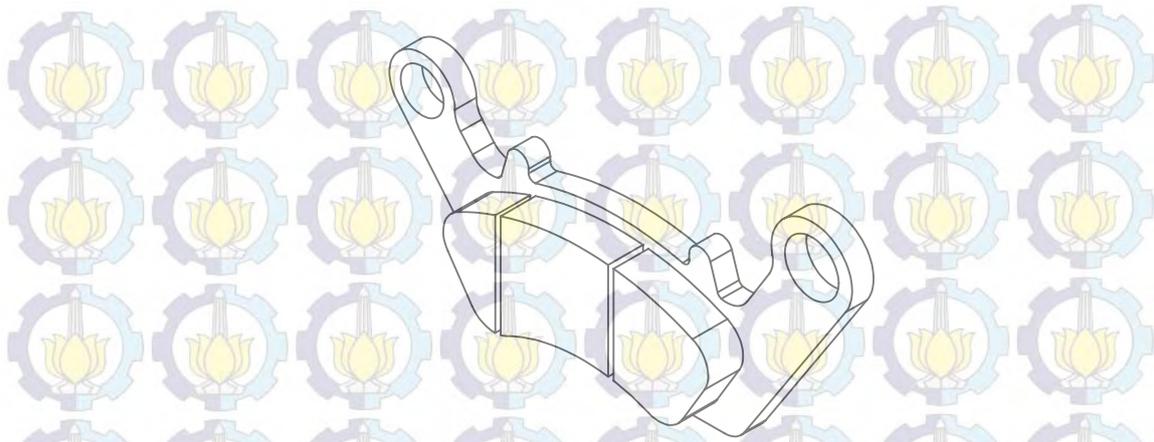
	Skala : 1:2	Digambar : Aditya Dwi Wicaksono	Peringatan
	Satuan Panjang : mm	NRP : 2111106004	
	Tanggal :	Dilihat : Dr.Eng. Unggul Wasiwitono,ST.,M.Eng.Sc	
ITS	NUT 2		Nomor : 9
			Format : A5



	Skala : 1:2	Digambar : Aditya Dwi Wicaksono	Peringatan
	Satuan Panjang : mm	NRP : 2111106004	
	Tanggal :	Dilihat : Dr.Eng. Unggul Wasiwitono,ST.,M.Eng.Sc	
ITS	NUT 1		Nomor : 4
			Format : A5



	Skala : 1:2	Digambar : Aditya Dwi Wicaksono	Peringatan
	Satuan Panjang : mm	NRP : 2111106004	
	Tanggal :	Dilihat : Dr.Eng. Unggul Wasiwitono,ST.,M.Eng.Sc	
ITS	MOTOR		Nomor : 1
			Format : A5



Skala : 1:1	Digambar : Aditya Dwi Wicaksono
Satuan Panjang : mm	NRP : 2111106004
Tanggal :	Dilihat : Dr.Eng. Unggul Wasiwitono,ST.,M.Eng.Sc

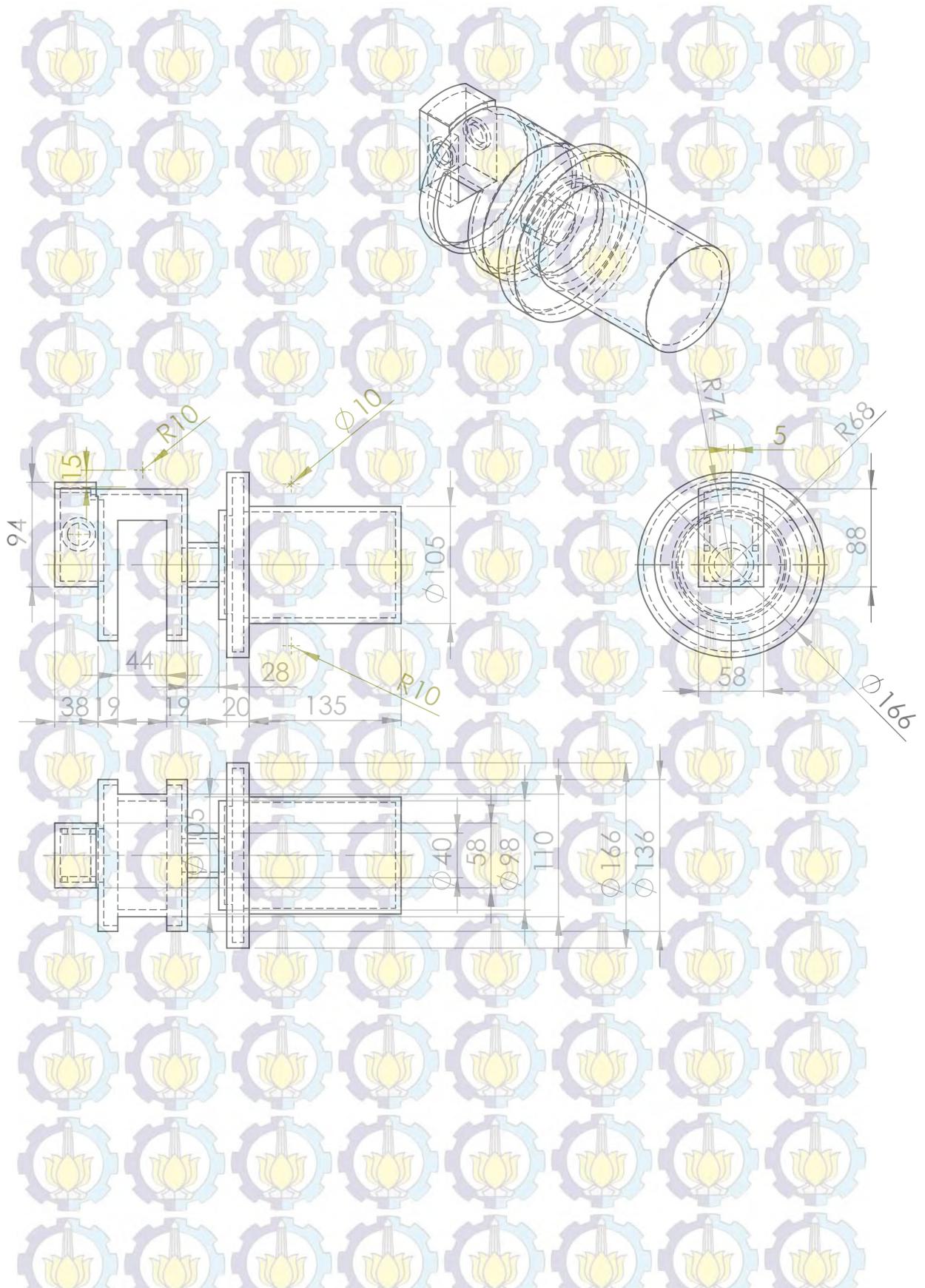
Peringatan

ITS

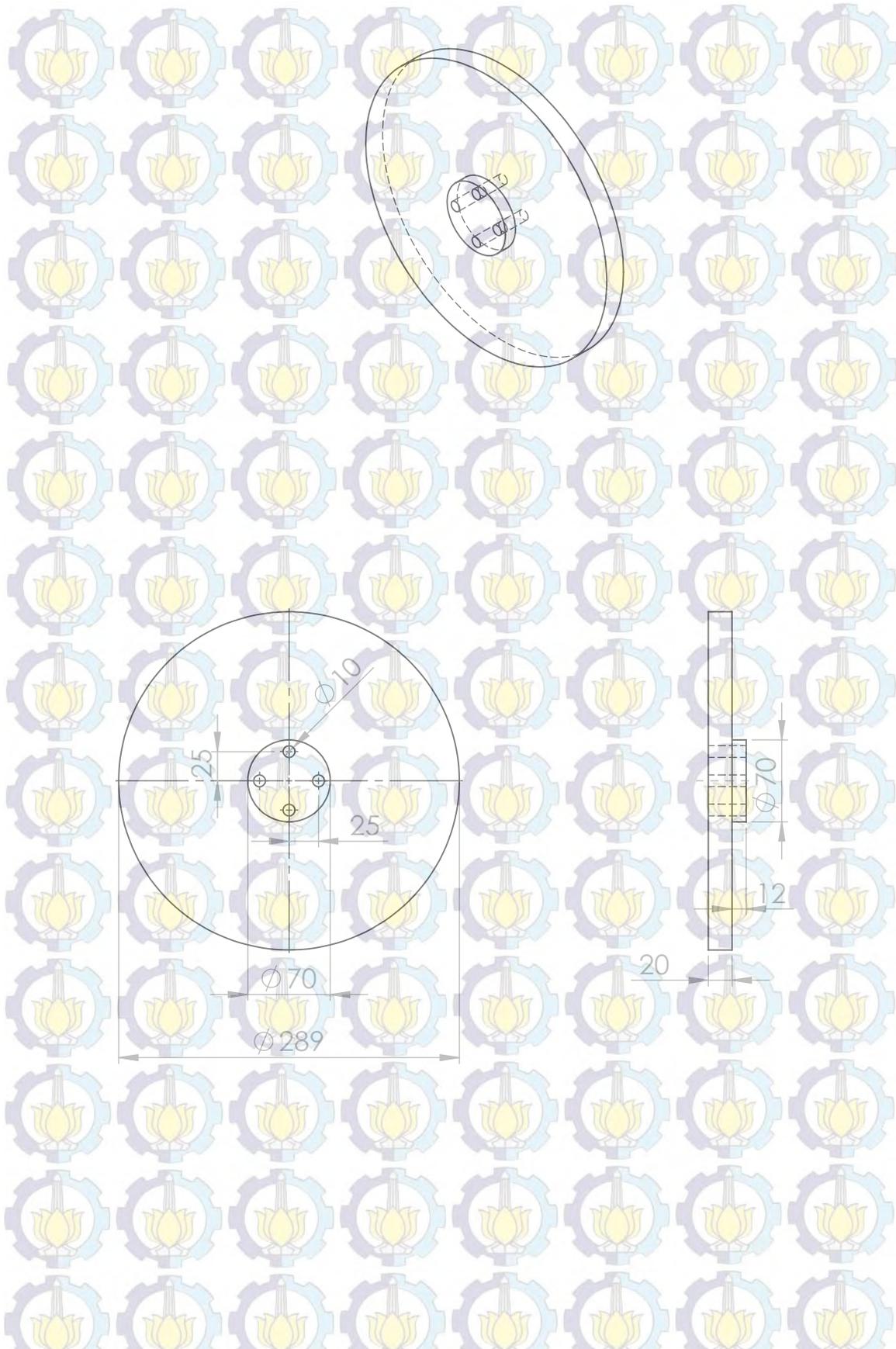
KAMPAS REM

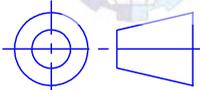
Nomor : 5

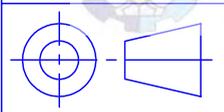
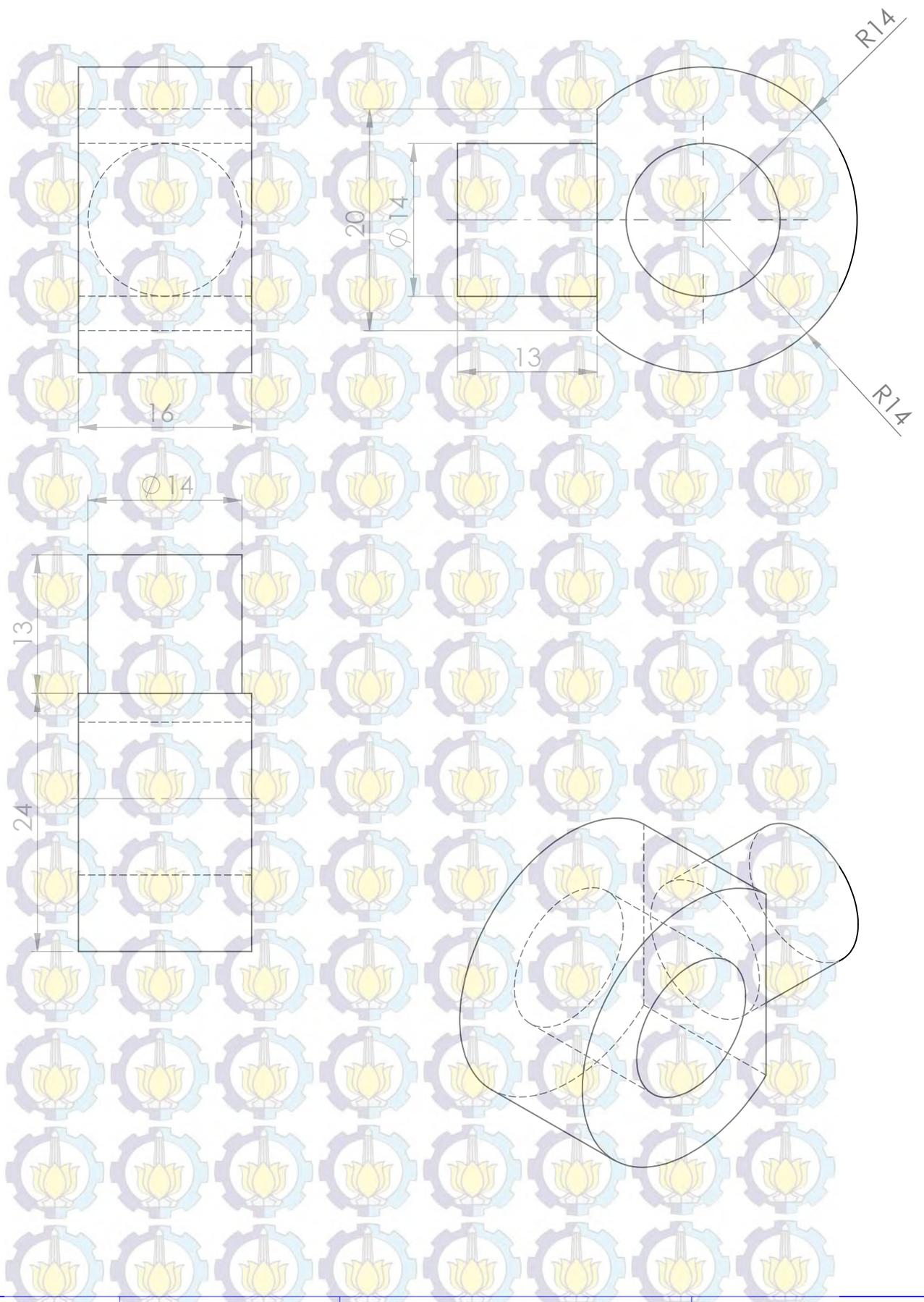
Format : A5



	Skala : 1:5	Digambar : Aditya Dwi Wicaksono	Peringatan
	Satuan Panjang : mm	NRP : 2111106004	
	Tanggal :	Dilihat : Dr.Eng. Unggul Wasiwitono,ST.,M.Eng.Sc	
ITS	HOUSING		Nomor : 10
			Format : A5



	Skala : 1:5	Digambar : Aditya Dwi Wicaksono	Peringatan
	Satuan Panjang : mm	NRP : 2111106004	
	Tanggal :	Dilihat : Dr.Eng. Unggul Wasiwitono,ST.,M.Eng.Sc	
ITS	CAKRAM		Nomor : 11
			Format : A5



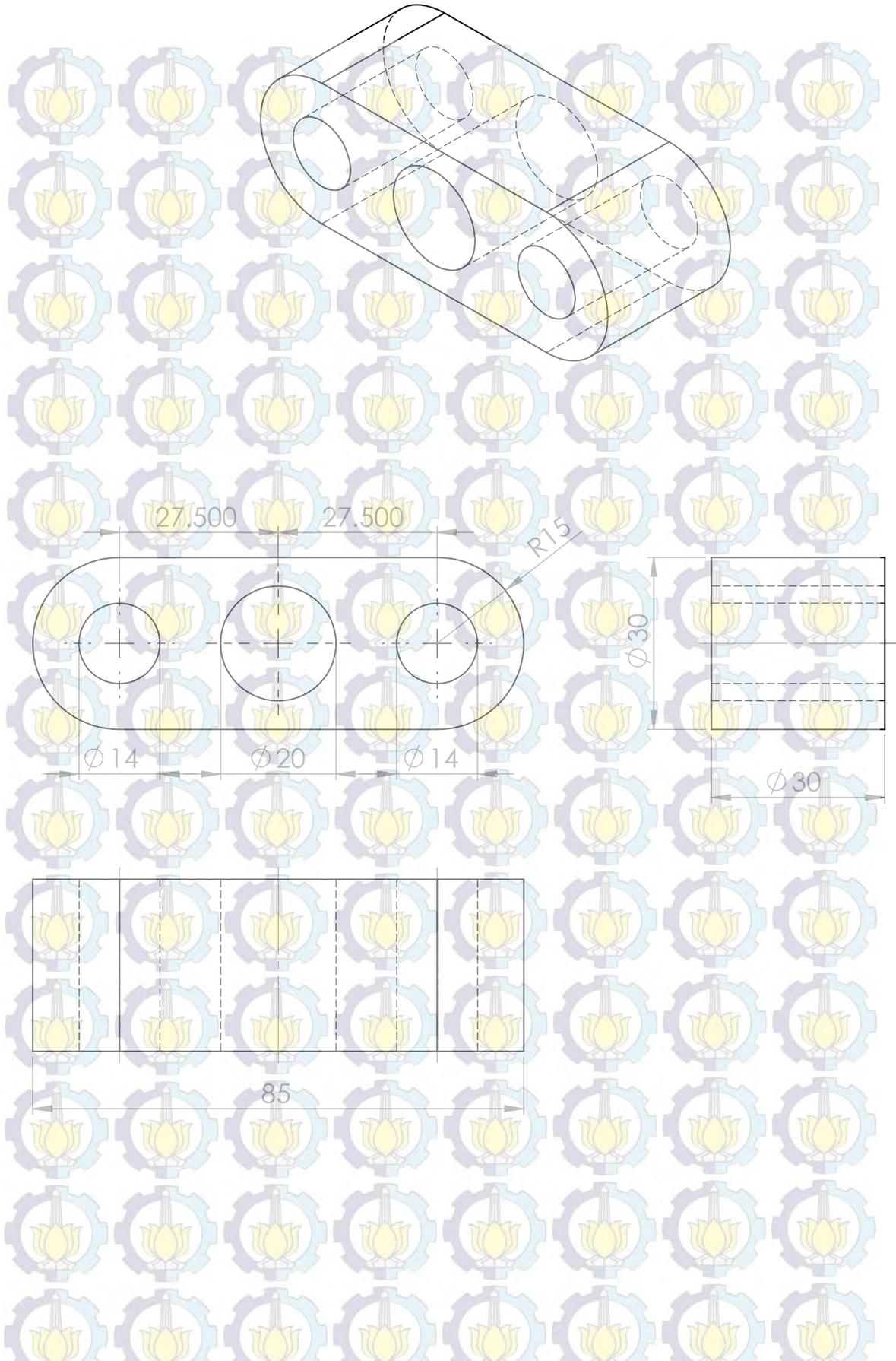
Skala : 2:1	Digambar : Aditya Dwi Wicaksono	Peringatan
Satuan Panjang : mm	NRP : 2111106004	
Tanggal :	Dilihat : Dr.Eng. Unggul Wasiwitono,ST.,M.Eng.Sc	

ITS

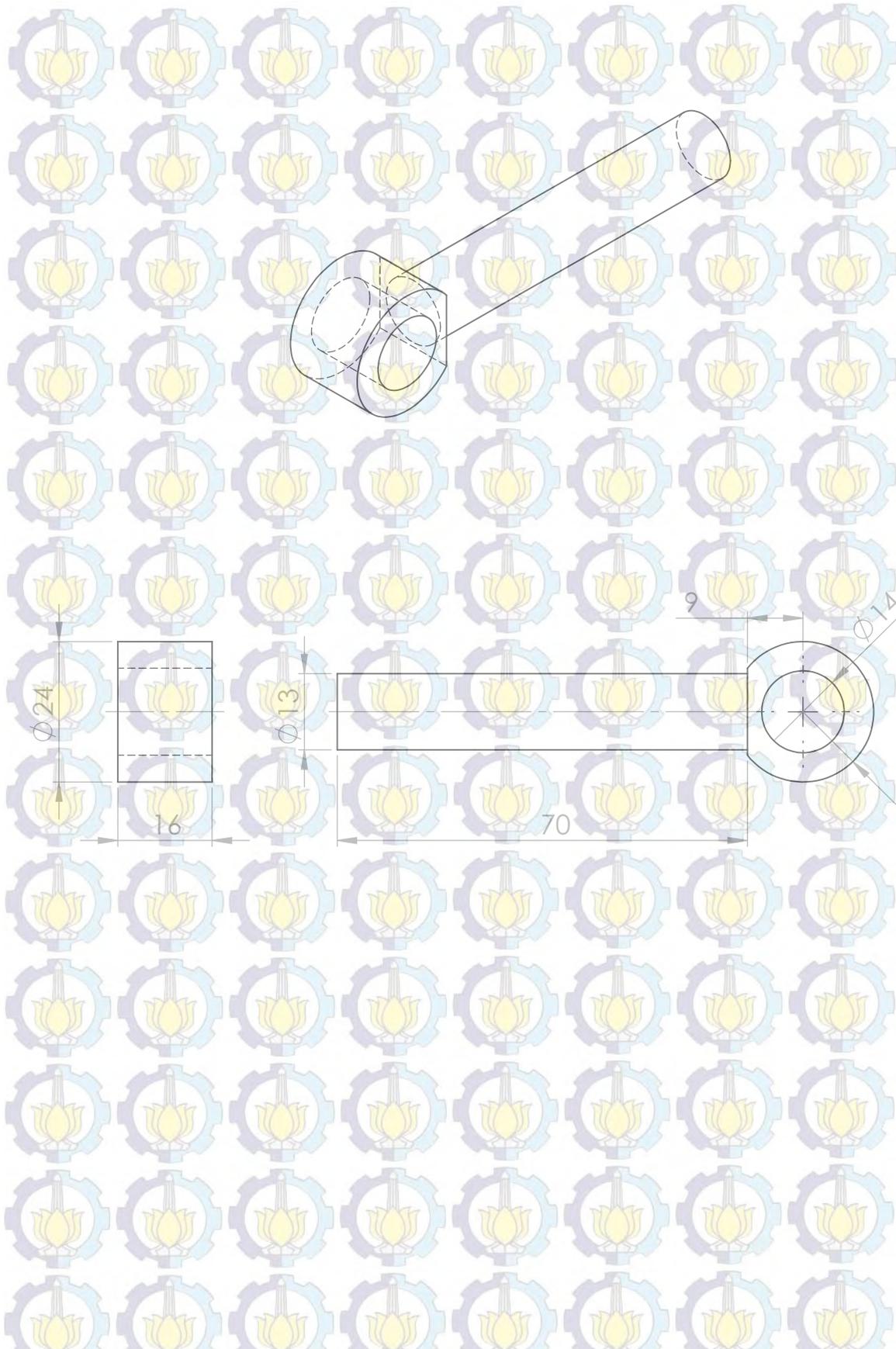
BATANG BAWAH

Nomor : 8

Format : A5



	Skala : 1:1	Digambar : Aditya Dwi Wicaksono	Peringatan
	Satuan Panjang : mm	NRP : 2111106004	
	Tanggal :	Dilihat : Dr.Eng. Unggul Wasiwitono,ST.,M.Eng.Sc	
ITS	BATANG AYUN		Nomor : 7
			Format : A5



Skala : 1:1	Digambar : Aditya Dwi Wicaksono
Satuan Panjang : mm	NRP : 2111106004
Tanggal :	Dilihat : Dr.Eng. Unggul Wasiwitono,ST.,M.Eng.Sc

Peringatan

DIMENSI RUANG REM YANG TERSEDIA PADA KENDARAAN PERKOTAAN
(sumber : Data lapangan)

Mobil	Panjang (cm)	Lebar (cm)	Tinggi (cm)	Berat Total (kg)
Daihatsu Terios	34	18	17	1215
Datsun Go Panca	32	18	15	812
Nissan March	32	19	15	925
Toyota Avanza	34	20	17	1060
Daihatsu Xenia	34	20	17	1030
Toyota Innova	35	22	18	1665
Suzuki Ertiga	33	16	14	1180
Daihatsu Ayla	34	17	15	785
Toyota Agya	34	17	15	800
Honda Jazz	35	19	17	1080

BIODATA PENULIS



Aditya Dwi Wicaksono dilahirkan di Bandar Lampung pada tanggal 6 Juni 1989. Penulis merupakan anak kedua dari dua bersaudara dari pasangan Agus Suwarto dan Rini Asnawati. Penulis memulai pendidikan formal di SDN 1 Labuhan Ratu Bandar Lampung lalu melanjutkan pendidikan di SLTPN 4 Bandar Lampung dan kemudian SMAN 9 Bandar Lampung. Pada tahun 2008 penulis melanjutkan pendidikan di jurusan D3 Teknik Mesin Program Studi Konsentrasi Teknik Otomotif Politeknik Negeri Jakarta dan pada tahun 2012 penulis melanjutkan pendidikan S1 Teknik Mesin di Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) Surabaya dengan bidang studi Desain Otomotif dalam pengerjaan Tugas Akhir.

Untuk informasi dan masukan dapat menghubungi penulis melalui adityawicaksono1989@gmail.com

Perancangan *Electromechanical Brake* untuk Kendaraan Perkotaan

Aditya Dwi Wicaksono dan Unggul Wasiwitono
Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS)
Jl. Arief Rahman Hakim, Surabaya 60111 Indonesia
e-mail: uwasiwitono@gmail.com

Abstrak— Sistem pengereman memiliki fungsi untuk menghentikan laju kendaraan sehingga sistem ini sangatlah penting bagi pengguna kendaraan. Sistem pengereman yang digunakan pada banyak kendaraan adalah sistem pengereman hidrolis. Namun sistem pengereman ini memiliki kelemahan yaitu respon lambat, lebih berat secara keseluruhan dan kebocoran fluida rem berbahaya. Untuk mengatasi kelemahan diatas, dirancang *electromechanical brake system*. Metode dalam tugas akhir ini adalah mengumpulkan data city car kemudian dirancang *electromechanical brake* berdasarkan *clamping force*. Simulasi ini menggunakan *solidworks* untuk mengetahui apakah komponen dalam *electromechanical brake* ini mampu menahan *clamping force*. Dari perhitungan yang telah dilakukan dapat diketahui sebagai berikut panjang 307 mm, lebar 166 mm dan tinggi 166 mm. Sebagai penggerak digunakan Planetary Gear, Motor tipe Brushless DC Motor, Powerscrew, Batang Poros, Batang ayun dan sistem sambungan mekanisme yang terdiri dari Nut, Baut, Pin, Piringan Rem dan Kampas Rem. Material yang digunakan dalam perancangan ini adalah AISI 4340 Steel, Normalized yang memiliki nilai tegangan ijin maksimum 710.000.000 N/m². Hasil simulasi dibagi dalam 3 bagian yaitu simulasi planetary gear dengan nilai tegangan maksimum sebesar 246.595.552 N/m², simulasi terhadap Screw, nut dan head dengan nilai tegangan maksimum sebesar 223.013.760 N/m² dan simulasi terhadap batang poros dan batang ayun dengan nilai tegangan maksimum sebesar 282.190.240 N/m². Nilai tegangan maksimumnya lebih rendah tegangan ijin materialnya, sehingga perencanaan komponen-komponen ini aman.

Kata Kunci : Sistem pengereman, Sistem pengereman hidrolis, *electromechanical brake*, *Solidworks*, Planet Gear, Tegangan.

I. PENDAHULUAN

Sat ini perkembangan teknologi semakin pesat, salah satu diantaranya adalah kendaraan roda empat (mobil). Di Indonesia, kendaraan roda empat khususnya kendaraan perkotaan sudah menjadi kebutuhan utama dikarenakan tingginya tingkat kebutuhan masyarakat. Melihat tingginya harapan masyarakat pada kendaraan, dalam hal ini keamanan menjadi hal yang sangat penting yang harus dipenuhi oleh kendaraan itu sendiri sehingga hal ini membuat para pencipta kendaraan roda empat semakin berlomba untuk menciptakan kendaraan dengan sistem keamanan dan keselamatan yang lebih baik.

Salah satu sistem keamanan dan keselamatan pada kendaraan adalah sistem pengereman dimana fungsinya menghentikan laju kendaraan^[1]. Sistem pengereman yang masih banyak digunakan dalam kendaraan yaitu sistem pengereman hidrolis dimana menggunakan media fluida cair sebagai media gerakan. Namun sistem pengereman ini memiliki banyak kelemahan yaitu respon lambat, lebih berat secara keseluruhan, merusak lingkungan karena kebocoran fluida berbahaya^[2]. Untuk itu *electromechanical brake* dirancang guna mengganti fungsi pengereman hidrolis. Pemilihan *electromechanical brake system* dalam mengganti sistem pengereman hidrolis karena *electromechanical brake system* memiliki keunggulan yaitu respon waktu lebih cepat, mudah dalam sistem kontrol, jumlah komponen yang digunakan lebih sedikit, tidak menggunakan fluida rem berbahaya^[2].

Tugas akhir ini mengenai perancangan *electromechanical brake* untuk kendaraan perkotaan pada jalan datar dan menurun dan diharapkan kemampuan pengeremannya sama dengan kemampuan pengereman hidrolis.

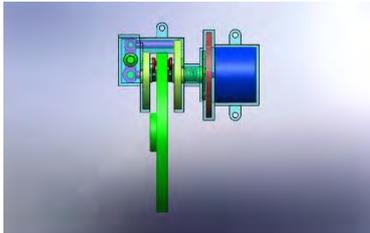
II. METODOLOGI PENELITIAN

Pada penelitian ini, prosedur penelitian dimulai dengan studi literatur mengenai *electromechanical brake*, merumuskan permasalahan, mengumpulkan data kendaraan, menganalisa parameter kendaraan melalui FBD untuk mendapatkan besar gaya yang diterima roda depan dan belakang, mencari porsi pengereman dan mencari kebutuhan gaya pengereman. Kemudian dilakukan perhitungan gaya pengereman. Selanjutnya mencari gaya clamp berdasarkan gaya pengereman yang telah didapatkan. Setelah itu merancang *electromechanical brake* berdasarkan *clamping force*. Jika dimensi rancangan tidak melebihi dimensi ruang yang disediakan maka dilanjutkan dengan melakukan simulasi kekuatan material menggunakan *solidworks*. Jika rancangan mampu menahan *clamping force* maka dilanjutkan dengan dibuat kesimpulan dari pelaksanaan Tugas akhir ini.

III. PERANCANGAN ELECTROMECHANICAL BRAKE

A. Rancangan Electromechanical Brake

Perancangan rangka dilakukan tidak melebihi dengan batasan dimensi yang sudah ditentukan yaitu panjang 350, lebar 190 dan tinggi 170 mm. Rancangan *electromechanical brake* yang ditunjukkan pada gambar 2 memiliki panjang 302 mm, dengan lebar 164 mm, dan tinggi 164 mm.



Gambar 1. Electromechanical Brake

B. Material Electromechanical Brake

Material yang digunakan untuk komponen di dalam *electromechanical brake* adalah AISI 4340 *steel normalized* dengan nilai tegangan ijin (Syp) = $Syp = 710.000.000 \text{ N/m}^2$. Dan menggunakan angka keamanan $N = 2$

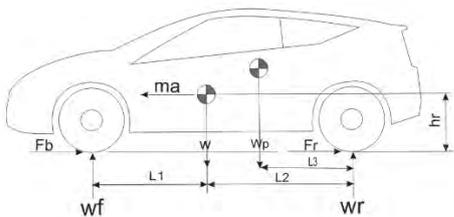
C. Perhitungan Electromechanical Brake.

Tabel 1. Spesifikasi rancangan Honda Jazz^[5].

Dimensi kendaraan	Simbol	Besaran
Jarak sumbu roda	L	2.49 m
Ketinggian pusat berat terhadap permukaan jalan	h_r	
Massa kendaraan	m	1080 kg
Berat kendaraan	W	10594 N
Massa konsentrasi depan	m_f	669,6 Kg
Berat konsentrasi depan	W_f	6568,77 N
Massa konsentrasi belakang	m_r	410,4 Kg
Berat konsentrasi belakang	W_r	4026,02 N
Luas Frontal Kendaraan	A	2,58 m ²
Ban (P 175/65 R15)		
Radius dynamic	r_{dyn}	278 mm

D. Analisa Letak Center of Gravity Kendaraan

Dengan menggunakan perhitungan berdasarkan data kendaraan yang didapatkan ditambah 2 penumpang. Maka lokasi CG dapat ditunjukkan pada gambar 2.



Gambar 2. Lokasi *center of gravity* kendaraan.

jarak *cg* terhadap sumbu poros roda depan ($L1$) yaitu sebesar 1,01 m dan jarak terhadap sumbu poros roda belakang ($L2$) adalah sebesar 1,48 m. Untuk tinggi *cg* terhadap ground (h) adalah sebesar 0,95 m. Berat 2 penumpang adalah 1177,2 N. Spesifikasi rancangan Honda Jazz dapat dilihat pada tabel 1.

E. Perhitungan Perlambatan

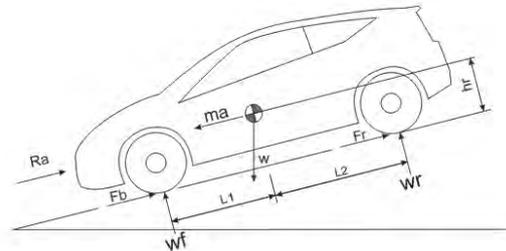
Untuk mendapatkan nilai perlambatan (a) maka perlu didapatkan gaya pengereman total yaitu :

$$F_{b_{max}} = m.a \tag{1}$$

$$a = \frac{W \cdot \mu}{m} \tag{2}$$

F. Perhitungan Clamping Force pada Jalan Menurun.

Perhitungan *clamping force* berdasarkan pada gaya pengereman maksimum yang didapatkan pada kendaraan pada saat berjalan di jalan menurun. Gaya pengereman maksimum ini terjadi pada roda depan dikarenakan beban terpusat pada bagian depan. Besarnya *clamping force* tersebut adalah 2902,63 lbf atau 12910,8 N. *Clamping force* ini digunakan untuk merancang *electromechanical brake*.



Gambar 3. FBD pengereman pada jalan menurun.

Besarnya berat roda depan dan belakang dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$W_f = \frac{W}{L} (L_2 + hr (\mu + fr - \sin 30^\circ)) + \frac{1}{L} W \cdot \sin 30^\circ \cdot hr \tag{3}$$

$$W_r = \frac{W}{L} (L_1 - hr (\mu + fr - \sin 30^\circ)) + \frac{1}{L} W \cdot \sin 30^\circ \cdot hr \tag{4}$$

Besarnya distribusi gaya rem depan dan belakang adalah :

$$K_{bf} = \frac{W_f}{W} \tag{5}$$

$$K_{br} = \frac{W_r}{W} \tag{6}$$

Besarnya gaya pengereman roda depan dan belakang dapat dirumuskan sebagai berikut ;

$$F_{bf} = K_{bf} \cdot F_b \tag{7}$$

$$F_{br} = K_{br} \cdot F_b \tag{8}$$

G. Clamping Force

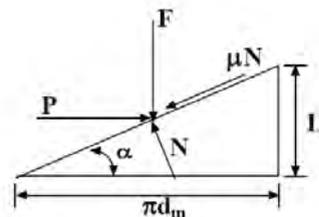
Clamping Force adalah gaya yang digunakan untuk menekan kampas rem. Beban yang bekerja merupakan gaya pengereman (F_{bc}) dibagi koefisien adhesi jalan aspal (μ) yang dirumuskan sebagai berikut:

$$F_{cl} = \frac{F_{bc}}{\mu} \tag{9}$$

Gaya ini didapatkan 2902,63 lbf atau 12908,73 N

H. Analisa Perhitungan Gaya pada Komponen

a. Power Screw



Gambar 4. Gaya yang bekerja pada permukaan untuk menaikkan beban.

Tabel 2. Spesifikasi *screw* [4].

Spesifikasi		
Diameter Major	d	0,5 in
Diameter Minor	dr	0,4 in
Diameter Pitch	dp	0,45 in
Pitch	P	0,1 in
Thread per inch	n	10

Besarnya sudut inklinasi α adalah :

$$\tan \alpha = \frac{n \cdot P}{\pi \cdot dp} \quad (10)$$

Gaya yang menyebabkan torsi pada *screw*

$$P = F \frac{\mu \cdot \cos \alpha + \sin \alpha}{\cos \alpha - \mu \cdot \sin \alpha} \quad (11)$$

Dimana μ adalah koefisien gesek *screw*

Analisa Kegagalan pada *screw* menggunakan MNST

dimana Komponen ini aman jika $\sigma_{max} \leq \frac{S_{yp}}{N}$ dengan angka keamanan N adalah 2

Besarnya tegangan maksimum σ_{max} adalah :

$$\sigma_{max} = \sqrt{\left(\frac{4Fcl}{\pi(d_r+d_p)^2}\right)^2 + \left(\frac{16T}{\pi d_r^3}\right)^2} \quad (12)$$

Dimana F adalah *clamping force* dan T adalah Torsi *screw*.

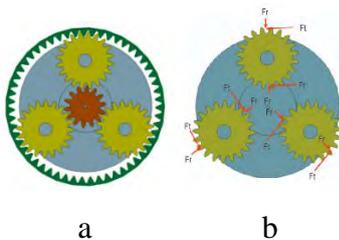
b. Nut

Nut mengalami tegangan *bearing* yang dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$\sigma_b = \frac{Fcl}{\pi dp hn} \quad (13)$$

Dimana h adalah ketinggian *thread*.

c. Planetary Gear



Gambar 5. a. Planetary Gear ; b. FBD

$$T_{screw} = T_{carrier} = GR T_{sun}$$

Tabel 3. Spesifikasi Planetary Gear

Gigi	Jumlah gigi (Nt)
Sun Gear	12
Planet Gear	18
Ring Gear	50
GR = 5,167	
Pitch (P) = 10	

Diameter *sun gear*, planet dan *ring gear* dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$d_{sun\ gear} = \frac{Nt_{sun}}{P} \quad (14)$$

$$d_{planet\ gear} = \frac{Nt_{planet}}{P} \quad (15)$$

$$d_{ring\ gear} = \frac{Nt_{ring}}{P} \quad (16)$$

Untuk mendapatkan torsi *sun gear* (T_{sun}) dan Gaya transmisi (F_t) dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$T_{sun} = \frac{T_{screw}}{GR} \quad (17)$$

$$F_t\ sun = \frac{T_{sun}}{d_{sun}} \quad (18)$$

Berdasarkan T_{sun} maka didapatkan Torsi Motor

Menentukan lebar gigi dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$b = \frac{Fd}{d_p \cdot Q \cdot K} \quad (19)$$

Dimana Fd adalah beban dinamis, K adalah faktor beban keausan, Q adalah $\frac{2 \cdot Nt_g}{Nt_p + Nt_g}$, dp adalah diameter roda gigi terkecil (pinion).

$$\text{Cek lebar gigi : } \frac{9}{P} \leq b \leq \frac{13}{P} \quad (20)$$

Pemeriksaan kekuatan akar gigi dengan metode AGMA [6] Kekuatan terhadap patahan

$$\sigma_t = \frac{F_t \cdot K_o \cdot P \cdot K_s \cdot K_m}{K_v \cdot b \cdot J} \quad (21)$$

Dimana σ_t adalah tegangan yang terjadi pada kaki gigi (psi), b adalah lebar gigi, Ft adalah gaya transmisi, Ko adalah faktor koreksi beban lebih P adalah *diametral pitch*, Ks adalah faktor koreksi ukuran untuk mengatasi sifat material ($K_s \approx 1$), Km adalah faktor distribusi beban, J adalah factor bentuk, Kv adalah faktor dinamis [6].

$$S_{ad} = \frac{Sat \cdot K_L}{K_T \cdot K_R} \quad (22)$$

Dimana Sad adalah tegangan ijin maksimal perencanaan (psi), Sat adalah tegangan ijin material, KL adalah factor umur, KT adalah faktor temperature $K_T = \frac{460 + T_F}{620}$; T_F (°F), KR adalah factor keamanan [6].

Roda gigi akan aman jika $S_{ad} \geq \sigma_t$

Kekuatan Permukaan Gigi (Persamaan AGMA) [6]

$$\sigma_c = C_p \sqrt{\frac{F_t \cdot C_o \cdot C_s \cdot C_m \cdot C_f}{C_v \cdot d \cdot b \cdot I}} \quad (23)$$

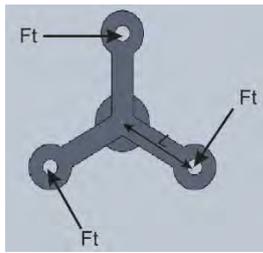
Dimana σ_c adalah tegangan kompresi yang terjadi, Cp adalah koefisien yang tergantung elastisitas material, Ft adalah gaya transmisi, Co adalah faktor beban lebih, Cs adalah faktor ukuran, Cm adalah faktor distribusi beban, I adalah faktor geometri, Cf adalah faktor kondisi permukaan, d adalah diameter pitch roda gigi, b adalah lebar gigi [6].

$$S_{ac} \left(\frac{C_L C_H}{C_T \cdot C_R} \right) \quad (24)$$

Dimana Sac adalah tegangan yang diijinkan, CL adalah faktor umur ($C_L = 1$). CH adalah factor perbandingan kekerasan, CT adalah faktor temperature = 1 ($T_F < 250$), CR adalah faktor keamanan.

Syarat : Roda gigi aman dari keausan jika $\sigma_c \leq S_{ac} \left(\frac{C_L C_H}{C_T \cdot C_R} \right)$

d. Carrier



Gambar 6. FBD Carrier

Dimana Gaya tangensial (Ft) dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$F_t = \frac{T_{carrier}}{L} \tag{25}$$

Analisis Kegagalan : $\sigma_b \leq \frac{S_{yp}}{N}$

Dengan menganggap carrier sebagai cantilever beam sehingga :

$$b \geq \frac{6 \cdot F \cdot L}{\sigma_b \cdot h^2} \tag{26}$$

Dimana h adalah 10 mm dan L = 40 mm, sehingga didapatkan lebar carrier (b).

e. Batang Poros



Gambar 7. FBD Batang Poros

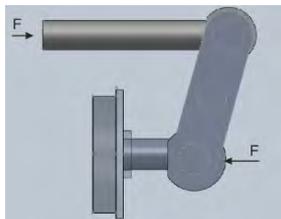
Analisis Kegagalan : $\sigma_b \leq \frac{S_{yp}}{N}$

Dimana tegangan yang terjadi dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$\sigma = \frac{P}{A} = \frac{P}{\frac{\pi}{4} d^2} \tag{27}$$

Maka didapatkan diameter batang poros (d).

f. Pin Batang



Gambar 8. FBD batang

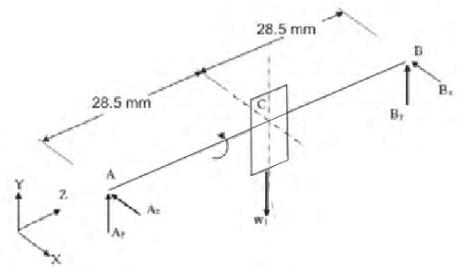
Analisis Kegagalan : $\sigma_b \leq \frac{S_{yp}}{N}$

Pin mengalami tegangan bearing

$$\sigma_b = \frac{F}{d \cdot t} \tag{28}$$

Dimana F adalah clamping force, d adalah diameter pin dan t adalah ketebalan dengan nilai 32 mm maka didapatkan diameter pin batang.

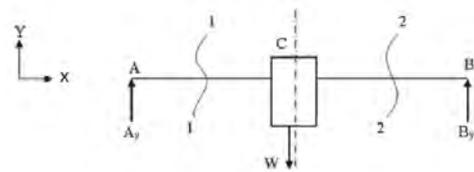
g. Pin tengah



Gambar 9. FBD pin tengah

Dengan didapatkan $W = m \cdot g$ (29)

Besar momen pada bidang vertical



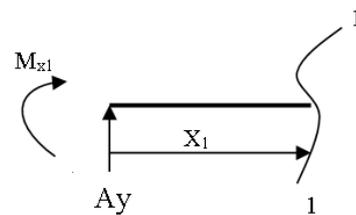
Gambar 9 FBD pada bidang x-y

$$\begin{aligned} + \curvearrowright \Sigma M_A = 0 \\ (W \cdot 28,5 \text{ mm}) - (B_y \cdot 57 \text{ mm}) = 0 \tag{30} \\ B_y = \frac{(2,82 \text{ N} \cdot 28,5 \text{ mm})}{57 \text{ mm}} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} + \uparrow \Sigma F_y = 0 \\ A_y + B_y + N - W = 0 \tag{31} \\ A_y = W - B_y \end{aligned}$$

Mencari tegangan terbesar (Bidang X – Y)

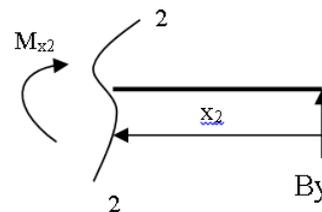
Potongan 1 – 1 ($0 \leq x_1 \leq 28.5 \text{ mm}$)



Gambar 10. Potongan 1-1 bidang x – y

$$M_{x1} = A_y \cdot x_1 \tag{32}$$

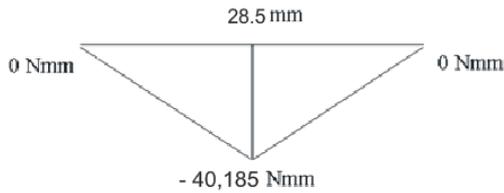
Potongan 2 – 2 ($0 \leq x_2 \leq 250 \text{ mm}$)



Gambar 11. Potongan 2-2 bidang x – y

$$M_{x2} = B_y \cdot x_2 \tag{33}$$

Diagram bidang momen poros (bidang vertikal)



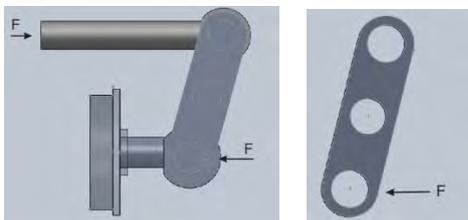
Gambar 12 Diagram momen poros bidang vertikal

Berdasarkan teori kegagalan, diameter poros dapat dicari :

$$\frac{0.5 S_{yp}}{N} \geq \frac{16}{\pi D_o^3 \left[1 - \left(\frac{D_i}{D_o}\right)^4\right]} \sqrt{(M)^2 + (T)^2} \quad (34)$$

Dengan T adalah 0 dan poros adalah pejal $D_i = 0$ maka didapatkan diameter (D_o) minimum.

h. Batang Ayun



Gambar 13 a. FBD batang; b. FBD batang ayun

Analisis Kegagalan : $\sigma_b \leq \frac{S_{yp}}{N}$

Dengan menganggap batang sebagai cantilever beam maka ;

$$\sigma_b = \frac{F \cdot L}{\frac{b \cdot h^2}{6}} \quad (35)$$

Dengan $b = 30$ mm dan $h = 15$ mm maka didapatkan panjang (L) maksimum

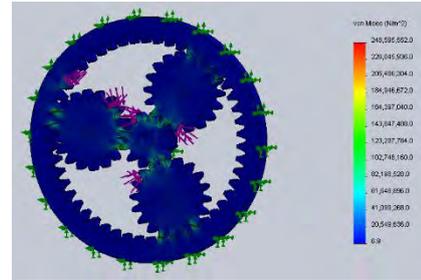
I. Simulasi Kekuatan Electromechanical Brake

Simulasi kekuatan dilakukan dengan memberikan gaya-gaya yang telah dihitung sebelumnya. Jika tegangan maksimum hasil simulasi bernilai lebih rendah dari tegangan iin material (yield strength), maka komponen electromechanical dikategorikan aman.

J. Simulasi Komponen Electromechanical

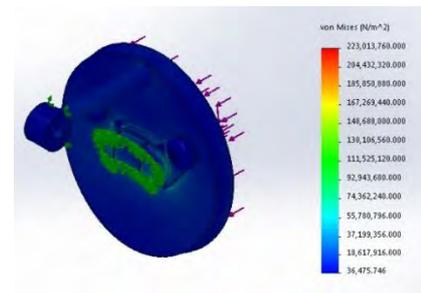
Simulasi kekuatan dilakukan dengan memberikan gaya-gaya yang telah dihitung sebelumnya. Jika tegangan maksimum hasil simulasi bernilai lebih rendah dari tegangan iin material (yield strength), maka komponen electromechanical dikategorikan aman.

Hasil dari simulasi terhadap komponen dapat dilihat pada gambar 4.17 Dari hasil simulasi tersebut didapatkan tegangan maksimum sebesar 246.595.552 N/m². Nilai tersebut masih lebih rendah dari tegangan ijin material AISI 4340 Steel, Normalized yang bernilai 710.000.000 N/m².



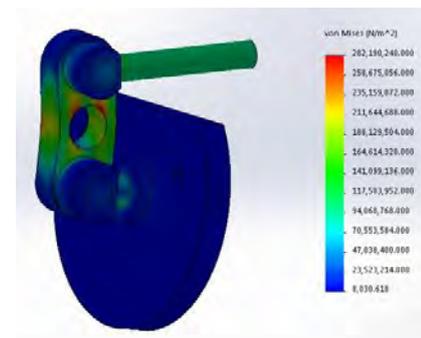
Gambar 14. Simulasi terhadap planetary gear.

Hasil dari simulasi gaya statis terhadap komponen dapat dilihat pada gambar 4.18 Dari hasil simulasi tersebut didapatkan tegangan maksimum sebesar 223.013.760 N/m². Nilai tersebut masih lebih rendah dari tegangan ijin material AISI 4340 Steel, Normalized yang bernilai 710.000.000 N/m².



Gambar 15. Simulasi terhadap Screw dan nut.

Hasil dari simulasi gaya statis terhadap komponen dapat dilihat pada gambar 4.19 Dari hasil simulasi tersebut didapatkan tegangan maksimum sebesar 282.190.240 N/m². Nilai tersebut masih lebih rendah dari tegangan ijin material AISI 4340 Steel Normalized yang bernilai 710.000.000 N/m².



Gambar 16. Simulasi terhadap batang

IV. KESIMPULAN

1. Didapatkan rancangan *Electromechanical Brake* untuk kendaraan perkotaan dengan spesifikasi sebagai berikut :

Motor Type Brushless DC Motor

- Panjang = 135 mm
- Diameter = 105 mm
- Diameter shaft = 16 mm
- Torsi = 18 Nm

Material Komponen : AISI 4340 steel normalized

Planetary Gear

Gear Reduction	= 5,167
<i>Sun Gear</i>	
Diameter	= 1.2 in = 30 mm
Tebal	= 0,91 in = 23 mm
Pitch	= 10
Jumlah Gigi	= 12
<i>Planet Gear</i>	
Diameter	= 1.8 in = 46 mm
Tebal	= 0,91 in = 23 mm
Pitch	= 10
Jumlah Gigi	= 18
<i>Ring Gear</i>	
Diameter	= 5 in = 127 mm
Tebal	= 0,91 in = 23 mm
Pitch	= 10
Jumlah	= 50
<i>Power Screw</i>	
Diameter Major	= 0,5 in = 13 mm
Diameter Minor	= 0,4 in = 10 mm
Diameter Pitch	= 0,45 in = 11 mm
Pitch	= 0,1 in = 2.5 mm
Thread per inch	= 10
<i>Nut 1</i>	
Diameter luar	= 30 mm
Diameter dalam	= 14 mm
Tebal	= 5 mm
<i>Head</i>	
Diameter	= 125 mm
Tebal	= 13 mm
<i>Nut 2</i>	
Diameter luar	= 30 mm
Diameter dalam	= 20 mm
Panjang	= 5 mm
<i>Head</i>	
Diameter Luar	= 125 mm
Diameter Dalam	= 13 mm
<i>Batang Atas</i>	
Diameter	= 13 mm
Panjang	= 70 mm
<i>Batang Ayun</i>	
Panjang	= 85 mm
Lebar	= 30 mm
Tinggi	= 30 mm
<i>Batang Bawah</i>	
Diameter	= 14 mm
Panjang	= 13 mm
<i>Pin Batang</i>	
Diameter	= 14 mm
Panjang	= 32 mm
<i>Pin Tengah</i>	
Diameter	= 20 mm
Panjang	= 57 mm
<i>Kampas rem</i>	
Tebal	= 13 mm
Material	= rubber

<i>Piringan rem</i>	
Diameter luar	= 289 mm
Tebal	= 20 mm
Diameter dalam	= 70 mm
Bolt hole	= 10 mm
<i>Baut kampas</i>	
Diameter	= M10
Panjang	= 35 mm
Diameter	= M8
Panjang	= 35 mm
<i>Baut Housing</i>	
Diameter	= M10
Panjang	= 30 mm
<i>Housing</i>	
Panjang	= 302 mm
Lebar	= 164 mm
Tinggi	= 164 mm

2. Hasil dari simulasi gaya statis terhadap komponen dapat dilihat pada gambar 4.10 Dari hasil simulasi tersebut didapatkan tegangan maksimum sebesar 246.595.552 N/m² yang terjadi pada bagian kontak antara sun gear dan pinion gear. Nilai tersebut masih lebih rendah dari tegangan ijin material AISI 4340 Steel, Normalized yang bernilai 710.000.000 N/m².
3. Hasil dari simulasi gaya statis terhadap komponen dapat dilihat pada gambar 4.11 Dari hasil simulasi tersebut didapatkan tegangan maksimum sebesar 223.013.760 N/m². Nilai tersebut masih lebih rendah dari tegangan ijin material AISI 4340 Steel, Normalized yang bernilai 710.000.000 N/m².
4. Hasil dari simulasi gaya statis terhadap komponen dapat dilihat pada gambar 4.11 Dari hasil simulasi tersebut didapatkan tegangan maksimum sebesar 282.190.240 N/m² yang terjadi pada bagian kontak antara sun gear dan pinion gear. Nilai tersebut masih lebih tinggi dari tegangan ijin material AISI 4340 Steel Normalized yang bernilai 710.000.000 N/m².

DAFTAR PUSTAKA

- [1]. Sutantra, I Nyoman, dkk. (2010). *Teknologi Otomotif Edisi Ke-Dua*. Surabaya: Guna Widya.
- [2]. Kerem Karakoc. 2007. Modelling and Design Optimization of *Electromechanical Brake Actuator Using Eddy Currents*.
- [3]. Chihoo jo, Sungho Hwang, and Hyunsoo Kim, “Clamping-Force Control for *Electromechanical Brake*,” IEEE Transactions On Vehicular Technology, Vol. 59, No.7, September 2010.
- [4]. files.wordpress.com/2011/10/bab-08-ulir1.
- [5]. <http://automobiles.honda.com/fit/specifications.aspx>
- [6]. Deutschman, Aaron D., “Machine Design Theory and Practice”, Macmillan Publishing Co, New York, 1975.

TUGAS AKHIR

PERANCANGAN *ELECTROMECHANICAL BRAKE* UNTUK
KENDARAAN PERKOTAAN



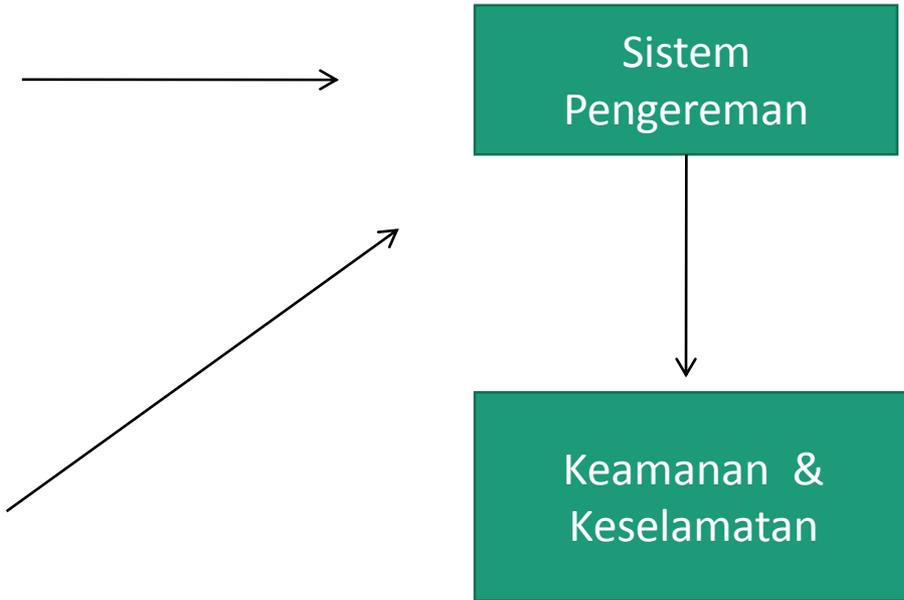
Disusun oleh :

Aditya Dwi Wicaksono (2111 106 004)

Dosen Pembimbing :

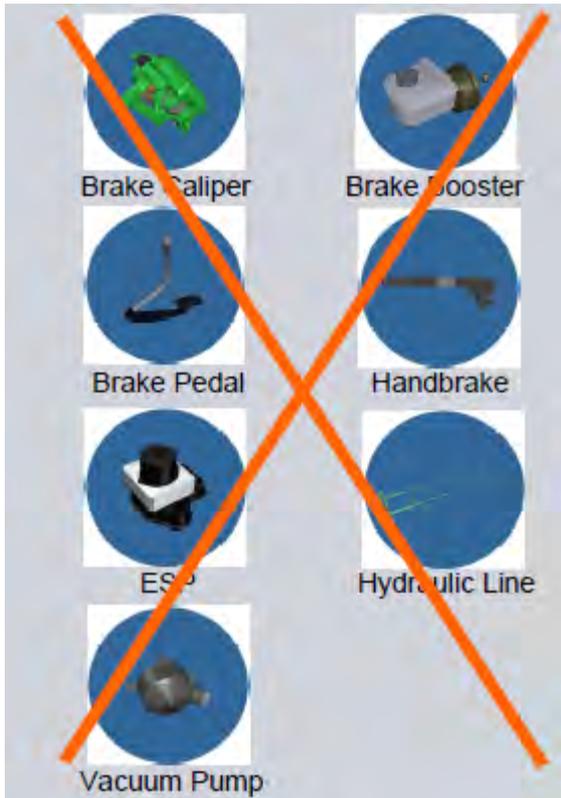
Dr. Eng. Unggul Wasiwitono, ST., M.Eng.Sc

Kenapa Kita Butuh Rem

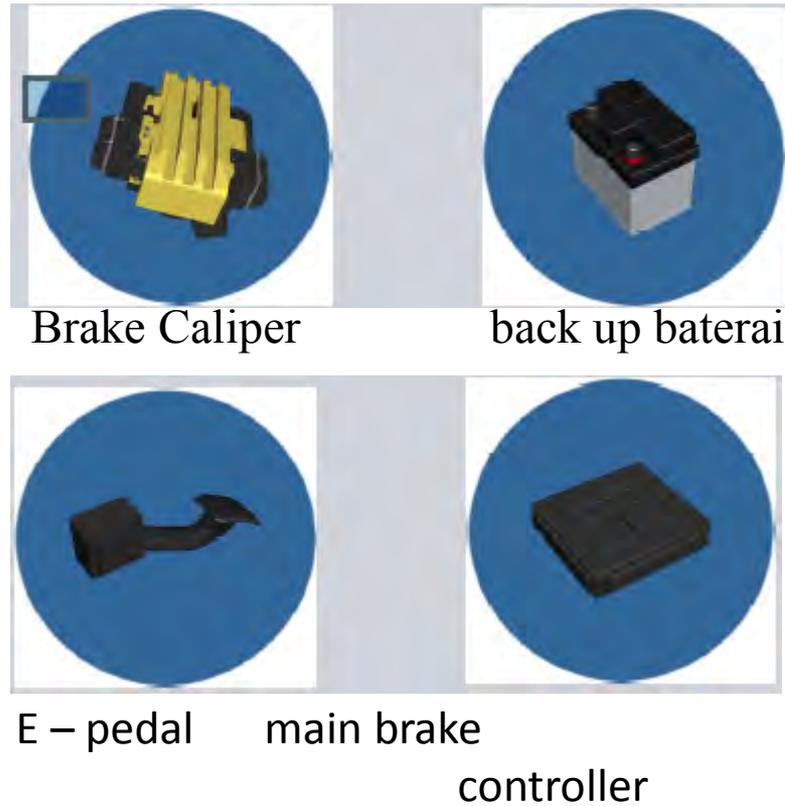


Perbandingan Komponen electromechanical brake dengan conventional hydraulic brake

CHB



EMB



Kelebihan dan Kelemahan CHB dan EMB

CHB	EMB
<p><u>Keunggulan</u></p> <ul style="list-style-type: none">• Menghasilkan torsi pengereman yang tinggi	<p><u>Keunggulan</u></p> <ul style="list-style-type: none">• Waktu respon lebih cepat• Mudah dalam sistem kontrol• Jumlah komponen yang digunakan lebih sedikit• Tidak menggunakan fluida berbahaya• Jarak pengereman lebih pendek*
<p><u>Kelemahan</u></p> <ul style="list-style-type: none">• Waktu respon lambat• Kontrol membutuhkan tambahan komponen kelistrikan• Lebih berat secara keseluruhan• Resiko lingkungan akibat kebocoran fluida berbahaya	<p><u>Kelemahan</u></p> <ul style="list-style-type: none">• Beban tambahan pada baterai• Teknologi sangat baru

Siemens VDO Automotive AG 2005 | Dirk Neunzig

* Venkata R.M and M.V Mallikarjun (2009)

Rumusan Masalah

- Bagaimana merancang *electromechanical brake* untuk kendaraan perkotaan.

Tujuan Masalah

- Merancang *electromechanical brake* untuk kendaraan perkotaan.

Batasan Masalah

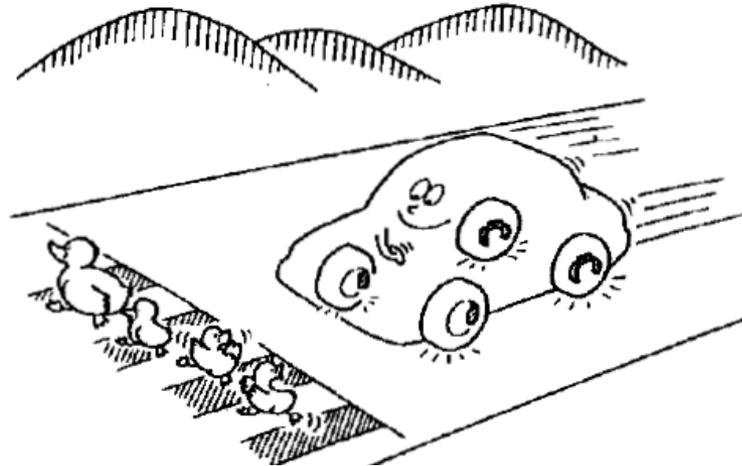
- Kendaraan yang digunakan adalah mobil perkotaan.
- Kendaraan diasumsikan dengan 2 penumpang
- Kendaraan bergerak lurus pada jalan datar dan menurun.
- Jalan menurun diasumsikan dengan sudut kemiringan 30 derajat.
- Tinggi pusat berat kendaraan diasumsikan $\frac{1}{3}$ tinggi kendaraan
- Komponen-komponen dalam perancangan diasumsikan *rigid*.
- Radius dinamik roda dianggap konstan.
- Tidak membahas sistem kontrol.

Manfaat

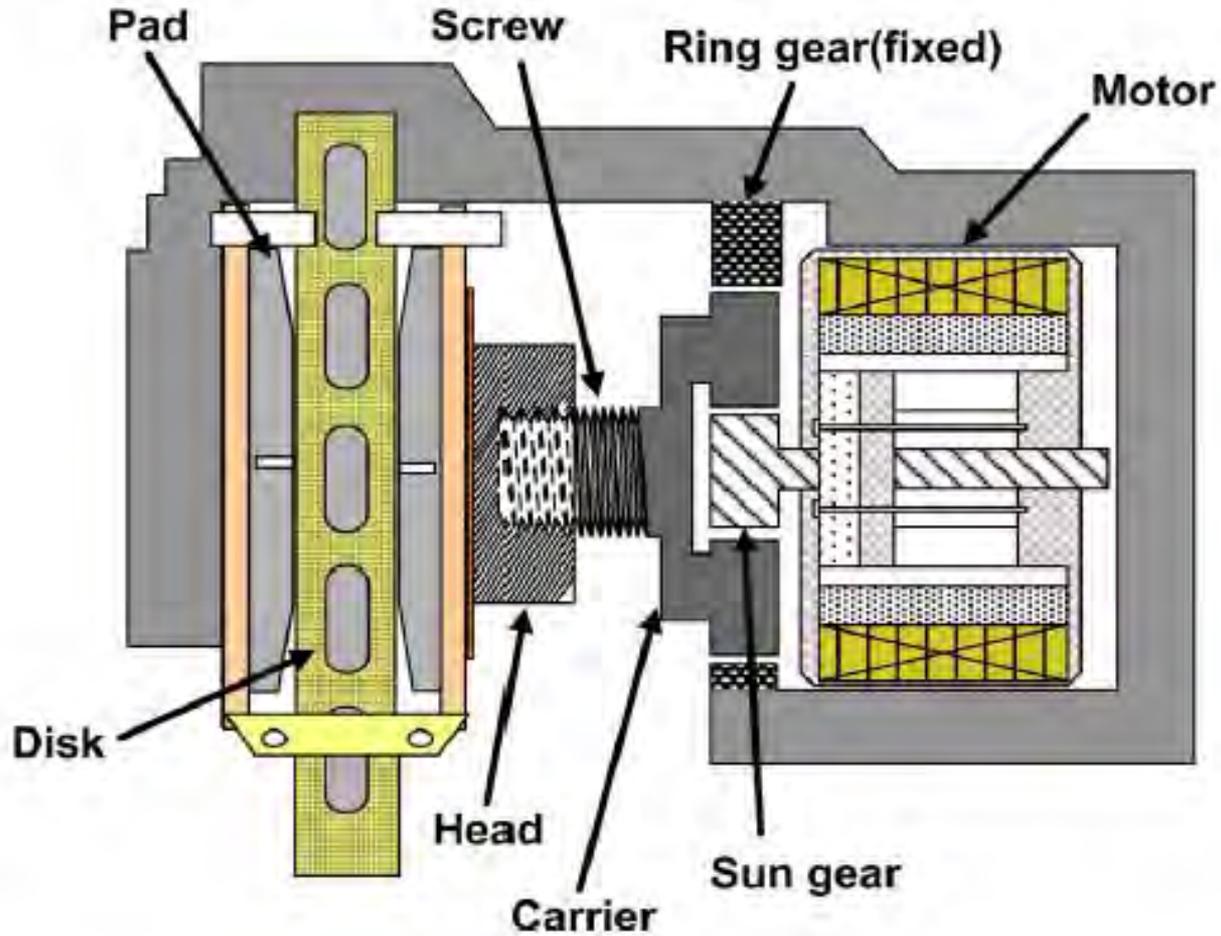
- Membantu mengembangkan desain *electromechanical brake system* dengan memanfaatkan gaya pengereman melalui pemodelan.
- Sebagai media penelitian dan pengembangan ilmu pengetahuan khususnya dalam sistem pengereman itu sendiri.

Kajian Pustaka

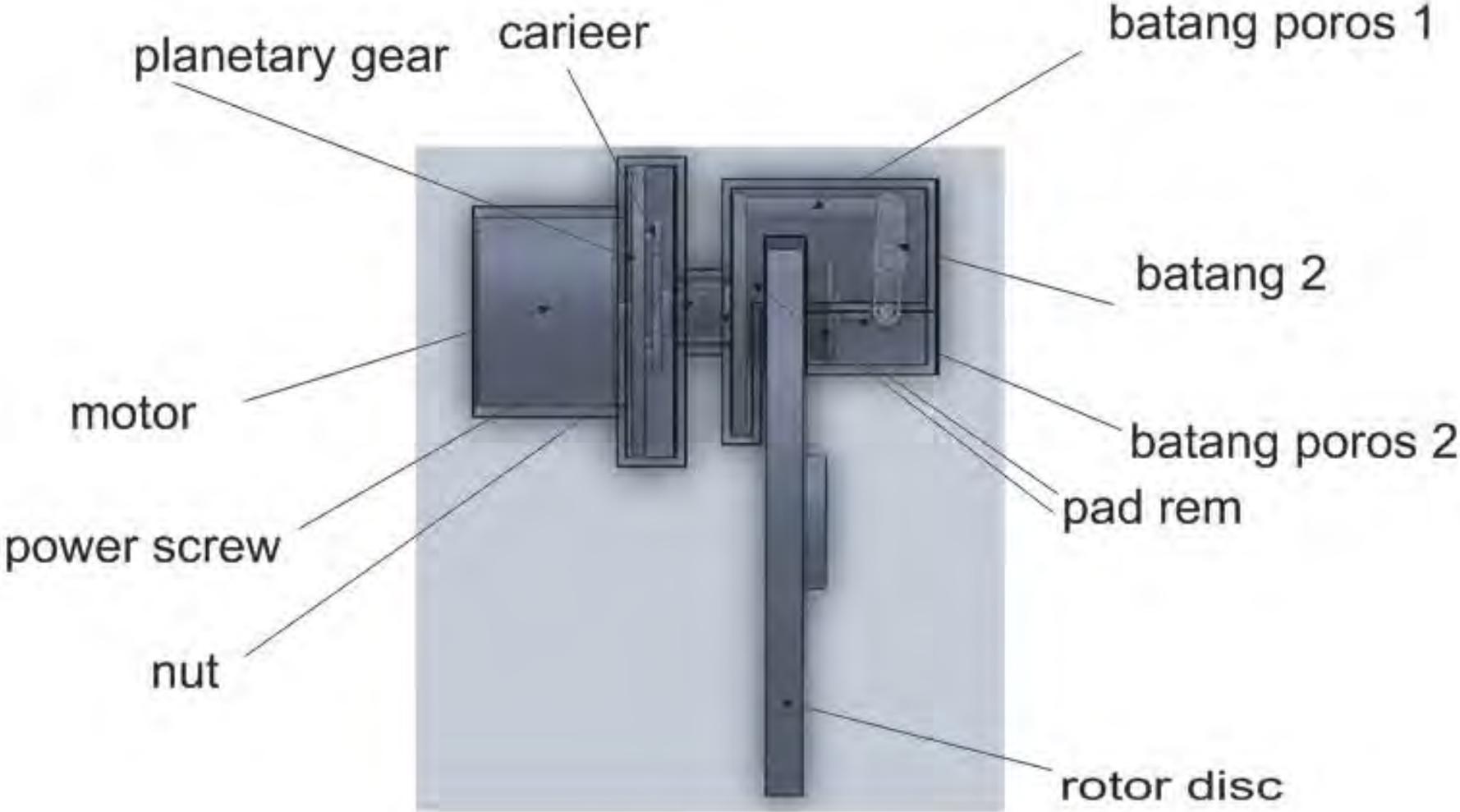
- Sistem rem dirancang untuk mengurangi kecepatan dan menghentikan kendaraan atau memungkinkan parkir pada tempat dengan kemiringan tertentu.



Electromechanical Brake

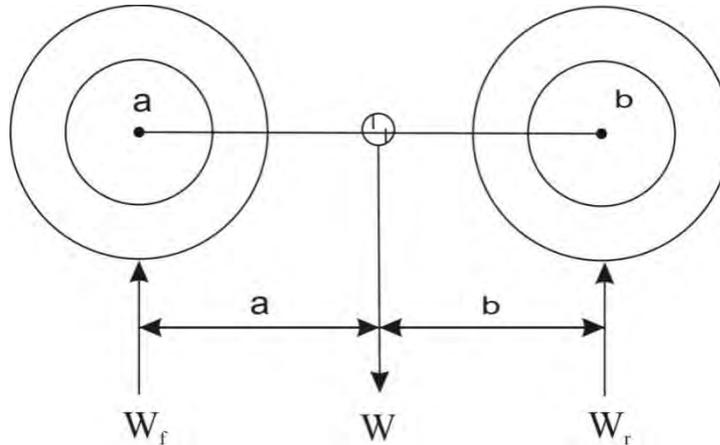


Electromechanical Brake



Perancangan Sistem Rem

- Jarak sumbu roda kendaraan pada CG saat statis



Gambar model tampak samping

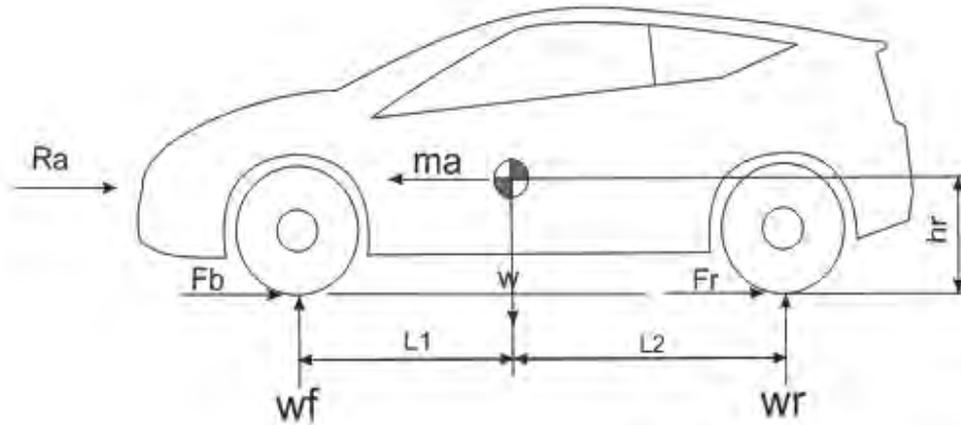
Roda Depan

$$a = \frac{W_r \cdot (a + b)}{W}$$

Roda Belakang

$$b = \frac{W_f \cdot (a + b)}{W}$$

- Berat dinamis roda depan dan belakang saat jalan datar.



Gambar FBD kendaraan saat jalan mendatar

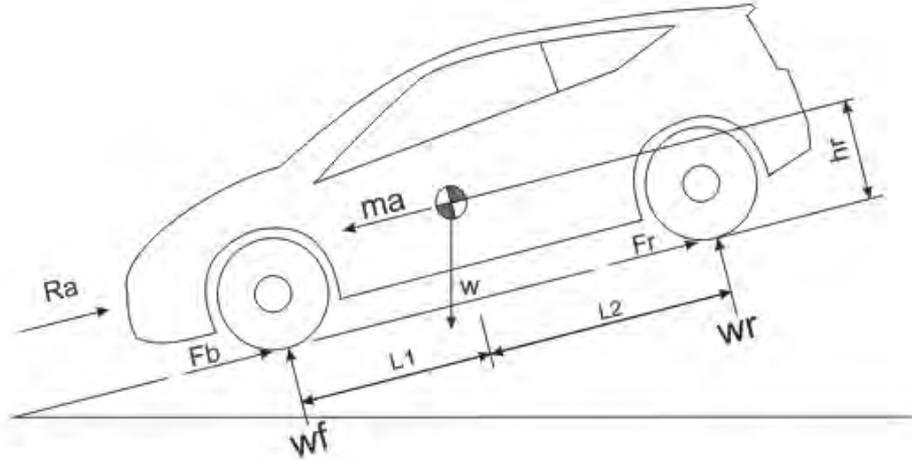
Roda Depan

$$W_f = \frac{1}{L} (W \cdot L_2 + hr (m.a - R_a))$$

Roda Belakang

$$W_r = \frac{1}{L} (W \cdot L_1 - hr (m.a - R_a))$$

- Berat dinamis roda depan dan belakang saat jalan menurun



Gambar FBD kendaraan saat jalan menurun

Roda Depan

$$W_f = \frac{W}{L} (L_2 + hr (\mu + fr)) + \frac{1}{L} W \cdot \sin 30^\circ \cdot hr$$

Roda Belakang

$$W_f = \frac{W}{L} (L_1 - hr (\mu + fr)) + \frac{1}{L} W \cdot \sin 30^\circ \cdot hr$$

Gaya Pengereman

Gaya Pengereman Maksimum

$$F_{b \text{ max}} = \mu \cdot W$$

Dimana μ adalah koefisien adhesi dan W adalah berat total kendaraan

Perlambatan

$$F_{b \text{ max}} = \mu \cdot W = m \cdot a$$

$$a = (\mu \cdot W) / m$$

Fb yang diberikan oleh system adalah

$$F_b = W \left(\frac{a}{g} - f_r \right)$$

Distribusi Pengereman

$$K_{bf} = W_f / W$$

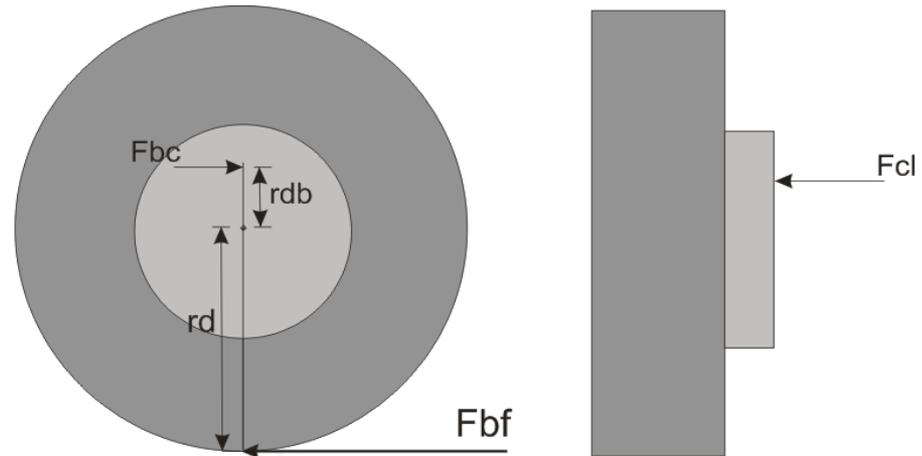
$$K_{br} = 1 - K_{bf}$$

Gaya Pengereman Roda depan dan belakang

- $F_{bf} = K_{bf} \cdot F_b = K_{br} \cdot W \left(\frac{a}{g} - fr \right)$ (depan)
- $F_{br} = K_{br} \cdot F_b = K_{br} \cdot W \left(\frac{a}{g} - fr \right)$ (belakang)

GAYA CLAMP

- $F_{bc} \cdot R_{db} = F_{bf} \cdot R_d$
- $F_{bc} = \frac{F_{bf} \cdot R_d}{R_{db}}$
- $F_{bc} = F_{cl} \cdot \mu$
- $F_{cl} = \frac{F_{bc}}{\mu}$



- Gaya Hambatan Rolling

$$F_r = f_r \cdot W$$

Dimana f_r adalah koefisien hambatan rolling

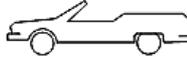
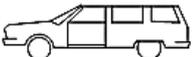
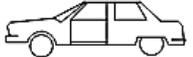
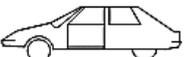
Jenis Kendaraan	Permukaan Jalan		
	Beton	Keras/Aspal	Pasir
Kendaraan penumpang	0.015	0.08	0.3
Truk	0.012	0.06	0.25
Traktor	0.02	0.04	0.2

Gaya Aerodinamis

$$F_D = \frac{1}{2} \cdot C_d \cdot \rho \cdot V_a^2 \cdot A_f$$

Dimana C_d adalah koefisien drag, ρ adalah massa jenis udara, V_a adalah kecepatan relatif angin terhadap kendaraan sedangkan A_f adalah luas frontal kendaraan.

Tabel daftar nilai koefisien drag pada kendaraan

Vehicle type	Coefficient of aerodynamic resistance
 Open convertible	0.5...0.7
 Van body	0.5...0.7
 Ponton body	0.4...0.55
 Wedged-shaped body; headlamps and bumpers are integrated into the body, covered underbody, optimized cooling air flow	0.3...0.4
 Headlamp and all wheels in body, covered underbody	0.2...0.25
 K-shaped (small breakaway section)	0.23
 Optimum streamlined design	0.15...0.20
Trucks, road trains	0.8...1.5
Buses	0.6...0.7
Streamlined buses	0.3...0.4
Motorcycles	0.6...0.7

- Gaya Hambatan Gradien

$$F_g = m \cdot g \cdot \sin \theta$$

Dimana θ adalah sudut kemiringan jalan, m adalah massa kendaraan dan g adalah gravitasi.

PERHITUNGAN KEKUATAN MATERIAL

- Roda Gigi Planet

$$\frac{Z_{sun}}{Z_{sun} + Z_{ring}} \omega_{sun} = \frac{1}{GR} \omega_{sun} = \omega_{carrier}$$

$$\frac{Z_{sun} + ring}{Z_{sun}} T_{sun} = GR T_{sun} = T_{carrier}$$

Dimana Z_{sun} adalah jumlah gigi sun, Z_{ring} adalah jumlah gigi ring, ω_{sun} adalah kecepatan *sun gear* ; yang mana sama dengan kecepatan motor, $\omega_{carrier}$ adalah kecepatan *carrier*, T_{sun} adalah torsi *sun gear*, GR adalah perbandingan gigi dan $T_{carrier}$ adalah torsi *carrier*.

Analisa kekuatan gigi meliputi :

- Akar gigi terhadap bending.
- Permukaan gigi terhadap keausan dan kompresi.

- Kekuatan Akar Gigi (Metode AGMA)
- Beban terdistribusi merata selebar gigi

$$\sigma_T = \frac{F_t \cdot K_o \cdot P \cdot K_s \cdot K_m}{K_v \cdot b \cdot J}$$

Dimana σ_T adalah tegangan yang terjadi pada kaki gigi (psi), b adalah lebar gigi, F_t adalah gaya transmisi, K_o adalah faktor koreksi beban lebih (Tabel 10-4), P adalah diametral pitch, K_s adalah faktor koreksi ukuran untuk mengatasi sifat material ($K_s \approx 1$), K_m adalah faktor distribusi beban (Tabel 10-5). J adalah factor bentuk (Gambar 10-22 ;10-23) . K_v adalah factor dinamis (Gambar 10-21).

$$S_{ad} = \frac{S_{at} \cdot K_L}{K_T \cdot K_R}$$

Dimana S_{ad} adalah tegangan ijin maksimal perencanaan (psi), S_{at} adalah tegangan ijin material (Tabel 10-7). K_L adalah factor umur (Tabel 10-8) . K_T adalah faktor temperature $K_T = \frac{460+T_F}{620}$; T_F (°F), K_R adalah factor keamanan (Tabel 10-9;10-10)

Roda gigi aman jika $\sigma_T \leq S_{ad}$

PERHITUNGAN KEKUATAN MATERIAL PLANETARY

- Kekuatan Permukaan Gigi (METODE AGMA)

$$\sigma_c = C_p \sqrt{\frac{F_t \cdot C_o \cdot C_s \cdot C_m \cdot C_f}{C_v \cdot d \cdot b \cdot I}}$$

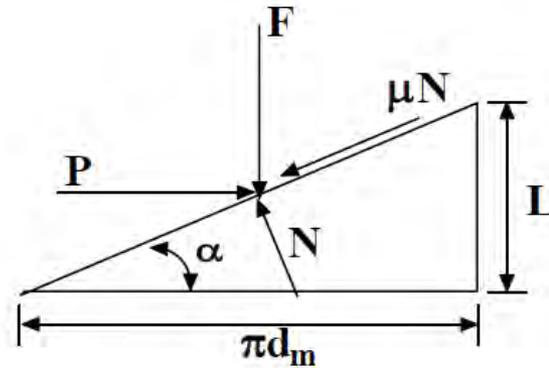
Dimana σ_c adalah tegangan kompresi yang terjadi, C_p adalah koefisien yang tergantung elastisitas material (Tabel 10-12), F_t adalah gaya transmisi, C_o adalah faktor beban lebih, C_s adalah faktor ukuran ($C_s \approx 1,25$), C_m adalah faktor distribusi beban (tabel 10-13), I adalah faktor geometri, C_f adalah faktor kondisi permukaan, d adalah diameter pitch roda gigi, b adalah lebar gigi.

$$S_{ac} \left(\frac{C_L C_H}{C_T \cdot C_R} \right)$$

Dimana S_{ac} adalah tegangan yang diijinkan, C_L adalah faktor umur ($C_L = 1$). C_H adalah factor perbandingan kekerasan (Gambar 10-34)^[10]. C_T adalah faktor temperature =1 ($T_F < 250$) (eq.10-36), C_R adalah faktor keamanan (Tabel 10-16).

Roda gigi aman dari keausan jika $\sigma_c \leq S_{ac} \left(\frac{C_L C_H}{C_T \cdot C_R} \right)$

- Ulir Sekrup (*Screw Thread*)



$$\tan \alpha = \frac{L}{\pi \cdot dp} = \frac{n \cdot p}{\pi \cdot dp}$$

$$P = F \frac{\mu \cos \alpha + \sin \alpha}{\cos \alpha - \mu \cdot \sin \alpha}$$

Kegagalan material dapat dihitung dengan teori tegangan geser maksimum

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{F}{\frac{\pi}{4} \left(\frac{dr+dp}{2}\right)^2}\right)^2 + \left(\frac{16T}{\pi d_r^3}\right)^2}$$

$$\tau_{max} \leq \frac{0.5 S_{yp}}{N}$$

- Nut

Tegangan yang terjadi pada nut adalah tegangan bearing

$$\sigma_b = \frac{4F}{\pi (d^2 - d_r^2) h} \left(\frac{P}{h} \right)$$

Dimana p adalah pitch, h adalah ketebalan yang berhubungan, d adalah diameter major, d_r adalah diameter minor.

- Batang Poros

Poros yang digunakan dalam perancangan ini adalah poros solid.

Kekuatan material

Tegangan yang terjadi adalah tegangan compressive

$$\sigma_{max} = P/A = 4P/\pi(d^2)$$

$$\sigma_{max} \leq \frac{S_{yp}}{N}$$

Dimana untuk mendapatkan diameter poros

$$d \geq \sqrt{\frac{4 \cdot P}{\pi \cdot \sigma_{max}}}$$

○ Pin

Pin mengalami tegangan bearing

$$\sigma_b = \frac{F}{d \cdot t}$$

dimana d adalah diameter pin dan t adalah ketebalan.

Dimana untuk mendapatkan diameter pin

$$\sigma_{max} \leq \frac{S_{yp}}{N}$$

$$d \geq \frac{F}{\sigma_{max} \cdot t}$$

○ Carrier

Tcarrier = T screw

Analisa kekuatan material

$$\sigma_{max} \leq \frac{S_{yp}}{N}$$

Dengan menganggap Carrier sebagai cantilever beam maka

$$b \geq \frac{6 \cdot F \cdot L}{\sigma_b \cdot h^2}$$

- Piringan Rem

Untuk merancang radius piringan rem

$$r_{db} < 0.5 r_d$$

Dimana r_{db} adalah radius piringan rem dan r_d adalah radius dinamis roda

- Kampas Rem

Gaya *clamp* yang menekan kampas rem

$$F_{cl} = \frac{Tb}{rd}$$

- Kampas Rem (lanjutan)

Gaya gesek pengereman

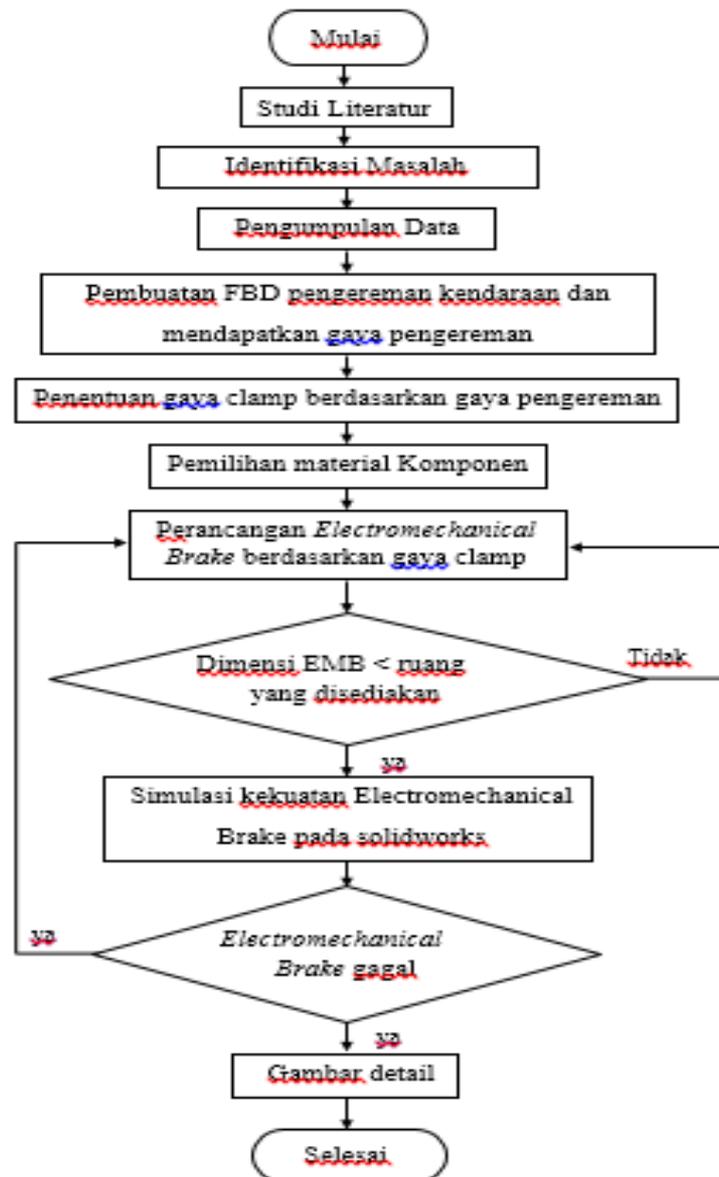
$$F_{bc} = F_{cl} \cdot \mu$$

Dimana F_{bc} adalah gaya gesek antara kampas rem dan piringan rem dan μ adalah koefisien gesek kampas rem.

Tabel koefisien gesek pad rem

No.	Bahan Gesek	Koefisien Gesek
1	Besi Cor	0.08 - 0.12
2	Perunggu	0.1 - 0.2
3	Kayu	0.1 - 0.35
4	Tenunan	0.35 - 0.60
5	Cetakan/pasta	0.30 - 0.60
6	Paduan Sinter	0.20 - 0.50

METODOLOGI

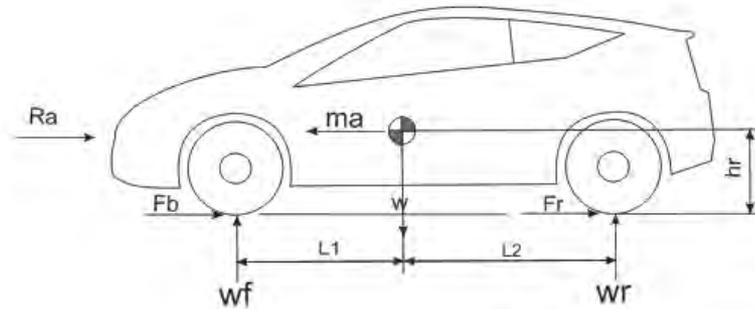


Kendaraan yang digunakan

Dimensi kendaraan	Simbol	Besaran	Satuan
Jarak sumbu roda	L	2.49	m
Ketinggian pusat berat terhadap permukaan jalan	h_r		m
Massa dan berat kendaraan			
Massa kendaraan	m	1080	Kg
Berat kendaraan	W	10594	N
Massa konsentrasi depan	m_f	669,6	Kg
Berat konsentrasi depan	W_f	6568,77	N
Massa konsentrasi belakang	m_r	410,4	Kg
Berat konsentrasi belakang	W_r	4026,02	N
Aerodynamic			
Koefisien drag	C_d	0,4	-
Massa jenis udara	ρ	1,23	Kg/m ³
Luas Frontal Kendaraan	A	2,58	m ²
Ban (P 175/65 R15)			
Radius dynamic	r_{dyn}	278	mm



Jalan Datar



○ Berat dinamis roda depan

$$W_f = \frac{W}{L} (L_2 + hr (\mu + fr))$$

$$W_f = \frac{12915,8 N}{2,41 m} (1,378 + 0,95 (0,8 + 0,08))$$

$$W_f = 11865,39 N$$

○ Berat dinamis roda belakang

$$W_r = \frac{W}{L} (L_1 - hr (\mu + fr))$$

$$W_r = \frac{12915,8 N}{2,41 m} (1,032 - 0,95 (0,8 + 0,08))$$

$$W_r = 1050,41 N$$

- Distribusi gaya rem depan dan belakang

$$K_{bf} = \frac{W_f}{W} = \frac{11865,39 \text{ N}}{12915,8 \text{ N}} = 0,92$$

$$K_{br} = (1 - K_{bf}) = 1 - 0,92 = 0,08$$

- Perlambatan

$$F_{b_{\max}} = m \cdot a$$

$$a = \frac{W \cdot \mu}{m} = \frac{12915,8 \cdot 0,8}{m} = 7,85 \text{ m/s}^2$$

- Gaya pengereman roda depan

$$F_{bf} = K_{bf} \cdot F_b$$

$$= 0,92 \cdot \mu \cdot W = 0,92 \cdot W \left(\frac{a}{g} - f_r \right) = 0,92 \cdot 12915,8 \left(\frac{7,85}{9,81} - 0,08 \right)$$

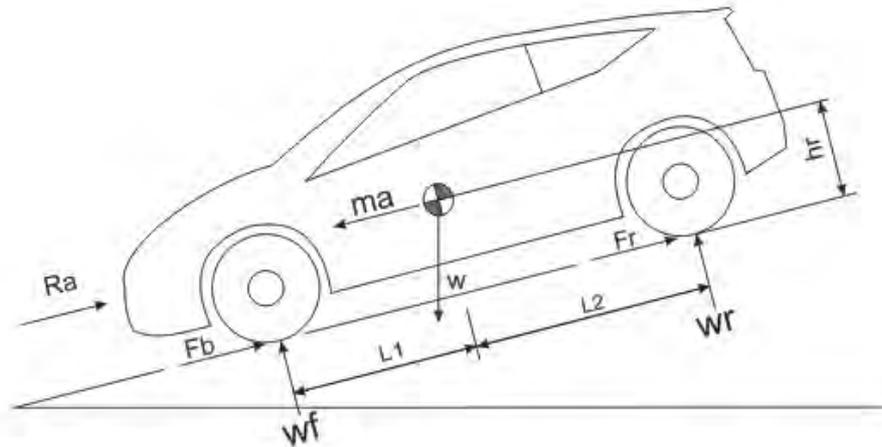
$$= 8557,85 \text{ N} \quad (1 \text{ N} = 0,2248 \text{ lbf})$$

$$= 8557,85 \text{ N} \cdot \frac{0,2248 \text{ lbf}}{1 \text{ N}} = 1923,8 \text{ lbf}$$

- Gaya pengereman roda belakang

$$\begin{aligned} F_{br} &= K_{br} \cdot F_b \\ &= 0,08 \cdot W \left(\frac{a}{g} - f_r \right) = 0,08 \cdot 12915,8 \left(\frac{7,85}{9,81} - 0,08 \right) \\ &= 744,16 \text{ N} \end{aligned}$$

Jalan Menurun



Berat dinamis roda depan

Berdasarkan $W_f = \frac{W}{L} (L_2 + h r (\mu + f_r)) + \frac{1}{L} W \cdot \sin 30^\circ \cdot h r$

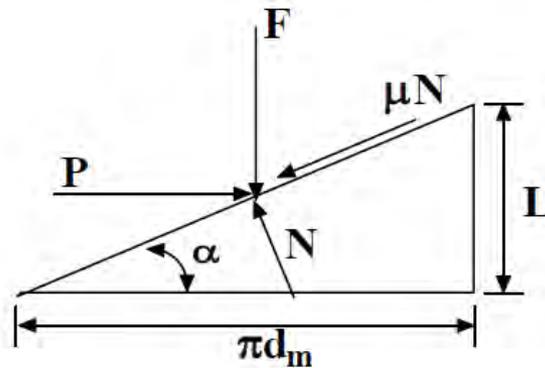
- $W_f = \frac{W}{L} (L_2 + h r (\mu + f_r)) + \frac{1}{L} W \cdot \sin 30^\circ \cdot h r$
- $W_f = 9506,03 \text{ N} + \frac{1}{2,41 \text{ m}} 12915,8 \text{ N} \cdot \sin 30^\circ \cdot 0,95$
- $W_f = 12051 \text{ N}$
- Distribusi gaya rem depan dan belakang
- $K_{bf} = \frac{W_f}{W} = \frac{12051 \text{ N}}{12915,8 \text{ N}} = 0,93$
- $K_{br} = (1 - K_{bf}) = 1 - 0,93 = 0,07$
- Perlambatan : $F_{b_{\max}} = m \cdot a$

	Jalan Datar	Jalan Menurun
a (perlambatan)	7,85 m/s ²	7,85 m/s ²
Berat dinamis (roda depan)	10948,63 N	11237,53 N
Berat dinamis (roda belakang)	822,57 N	533,67 N
Kbf	0,93	0,95
Kbr	0,07	0,05
Fbf	7884,22 N	8053,78 N
Fbr	593,44 N	423,88 N

Perancangan pada komponen

Gaya clamp didapatkan berdasarkan gaya pengereman yang paling maksimum yaitu pada saat jalan menurun yang besarnya adalah 30332.88 N kemudian dikonversi menjadi 6818,83 lbf.

- Power screw



$$\tan \alpha = \frac{L}{\pi \cdot dp} = \frac{n \cdot p}{\pi \cdot dp} = \frac{4 \cdot 0,25}{\pi \cdot (1,625 \text{ in})} = 0,196$$

$$\alpha = 11,089$$

$$P = F \mu \frac{\cos \alpha + \sin \alpha}{\cos \alpha - \mu \cdot \sin \alpha} = 6818,83 \text{ lbf} \frac{(0,2 \cdot \cos 11,089 + \sin 11,089)}{(\cos 11,089 - 0,2 \cdot \sin 11,089)} = 3116,48 \text{ lbf}$$

$$T \text{ screw} = P \frac{dp}{2} = 3116,48 \text{ lbf} \frac{1,625 \text{ in}}{2} = 2532,14 \text{ lbf in}$$

- Analisa Kegagalan

Komponen ini aman jika $\sigma_{max} \leq \frac{S_{yp}}{N}$

$$\text{Dimana } \sigma_{max} = \sqrt{\left(\frac{4F}{\pi(d_r + d_p)^2}\right)^2 + \left(\frac{16T}{\pi d_r^3}\right)^2}$$

material AISI 4130 Steel Annealed at 865°C yang memiliki S_{yp} adalah 66717.48 lbf/in² = 460.000.000 N/m²

$$N = 2$$

$$\frac{SS_{yp}}{N} = \frac{0,5 \cdot 66717,48 \text{ lbf/in}^2}{2} = 16679,37 \text{ lbf/in}^2 = 114.999,919 \text{ N/m}^2$$

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{6818,83 \text{ lbf}}{\frac{\pi}{4} \left(\frac{1,5 \text{ in} + 1,625 \text{ in}}{2}\right)^2}\right)^2 + \left(\frac{16 (2532,14 \text{ lbf in})}{\pi (1,5 \text{ in})^3}\right)^2}$$

$$\tau_{max} = 6743,51 \text{ lbf/in}^2 \quad (1 \text{ lbf/in}^2 = 6894,74 \text{ N/m}^2)$$

$$\tau_{max} = 6743,51 \text{ lbf/in}^2 \cdot \frac{6894,74 \text{ N/m}^2}{1 \text{ lbf/in}^2} = 46.494.748 \text{ N/m}^2$$

Berdasarkan perhitungan maka komponen screw aman.

Nut

- Analisa kegagalan

$$\sigma_b = \frac{W}{\pi d m h n}$$

Dengan $h = 0.125$ maka

$$\sigma_b = \frac{6818,83 \text{ lbf}}{\pi (1.625 \text{ in}) 0.125 \text{ in} \cdot 4}$$

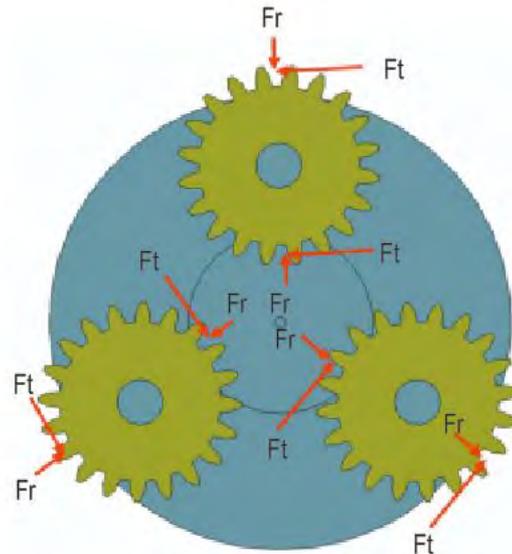
$$\sigma_b = 2967,36 \text{ lbf/in}^2$$

$$(1 \text{ lbf/in}^2 = 1 \text{ psi})$$

$$\sigma_b = 2963,36 \text{ psi}$$

Sehingga material yang digunakan screw adalah steel dan material yang digunakan nut adalah bronze dengan *type of service* adalah *hand press*.

Planetary Gear



$$T_{\text{screw}} = T_{\text{carrier}} = GR T_{\text{sun}} = 2532,14 \text{ lbfin}$$

- $N_{\text{t sun}} = 12$
- $d_{\text{sun}} = \frac{N_{\text{t sun}}}{P} = \frac{12}{10} = 1,2 \text{ in}$
- $N_{\text{t ring}} = 50$
- $d_{\text{ring}} = \frac{N_{\text{t ring}}}{P} = \frac{50}{10} = 5 \text{ in}$
- $N_{\text{t planet}} = 18$
- $d_{\text{planet}} = \frac{N_{\text{t planet}}}{P} = \frac{18}{10} = 1,8 \text{ in}$
- $GR = \frac{N_{\text{t sun}} + N_{\text{t ring}}}{N_{\text{t sun}}} = \frac{12 + 50}{12} = 5,167$

Sun Gear

- $T_{\text{sun}} = \frac{T_{\text{screw}}}{GR} = \frac{2532,14 \text{ lbfin}}{5,167} = 490,06 \text{ lbfin}$
- $F_{\text{t sun}} = \frac{T_{\text{sun}}}{d_{\text{sun}}} = \frac{490,06 \text{ lbfin}}{1,2 \text{ in}} = 408,38 \text{ lbf}$
- $\omega_{\text{sun}} = \omega_{\text{carrier}} \cdot GR = 14 \text{ rpm} \cdot 0,104 \cdot 5,167 = 7,52 \text{ rpm}$ (1 rad/s = 9.5493 rpm)
- $\omega_{\text{sun}} = \omega_{\text{motor}}$
- $V_p = \frac{\pi \cdot d_p \cdot n}{12} = \frac{\pi \cdot 1,2 \cdot 7,52}{12} = 0,752 \text{ fpm}$
- $K_v = \frac{50}{(50 + \sqrt{V_p})} = 0,91$

Pemeriksaan kekuatan akar gigi dengan metode AGMA

- Kekuatan terhadap patahan

$$\sigma_t = \frac{F_t \cdot K_o \cdot P \cdot K_s \cdot K_m}{K_v \cdot b \cdot J} = \frac{408,38 \cdot 1 \cdot 10 \cdot 1 \cdot 1,3}{0,91 \cdot 0,393 \cdot 0,22} = 67476,29 \text{ psi}$$

Roda gigi akan aman jika $Sad \geq \sigma_t = 67476,29 \text{ psi}$

- $Sat \geq \frac{Sad \cdot K_t \cdot K_r}{KL}$
 $\geq \frac{67476,29 \cdot 1 \cdot 1,33}{3,4}$
 $\geq 59828,97$

Maka material yang bisa digunakan adalah steel dengan heat treatment case carburized dan hardness 60 Rc.

Pemeriksaan kekuatan permukaan gigi dengan metode AGMA

- Kekuatan terhadap keausan C_f

$$\sigma_c = C_p \sqrt{\frac{F_t \cdot C_o \cdot C_s \cdot C_m \cdot C_f}{C_v \cdot d \cdot b \cdot I}}$$

Berdasarkan tabel (10-12), C_p adalah 2300, F_t adalah 408,38 lbf, C_o adalah 1, V_p adalah 628,32 ft/min. Dari Gambar (10-27) dan kurva 4, C_v adalah 0,63, C_s adalah 1; d_p adalah 1,2; b adalah 0,276 in. Dari Gambar (10-31) C_m adalah 1; C_f adalah 1. Dari Gambar (10-32b) I adalah 0,085.

$$\sigma_c = 2300 \sqrt{\frac{408,38 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1}{0,63 \cdot 1,2 \cdot 0,393 \cdot 0,085}} = 185215,21 \text{ psi}$$

Keausan aman jika

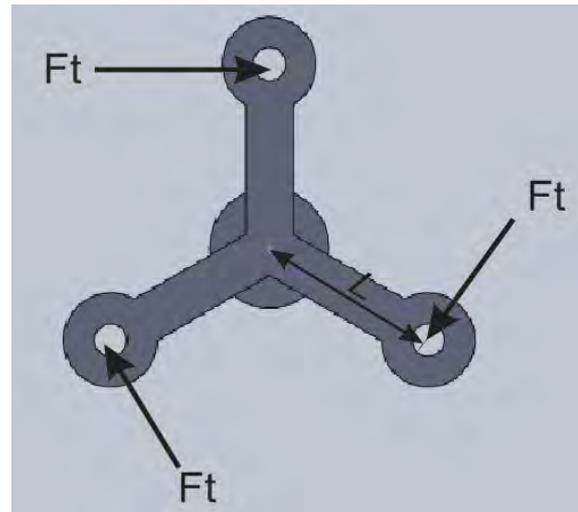
$$\sigma_c \leq S_{ac} \left(\frac{C_L \cdot C_H}{C_T \cdot C_R} \right)$$

Dimana C_L adalah 1; C_H adalah 1; C_T adalah 1 dan C_R adalah 1. Dengan menggunakan material steel dengan surface hardnes 60 Rc yang memiliki S_{ac} 200000 - 225000 maka

$$S_{ac} \left(\frac{C_L \cdot C_H}{C_T \cdot C_R} \right) = 200000 \left(\frac{1 \cdot 1}{1 \cdot 1} \right) = 200000 \text{ psi}$$

185215,21 psi \leq 200000 psi (pinion dan gear aman dalam keausan)

Carrier



$$T_{\text{carrier}} = 2532,14 \text{ lbfin}$$

$L = 1.535 \text{ in}$, maka

- $$F_t = \frac{T_{\text{carrier}}}{L} = \frac{2532,14 \text{ lbfin}}{1.535 \text{ in}} = 1649,60 \text{ lbf}$$

Dengan menganggap carrier sebagai cantilever beam

$$\sigma_b \leq \frac{S_{yp}}{N}$$

Bahan AISI 4340 steel normalized $S_{yp} = 710.000.000 \text{ N/m}^2 = 102.976,96 \text{ lbf/in}^2$

dan angka keamanan $N = 2$, maka

$$\sigma_b \leq \frac{102.976,96 \text{ lbf/in}^2}{2}$$

$$\sigma_b \leq 51488,49 \text{ lbf/in}^2$$

dengan asumsi $h = 0,3937 \text{ in}$ dan $L = 1,535 \text{ in}$ dan F_t dari perhitungan $135,14 \text{ lb}$

maka

$$b \geq \frac{6 \cdot F \cdot L}{\sigma_b \cdot h^2} = \frac{6 \cdot 1649,60 \text{ lbf} \cdot 1,535 \text{ in}}{51488,49 \frac{\text{lbf}}{\text{in}^2} (0,3937 \text{ in})^2}$$

$$b \geq 1,9 \text{ in}$$

Batang Poros



- Bahan AISI 4340 steel normalized $S_{yp} = 710.000.000 \text{ N/m}^2 = 102.976,96 \text{ lbf/in}^2$ dan angka keamanan $N = 2$,maka

$$\sigma_b \leq \frac{S_{yp}}{N}$$

$$\sigma_b \leq \frac{102.976,96 \text{ lbf/in}^2}{2}$$

$$\sigma_b \leq 51488,49 \text{ lbf/in}^2$$

$$\sigma = \frac{P}{A} = \frac{P}{\frac{\pi}{4} d^2}$$

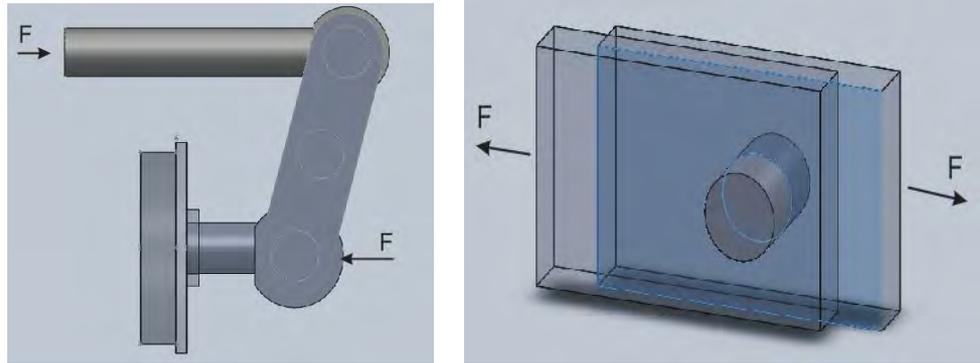
$$\frac{P}{\frac{\pi}{4} d^2} \leq \frac{S_{yp}}{N}$$

$$\sigma = 10000,018 \text{ psi} = \frac{P}{\frac{\pi}{4} d^2}$$

$$d \geq \sqrt{\frac{6818,83 \text{ lbf}}{\frac{\pi}{4} 51488,49 \text{ lbf/in}^2}}$$

$$d \geq 0,41 \text{ in}$$

Pin



Bahan AISI 4340 steel normalized $S_{yp} = 710.000.000 \text{ N/m}^2 = 102.976,96 \text{ lbf/in}^2$
dan angka keamanan $N = 2$,maka

$$\sigma_b \leq \frac{S_{yp}}{N}$$

$$\sigma_b \leq \frac{102.976,96 \text{ lbf/in}^2}{2}$$

$$\sigma_b \leq 51488,49 \text{ lbf/in}^2$$

Pin mengalami tegangan bearing

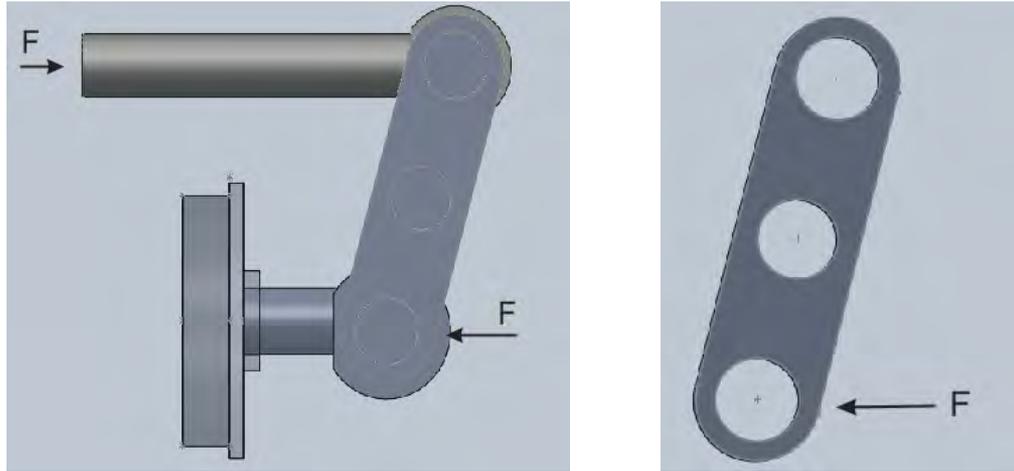
$$\sigma_b = \frac{F}{d \cdot t}$$

Dimana d adalah diameter pin dan t adalah ketebalan dengan asumsi 0.62 in,
maka :

$$d \geq \frac{6818,83 \text{ lbf}}{51488,49 \frac{\text{lbf}}{\text{in}^2} \cdot 0.62 \text{ in}}$$

$$d \geq 0,21 \text{ in.}$$

Batang 2



Dengan menganggap batang sebagai cantilever beam dan menggunakan material AISI 316 Annealed Stainless Steel Bar yang memiliki S_{yp} adalah 20000,036 psi. dimana ($1 \text{ N/m}^2 = 0,000145 \text{ psi}$).

$$137895145,9 \text{ N/m}^2 \cdot \frac{0,000145 \text{ psi}}{1 \text{ N/m}^2} = 20000,036 \text{ psi} \quad (1 \text{ lbf/in}^2 = 1 \text{ psi})$$
$$= 20000,036 \text{ lbf/in}^2$$

$$\sigma \leq \frac{S_{yp}}{N}$$

dengan $N = 2$ dengan $b = 0.62$ in dan $h = 0.8$ in

$$\sigma_b = \frac{F \cdot L}{\frac{b \cdot h^2}{6}}$$

$$L \geq \frac{\frac{S_{yp}}{N} \cdot b \cdot h^2}{6 \cdot F}$$

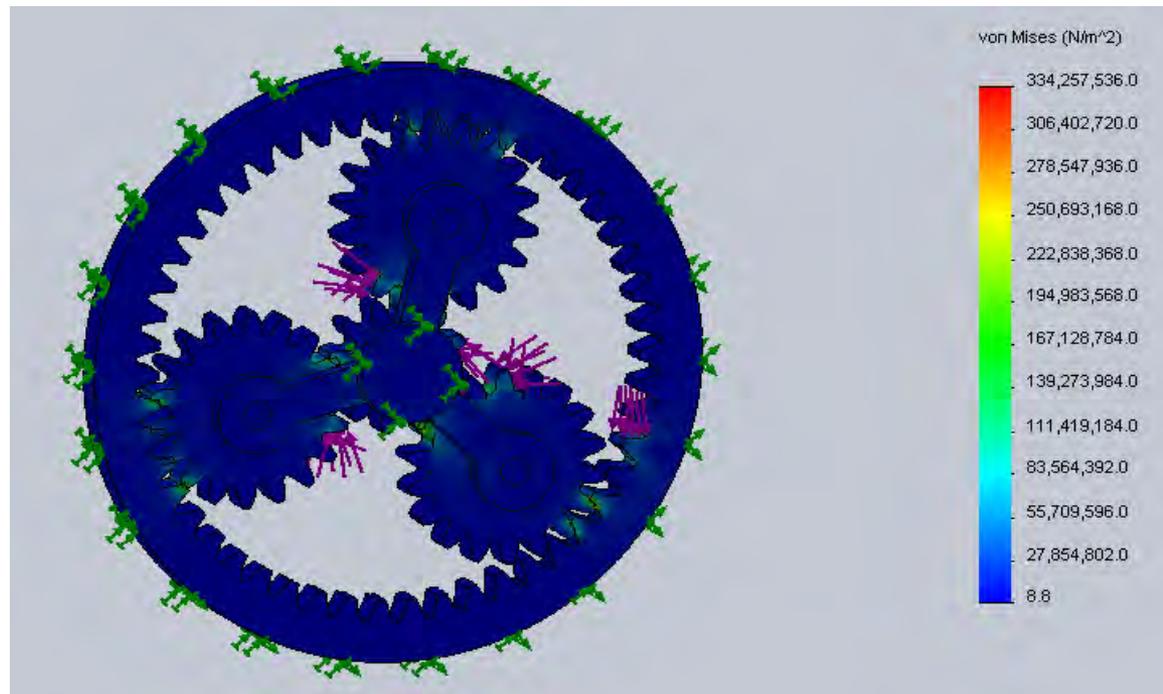
$$L \geq \frac{\frac{20000,036 \text{ lbf/in}^2}{2} \cdot 0,62 \text{ in} \cdot 0,8^2}{6 \cdot 6818,83 \text{ lbf}}$$

Sehingga : $L \geq 0,09$ in

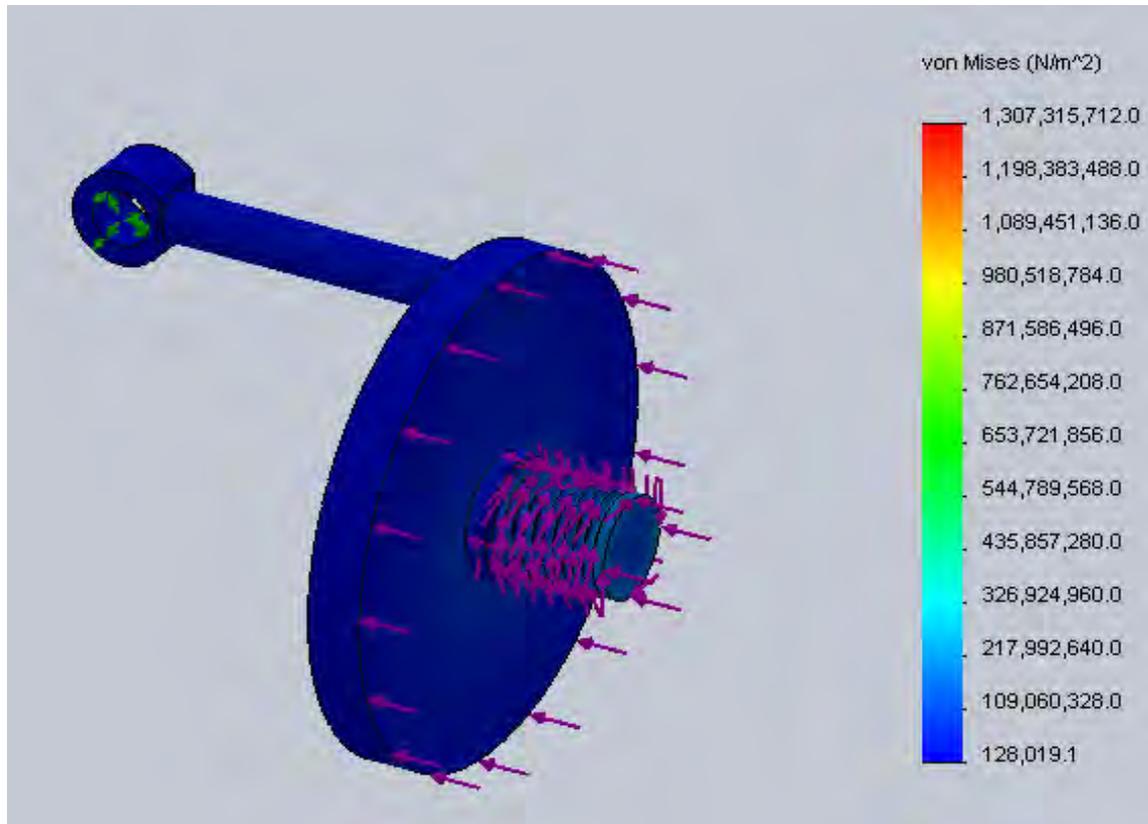
Simulasi kekuatan material

Simulasi kekuatan dilakukan dengan memberikan gaya-gaya yang telah dihitung sebelumnya. Jika tegangan maksimum hasil simulasi bernilai lebih rendah dari tegangan iin material (yield strength), maka komponen electromechanical dikategorikan aman.

Planetary Gear

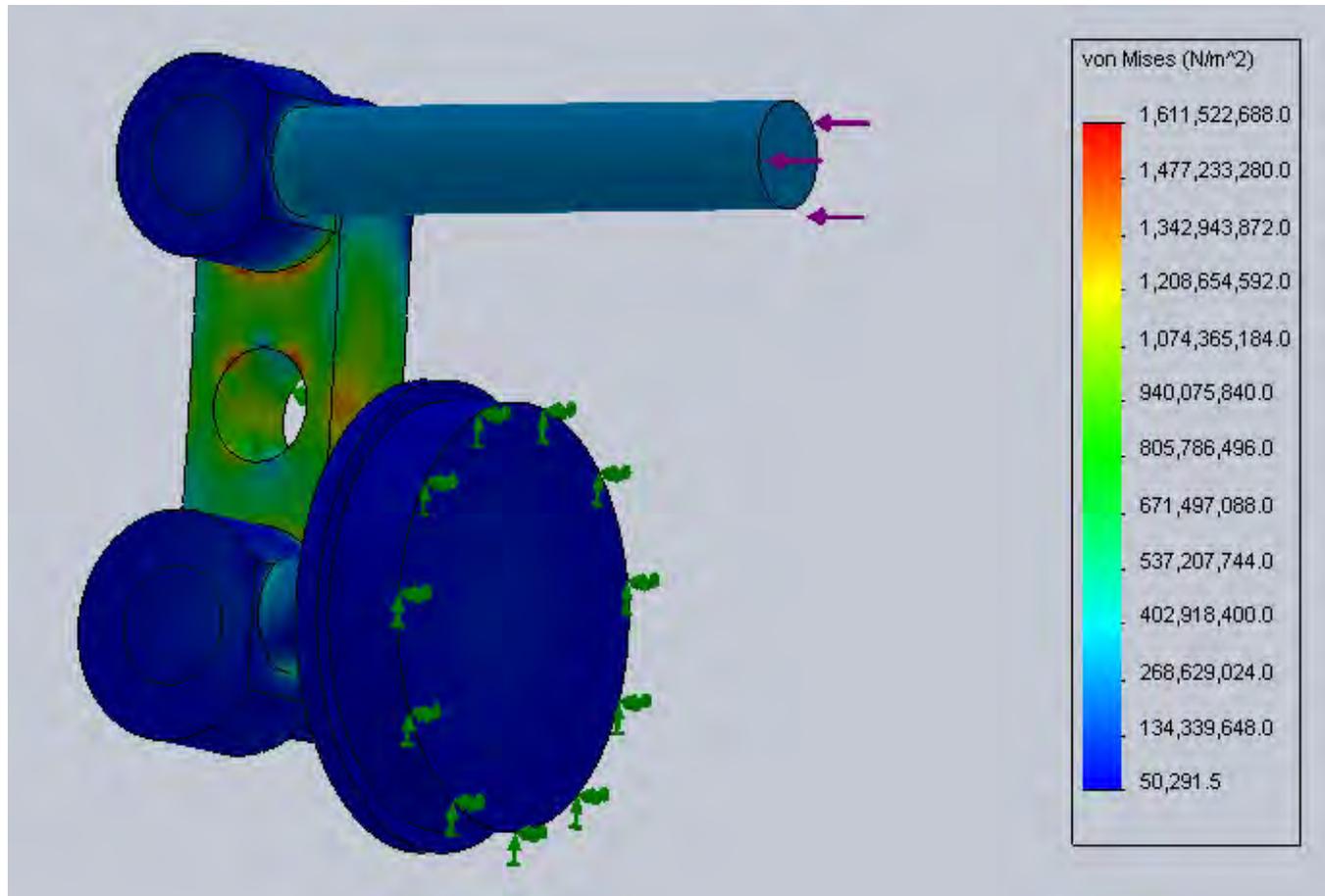


Screw dan Nut



Nilai tersebut masih lebih tinggi dari tegangan ijin material AISI 4130 Steel Annealed at 865°C yang bernilai 460.000.000 N/m²

Batang



Kesimpulan dan saran

Kesimpulan

- Didapatkan rancangan *Electromechanical Brake* untuk kendaraan perkotaan

Saran

Pada penelitian ini masih terdapat banyak kekurangan sehingga ada beberapa saran yang dapat digunakan supaya penelitian menjadi lebih baik antara lain:

- Perlu dilakukan perubahan ukuran dimensi dari bagian batang dan screw yang mengalami tegangan terbesar.

Terima kasih