



**PENGARUH JENIS PELUMAS PADA BANTALAN TIPE *SINGLE ROW*
DEEP GROOVE BALL BEARING TERHADAP *ROLLING RESISTANCE***

SKRIPSI

Oleh

Zhahra Hanif Sholiha

171910101113

PROGRAM STUDI STRATA-1 TEKNIK

JURUSAN TEKNIK MESIN

FAKULTAS TEKNIK

UNIVERSITAS JEMBER

2018



PENGARUH JENIS PELUMAS PADA BANTALAN TIPE *SINGLE ROW DEEP GROOVE BALL BEARING* TERHADAP *ROLLING RESISTANCE*

SKRIPSI

Diajukan guna melengkapi tugas akhir dan memnuhi salah satu syarat untuk menyelesaikan Program Studi teknik Mesin (S1) dan mencapai gelar Sarjana Teknik

Oleh

Zhahra Hanif Sholiha

171910101113

**PROGRAM STUDI STRATA-1 TEKNIK
JURUSAN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS JEMBER**

2018

HALAMAN PERSEMBAHAN

Skripsi ini saya persembahkan untuk:

1. Ibu Anifa Lutfiani Yasin, Ayah Mohammad Abdul Hamid, dan Kakak Ahmad Hanif Qadhafi, terima kasih atas pengorbanan, usaha, kasih sayang, dorongan, nasehat dan air mata yang menetes dalam setiap untaian do'a yang senantiasa mengiringi setiap langkah bagi perjuangan dan keberhasilan penulis;
2. Guru-guru sejak TK hingga SMA, dosen, dan seluruh civitas akademika Universitas Jember khususnya Fakultas Teknik Jurusan Teknik Mesin yang telah menjadi tempat menimba ilmu dan telah membimbing penulis dengan penuh kesabaran;
3. Saudara Teknik Mesin angkatan 2014 dan sodara alih jenjang teknik mesin 2017 yang telah memberikan do'a, dukungan, ide dan kritikan;
4. Almamater Fakultas Teknik Jurusan Teknik Mesin Universitas Jember.

HALAMAN MOTO

MAN JADDA WAJADA

Siapa bersungguh-sungguh pasti berhasil

MAN SHABARA ZHAFIRA

Siapa yang bersabar pasti beruntung

MAN SARA ALA DARBI WASHALA

Siapa yang menapaki jalan-Nya akan sampai tujuan

atau

“Maka sesungguhnya bersama kesulitan ada kemudahan. Maka apabila engkau telah selesai (dari suatu urusan), tetaplah bekerja keras (untuk orang lain). Hanya kepada tuhanmulah engkau tetap berharap.” (QS. Al Insyirah, 5-8)

atau

“Berhenti berharap, larut dalam alunan keputus-asaan adalah sebuah dosa dan bentuk mentalitas kekufuran” (QS. Yusuf: 87). “Berharaplah kepada Allah SWT. Niscaya akan perkenankan harapannya” (QS. Al mukmin: 60). “Allah SWT. Akan mengabulkan harapan siapa saja yang hanya berharap kepada-Nya” (QS. Al Baqarah; 186)

“Solidarity Forever”

HALAMAN PERNYATAAN

Saya yang bertandatangan dibawah ini :

Nama : Zhahra Hanif Sholiha

NIM : 171910101113

menyatakan dengan sesungguhnya bahwa laporan skripsi yang berjudul “Pengaruh Jenis Pelumas Pada Bantalan Tipe *Single Row Deep Groove Ball Bearing* Terhadap *Rolling Resistance*” adalah benar-benar hasil karya sendiri kecuali jika disebutkan sumbernya dan belum pernah diajukan pada instansi manapun serta bukan karya tiruan. Saya bertanggung jawab atas keabsahan dan kebenaran isi skripsi ini sesuai dengan sikap ilmiah yang harus dijunjung tinggi.

Demikian pernyataan ini saya buat dengan sebenarnya tanpa adanya tekanan ataupun paksaan dari pihak manapun serta bersedia mendapat sanksi akademik jika dikemudian hari terdapat kesalahan.

Jember, 27 Desember 2018

Yang menyatakan,

Zhahra Hanif Sholiha

NIM 171910101113

HALAMAN PEMBIMBINGAN

SKRIPSI

**PENGARUH JENIS PELUMAS PADA BANTALAN TIPE *SINGLE ROW*
DEEP GROOVE BALL BEARING TERHADAP *ROLLING RESISTANCE***

Oleh

Zahra Hanif Sholiha

171910101113

Pembimbing

Dosen Pembimbing Utama : Dr. Gaguk jatisukamto S.T. M.T.

Dosen Pembimbing Anggota : Boy Arief Fachri S.T., M.T., Ph.D

HALAMAN PENGESAHAN

Skripsi berjudul “Pengaruh Jenis Pelumas Pada Bantalan Tipe *Single Row Deep Groove Ball Bearing* Terhadap *Rolling Resistance*” telah diuji dan disahkan pada:

Hari, tanggal : Kamis, 27 Desember 2018

Tempat : Fakultas Teknik Universitas Jember

Tim Penguji

Dosen Pembimbing Utama

Dosen Pembimbing Anggota

Dr. Gaguk Jatisukamto S.T., M.T.
NIP. 196902091998021001

Boy Arief Fachri S.T., M.T., Ph.D
NIP. 197409011999031002

Dosen Penguji Utama

Dosen Penguji Anggota

Santoso Mulyadi S.T., M.T.
NIP. 197002281997021001

M Fahrur Rozy Hentihu S.T., M.T.
NIP. 198003072012121003

Mengesahkan
Dekan Fakultas Teknik Universitas Jember

Dr. Ir. Entin Hidayah, M.UM.
NIP.196612151995032001

RINGKASAN

PENGARUH JENIS PELUMAS PADA BANTALAN TIPE *SINGLE ROW DEEP GROOVE BALL BEARING* TERHADAP *ROLLING RESISTANCE*;

Zhahra Hanif Sholiha, 171910101113; 2018 103 halaman; Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Jember.

Mobil listrik merupakan transportasi ramah lingkungan yang mulai dikembangkan di Indonesia karena tidak menghasilkan emisi gas buang. Mobil listrik di desain dengan mempertimbangkan kinerja kendaraan seperti berat kendaraan, hambatan aerodinamis dan hambatan gelinding (*rolling resistance*). *Rolling resistance* adalah tahanan akibat adanya gaya gesekan yang terjadi antara sebuah elemen terhadap suatu permukaan. Angka *rolling resistance* dipengaruhi oleh komponen kendaraan yang berputar yaitu bantalan dan juga pelumas bantalan.

Bantalan (*bearing*) adalah elemen mesin yang berfungsi untuk menumpu poros dalam kondisi berputar dan menahan beban pada saat bergerak. Pelumasan pada bantalan bertujuan untuk mengurangi gaya gesek yang terjadi pada komponen yang bersinggungan. Permasalahan mobil listrik yang berkaitan dengan pelumasan pada *bearing* terhadap nilai *rolling resistance* masih sangat sedikit. Penelitian ini mengkaji pengaruh pelumasan pada kinerja mobil listrik. Produk pelumas yang digunakan adalah tipe pelumas ISO VG 15, SAE 40W-10 dan NLGI 3.

Berdasarkan hasil penelitian, viskositas suatu pelumas dapat mempengaruhi nilai *coefficient rolling resistance* (C_r). Semakin tinggi nilai viskositas suatu pelumas maka nilai C_r yang dihasilkan akan semakin meningkat. Berdasarkan analisa data yang dilakukan, meningkatnya nilai C_r berbanding lurus dengan peningkatan gaya *rolling resistance* (F_r). Nilai F_r tertinggi terjadi pada pelumas tipe NLGI 3 atau pelumas tipe grease penetrasi 220 – 250 terhadap *single row deep groove ball bearing 6000 2RS* dengan nilai 1.17 N. Nilai F_r terendah terjadi pada kombinasi pengujian pelumas tipe ISO VG 15 nilai viskositas ± 15 cSt pada 40°C terhadap *single row deep groove ball bearing 6000 2RS* dengan nilai 0.419 N.

SUMMARY

THE EFFECT OF LUBRICANT TYPES ON SINGLE ROW DEEP GROOVE BALL BEARING AGAINST ROLLING RESISTANCE; Zhahra Hanif Sholiha, 171910101113; 2018 103 pages; Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Jember University.

Electric cars are environmentally friendly transportation that began to be developed in Indonesia because it does not produce emissions. Electric cars designed with consideration of vehicle performance such as vehicle weight, aerodynamic resistance and rolling resistance. Rolling resistance is resistance due to friction forces that occur between an element to a surface. Rolling resistance are affected by rotating component of the vehicle, namely bearings and bearing lubricants.

Bearing is a machine element that serves to support the shaft in a rotating condition and hold the load while the machine is moving. Bearing lubrication aims to reduce the friction force that occurs in contact components. The problem of electric cars which related to the effect of bearing lubricant against rolling resistance is still less studied. This research studied the effect of lubricant types on the electric cars performances. The lubricant products that used are ISO VG 15, SAE 40W-10 and NLGI 3.

According to the results, the viscosity of a lubricant affects the rolling resistance coefficient (C_r). The higher viscosity value of a lubricant, the C_r value will increase. Based on the data analysis, the increasing C_r is directly proportional to the increasing in rolling resistance force (F_r). The highest F_r occurs in NLGI 3 lubricant or grease types penetrating 220 - 250 against single row deep groove ball bearing 6000 2RS with a value of 1,17 N. The lowest F_r occurs in ISO VG 15 lubricant with viscosity values ± 15 cSt at 40°C for single row deep groove ball bearing 6000 2RS with a value of 0.419 N.

PRAKATA

Puji syukur peneliti panjatkan kehadirat Tuhan Yang Maha Esa atas berkat dan rahmat-Nya, penulis dapat menyelesaikan Skripsi berjudul “Pengaruh Jenis Pelumas Pada Bantalan Tipe *Single Row Deep Groove Ball Bearing* Terhadap *Rolling Resistance*”. Skripsi ini bertujuan sebagai salah satu syarat untuk mencapai gelar Sarjana pada jenjang pendidikan S-1 Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik, Universitas Jember.

Terselesaikannya skripsi ini tidak terlepas dari bantuan, bimbingan dan pengarahan dari berbagai pihak. Oleh karena bantuan, bimbingan serta pengarahannya, penulis menyampaikan terimakasih kepada :

1. Dr. Ir. Entin Hidayah M.U.M. selaku Dekan Fakultas Teknik Universitas Jember;
2. Hari Arbiantara B. S.T., M.T. selaku Ketua Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Jember;
3. Ir. Digo Listyadi Setyawan., MSc. selaku Dosen Pembimbing Akademik;
4. Dr. Gaguk Jatisukamto, S.T., M.T. selaku Dosen Pembimbing 1 dan Boy Arief Fachri S.T., M.T., Ph.D selaku Dosen Pembimbing 2;
5. Santoso Mulyadi S.T., M.T selaku Dosen Penguji 1 dan M. Fahrur Rozy Hentihu S.T., M.T selaku Dosen Penguji 2;
6. Rekan – rekan mahasiswa Teknik Mesin alih jenjang 2017 dan rekan – rekan Teknik Mesin 2015, khususnya Konsentrasi Desain yang telah memberikan bantuannya sampai terselesaikannya skripsi ini.

Skripsi ini disusun berdasarkan data-data yang diperoleh dari studi kepustakaan serta uji coba yang dilakukan, oleh karena itu penulis senantiasa terbuka untuk menerima kritik dan saran dalam meningkatkan kualitas skripsi ini.

Jember, 27 Desember 2018

Penyusun

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	ii
HALAMAN PERSEMBAHAN	iii
HALAMAN MOTO	iv
HALAMAN PERNYATAAN	v
HALAMAN PEMBIMBINGAN	vi
HALAMAN PENGESAHAN	vii
RINGKASAN	viii
PRAKATA	x
DAFTAR ISI	xi
DAFTAR GAMBAR	xiv
DAFTAR TABEL	xvi
DAFTAR LAMPIRAN	xvii
BAB 1. PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah	3
1.3 Batasan Masalah	3
1.4 Tujuan	3
1.5 Manfaat	3
BAB 2. TINJAUAN PUSTAKA	4
2.1 Penjelasan Umum Bantalan	4
2.2 Klasifikasi Bantalan	5
2.2.1 Klasifikasi Bantalan Berdasarkan Gerakan.....	5
2.2.2 Klasifikasi Bantalan Berdasarkan Arah Beban dan Poros	5
2.3 Tipe Bantalan Bola Radial	6
2.3.1 <i>Single Row Deep Groove Ball Bearing</i>	6
2.3.2 <i>Double Row Deep Groove Ball Bearings</i>	6
2.4 Kode Spesifikasi Bantalan	6

2.5 Tribologi Bantalan	9
2.5.1 Karakteristik Permukaan	9
2.5.2 Bentuk Kontak	11
2.5.3 Penjelasan Umum Gesekan	12
2.5.4 Gesekan Bantalan	12
2.6 Penjelasan Umum Pelumasan	15
2.7 Tipe Pelumas	15
2.7.1 Pelumas Cair	15
2.7.2 Pelumas Gemuk	16
2.7.3 Pelumas Polimer	17
2.7.4 Pelumas Padat	18
2.8 Metode Pelumasan	20
2.8.1 Tegangan Permukaan	20
2.8.2 Pelumasan Hidrostatik	20
2.8.3 Pelumasan Hidrodinamik	21
2.9 Faktor Pelumasan	22
2.9.1 Viskositas	22
2.9.2 Koefisien gesek	25
2.10 Beban Bantalan	26
2.11 Momen Inersia Polar	27
2.12 <i>Rolling Resistance</i>	28
2.13 Pengujian <i>Rolling Resistance</i>	29
2.13.1 Pengujian <i>Rolling Resistance</i> Berdasarkan ISO 18164	29
2.13.2 Pengujian <i>Rolling Resistance</i> Berdasarkan Penelitian Sebelumnya	31
2.14 Perhitungan <i>Rolling Resistance</i>	32
BAB 3. METODOLOGI PENELITIAN	35
3.1 Tempat dan Waktu	35
3.2 Alat dan Bahan	35
3.2.1 Alat Uji <i>Rolling Resistance</i>	35
3.2.2 Material uji <i>Rolling Resistance</i>	40

3.3	Prosedur Penelitian	41
3.4	Variabel Pengujian	41
3.4.1	Variabel Bebas	41
3.4.2	Variabel Terikat.....	42
3.4.3	Variabel Kontrol.....	42
3.4.4	Parameter.....	43
3.5	Metode Pengujian	44
3.6	Diagram Alir Penelitian	45
BAB 4.	PEMBAHASAN	47
4.1	Data Hasil penelitian	47
4.2	Analisis Gaya <i>Rolling Resistance</i>	51
4.2.1.	Korelasi (seri <i>bearing</i> + jenis pelumas) dengan nilai koefisien <i>Rolling Resistance</i> (C_r) dan Gaya <i>Rolling Resistance</i> (F_r) ...	51
4.3	Pembahasan Analisis Gaya <i>Rolling Resistance</i>	52
4.3.1	Pengaruh beban	52
4.3.2	Pengaruh putaran terhadap temperatur pelumas	52
4.3.3	Pengaruh putaran dan temperatur terhadap kerugian daya	54
4.3.4	Analisis viskositas terhadap <i>rolling resistance</i>	55
4.3.5	Prosentase perbandingan koefisien <i>rolling resistance</i> (C_r) antara (<i>bearing</i> + pelumas) dan <i>bearing</i> tanpa pelumas	55
4.3.6	Perbandingan pengaruh seri <i>bearing</i> dan pelumas terhadap koefisien <i>rolling resistance</i> (C_r).....	57
BAB 5.	PENUTUP	59
5.1	Kesimpulan	59
5.2	Saran	59
DAFTAR PUSTAKA	60
LAMPIRAN	63

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Bantalan bola.....	4
Gambar 2.2 Arah beban pada <i>bearing</i>	5
Gambar 2.3 <i>Ball bearing</i>	6
Gambar 2.4 Sistem kode klasifikasi bantalan	7
Gambar 2.5 Lambang dan pemberian kode pada bantalan	9
Gambar 2.6 Topografi permukaan	10
Gambar 2.7 Tipe gaya gesekan	13
Gambar 2.8 Akomodasi permukaan lapisan viskositas.....	14
Gambar 2.9 Kelompok pelumas padat	19
Gambar 2.10 Penjelasan tentang pengertian viskositas	22
Gambar 2.11 Viskositas 6 jenis minyak pelumas untuk bantalan luncur. Catatan: viskositas <i>kinematic</i> berlaku untuk $\rho = 0.9 \text{ g/cm}^3$	24
Gambar 2.12 Viskos <i>damping</i>	25
Gambar 2.13 Beban radial pada bantalan	27
Gambar 2.14 Geometri bantalan silinder berongga	27
Gambar 2.15 Diagram benda bebas <i>resistance</i> pada bantalan.....	28
Gambar 2.16 Bantalan pada poros kendaraan.....	29
Gambar 2.17 Diagram benda bebas uji <i>ISO 18164 rolling resistance test</i>	30
Gambar 2.18 Alat uji <i>rolling resistance</i>	31
Gambar 2.19 Ilustrasi <i>flywheel system</i>	32
Gambar 3.1 Desain alat uji <i>rolliing resistance</i>	35
Gambar 3.2 Motor listrik.....	36
Gambar 3.3 <i>Flywheel</i> dan <i>bearing</i>	37
Gambar 3.4 Poros alat uji <i>rolling resistance</i>	37
Gambar 3.5 <i>Clutch</i>	38
Gambar 3.6 Rangkaian <i>dimmer</i>	38
Gambar 3.7 <i>Tachometer</i>	39
Gambar 3.8 Timbangan digital	39

Gambar 3.9 <i>Single row deep groove ball bearing</i>	40
Gambar 3.10 Pelumas uji	40
Gambar 3.11 Skema pengamatan data	44
Gambar 3.12 Diagram alir penelitian.....	45
Gambar 4.1 Konfigurasi geometri <i>flywheel</i> dan <i>bearing</i>	47
Gambar 4.2 Hubungan antara (seri <i>bearing</i> + pelumas) dengan durasi putaran (t) .	48
Gambar 4.3 Diagram bebas <i>ball bearing</i>	50
Gambar 4.4 Hubungan jenis pelumas dengan (C_r) dan (F_r)	51
Gambar 4.5 Korelasi <i>temperature</i> dengan <i>bearing speed</i>	53
Gambar 4.6 Lapisan film pelumasan untuk dua permukaan yang saling kontak..	53
Gambar 4.7 Korelasi <i>temperature</i> dengan <i>power loss</i>	54
Gambar 4.8 <i>Bearing</i>	55
Gambar 4.9 Deformasi antara <i>ball bearing</i> terhadap permukaan (<i>groove</i>)	58

DAFTAR TABEL

Tabel 3.1 Variabel bebas penelitian	42
Tabel 4.1 Data hasil perhitungan	50
Tabel 4.2 Kompilasi nilai koefisien rolling resistance (C_r) dan gaya rolling resistance (F_r) hasil pengujian.....	51
Tabel 4.3 Persentase C_r dengan (seri <i>bearing</i> 6000 2 RS + jenis pelumas) dan tanpa pelumas.....	56
Tabel 4.4 Persentase C_r dengan (seri <i>bearing</i> 6200 2 RS + jenis pelumas) dan tanpa pelumas.....	57
Tabel 4.5 Persentase C_r dengan (seri <i>bearing</i> 6300 2 RS + jenis pelumas) dan tanpa pelumas.....	57

DAFTAR LAMPIRAN

Lampiran A. Data hasil penelitian	63
Lampiran B. Perhitungan.....	65
Lampiran C. Grafik hasil penelitian	71
Lampiran D. Tabel spesifikasi <i>single row deep groove ball bearing</i>	74
Lampiran E. Spesifikasi viskositas pelumas	78
Lampiran F. Foto kegiatan penelitian	79
Lampiran G. Desain alat uji <i>rolling resistance bearing</i>	85

BAB 1. PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Motor berfungsi untuk mengubah suatu bentuk energi menjadi energi mekanik. Pertumbuhan kendaraan bermotor di Indonesia sampai tahun 2016 tercatat 129,28 juta unit. Rincian kendaraan bermotor meliputi: sepeda motor 105,15 juta unit (81,33 %), mobil penumpang 14,58 juta unit (11,27 %), mobil barang 7,06 juta unit (5,46 %) bis 2,4 juta unit (1,94 %). Jumlah kendaraan tersebut meningkatkan konsumsi bahan bakar minyak (BBM). Konsumsi BBM Indonesia mencapai 69 juta kiloliter (kl) pada tahun 2015. Rincian konsumsi jenis minyak tanah dan solar sebesar 14,9 juta kl, BBM penguasaan khusus (premium luar Jawa, Madura dan Bali) sebesar 12,2 juta kl, dan BBM umum lain sebesar 42,4 juta kl (Badan Pusat Statistik, 2016). Populasi kendaraan bermotor yang terdapat di Indonesia menyebabkan pencemaran udara akibat emisi gas buang kendaraan. Gas buang kendaraan tersebut mengandung zat-zat yang berbahaya antara lain, karbon monoksida (CO), hidrokarbon (HC), nitrogen oksida (NOx) dan Sulfur dioksida (SOx).

Transportasi yang dikembangkan di Indonesia dalam berbagai riset dan kompetisi adalah mobil listrik. Mobil listrik bersifat ramah lingkungan karena tidak menghasilkan emisi gas buang. Mobil listrik digerakkan oleh motor listrik dari energi listrik yang di simpan di dalam baterai (Purnomo, 2017). Mobil listrik didesain untuk hemat energi. Kinerja kendaraan ditentukan oleh berat kendaraan (*mass*), hambatan aerodinamis (*aerodynamic resistance*) dan hambatan gelinding (*rolling resistance*) (Juhala, 2014). *Rolling resistance* adalah tahanan gelinding terhadap roda yang menggelinding tanpa adanya *sliding* (Prodjosumarto, 1996). Tahanan gelinding dipengaruhi oleh komponen-komponen antara lain: roda, bantalan, pelumas, *flywheel* (Hutomo, 2017). Bantalan (*bearing*) adalah sebuah elemen mesin yang berfungsi untuk menumpu poros dalam kondisi berputar dan menahan beban pada saat elemen mesin saling bergerak (Sularso, 1997).

Chatti (2012) meneliti tentang pengaruh *rolling resistance* terhadap konsumsi bahan bakar. Hasil penelitian menunjukkan bahwa pengurangan 10 % *rolling resistance* dapat menghemat bahan bakar 2-3 %. *Rolling resistance* berkontribusi terhadap total kerugian konsumsi bahan bakar kendaraan. Faktor yang mempengaruhi karakteristik konsumsi bahan bakar kendaraan: momen inersia polar, aerodinamika, dan *rolling resistance*.

Rahman (2014) meneliti tentang pengaruh viskositas terhadap jumlah putaran dan pada bola alur tunggal. Metode penelitian menggunakan pengujian eksperimental dengan parameter putaran dan daya. Hasil penelitian menunjukkan bahwa semakin tinggi nilai viskositas pelumas maka jumlah putaran dan daya semakin kecil.

Hutomo (2017) meneliti tentang pengaruh permukaan alur kembang ban tipe radial *ply* terhadap *rolling resistance*. Metode penelitian yang digunakan pengujian eksperimental dengan parameter gaya tangensial ban, beban radial pada roda. Hasil penelitian menunjukkan semakin kecil nilai tekanan yang dialami ban maka gaya dan koefisien *rolling resistance* yang dihasilkan akan semakin kecil, yaitu 1,74 %. *Rolling resistance* memiliki dampak yang besar pada konsumsi bahan bakar kendaraan diantara 7-10% dari konsumsi energi total kendaraan.

Kurniawan (2017) meneliti tentang karakteristik produk *single row deep groove ball bearing* pada mobil listrik terhadap *rolling resistance*. Objek penelitian adalah *bearing* 6002, 6202, dan 6302. Hasil penelitian menunjukkan bahwa setiap kenaikan momen inersia *bearing*, akan menyebabkan kenaikan nilai *rolling resistance*. *Bearing* tipe 6002 memiliki nilai *rolling resistance* terkecil yaitu 0,2323 Newton pada kecepatan putar 325 rpm, beban radial 150 newton, dan beban aksial 150 newton.

Permasalahan mobil listrik di lapangan sampai saat ini adalah masih sedikit penelitian yang mengkaji pengaruh pelumasan pada *bearing* terhadap nilai *rolling resistance*. Penelitian ini akan mengkaji pengaruh pelumasan dan jenis *bearing* terhadap karakteristik mobil listrik terutama *rolling resistance*.

1.2 Rumusan Masalah

Berdasarkan kajian pustaka tersebut diatas maka diambil perumusan masalah sebagai berikut: “Bagaimana pengaruh jenis pelumas pada *single row deep groove ball bearing* terhadap nilai *rolling resistance* (F_r)?”.

1.3 Batasan Masalah

Ruang lingkup penelitian sebagai batasan masalah agar penelitian lebih fokus dan tidak keluar dari tujuan masalah yang diinginkan adalah sebagai berikut:

1. *Bearing* yang diuji yaitu *single row deep groove ball bearing*.
2. Pengaruh pelumas terhadap temperatur diabaikan.
3. Tidak membahas keausan *bearing*.
4. Tidak membahas pengaruh getaran.
5. Tidak membahas luas permukaan *bearing* dan jumlah bola.

1.4 Tujuan

Tujuan dari penelitian ini berdasarkan rumusan masalah di atas adalah sebagai berikut:

1. Untuk mengetahui pengaruh jenis pelumas pada *single row deep groove ball bearing* terhadap nilai *rolling resistance* (F_r).
2. Untuk mengetahui angka *rolling resistance* (F_r) pada *bearing*.
3. Untuk mengetahui dasar pemilihan pelumas pada *bearing*.

1.5 Manfaat

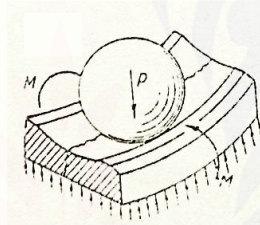
Manfaat dari penelitian ini dapat diuraikan sebagai berikut:

1. Sebagai pengembangan teknologi.
2. Membantu pemerintah mengembangkan mobil yang berwawasan lingkungan.
3. Membantu pemerintah dalam menyukseskan kebijakan mobil listrik nasional.

BAB 2. TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Penjelasan Umum Bantalan

Bearing atau bantalan adalah komponen yang berfungsi untuk mengurangi gesekan pada komponen-komponen yang bergerak dan saling menekan satu dengan yang lainnya. Bantalan berperan menumpu beban poros, dimana beban yang ditumpu dapat berupa beban aksial, radial dan kombinasi. Bantalan harus cukup kokoh untuk memungkinkan poros serta elemen mesin lainnya dapat bekerja dengan baik. Bantalan harus berfungsi dengan baik, karena bantalan dalam sistem permesinan setara dengan pondasi pada bangunan gedung (Sularso, 1997).



Gambar 2.1 Bantalan bola (Sumber: Dobrovolsky, 1978)

Bantalan adalah bagian mesin yang berputar dan bergeser. Bantalan memiliki tiga fungsi utama:

- a. Bantalan dapat mengurangi gesekan, antara dua permukaan yang bergerak relatif. Gesekan yang terjadi dapat dikurangi dengan cara memperkecil luasan bidang kontak dengan menggunakan elemen gelinding (*ball* atau *roll*) sehingga menghasilkan gesekan putar (*rolling friction*) (Kurniawan, 2017).
- b. Bantalan dapat menahan beban, dimana bantalan merupakan bagian dari mesin yang menahan beban. Istilah beban menyatakan gaya yang diterima oleh *bearing*. Gaya tambahan disebabkan oleh gerak poros (Kurniawan, 2017).
- c. Bantalan yang berfungsi mengatur posisi elemen gerak, menahan agar bagian yang bergerak tetap pada posisinya (Kurniawan, 2017).

2.2 Klasifikasi Bantalan

2.2.1 Klasifikasi Bantalan Berdasarkan Gerakan

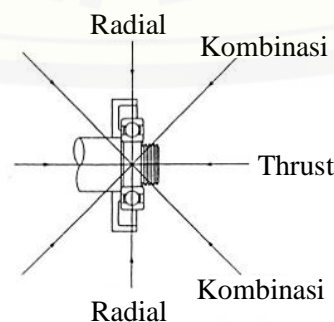
Sularso (1997) menjelaskan bahwa bantalan dapat diklasifikasikan menjadi dua jenis berdasarkan gerakannya, yaitu:

- a. Bantalan luncur (*roller bearing*) yaitu bantalan yang terjadi gesekan antara poros dan bantalan karena permukaan poros ditumpu oleh permukaan bantalan dengan perantara lapisan pelumas. Bantalan luncur terdiri atas dua jenis bantalan, yaitu:
 - *Sleeve bearing* yang bentuknya silindris dan menahan beban radial yang tegak lurus pada sumbu poros.
 - *Thrust bearing* dimana yang berputar dapat menahan beban aksial yang searah dengan sumbu poros.
- b. Bantalan gelinding (*ball bearing*) yaitu bantalan yang terjadi gesekan antara bagian yang berputar dengan yang diam melalui elemen diantara cincin/silinder bagian luar dan bagian dalam bantalan gelinding seperti bola.

2.2.2 Klasifikasi Bantalan Berdasarkan Arah Beban dan Poros

Sularso (1997) menjelaskan bahwa bantalan dapat diklasifikasikan menjadi tiga jenis berdasarkan arah beban dan poros pada bantalan, yaitu:

- a. Bantalan Radial merupakan bantalan yang menahan beban tegak lurus terhadap sumbu poros.
- b. Bantalan Aksial merupakan bantalan yang mampu menahan beban sejajar dengan sumbu poros.
- c. Bantalan Tangensial merupakan bantalan yang mampu menumpu beban yang arahnya tegak lurus dan sejajar pada sumbu poros.



Gambar 2.2 Arah beban pada *bearing* (Sumber: Hermawan, 2012)

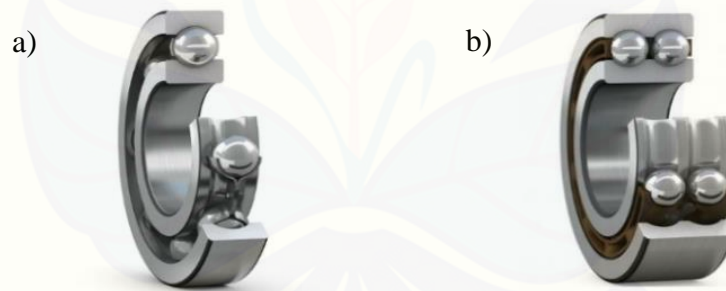
2.3 Tipe Bantalan Bola Radial

2.3.1 *Single Row Deep Groove Ball Bearing*

Bantalan bola alur dalam baris tunggal (*Single Row Deep Groove Ball Bearing*) ditunjukkan pada Gambar 2.3 (a). Bantalan bola ini memiliki alur lintasan dalam dan luar memiliki jari-jari kelengkungan antara 51,5 % sampai 53 % dari diameter bola untuk kebanyakan bantalan komersial. Bantalan ini dirancang dengan kombinasi untuk mendukung beban radial dan dorong atau beban dorong yang besar, yang tergantung pada besarnya sudut kontak (Harris, 2001).

2.3.2 *Double Row Deep Groove Ball Bearings*

Bantalan bola alur dalam baris ganda (*Double Row Deep Groove Ball Bearings*) seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2.3 (b). Tipe bantalan bola ini memiliki kapasitas beban radial yang lebih besar dari pada jenis baris tunggal. Bantalan ini dapat membawa beban dorong, baik dalam searah maupun kombinasi beban radial dan dorong (Harris, 2001).



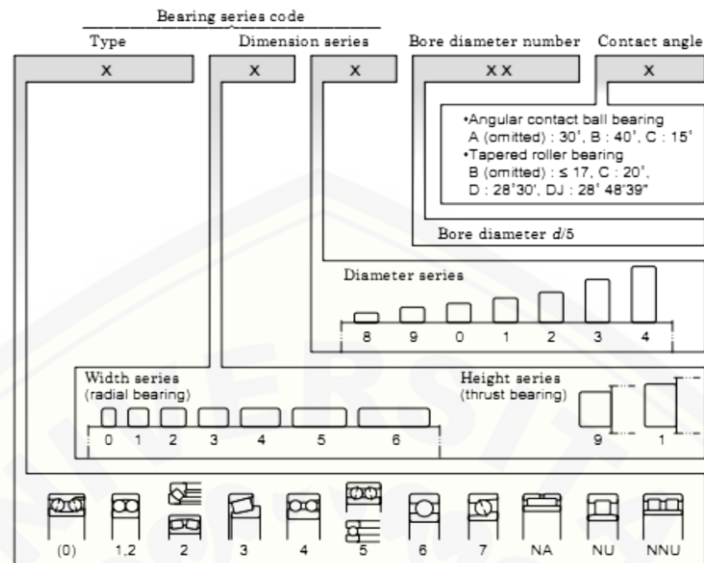
a). *Single row deep groove ball* b). *Double row deep groove ball*

Gambar 2.3 *Ball bearing* (Sumber: SKF Group, 2018)

2.4 Kode Spesifikasi Bantalan

Bantalan gelinding standar dipilih dari katalog bantalan. Ukuran utama bantalan gelinding adalah diameter lubang, diameter luar, lebar dan lengkungan sudut. Pada umumnya diameter lubang diambil sebagai patokan dimana diameter luar dan lebar yang digabungkan. Pada bantalan diberikan pengkodean yang dibagi menjadi dua yaitu kode dasar dan kode tambahan (Sularso, 1997).

Berikut sistem pengodean dalam bantalan:



Gambar 2.4 Sistem kode klasifikasi bantalan (Sumber: Seiko, 1997)

Keterangan Gambar 2.4, sistem kode klasifikasi bantalan, yaitu :

- (0) : Sudut kontak bantalan bola;
- 1 : *Self-aligning ball bearing*;
- 2 : *Self aligning ball bearing, spherical roller bearing dan spherical thrust roller bearing*;
- 3 : *Tapered roller bearing*;
- 4 : *Deep groove ball bearing (double row)*;
- 5 : *Thrust ball bearing, angular contact ball bearing (double row)*;
- 6 : *Deep groove ball bearing (single row)*;
- 7 : *Angular contact ball bearing (single row)*;
- NA : *Needle rooler bearing (single row, double row)*;
- N,NU : *Cylindrical roller bearing (single row)*;
- NN, NNU : *Cylindrical roller bearing (double row)*.

Lambang jenis menyatakan jenis bantalan. Garis tunggal alur diberi tanda 6, rol silinder diberi tanda seperti berikut N, NF dan NU yang menyatakan jenis kerahnya (Sularso, 1997).

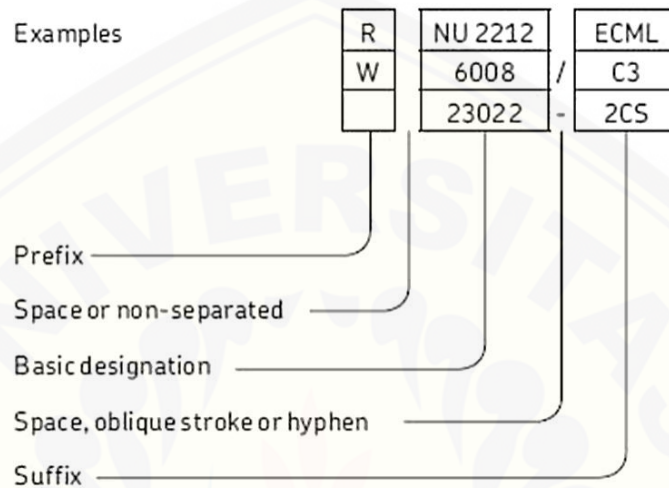
Lambang ukuran menyatakan lebar untuk bantalan radial dan tinggi untuk bantalan aksial dapat juga menyatakan diameter luar dari bantalan-bantalan tersebut. Untuk bantalan bola radial, tidak terdapat lambang lebar. Diameter membesar dalam urutan 7, 8, 9, 0, 1, 2, 3 dan 4 lambang diameter luar 0, 2, dan 3 pada umumnya banyak dipakai. Juga lambang lebar 0, 1, 2, dan 3 lazim dipergunakan. Lambang diameter luar 0 dan 1 menyatakan jenis beban dangat ringan; 2, jenis beban ringan; 3, jenis beban sedang, dan 4, jenis beban berat (Sularso, 1997).

Nomor diameter lubang dinyatakan dengan dua angka. Untuk bantalan yang berdiameter 20-500 (mm), kalikanlah dua angka lambang tersebut bertingkat, dengan kenaikan sebesar 5 (mm) setiap tingkatnya. Untuk diameter lubang dibawah 20 (mm), nomor 10 (mm); 01, 12 (mm); 02, 15 (mm); dan 03, 17 (mm) diameter lubang. Untuk diameter lubang di bawah 10 (mm), nomor tandanya sama dengan diameter lubangnya (Sularso, 1997).

Contoh nomor nominal sebagai berikut (Sularso, 1997):

- a) 6312 ZZ C3 P6
- 6 menyatakan bantalan bola baris tunggal alur dalam
 - 3 adalah singkatan dari lambang 03, di mana 3 menunjukkan diameter luar 130 (mm) untuk diameter lubang 60 (mm)
 - 12 berarti $12 \times 5 = 60$ (mm) diameter lubang
 - ZZ berarti berssil 2
 - C3 adalah kelonggaran C3
 - P6 berarti kelas ketelitian 6
- b) 22220 K C3
- 2 menyatakan bantalan rol mapan sendiri
 - 22 menunjukkan diameter luar 200 (mm) dan lebar 53 (mm) untuk diameter lubang 110 (mm)
 - 20 berarti $20 \times 5 = 100$ (mm) diameter lubang
 - K berarti 1/12 tirus lubang, kelas ketelitian 0
 - C3 kelonggaran C3

Bantalan rol kerucut dalam inch dapat ditemui dalam standar AFBMA, dan untuk bantalan miniatur dalam USAS. Untuk perusahaan Kereta Api Nasional Jepang terdapat nomor nominal dengan lambang-lambang seperti di atas di samping penomoran menurut JIS (Sularso, 1997).



Gambar 2.5 Lambang dan pemberian kode pada bantalan (Sumber: SKF Group, 2018)

Gambar 2.5 menunjukkan beberapa keterangan sebagai berikut, yaitu:

- Prefix* : untuk mengidentifikasi komponen bantalan dan varian bantalan;
- Basic designation* : untuk menunjukkan dimensi dan tipe bantalan;
- Suffix* : untuk menunjukkan varian yang berupa jenis penutup bantalan dan kerenggangan bantalan (*clearance*).

2.5 Tribologi Bantalan

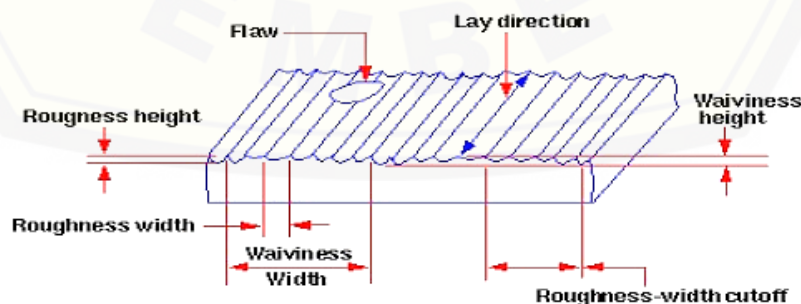
2.5.1 Karakteristik Permukaan

Karakteristik atau properti permukaan merupakan salah satu elemen yang penting untuk mengetahui performa suatu material dalam penggunaannya pada kondisi termal dan juga elektrik. Pemahaman mengenai interaksi antara elemen-elemen mesin didasarkan pada pengetahuan mengenai sifat-sifat atau karakteristik permukaan tersebut karena hal itu mempengaruhi area kontak, keausan, gesekan, dan pelumasan (Rebai, 2014).

Faktor lainnya yang berpengaruh pada keberagaman sifat material adalah interaksi dengan kondisi lingkungan luar dan juga kondisi awal yang diterapkan pada permukaan material. Permukaan material selalu mengandung kotoran dan ketidakteraturan susunannya yang mana bahkan persiapan yang paling baik pun pasti akan meninggalkan sedikit goresan atau kerusakan pada bagian permukaannya. Permukaan yang padat apabila terdapat interaksi dengan lingkungan memungkinkan untuk membentuk lapisan baru pada permukaannya karena kebanyakan material metal akan bereaksi dengan bahan kimia (Rebai, 2014).

Kekasaran permukaan merupakan karakteristik lain yang dapat mempengaruhi karakteristik pada permukaan yang saling berinteraksi. Kekasaran pada permukaan dapat mempengaruhi bentuk permukaan yang saling berinteraksi atau bahkan mampu dapat memotong permukaan lainnya yang berinteraksi sehingga dapat mengubah dari bentuk awalnya. Tekstur pada permukaan dapat dipertimbangkan melalui tinggi kekasaran (*roughness height*), gelombang (*waviness*) dan kerusakan pada permukaan (*flaw*). Tekstur atau kekasaran suatu permukaan dapat dilihat melalui topografi permukaan pada Gambar 2.6 (Rebai, 2014).

Kekasaran permukaan di karakteristikkan dengan beberapa parameter, diantaranya adalah tinggi puncak kekasaran rata-rata, tinggi puncak kekasaran maksimum, dan parameter yang paling umum digunakan adalah nilai absolut rata-rata atau dan juga standar deviasi ketinggian kekasaran (Rebai, 2014).



Gambar 2.6 Topografi permukaan (Sumber: Rebai, 2014)

2.5.2 Bentuk Kontak

Gerakan gelinding pada elemen mesin dalam pertimbangan beban dapat mempengaruhi viskositas pada pelumasan dan deformasi yang terjadi pada area kontak. Pelumasan hidrodinamik merupakan salah satu alternatif untuk tipe gerakan ini. Fenomena ini terjadi secara luas dengan kontak yang tidak diketahui (*nonconforming contact*) dan itu merupakan hal yang krusial untuk kontak dengan beban berat seperti kontak garis (*line contact*) pada bantalan bola, kontak titik (*point contact*) pada bantalan bola, dan juga kontak garis pada roda gigi (Rebai, 2014).

Kontak garis terjadi ketika dua silinder mengalami kontak dan ketika beban bertambah, garis ini akan membentuk bekas persegi panjang. Kontak bola dan permukaan datar yang bergeseka akan menyebabkan terbentuknya kontak-kontak yang berbentuk lingkaran. Kontak bola dan cincin bantalan dalam pertimbangan bebannya, dapat mengakibatkan pembentukan bekas berbentuk elips. Kontak garis yang terjadi pada bola dapat dibagi menjadi dua jenis kontak, yaitu kontak silinder *rigid* yang mempertimbangkan penggunaan rumus integrasi Reynold, dan kontak silinder elastis dimana kontak ini terjadi karena adanya perubahan bentuk elastis karena adanya pembebanan (Rebai, 2014).

Kontak titik melingkar terjadi sebagai akibat dari kontak dua benda berbentuk bola terhadap cincin bantalan. Titik dengan tekanan tinggi dapat memicu terjadinya deformasi dan juga meningkatkan viskositas pelumas. Kontak titik dapat diselesaikan menggunakan rumus elastisitas dan juga rumus integrasi Reynold. Tingkah laku dari elastohidrodinamik pada kontak point memiliki elastisitas modulus material yang tinggi (Rebai, 2014).

Teori mengenai kontak garis dan kontak titik telah dikemukakan sebelum adanya kondisi isothermal. Peningkatan suhu pada area yang saling kontak akan mempengaruhi tingkat viskositas pelumas. Koefisien viskositas yang berbeda dapat dinilai dari perbedaan tekanan dan temperatur untuk menghitung ketebalan pelumas dan metode yang paling sering digunakan adalah metode *Rolling Disk-Type Apparatus* (Rebai, 2014).

2.5.3 Penjelasan Umum Gesekan

Gesekan merupakan bagian dari ilmu tribology. Gesekan didefinisikan sebagai gaya tahan yang menghambat gerak relative antara benda padat yang bergerak sesamanya. Gesekan merupakan penyebab dari rugi energi dan keausan dari benda elemen mesin. Gesekan merupakan respon atau gaya yang berlawanan dengan arah geraknya, maka gaya yang diperlukan untuk menjaga gerakan relatifnya adalah gaya kinetik sedangkan gesekan statis adalah gaya yang dibutuhkan untuk memulai sebuah gerakan (Rebai, 2014).

Dua elemen mesin yang saling bergesekan satu sama lain, gaya geseknya mengikuti dua aturan. Aturan yang pertama menyatakan bahwa gaya gesek F berhubungan secara langsung kepada beban normalnya W dengan μ adalah koefisien gesekan (Rebai, 2014)

$$F_s = \mu \cdot W \quad (2.1)$$

Dengan:

- F_s : Gaya gesek
- μ : koefisien gesekan
- W : beban normalnya

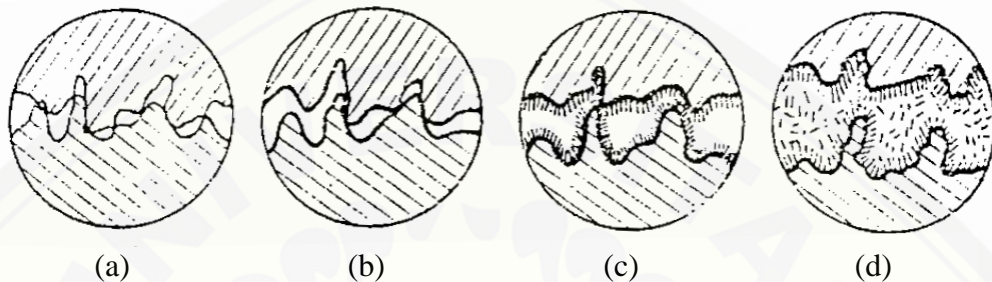
Aturan yang kedua menyatakan bahwa gesekan yang terjadi tidak dipengaruhi oleh area kontak. Umumnya koefisien dari gesekan kinetic tidak dipengaruhi oleh kecepatan gesernya dengan beberapa pengecualian (Sahoo, 2005).

2.5.4 Gesekan Bantalan

Bantalan digunakan untuk mengambil dan mentransmisikan gerakan yang terjadi pada poros. Bantalan dibedakan menjadi dua yaitu *sliding contact bearing* dan *rolling contact bearing*, bergantung pada gaya gesek yang terjadi pada bantalan tersebut. Gesekan yang terjadi pada bantalan dapat diklasifikasikan sebagai gesekan gelinding. Gesekan gelinding terjadi ketika sebuah benda bergulir diatas permukaan pada benda lainnya yang terjadi pada permukaan yang halus. Gesekan gelinding

dikatakan juga sebagai kombinasi dari slip, gaya gelinding, dan gaya berputar dimana slip merupakan faktor utama yang mempengaruhi gesekan. (Rebai, 2014).

Terdapat empat tipe gaya gesek pada benda bersinggungan yaitu a) *dry friction*, b) *semi-dry friction*, c) *boundary friction*, d) dan *fluid friction* (Dobrovolsky, 1978).



a) *dry friction*; b) *semi-dry friction*; c) *boundary friction*; dan d) *fluid friction*

Gambar 2.7 Tipe gaya gesekan (Sumber: Dobrovolsky, 1978)

Gaya gesek *dry friction* terjadi diantara dua permukaan tanpa adanya media diantara kedua permukaan tersebut. Nilai koefisien gesek *dry friction* tertinggi dibandingkan koefisien gesek lainnya. Gaya gesek *dry friction* biasanya dilakukan dalam kondisi laboratorium, karena dalam prakteknya dua permukaan yang bergesekan selalu diberi lapisan pelumas (Dobrovolsky, 1978).

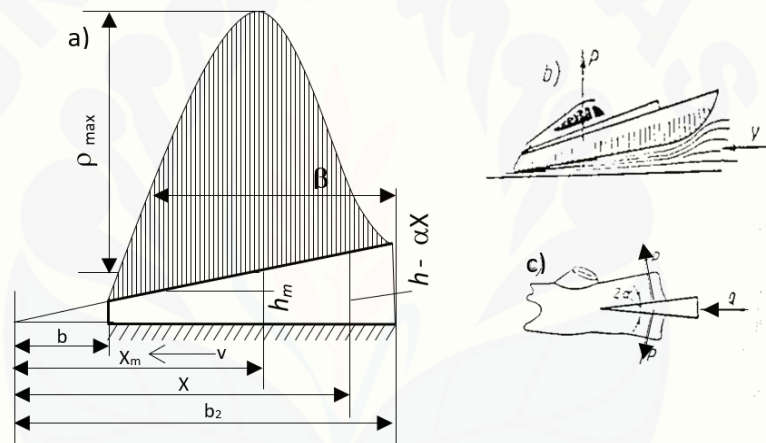
Gesekan yang terjadi akibat adanya lapisan film medium yang diserap dari luar disebut *semi-dry friction*. Koefisien gesek yang terjadi pada *semi-dry friction* tercatat lebih kecil daripada koefisien gesek yang terjadi pada *dry friction* (Dobrovolsky, 1978).

Boundary friction terjadi apabila lapisan pelumas, misal dengan ketebalan 0.1 – 0.5 μm , dikenalkan diantara dua permukaan. *Boundary friction* tidak mengesampingkan kohehi dimana kondisi pelumasan tidak dilakukan secara regular karena aus, tetapi akan diperluas hanya karena ada proyeksi atau hal aneh yang timbul (Dobrovolsky, 1978).

Fluid friction pada dasarnya hampir sama dengan *boundary friction*, namun pada *fluid friction* lapisan pelumas akan lebih tebal. Permukaan pelumas tidak akan

terpengaruh oleh permukaan benda karena bentuk pelumasan akan mengikuti tekanan yang terjadi pada lapisan atau media yang berhubungan. *Fluid friction* merupakan salah satu yang sangat dipertimbangkan dalam pengoperasian bantalan pada sebuah mesin dimana *fluid friction* dapat mencegah kontak yang terjadi pada dua komponen yang berputar secara keseluruhan (Dobrovolsky, 1978).

Terdapat dua cara untuk menjaga lapisan viskos dimana pelumas diberikan. Cara pertama yaitu memberikan pelumas dengan jumlah yang sama dan beban yang terjadi pada bagian luar bantalan. Cara kedua yaitu membuat kondisi lingkungan yang sesuai dengan spesifikasi pelumas sehingga pelumas dapat bekerja secara maksimum. (Dobrovolsky, 1978).



Gambar 2.8 Akomodasi permukaan lapisan viskositas (Sumber: Dobrovolsky, 1978)

Gambar 2.8 (a) menunjukkan dua bidang diagram mengenai bantalan. Bidang pertama ditarik hingga jarak tak terbatas (P_{max}), kemudian asumsi lainnya pada bidang dibawah dimana bidang tersebut berpindah dengan kecepatan (v) dan bidang bagian atasnya mengikuti sudut kemiringan yang sama. Bagian diantara dua bidang tersebut sebagai lapisan viskos pada pelumas. Zat cair sangat kecil, kondisi aliran air menimbulkan gaya hidrodinamik, dan tekanan akan meningkat akibat dari gaya yang terjadi pada salah satu permukaannya meningkat seperti yang ditunjukkan Gambar 2.8 (b) (Dobrovolsky, 1978).

Gaya P membagi membelah permukaan sehingga meningkat pada kasus benda padat seperti pada Gambar 2.8 (c) dimana faktor yang terjepit adalah Q dan bukan kecepatan (v). Seorang ilmuwan Rusia N. P. Petrov (1836-1920) mengembangkan teori hidrodinamika pada pelumas dan juga gaya gesek pada bantalan.

2.6 Penjelasan Umum Pelumasan

Pemberian minyak pelumas antara dua permukaan bantalan, yaitu permukaan yang bersinggungan akibat tekanan, dan saling bergerak satu sama lain disebut dengan pelumasan (*lubrication*). Pelumasan bertujuan untuk mengurangi gaya gesek yang terjadi pada komponen yang bersinggungan. Pelumasan dapat dilakukan melalui berbagai mekanisme seperti *hydrodynamic lubrication*, *elastohydrodynamic lubrication (EHL)*, dan *boundary lubrication* (Harris, 2010).

Pelumas dapat mengurangi *power loss* akibat gesekan pada bantalan. Pelumas berperan sebagai media untuk menyalurkan panas sehingga dapat menghilangkan panas pada bantalan. Pelumas dapat mendistribusikan kembali energi panas pada bantalan untuk mengurangi efek geometris yang terjadi akibat perbedaan *thermal expansion*. Pelumas dapat melindungi permukaan dari korosi. Pelumas dapat mengurangi potensi debu yang masuk ke bantalan. Dan pelumas dapat menjadi medium *damping* untuk mengurangi gerakan dinamis (Harris, 2010).

2.7 Tipe Pelumas

Pelumas dapat berupa wujud gas, cair, semi cair, yang dapat menerima gaya secara bebas dari peralatan mekanik dan mencegah kerusakan oleh abrasi dan pengurangan ukuran dari logam. Tipe pelumas memiliki kemampuan pada kondisi tertentu sehingga penerapannya juga berbeda. Pelumas diklasifikasikan menjadi empat kelompok, yaitu pelumas cair, pelumas gemuk (*grease*), pelumas polimer dan pelumas padat (*solid*).

2.7.1 Pelumas Cair

Pelumas cair (*liquid lubricants*) yang biasa digunakan pada bantalan adalah mineral (*mineral oils*) dan minyak sintetik (*synthetic oils*). Minyak mineral

penggunaannya sangat luas atau lebih sering digunakan karena lebih murah dan stabil. Pelumas cair lebih sering digunakan karena memiliki keunggulan dibandingkan jenis pelumas lainnya (Harris, 2010). Pelumas cair dengan bahan mineral dapat bekerja hingga suhu 200°C, sedangkan pelumas cair dengan bahan sintetis dapat bekerja hingga suhu 450°C (Rebai, 2014).

Minyak sintetis terbuat dari bahan dasar minyak murni. Pelumas ini disintesis dengan senyawa-senyawa molekuler yang dipilih secara khusus untuk memberikan sifat-sifat yang paling menguntungkan sebagai pelumas. Kebanyakan minyak sintetis terbuat dari minyak bumi, namun terkadang juga terbuat dari bahan dasar selain minyak, seperti *polyglycols*, *phosphate esters*, *dibasic acid esters*, *silicone fluids*, *silicate esters*, dan *fluorinated ethers* (Harris, 2010).

Menurut Harris (2010) bahwa terdapat keuntungan dari pelumas adalah:

- a. Mudah untuk dibersihkan dan diisi kembali.
- b. *Supply* pelumas ke sistem mudah dikendalikan.
- c. Sangat cocok digunakan pada sistem yang kompleks.
- d. Pelumas tipe ini dapat digunakan pada sistem yang memiliki suhu yang tinggi karena dapat menghilangkan panas secara signifikan.

2.7.2 Pelumas Gemuk

Gemuk (*grease*) berasal dari Bahasa Latin “*crassus*” yang berarti lemak. Gemuk biasanya diklasifikasikan berdasarkan ketebalannya, dimana gemuk yang paling banyak ditemukan adalah *metallic soaps*. Gemuk tipe lainnya dibuat dari *polyurea* dan juga ada yang terbuat dari penebal *inorganic* (Ludema, 1996).

Ludema (1996) menyatakan bahwa gemuk yang terbuat dari dari tiga unsur utama, yaitu:

- a. Zat cair dengan 80-90% dari total volume yang mana dapat dipilih dari oli mineral, oli sintetis, *polyglycols*, atau berbagai macam campuran zat cair.
- b. Lemak nabati atau hewani yang biasanya 4-15% dari total volume.
- c. Alkali yang digunakan untuk membuat gemuk biasanya calcium, aluminium, sodium, barium, dan lithium dengan 1-3% dari total volume.

Proses pembentukannya gemuk dari lemak adalah dengan memisahkan lemak tersebut dari zat cair lainnya atau yang biasa diketahui dengan *saponification*. Ketika asam lemak yang digunakan untuk pembuatan lemak, maka prosesnya disebut dengan *neutralization*. Bahan utama yang digunakan untuk gemuk kompleks adalah lithium, aluminium, calcium dan barium (Ludema, 1996).

Gemuk (*grease*) memiliki kekentalan lebih tinggi dibandingkan dengan minyak pelumas. Gemuk digunakan pada bantalan yang dioperasikan dengan kecepatan rendah dan bertekanan besar, dimana tetesan minyak pelumas pada bearing tidak diinginkan. Gemuk memiliki dua fasa, yaitu minyak dan pengental yang secara fisik mempertahankan minyak kapiler. Material yang dihasilkan akan memiliki karakteristik *soft solid*, dan mampu mengeluarkan minyak sehingga dapat mengontrol jumlah konsumsi pelumasan (Harris, 2010).

Keuntungan penggunaan gemuk sebagai pelumas yaitu (Harris, 2010):

- a. Perawatan dapat dikurangi karena tidak adanya ketentuan *oil level*.
- b. Melumas dengan kuantitas yang baik sehingga dapat digunakan dengan mudah pada bagian *housing*;
- c. Bebas dari kebocoran, sehingga penggunaannya mampu terhindar dari kontaminasi jika digunakan pada industri makanan, tekstil, dan kimia;
- d. Segel yang lebih baik pada penggunaannya pada bantalan;
- e. Torsi gesekan dan kenaikan suhu umumnya lebih menguntungkan.

Penggunaan gemuk sebagai bahan pelumas yang efektif, dapat mempengaruhi performa pelumasannya (Ludema, 1996). Pelumas gemuk dengan bahan lemak hewani dan nabati dapat bekerja hingga suhu 130°C, sedangkan bahan lainnya dapat bekerja hingga suhu 175°C (Rebai, 2014).

2.7.3 Pelumas Polimer

Pelumas polimer (*polimeric lubricants*) juga berkaitan dengan gemuk karena pelumas tipe ini memiliki bahan dasar fasa minyak dan beberapa matriks. Matriks yang dimaksud adalah berupa spons padat yang mampu mempertahankan bentuk fisiknya pada lokasi bantalan. Fungsi pelumasan diberikan oleh minyak itu sendiri setelah tertetes dari sponsnya. Volume minyak dapat dibuat lebih banyak dari pada gemuk, dan dalam kuantitas yang lebih besar dapat dipasang pada bantalan. Volume

minyak yang lebih besar menandakan masa pakai bantalan yang akan lebih lama (Harris, 2010).

Pelumas polimer yang paling banyak digunakan biasanya terbuat dari clays dan silica. *Polyurea* merupakan salah satu tipe pelumas polimer yang terbentuk dari campuran urea dan unsur kimia lainnya. *Polyurea* merupakan salah satu tipe pelumas yang sangat stabil yang memiliki *high dropping point*. Beberapa tipe polimer yang sangat populer digunakan adalah *polyurea*, *polyiobutylene*, *methacrylate copolymers*, *ethylenepropylene copolymers*, dan *polyethylene* (Ludema, 1996).

Keuntungan dari penggunaan pelumas polimer yaitu (Harris, 2010):

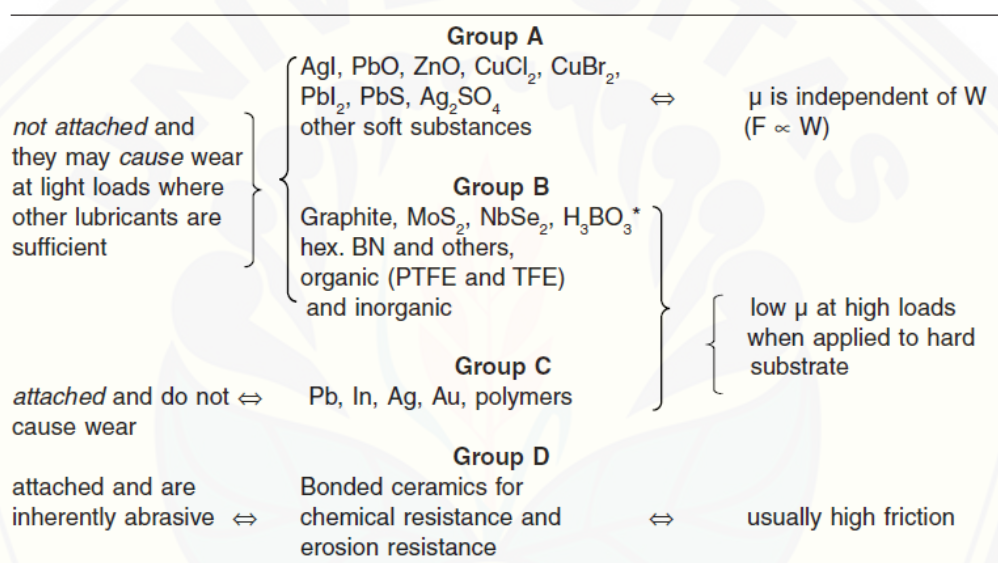
- a. Memiliki ketahanan tinggi dari kegagalan akibat dari pembersihan sistem.
- b. Tingginya rasio pada ruang hampa oleh polimer mengakibatkan penurunan kemungkinan terjadinya perubahan temperatur pada bantalan.
- c. Korosi akibat dari kondensasi kelembaban berkuang.

2.7.4 Pelumas Padat

Pelumas padat berguna untuk mengurangi gesekan dimana film pelumas tidak dapat dipelihara karena pengaruh tekanan atau suhu. Pelumas padat harus lebih lunak dari pada bahan yang akan dilumasi. Pelumas pada umumnya terbuat dari bahan grafit atau campuran grafit dengan minyak atau gemuk. Pelumas padat digunakan sebagai pengganti pelumas cair di lingkungan yang ekstrim seperti suhu tinggi. Pelumas padat tidak menggunakan mekanisme hidrodinamik atau EHL. Performa pelumas padat tidak dapat diprediksi, dan umumnya dapat menjadi media yang dapat menghasilkan panas yang baik karena gesekan (Harris, 2010).

Pelumas padat berfungsi sebagai *boundary lubrication* yang terdiri dari lapisan tipis yang memberikan kekuatan geser yang lebih rendah dari bahan bantalan. Pelumas padat terdiri dari struktur berlapis yang mudah bergeser atau tanpa lapisan yang dapat mengalami *plastic deformation* pada suhu rendah. *Graphites* dan *Molybdenum Disulfida (MoS₂)* adalah contoh material struktur berlapis. *Fluorides* seperti *Calcium Fluorides (CaF₂)* adalah bahan tanpa lapisan yang memiliki kinerja baik pada suhu lelehnya (Harris, 2010).

Efektivitas dari pelumas padat bergantung pada kondisi operasionalnya, dan hal tersebut harus digunakan secara baik dan benar. Kelompok penggunaan pelumas padat dapat dilihat Gambar 2.9. Kelompok A dan B biasanya digunakan pada kondisi zat cair karena terdapat keterbatasan akibat permukaan yang tidak halus. Kelompok B dan C digunakan pada kondisi beban yang berat dimana pelumas kelompok ini akan menghasilkan gesekan yang rendah. Pelumas padat kelompok D digunakan pada kondisi gesekan yang terjadi sangat tinggi (Ludema, 1996).



Gambar 2.9 Kelompok pelumas padat (Sumber: Ludema, 1996)

Berdasarkan Ludema (1996) dan Harris (2010), dapat disimpulkan bahwa keuntungan dari penggunaan pelumas padat yaitu :

- Pelumas padat dapat digunakan pada suhu tinggi.
- Dapat digunakan pada kondisi gesekan yang rendah maupun tinggi bergantung pada kondisi kerjanya.
- Dapat digunakan pada kondisi ekstrim dimana kondisi kerjanya adalah vakum atau hampa udara.
- Pelumas tipe ini merupakan salah satu pelumas dengan media penghasil panas yang baik.

2.8 Metode Pelumasan

Ludema (1996) mengklasifikasikan metode pelumasan menjadi tiga, yaitu pengisian zat cair pada celah oleh tegangan permukaan, memompa zat cair pada area yang saling bersinggungan atau yang biasa disebut pelumasan hidrostatis, dan juga pelumasan hidrodinamik.

2.8.1 Tegangan Permukaan

Zat cair yang diteteskan pada permukaan datar akan keluar sebagian apabila diletakkan permukaan datar. Jumlah cairan akan tetap berada pada ruang atau celah tersebut bergantung pada nilai *wettability* cairan atau pelumas tersebut. *Wettability* dapat diartikan sebagai sudut kontak β yang terjadi antara zat cair dan permukaan datar. Nilai β yang semakin besar menandakan bahwa *wettability* cairan atau pelumas tersebut tidak baik, sebaliknya jika nilai β semakin kecil maka *wettability* cairan atau pelumas tersebut lebih baik. Setiap cairan memiliki nilai *wettability* tertentu (Ludema, 1996).

2.8.2 Pelumasan Hidrostatis

Pelumasan hidrostatis merupakan pelumasan yang berdasarkan tekanan. Pelumasan dengan tingkat ketebalan yang tebal digunakan pada tekanan tinggi untuk memisahkan permukaan benda yang saling kontak. Pelumasan tipe ini sangat minim akan gesekan yang terjadi pada benda kontak, digunakan ketika kecepatan putar rendah dan dapat mengakibatkan korosi karena adanya interaksi antara pelumas dan juga material permukaan yang dilumasi. (Rebai, 2014).

Dua permukaan yang saling bergeser dapat dipisahkan dengan memompa zat cair ke ruang atau celah diantara dua permukaan tersebut dengan tekanan yang cukup untuk memisahkan permukaan agar tidak saling bergesekan. Jumlah zat cair yang sangat banyak akan memisahkan permukaan yang bergeser pada jarak yang besar, dimana akan menghasilkan tahanan yang rendah pada gerakan gesernya. Pelumasan hidrostatis sangat efektif pada semua kecepatan geser, tetapi sangat dipengaruhi oleh pompa eksternal yang digunakan (Ludema, 1996).

2.8.3 Pelumasan Hidrodinamik

Pelumasan hidrodinamik adalah ketika permukaan yang bergeser sepanjang permukaan lainnya pada kecepatan rata-rata, dan jika bentuk *leading edge* dari permukaan yang bergerak terdapat zat cair yang dapat dikumpulkan dari permukaan yang bergerak maka kedua permukaan tersebut dapat dipisahkan dan bergeser dengan mudahnya (Ludema, 1996).

Pelumasan hidrodinamik merupakan tipe pelumasan yang paling umum digunakan pada industri modern dan hal ini dipertimbangkan sebagai salah satu hal yang paling sesuai karena ketebalan pelumas lebih tebal daripada ketinggian permukaan yang saling kontak, tetap dapat berputar pada kecepatan normal dan tinggi, juga berhenti pada kecepatan rendah. (Rebai, 2014).

A.M. Ertel peneliti asal Rusia, pada tahun 1949 menunjukkan pengaruh deformasi elastis pada area kontak. Ketika dilakukan pembebanan, terdapat deformasi elastis pada permukaan, yang mana meningkatkan nilai dan memperluas area pendekatan material (Ludema, 1996).

Tekanan kontak akan menjadi lebih kecil, dan zat cair yang keluar harus berpindah jauh pada kontak yang tidak terkena, hal ini menyebabkan pelumas film akan menjadi lebih tebal. Ertel juga meneliti mengenai pengaruh tekanan terhadap peningkatan nilai viskositas (Ludema, 1996).

Dalam mendesain sebuah bantalan terdapat minimal tiga konsentrasi yang harus dipertimbangkan. Yang pertama adalah untuk menghalangi tekanan pelumas yang keluar dari rangkaian atau sambungannya: hal ini memerlukan pembatas carain pada ujung bantalan atau bantalan panjang, dan memerlukan lokasi yang sesuai untuk pelumasannya. Konsentrasi yang kedua yaitu pembuangan *debris* atau kotorannya. *Debris* atau kotoran akan mengganggu produktifitas dari bantalan tersebut. Konsentrasi ketiga adalah pembuangan panas. Panas yang berlebihan dihasilkan oleh gesekan cairan dan beberapa diantaranya juga dihasilkan oleh kontak dari permukaan solid. Pelumas merupakan zat yang berperan untuk mengurangi panas tersebut. Panas yang berlebihan lebih cepat daripada panas yang dapat ditampung atau dibuang oleh pelumas akan mengakibatkan penurunan kualitas pelumas, dan juga akan mengakibatkan gesekan pada permukaan kontak

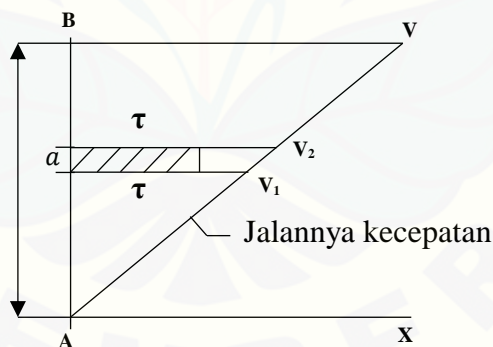
Penelitian mengenai pelumasan hidrodinamik berfokus pada properti zat cair yang digunakan pada tekanan tinggi, secara partikularnya pada *high shear rates*. (Ludema, 1996).

2.9 Faktor Pelumasan

Bahan pelumasan yang digunakan pada bantalan luncur seperti pelumasan pada bantalan tipe lainnya, yang membedakan penggunaannya adalah kondisi lingkungan penggunaannya dimana tiap pelumas memiliki viskositas (kekentalan) yang berbeda yang mempengaruhi kondisi pelumasan dan gesekan yang terjadi pada bantalan.

2.9.1 Viskositas

Viskositas adalah ketahanan zat cair yang mengalir dimana partikelnya bergerak sejajar dengan suatu arah AX tertentu pada Gambar 2.10, tetapi dengan kecepatan dan gaya yang bekerja sebagai akibat gesekan benda satu sama lain. Satu luasan yang ditinjau dapat dianggap ada tegangan putus-geser (*shear stress*) τ dalam Gambar 2.10 ditunjukkan dengan lapisan yang diarsir.



Gambar 2.10 Penjelasan tentang pengertian viskositas (Sumber: Stolk, 1986)

Pada aliran yang diteliti, kecepatan penampang AB sepadan dengan jarak sampai A, maka menurut eksperimen ternyata bahwa tegangan putus-geser itu sepadan dengan kemunduran kecepatan, yang dalam hal ini sama dengan $\frac{v_1 - v_2}{a} = \frac{v}{k}$. Jadi pada umumnya dapat dikatakan (Stolk, 1986)

$$\tau = \eta \cdot \frac{v}{h} \quad (2.2)$$

dengan:

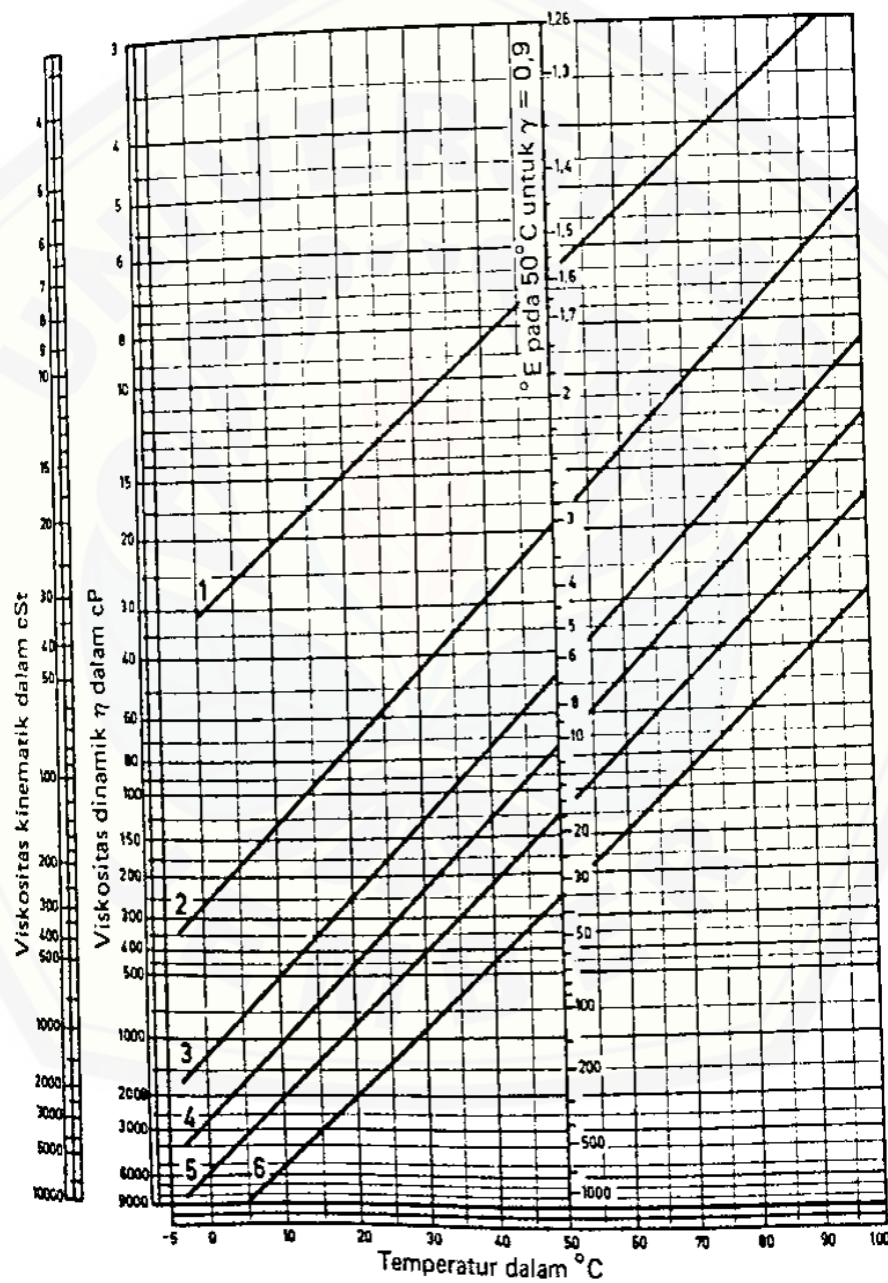
- η : viskositas zat cair (Ns/m²);
- v : kecepatan (m/s);
- h : jarak (m).

dengan η merupakan faktor padanan dimana setiap zat cair pada temperatur yang sama mempunyai nilai tertentu, tetapi yang sangat tergantung pada temperatur. Faktor ini dinamakan viskositas dinamik atau viskositas mutlak. Gambar 2.10 menunjukkan η sama besarnya dalam semua penampang yang sejajar dengan AX. (Stolk, 1986)

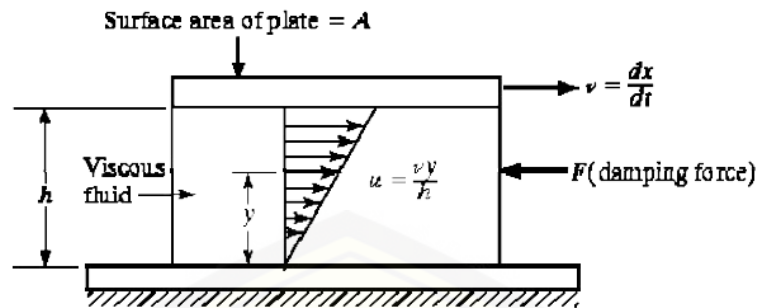
Viskositas semua jenis minyak akan menurun apabila temperaturnya ditinggikan. Keterangan tentang viskositas harus selalu disertai oleh temperatur dimana nilai ini berlaku. Ketergantungan nilai viskositas pada temperature dinyatakan dalam indeks viskositas (V.I. atau Viscosity Index), yaitu dengan nilai normal mulai 0 sampai 100. Viskositas bertambah besar dengan tekanan dalam zat cair, bertambahnya besar nilai tekanan ini diabaikan. (Stolk, 1986) Satuan yang digunakan untuk viskositas adalah centi-Stoke (cSt) dan juga centi-Poise (cP). Perbedaan diantara kedua satuan tersebut yaitu dimana pada cSt pengaruh massa jenis fluida diabaikan atau sering disebut viskositas dinamik, sementara pada cP, nilai masa jenis fluida dianggap mempengaruhi nilai viskositas atau disebut juga viskositas kinematic (Stolk, 1986).

Gambar 2.11 menjelaskan viskositas untuk beberapa jenis minyak, tergantung pada temperature, ditunjukkan bahwa sebuah skala untuk viskositas dalam derajat Engler (^oE, diterapkan di benua Eropa; dalam hal ini waktu pengaliran-keluar-zat cair yang diukur dibagi dengan waktu pengaliran-keluar air dari 20^oC) pada 50^oC. Garis 1 berlaku untuk minyak sangat encer (minyak gelendong); garis 2 berlaku untuk minyak-mesin encer yang diterapkan pada bantalan mesin listrik, turbin dan sebagainya. Garis 5 berlaku untuk minyak-mesin kental seperti yang digunakan dalam *gearbox* dan motor-bakar. Garis 6 berlaku

untuk minyak pada temperatur mesin yang tinggi, seperti misalnya pada motor pesawat terbang. Karakteristik utama yang digunakan untuk mendapatkan pelumasan yang sempurna adalah viskositas dan indeks viskositas. Selanjutnya yang juga penting ialah perlindungan terhadap korosi, titik nyala, titi, beku, dan tahanan terhadap oksidasi (penuaan) (Stolk, 1986).



Gambar 2.11 Viskositas 6 jenis minyak pelumas untuk bantalan luncur. Catatan: viskositas kinematik berlaku untuk $\rho = 0,9 \text{ g/cm}^3$ (Sumber: Stolk, 1986)



Gambar 2.12 Viskos *damping* (Sumber: Rao, 2002)

Gambar 2.12 menunjukkan ilustrasi mengenai gaya *damping* pada viskositas. Tegangan putus-geser $\tau = \eta \cdot \frac{du}{dy}$, dimana $\frac{du}{dy} = \frac{v}{h}$. Gaya geser atau gaya tahanan didapatkan pada bagian bawah permukaan yang bergerak (Rao, 2002)

$$F = \tau A = \eta \cdot \frac{Av}{h} = cv \quad (2.3)$$

dengan A merupakan luas permukaan yang bergerak dan (Rao, 2002)

$$c = \frac{\eta v}{h} \quad (\text{konstanta damping}) \quad (2.4)$$

Damper yang tidak linear dapat dilinearkan dengan menggunakan proses operasional kecepatan (v^*). (Rao, 2002)

2.9.2 Koefisien gesek

Tahanan yang harus diatasi pada gesekan zat cair dapat ditentukan dengan mudah, hal ini diketahui bahwa gaya W diperlukan untuk membuat kedua benda saling melintasi. Koefisien gesek f dapat diketahui dengan menggunakan formula berikut (Sularso, 1997)

$$f = \frac{W}{F} = \frac{\pi \cdot d \cdot l \cdot \omega \cdot \eta}{F \cdot \varphi} \quad \text{dan dengan } F = \sigma_0 \cdot d \cdot l$$

maka

$$f = \pi \cdot \frac{\omega \cdot \eta}{\sigma_0 \cdot \varphi} \quad (\text{rumus Petroff}) \quad (2.5)$$

dengan :

W : gaya yang diperlukan benda untuk saling melintasi (N);

F : beban tap (N);

d : diameter tap (m);

l : panjang tap (m);

ω : kecepatan putar permukaan (1/s)

η : viskositas pelumas (Ns/m²);

σ_0 : tekanan bidang rata-rata (N/m²);

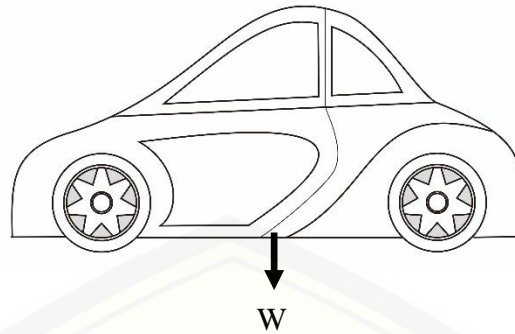
φ : perbandingan ruas bebas relative $\frac{s}{d}$ (s = ruang bebas)

Berdasarkan hasil nilai koefisien gesek f hanya berlaku untuk letak poros yang konsentrik, yaitu pada beban rendah dan kecepatan sudut tinggi, untuk keadaan dimana celah dalam bagian bantalan yang tidak mendukung, seluruhnya terisi dengan minyak. Berdasarkan hal ini dapat disimpulkan bahwa pada pelumasan zat cair, koefisien gesek tidak konstan, melainkan bertambah besar dengan ω pada η dan φ yang diketahui dan menurun kalau beban bantalan σ_0 bertambah besar (Sularso, 1997)

2.10 Beban Bantalan

Beban yang bekerja pada bantalan dibagi menjadi tiga jenis yaitu bantalan dengan beban radial, beban aksial, dan beban gabungan (beban radial dan beban aksial). Pada saat memilih produk sebuah bantalan beban merupakan salah satu faktor yang diperhitungkan karena beban merupakan faktor yang berpengaruh.

Beban radial pada bantalan di asumsikan pada kendaraan, dimana beban yang bekerja tegak lurus terhadap sumbu poros bantalan. Pada penelitian yang akan dilakukan beban radial diperoleh dari berat *flywheel* dan berat rumah bantalan. Beban radial yang terjadi pada bantalan diperoleh dari hasil perhitungan berat keseluruhan beban dari arah tegak lurus.



Gambar 2.13 Beban radial pada bantalan

Beban radial yang terjadi pada kendaraan dapat dirumuskan sebagai berikut (Sutantra, 2010)

$$W = m \cdot g \quad (2.6)$$

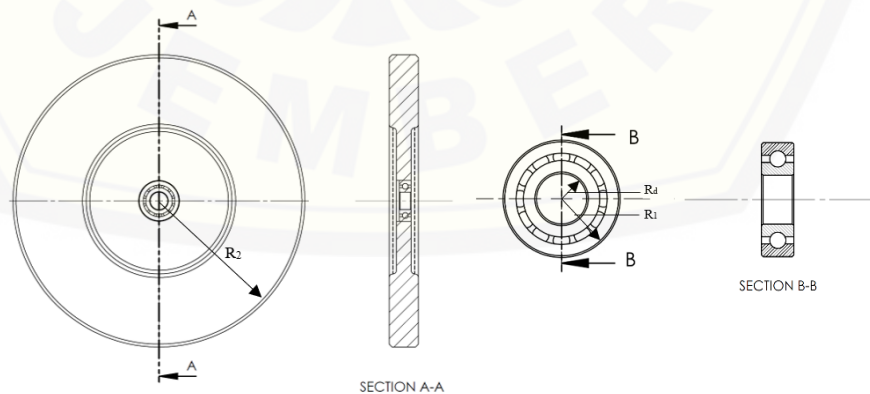
dengan:

m : Massa (kg)

g : Gravitasi ($9,8 \text{ m/s}^2$)

2.11 Momen Inersia Polar

Bantalan berfungsi sebagai penopang poros yang berputar. Momen inersia polar bantalan merupakan tahanan bantalan terhadap gerak rotasi. Gambar 2.14 menunjukkan bentuk *Geometri bantalan silinder berongga*.



Gambar 2.14 Geometri bantalan silinder berongga

Rumus momen inersia (I) yang digunakan adalah rumus momen inersia silinder berongga sebagai berikut (Wang, 2017):

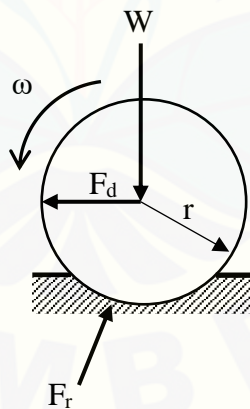
$$I = \frac{1}{2} m \times (R_2^2 + R_1^2) \quad (2.7)$$

dengan:

- I : Momen inersia (kgm^2)
- m : Massa benda (kg)
- R_2 : jari – jari *flywheel* (m)
- R_1 : Jari – jari *outer* bantalan (m).

2.12 Rolling Resistance

Rolling resistance merupakan tahanan gelinding terhadap benda yang berotasi akibat adanya gaya gesekan pada permukaan. *Rolling resistance* adalah momen benda untuk melawan arah gerakan, seperti gaya yang dibutuhkan untuk menggerakkan suatu benda yang sedang berjalan di suatu permukaan (Taghavifar, 2014).

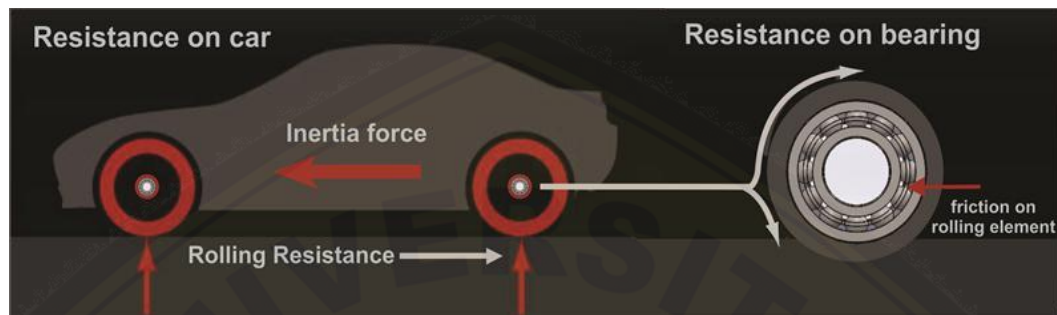


Gambar 2.15 Diagram benda bebas resistance pada bantalan (Sumber: Gomez, 2016)

Keterangan:

- W : Beban (N)
- F_d : Gaya hambat (N)
- F_r : Gaya *rolling resistance* (N)
- ω : Kecepatan sudut (rad/s)

Bantalan terhadap *rolling resistance* yang terjadi pada poros kendaraan. *Rolling resistance* merupakan segala gaya luar yang berlawanan arah gerak suatu benda yang melintasi suatu permukaan (Muttaqin, 2015).



Gambar 2.16 Bantalan pada poros kendaraan (Sumber: Kurniawan, 2017)

Kurniawan, (2017) menjelaskan faktor-faktor yang mempengaruhi *rolling resistance* sebagai berikut:

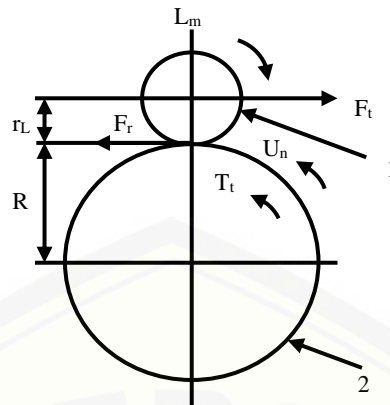
- Kecepatan linier bantalan.
- Beban bantalan.
- Sifat elastik material.
- Jenis pelumas.

2.13 Pengujian *Rolling Resistance*

Mayoritas uji *rolling resistance* diujikan dalam skala laboratorium, pengujian *rolling resistance* dalam kondisi nyata belum ditemukan secara pasti karena variabel yang berengaruh: kekasaran permukaan, temperatur putaran roda. Uji *rolling resistance* pada bantalan, dilakukan berdasarkan standard internasional yang mengacu pada ISO 18164:2005 (Kurniawan, 2017).

2.13.1 Pengujian *Rolling Resistance* Berdasarkan ISO 18164

ISO 18164 : 2005, pengujian *rolling resistance* dapat diilustrasikan pada Gambar 2.17.



Gambar 2.17 Diagram benda bebas uji *ISO 18164 rolling resistance test* (Sumber: ISO, *ISO 18164 : 2005*)

Keterangan:

- 1 : Roda ban
- 2 : Drum
- T_t : Torsi poros (Nm)
- F_t : Gaya spindle (N)
- r_L : Jarak pusat ban terhadap lapisan terluar drum pada kondisi stabil (m)
- R : Radius drum (m)
- F_r : Rolling resistance
- U_n : Kecepatan uji (rpm)
- L_m : Beban bantalan arah gaya normal terhadap permukaan drum (N).

Metode uji *rolling resistance* diklasifikasikan menjadi empat macam yaitu (ISO 18164 : 2005):

- a. *Force Method* : Gaya reaksi diukur pada spindle ban.
- b. *Torque Method* : Input torsi diukur pada alat uji drum.
- c. *Power Method* : Perhitungan dilakukan pada input daya ke alat uji drum.
- d. *Decelaration Method* : Perhitungan dilakukan berdasarkan perlambatan pada alat uji drum.

2.13.2 Pengujian *Rolling Resistance* Berdasarkan Penelitian Sebelumnya

Menurut penelitian Kurniawan (2017) bahwa pengujian *rolling resistance* digunakan untuk menganalisa karakteristik bantalan dengan diberi variasi pembebanan dimana parameter yang diuji yaitu kecepatan putar benda uji, variasi pembebanan aksial dan radial. Metode penelitian pengujian dengan menggunakan metode pendekatan eksperimen yang diasumsikan bantalan bekerja pada kondisi sebenarnya. Pengujian *rolling resistance* bersifat penelitian laboratorium dimana penelitian ini dilakukan berdasarkan alat uji yang dibuat untuk menguji bantalan dengan mengasumsikan beberapa faktor yang pada aktualnya dapat mempengaruhi *rolling resistance* namun pada penelitiannya dianggap pengaruhnya dihilangkan untuk mengetahui karakteristik bantalan secara umumnya. Alat uji yang digunakan pada penelitian sebelumnya ditampilkan pada Gambar 2.18.



Gambar 2.18 Alat uji *rolling resistance* (Sumber: Kurniawan, 2017)

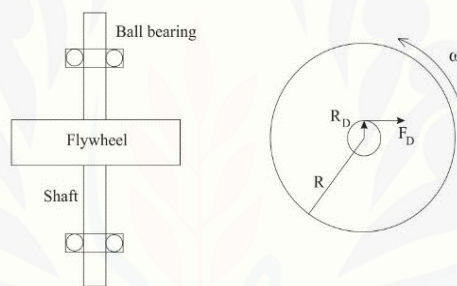
Keterangan Gambar 2.18 menunjukkan rangkaian alat uji *rolling resistance* yang digunakan pada penelitian dengan:

1. Bantalan uji
2. Motor listrik
3. Kopel poros
4. Mekanisme beban radial
5. *Load cell* 50kg
6. Tachometer.
7. Mekanisme beban aksial.

Kurniawan, (2017) menjelaskan pengujian *rolling resistance* dilakukan untuk mengetahui cacat yang terjadi pada bantalan berputar dengan putaran motor tertentu, kemudian bantalan akan diberi variasi beban sehingga gaya *rolling resistance* diperoleh dengan menghitung gaya tangensial pada poros akibat dari putaran dan pembebanan yang terjadi pada bantalan.

2.14 Perhitungan *Rolling Resistance*

Sistem *flywheel* didukung oleh bantalan bola. *Flywheel* disk radius (R) dilihat dari atas. Gaya *drag* dari bantalan bola ditunjukkan oleh F_D dan bekerja pada poros radius R_D . Kecepatan sudut (ω) adalah frekuensi sudut suatu benda dan sumbu putar (Abrahamsen, 2001).



Gambar 2.19 Ilustrasi *flywheel system* (Abrahamsen, 2001)

Metode pengujian *rolling resistance* pada penelitian ini akan menggunakan kolaborasi dari standard ISO 18164 dan pengujian sebelumnya. didapatkan teori bahwa gaya *rolling resistance* merupakan perhitungan dari gaya hambat (F_D) terjadi pada elemen bantalan yang menghasilkan nilai torsi dan gaya angkat dipengaruhi oleh gaya gravitasi pada *flywheel*. *Flywheel* merupakan alat yang digunakan untuk menyimpan energi dalam bentuk gerak rotasi pada poros. *Rolling resistance* dihitung dengan nilai yang diperoleh dari pengujian bantalan setelah diberi beban 20 kg dan putaran motor 330 rpm. Gaya hambat (F_D) pada bantalan dikarenakan adanya torsi pada sumbu rotasi poros (Abrahamsen, 2001).

$$\tau = R_d \cdot F_D = -I \frac{d\omega}{dt} \quad (2.8)$$

dengan:

- τ : Torsi (Nm);
- F_D : Gaya hambat (N);
- R_d : Jari-jari *inner* bantalan (m);
- I : Momen inersia (kgm^2);
- $d\omega$: Perubahan kecepatan sudut (rad/s);
- dt : Selisih waktu (s).

Koefisien *rolling resistance* (C_r) memiliki persamaan sebagai berikut:

$$C_r = \frac{1}{2} \cdot \frac{(R_2^2 + R_1^2) d\omega}{g R_d dt} \quad (2.9)$$

dengan:

- C_r : Koefisien *rolling resistance*
- R_2 : jari – jari *flywheel* (m)
- R_1 : Jari – jari *outer* bantalan (m)
- R_d : Jari – jari *inner* bantalan (m)
- $d\omega$: Perubahan kecepatan sudut (rad/s)
- dt : Selisih waktu (s)
- g : Gravitasi ($9,8 \text{ m/s}^2$)

Kecepatan sudut (ω), memiliki persamaan sebagai berikut:

$$\omega = \frac{2 \pi n}{60} \quad (2.10)$$

dengan:

- ω : Kecepatan sudut (rad/s)
- n : Putaran (rpm)
- π : Phi 3,14

Perubahan kecepatan sudut ($d\omega$) dibagi dengan selisih waktu (dt), memiliki persamaan sebagai berikut:

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{\omega_1 - \omega_0}{dt} \quad (2.11)$$

dengan:

$d\omega$: Perubahan kecepatan sudut (rad/s);

dt : Selisih waktu (s);

ω_1 : Kecepatan sudut awal (rad/s);

ω_0 : Kecepatan sudut akhir (rad/s).

Gaya *rolling resistance* (F_R) memiliki persamaan sebagai berikut:

$$F_r = C_r \cdot W \quad (2.12)$$

dengan:

F_r : Nilai *rolling resistance* (N);

C_r : Koefisien *rolling resistance*;

W : Berat *flywheel* (N).

BAB 3. METODOLOGI PENELITIAN

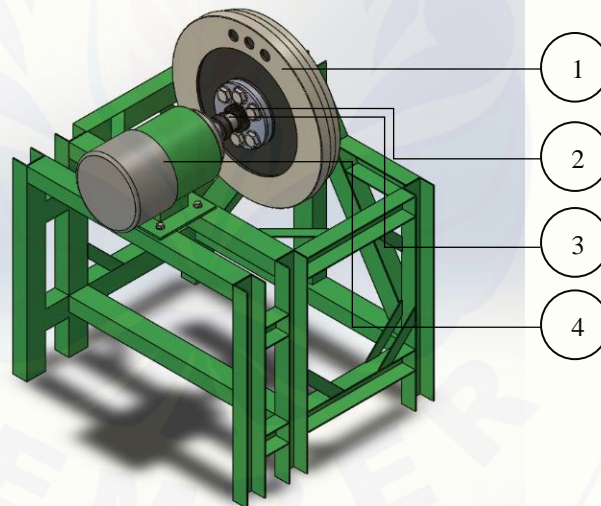
3.1 Tempat dan Waktu

Pelaksanaan uji *rolling resistance* dilakukan dengan metode eksperimental dengan alat uji seperti ditunjukkan dalam Gambar 3.1. Pelaksanaan penelitian dilakukan di **Laboratorium Desain, Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Jember.**

3.2 Alat dan Bahan

3.2.1 Alat Uji *Rolling Resistance*

Alat uji *rolling resistance* yang digunakan dalam penelitian ini ditunjukkan pada Gambar 3.1.



Gambar 3.1 Desain alat uji *rolliing resistance*

Keterangan:

1. *Flywheel*
2. *Clutch*
3. Poros
4. Motor listrik

Alat uji *rolling resistance* terdiri dari beberapa komponen, yang dapat diuraikan sebagai berikut:

1. Motor Listrik AC

Motor listrik AC bekerja berdasarkan tegangan AC (*Alternating Current*). Motor AC memiliki dua buah bagian utama yaitu *stator* dan *rotor*. Stator merupakan komponen generator yang diam (statis), sedangkan rotor yang bergerak rotasi. Motor AC digunakan untuk menggerakkan poros yang dipasang *bearing* yang akan diteliti.



Gambar 3.2 Motor listrik

Spesifikasi motor AC yang digunakan dlm penelitian ini sebagai berikut:

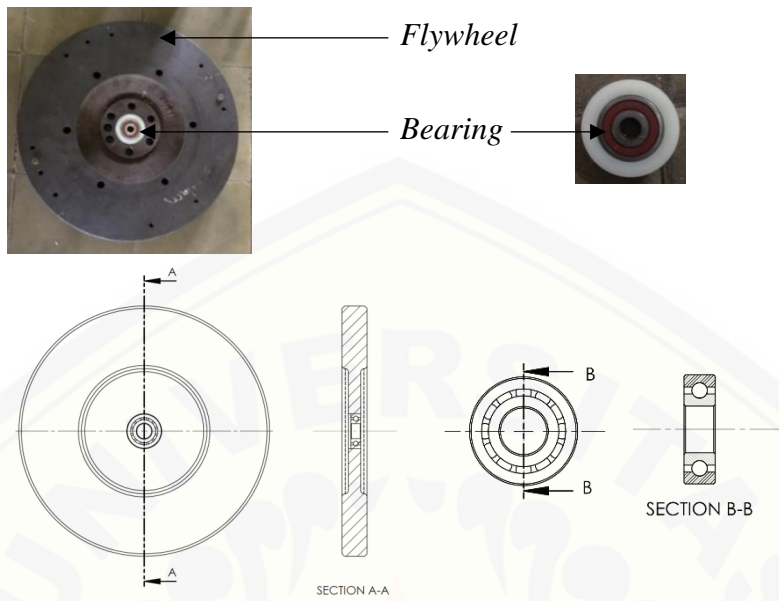
- a) Merk : Yamakoyo
- b) *Phase* : 2 *phase*
- c) Daya maksimum : 0,75 kW
- d) *Rated speed* : 2850 rpm
- e) *Rated voltage* : 220 Volt

2. *Flywheel* dan *bearing*

Flywheel digunakan untuk menyimpan energi rotasi di dalam mesin. Prinsip *flywheel* bekerja berdasarkan kelembaman sebuah massa. Energi tersimpan di dalam putaran *flywheel* dapat digunakan pada saat mesin mengalami kekurangan energi. *Bearing* berfungsi untuk memperkecil gesekan antara dua permukaan yang saling *contact sliding*. *Bearing* yang diuji nilai *rolling resistance*-nya dalam penelitian ini adalah:

- a) *Single row deep groove ball bearing* 6000 2 RS;
- b) *Single row deep groove ball bearing* 6200 2 RS;

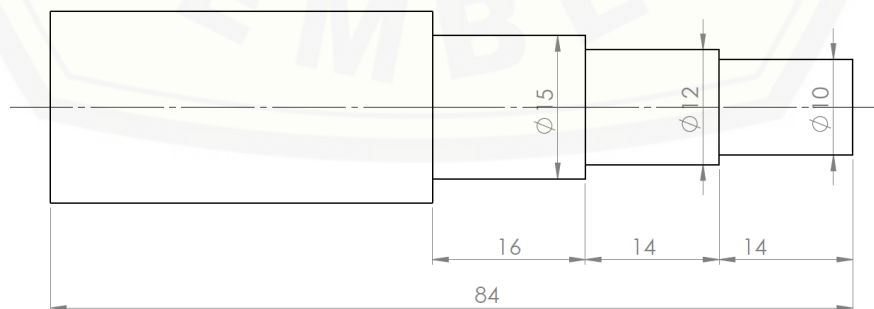
c) *Single row deep groove ball bearing 6300 2 RS.*



Gambar 3.3 *Flywheel dan bearing*

3. Poros

Poros berfungsi untuk meneruskan daya dalam bentuk torsi.



Keterangan: Satuan dalam mm

Gambar 3.4 Poros alat uji *rolling resistance*

4. *Clutch*

Clutch berfungsi untuk meneruskan putaran dan daya dari poros penggerak pada poros yang digerakan, dimana sumbu kedua poros tersebut terletak pada satu garis lurus.



Gambar 3.5 *Clutch*

5. Pengatur kecepatan / rangkaian *dimmer*

Rangkaian *dimmer* sebagai kontrol untuk putaran motor listrik.



Gambar 3.6 Rangkaian *dimmer*

6. Tachometer

Tachometer dalam penelitian ini *digunakan* untuk mengukur putaran *flywheel* dari start sampai berhenti. *Tachometer* yang digunakan dalam penelitian ini memiliki spesifikasi sebagai berikut:



Gambar 3.7 Tachometer

- a) *Type* : Digital tachometer
- b) *Contact test range* : 20 – 20.000 rpm
- c) *Accuracy* : 0,05% + 1 digit
- d) *Resolution* : 0,1 rpm
- e) *Battery* : 3 AA series

7. Timbangan digital

Timbangan digital digunakan untuk mengukur massa *bearing* sebelum dan setelah diberikan pelumas, penimbangan bearing + pelumas dilakukan agar massa pelumas seluruh *bearing yang diuji* sama. Spesifikasi timbangan digital MH-200 adalah sebagai berikut:



Gambar 3.8 Timbangan digital

- a) *Capacity* : Max 200 gram – 0,01 gram
- b) *Digital scala pocket* : 200/0.01
- c) *Battery* : 2 AAA series

3.2.2 Material uji *Rolling Resistance*

Material yang digunakan dalam penelitian ini terdiri dari dua jenis, yaitu bantalan *single row deep groove ball bearing* dan pelumas: Spesifikasi bantalan dan pelumas yang diteliti sebagai berikut:

1. Bantalan

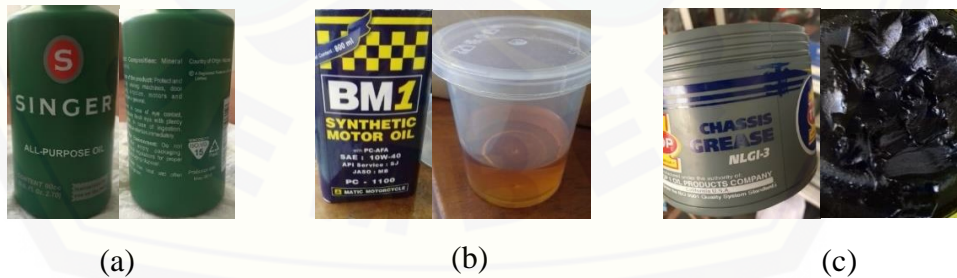
Bantalan yang diuji dalam penelitian ini yaitu bantalan jenis *single row deep groove ball bearing* tipe: 6000 2RS, 6200 2RS, 6300 2RS (SKF Group, 2018).



Gambar 3.9 *Single row deep groove ball bearing* (SKF Group, 2018)

2. Pelumas

Pelumas yang diuji dalam penelitian ini yaitu pelumas jenis ISO VG 15, SAE 10W-40, NLGI 3.



a) Minyak singer (ISO VG 15), b) Oli (SAE 10W-40), c) Grease (NLGI 3)

Gambar 3.10 Pelumas uji

3.3 Prosedur Penelitian

Pelaksanaan penelitian ini dilakukan melalui tahapan yang dapat diuraikan sebagai berikut:

1. Studi Literatur

Studi literatur dilakukan untuk memperoleh referensi pendukung yang sesuai dengan topik penelitian.

2. Pelaksanaan Pengujian

Uji *bearing* dan pelumas dilakukan untuk memperoleh nilai *rolling resistance* (C_r) masing-masing.

3. Analisis Hasil Penelitian

Analisis data hasil eksperimental menggunakan *software microsoft excel* 2016.

4. Kesimpulan

Kesimpulan penelitian diperoleh berdasarkan kajian pustaka, kajian teori dan analisis pembahasan untuk menentukan karakteristik angka *rolling resistance* masing-masing bantalan dan pelumas yang diuji.

3.4 Variabel Pengujian

Variabel penelitian yang digunakan untuk uji *rolling resistance* adalah sebagai berikut:

3.4.1 Variabel Bebas

Variabel bebas adalah variabel yang menyebabkan perubahan pada variabel terikat. Variabel bebas dalam penelitian ini secara rinci ditampilkan dalam Tabel 3.1:

Tabel 3.1 Variabel bebas penelitian

Type Bearing	Pelumas	Simbol Variabel	Arti Simbol
6000 2 RS	+ ISO VG 15,	B _{6000-VG15}	Bearing 6000 2 RS + Pelumas ISO VG 15
	+ SAE 10W-40	B _{6000-SAE 10W-40}	Bearing 6000 2 RS + Pelumas SAE 10W-40
	+ NLGI 3	B _{6000-NLGI3}	Bearing 6000 2 RS + Pelumas NLGI 3
6200 2 RS	+ ISO VG 15,	B _{6200-VG15}	Bearing 6200 2 RS + Pelumas ISO VG 15
	+ SAE 10W-40	B _{6200-SAE 10W-40}	Bearing 6200 2 RS + Pelumas SAE 10W-40
	+ NLGI 3	B _{6200-NLGI3}	Bearing 6200 2 RS + Pelumas NLGI 3
6300 2 RS	+ ISO VG 15,	B _{6300-VG15}	Bearing 6300 2 RS + Pelumas ISO VG 15
	+ SAE 10W-40	B _{6300-SAE 10W-40}	Bearing 6300 2 RS + Pelumas SAE 10W-40
	+ NLGI 3	B _{6300-NLGI3}	Bearing 6300 2 RS + Pelumas NLGI 3

Keterangan:

- Pelumas ISO VG 15 (viskositas, $\mu = 15$ cSt)
- Pelumas SAE 10W-40 (viskositas $\mu = 30$ cSt)
- Pelumas NLGI 3 (*grease* penetrasi 220-250)

3.4.2 Variabel Terikat

Variabel terikat adalah yang tergantung pada variabel bebas. Variabel terikat dalam penelitian ini sebagai berikut:

- Nilai *rolling resistance* (F_r);
- Koefisien *rolling resistance* (C_r).

3.4.3 Variabel Kontrol

Variabel kontrol adalah variabel yang dikendalikan. Variabel kontrol dalam penelitian ini sebagai berikut:

- Beban, $W = 200$ N;
- Putaran motor, $n = 330$ rpm.

3.4.4 Parameter

Parameter penelitian digunakan untuk melihat pengaruh Variabel Bebas, Variabel terikat dan Variabel kontrol. Parameter yang digunakan dalam penelitian adalah:

1. Putaran *bearing*

Putaran *bearing* ditentukan berdasarkan regulasi *Sheel eco marathon* untuk mobil listrik yaitu:

- a) *Track length* : 1,27 km / lap
- b) Full lap / *Distance* : 12,7 km (10x lap)
- c) *Time limit* : 30 menit
- d) Ukuran roda : 16 inchi
- e) Putaran *bearing* yang dibutuhkan dapat dihitung sebagai berikut:

$$\text{Kecepatan} = 25 \text{ km/jam}$$

Kecepatan sudut anguler:

$$\begin{aligned} \omega &= \frac{V}{k} \\ &= \frac{25 \text{ km/jam}}{1,276 \text{ m}} \\ &= \frac{416,6 \text{ m/menit}}{1,276 \text{ m}} \\ &= 326,5 \text{ rpm (330 rpm)} \end{aligned}$$

2. Penentuan beban pada bantalan

Beban pada bantalan didasarkan, mobil listrik Titen EV3 dengan rincian:

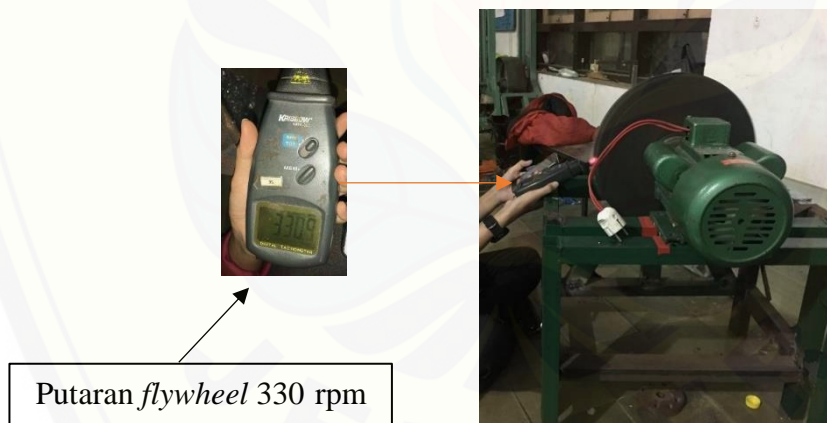
- a) Berat pengemudi maksimal $W_p = 60 \text{ kg}$.
- b) Berat mobil listrik saat ini $W_m = 100 \text{ kg}$.
- c) Beban bantalan, (W), dihitung sebagai berikut:

$$\begin{aligned} W &= \frac{\text{total beban}}{8 \text{ bearing}} \\ &= \frac{160}{8} \\ &= 20 \text{ kg} \end{aligned}$$

3.5 Metode Pengujian

Langkah-langkah penelitian dilakukan dengan tahapan sebagai berikut:

1. Perancangan alat uji *rolling resistance* dan membuat gambar teknik menggunakan *software Solidwork 2015* diperlukan untuk memvisualisasikan konstruksi alat pengujian.
2. Perancangan bantalan pada alat uji *rolling resistance*.
3. Bantalan yang diuji pada kondisi posisi uji dimana beban radial diberikan pada *flywheel*.
4. Pengukuran dan Pencatatan data penelitian dilakukan dengan langkah-langkah sebagai berikut:
 - a) Tombol timer dihidupkan pada posisi “on” sejak putaran *flywheel* 330 rpm sampai berhenti.
 - b) *Flywheel* diputar sampai putaran ($n = 330$ rpm), selanjutnya daya motor listrik dimatikan pada posisi “off”.
 - c) Catat durasi putaran *flywheel* (dt).

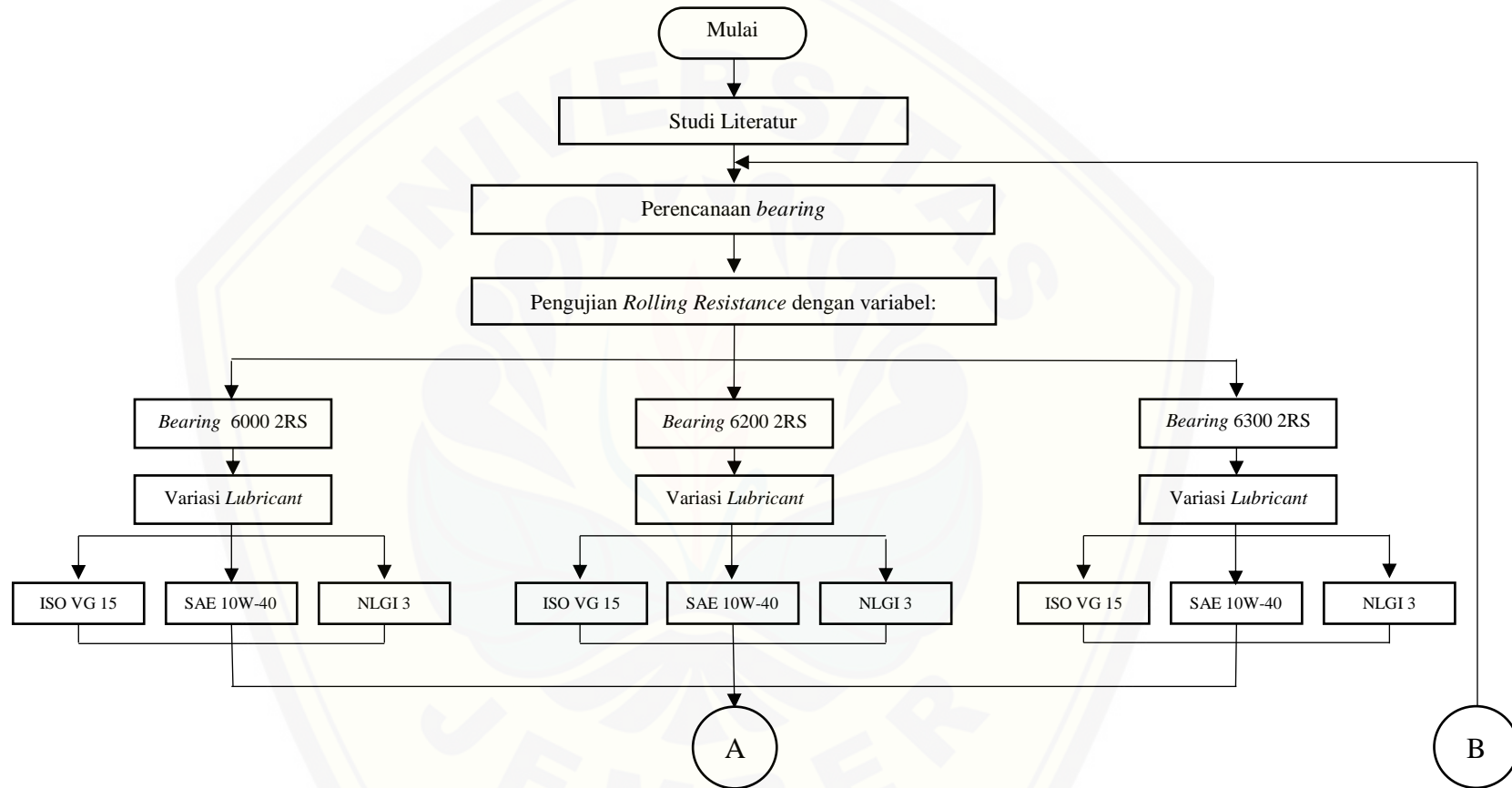


Gambar 3.11 Skema pengamatan data

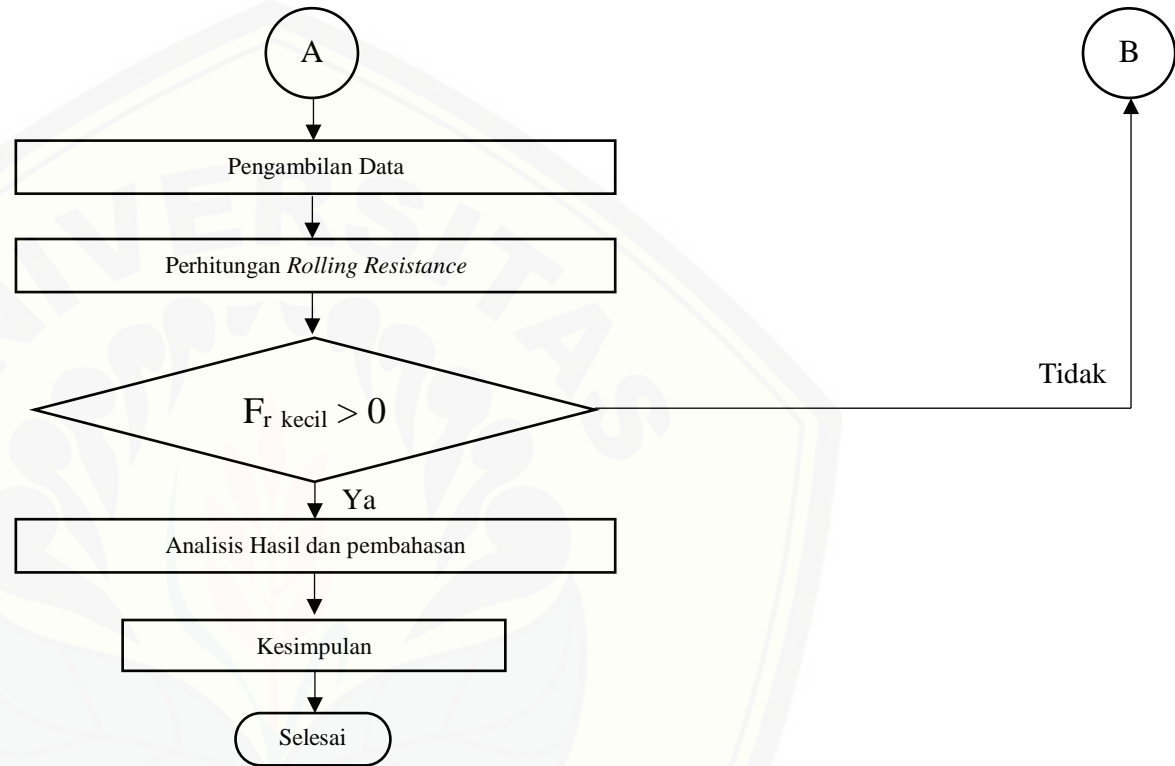
5. Data-data hasil penelitian digunakan untuk dianalisis meliputi data:
 - a) Selisih waktu (dt)
 - b) Perubahan kecepatan sudut ($d\omega$).
 - c) Nilai koefisien *rolling resistance* (C_r).
 - d) Nilai *rolling resistance* (F_r).
6. Diagram alir penelitian ditunjukkan dalam Gambar 3.12 di bawah ini.

3.6 Diagram Alir Penelitian

Tahapan proses yang akan dilakukan dalam penelitian ini digambarkan dalam diagram alir sebagai berikut:



Gambar 3.12 Diagram alir penelitian



Gambar 3.12 Diagram alir penelitian (lanjutan)

BAB 5. PENUTUP

5.1 Kesimpulan

Berdasarkan hasil penelitian dan analisis data yang telah dilakukan, maka diperoleh beberapa kesimpulan sebagai berikut:

1. Nilai *rolling resistance* (F_r) dipengaruhi oleh viskositas pelumas, untuk ketiga seri *single row deep groove ball bearing*: 6000 2 RS, 6200 2 RS, 6300 2 RS kecenderungan memiliki gaya *rolling resistance* sama.
2. Nilai *rolling resistance* (F_r) sebagai berikut:
 - a) Nilai *rolling resistance* paling rendah terjadi pada *bearing* 6000 2 RS menggunakan pelumas ISO VG 15, yaitu $F_{r \text{ rendah}} = 0,419 \text{ N}$.
 - b) Nilai *rolling resistance* paling tinggi terjadi pada *bearing* 6000 2 RS menggunakan pelumas NLGI 3, yaitu $F_{r \text{ tinggi}} = 1,17 \text{ N}$.
 - c) Semakin besar viskositas pelumas maka C_r dan F_r juga semakin besar.
3. Dasar pemilihan pelumas harus disesuaikan berdasarkan tujuan pemakaian, jika tujuan pemakaian pelumas untuk memperoleh harga C_r dan F_r yang rendah maka pelumas viskositas rendah yang digunakan.

5.2 Saran

Saran untuk penelitian selanjutnya adalah sebagai berikut:

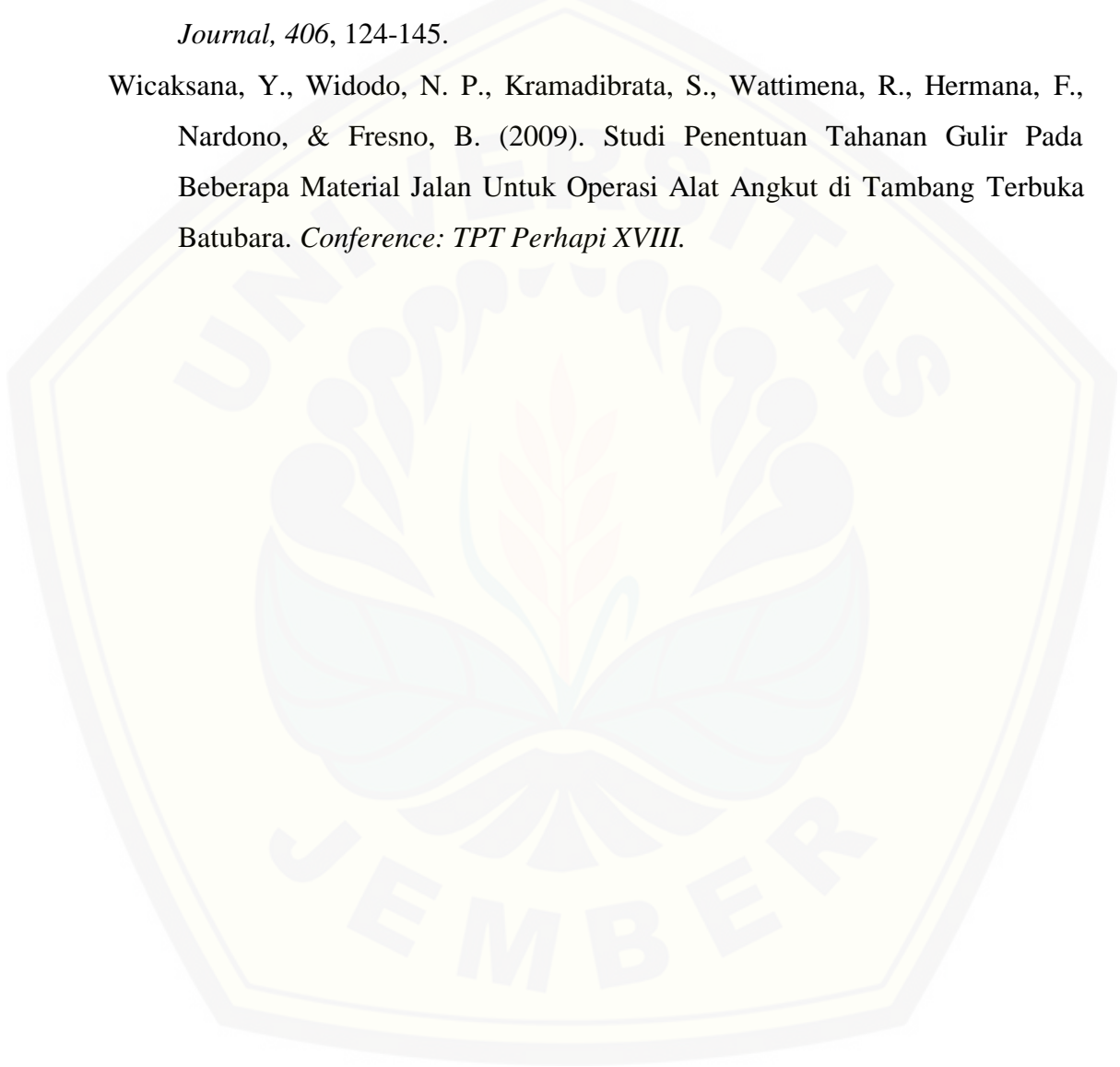
1. Untuk penelitian selanjutnya perlu dikaji lebih lanjut tentang penggunaan pelumas berbahan dasar *mineral oil, vegetable oil, biodiesel oil*.
2. Perlu dikaji lebih lanjut pelumasan pada ball bearing dengan sistem pelumas diam, pelumas bergerak searah bearing dan pelumas bergerak berlawanan arah *bearing*.
3. Untuk penelitian selanjutnya perlu dibuat desain *seal bearing* yang tidak memungkinkan terjadi kebocoran untuk pelumas dengan viskositas rendah.
4. Perlu diteliti luas *surface* kontak antara permukaan yang tanpa bola secara matematis.

DAFTAR PUSTAKA

- Abrshamsen, A. B. (2001). *Superconducting Bearing for Flywheel Applications*. Denmark: Forskningcenter Risoe.
- Badan Pusat Statistik Jakarta Pusat. (2015). *Statistik Konsumsi BBM Nasional Per Tahun*. Jakarta Pusat: Badan Pusat Statistik.
- Badan Pusat Statistik Jakarta Pusat. (2016). *Statistik Produksi Kendaraan Bermotor Dalam Negeri Unit 2000 - 2016*. Jakarta Pusat: Badan Pusat Statistik.
- Chatti, K. (2012). *Estimating the Effect of Pavement Condition on Vehicle Operating Costs*. Washington: Michigan State University.
- Cousseau, T., Graca, B., Campos, A., & Sabra, J. (2011). Friction Torque in Grease Lubricated Thrust Ball Bearings. *Tribology International*, 44, 523-531.
- Dobrovolsky, V., Zablonsky, K., Mak, S., Radchik, A., & Erlikh, L. (1978). *Machine Elements*. Moscow: Peace Publisher.
- Gomez, J. L., Bourdon, A., Andre, H., & Remind, D. (2016, Februari 25). Modeling Deep Groove Ball Bearing Localized Defect Inducing Instantaneous Angular Speed Variations. *Tribology International*, 02 : 32.
- Harris, T. (2010). *Rolling Bearing Analysis* (4th ed.). New York: A Wiley-Interscience Publication.
- Hendarsin, H., & Rahman, A. A. (1986). *Elemen Mesin* (21 ed.). Jakarta: Erlangga.
- Hermawan, S. (2012). *Studi Karakteristik Hidrodinamika Pada Slider Bearing Dengan Permukaan Slip dan/atau Permukaan Berstektur*. Skripsi, Universitas Diponegoro, Jurusan Teknik Mesin, Semarang.
- Hutomo, A. K. (2017). *Pengaruh Permukaan Alur Kembang (Tread Pattern) Ban Tipe Radial Ply Terhadap Rolling Resistance*. Skripsi, Universitas Jember, Jurusan Teknik Mesin, Jember.
- ISO. (2005). *ISO 18164 : Passenger Car, Truck, Bus and Motorcycle Tyres - Methods of Measuring Rolling Resistance*. International Standard Organizations.

- Juhala, M. (2014). Improving Vehicle Rolling Resistance and Aerodynamics. *Alternative Fuels and Advance Vehicle Technologies for Improved Environmental Performance*, 462-475.
- Koyo Seiko. (1997). *Ball & Bearings* (Vols. CAT. No. 203E-1). Japan: Seiko.
- Kurniawan, S. (2017). *Analisa Karakteristik Produk Single Row Deep Groove Ball Bearing pada Mobil Listrik terhadap Rolling Resistance*. Skripsi, Universities Jember, Jurusan Teknik Mesin, Jember.
- Ludema, K. C. (1996). *Friction, Wear, Lubrication*. New York: CRC Press.
- Muttaqin, M. M. (2015). Pengaruh Tekanan Udara (Inflation Pressure) pada Ban Tipe Radial Ply Terhadap Rolling Resistance. *Jurnal ROTOR*, 8(2).
- Pabuntang, M. (2015). *Pelumasan Bearing*. Diambil dari Maintenance Service Heavy Equipment:
<https://maintenanceserviceheavyequipment.wordpress.com/2015/11/24/pelumasan-bearing/>, Diakses pada 24 Nopember 2015.
- Prodjosumarto, P. (1996). *Pemindahan Tanah Mekanis*. Skripsi, Institut Teknologi Bandung, Lembaga Pengabdian Kepada Masyarakat Dan Jurusan Teknik Pertambangan, Bandung.
- Purnomo, S. J. (2017). Uji Eksperimental Kinerja Mobil Listrik. *Prosiding SNATIF Ke-4 Tahun 2017*.
- Rahman, J. (2014). Analisa Pengaruh Viskositas Pelumas Terhadap Jumlah Putaran Dan Daya. *Jurnal RAT*, 3(1).
- Rebai, H. (2014). *Tribology and Machine Elements*. Bachelor Thesis, HAMK University of Applied Science, Mechanical Engineering and Production Technology, Riihimaki.
- SKF Group. (2018). *Railway Technical Handbook* (Vol. 1 Chapter 4). Rusia.
- Stolk, J., & Kris, G. (1986). *Machineonderdelen*. Rotterdam: Marks Drukkerij en Uitgeverij B. V.
- Sularso, I., & Suga, K. (1997). *Dasar Perencanaan Dan Pemilihan Elemen Mesin*. Jakarta: Pradnya Paramita.
- Sutantra, L. N., & Sampurno, B. (2010). *Teknologi Otomotif*. Surabaya: Guna Widya.

- Taghavifar, H., & Mardani, A. (2013). Investigating the Effect of Velocity, Inflation Pressure, and Vertical Load on Rolling Resistance of a Radial Ply Tire. *Journal of Terramechanis*, 50, 99-106.
- Wang, H., Han, Q., Luo, R., & Qing, T. (2017). Dynamic Modeling of Moment Wheel Assemblies with Nonlinier Rolling Bearing Supports. *International Journal*, 406, 124-145.
- Wicaksana, Y., Widodo, N. P., Kramadibrata, S., Wattimena, R., Hermana, F., Nardono, & Fresno, B. (2009). Studi Penentuan Tahanan Gulir Pada Beberapa Material Jalan Untuk Operasi Alat Angkut di Tambang Terbuka Batubara. *Conference: TPT Perhapi XVIII*.



LAMPIRAN
Lampiran A. Data hasil penelitian

Tabel A.1. Data hasil perhitungan koefisien dan nilai *rolling resistance*

<i>Type bearing</i>	Variasi pelumas	Pengujian	Waktu (s)	Koefisien <i>Rolling Resistance</i> (C_r)	\bar{X} Koefisien <i>Rolling resistance</i> (C_r)	<i>Rolling Resistance</i> (F_r)	\bar{X} <i>Rolling Resistance</i> , F_r (N)
6000 2 RS	ISO VG 15	1	3812	0,0021	0,0021	0,4107	0,4190
		2	3722	0,0021		0,4207	
		3	3678	0,0021		0,4257	
	SAE 10W-40	1	2531	0,0031	0,0032	0,6186	0,6400
		2	2450	0,0032		0,6391	
		3	2364	0,0033		0,6623	
	NLGI 3	1	1398	0,0056	0,0059	1,1200	1,1700
		2	1344	0,0058		1,1650	
		3	1278	0,0061		1,2251	
6200 2 RS	ISO VG 15	1	3234	0,0021	0,0022	0,4239	0,4347
		2	3154	0,0022		0,4347	
		3	3078	0,0022		0,4454	
	SAE 10W-40	1	1818	0,0038	0,0041	0,7541	0,8147

		2	1670	0,0041		0,8210	
		3	1578	0,0043		0,8688	
	NLGI 3	1	1498	0,0046		0,9152	
		2	1398	0,0049	0,0050	0,9807	0,9918
		3	1270	0,0054		1,0795	
	ISO VG 15	1	1623	0,0034		0,6769	
		2	1519	0,0036	0,0036	0,7233	0,7176
		3	1460	0,0038		0,7525	
6300 2 RS	SAE 10W-40	1	1544	0,0036		0,7116	
		2	1513	0,0036	0,0037	0,7261	0,7382
		3	1414	0,0039		0,7770	
	NLGI 3	1	1479	0,0037		0,7428	
		2	1424	0,0039	0,0040	0,7715	0,7929
		3	1271	0,0043		0,8644	

Tabel A.2 Spesifikasi *flywheel* dan *bearing*

Type bearing	R_d (m)	R_1 (m)	R_2 (m)	$R_{ball\ bearing}$ (m)	Jumlah ball bearing
6000 2 RS	0,007	0,011	0,176	0,003	7
6200 2 RS	0,008	0,012	0,176	0,003	8
6300 2 RS	0,010	0,014	0,176	0,004	7

Lampiran B. Perhitungan

B. 1. Perhitungan koefisien *Rolling Resistance* (C_r)

$$C_r = \frac{1}{2} \cdot \frac{(R_2^2 + R_1^2) d\omega}{g R d dt}$$

1. *Bearing* 6000 2 RS dengan pelumas ISO VG 15

- Percobaan 1. $C_r = \frac{1}{2} \cdot \frac{(0,176^2 + 0,011^2) \cdot 34,54}{9,8 \cdot 0,007 \cdot 3812} = 0,0021$
- Percobaan 2. $C_r = \frac{1}{2} \cdot \frac{(0,176^2 + 0,011^2) \cdot 34,54}{9,8 \cdot 0,007 \cdot 3722} = 0,0021$
- Percobaan 3. $C_r = \frac{1}{2} \cdot \frac{(0,176^2 + 0,011^2) \cdot 34,54}{9,8 \cdot 0,007 \cdot 3678} = 0,0021$

Kemudian C_r pada ketiga percobaan dicari nilai rata-ratanya, sehingga:

$$C_r \text{ rata-rata} = \frac{\sum C_r}{3} = \frac{0,0021 + 0,0021 + 0,0021}{3} = 0,0021$$

2. *Bearing* 6000 2 RS degan pelumas SAE 10W-40

- Percobaan 1. $C_r = \frac{1}{2} \cdot \frac{(0,176^2 + 0,011^2) \cdot 34,54}{9,8 \cdot 0,007 \cdot 2531} = 0,0031$
- Percobaan 2. $C_r = \frac{1}{2} \cdot \frac{(0,176^2 + 0,011^2) \cdot 34,54}{9,8 \cdot 0,007 \cdot 2450} = 0,0032$
- Percobaan 3. $C_r = \frac{1}{2} \cdot \frac{(0,176^2 + 0,011^2) \cdot 34,54}{9,8 \cdot 0,007 \cdot 2364} = 0,0033$

Kemudian C_r pada ketiga percobaan dicari nilai rata-ratanya, sehingga:

$$C_r \text{ rata-rata} = \frac{\sum C_r}{3} = \frac{0,0031 + 0,0032 + 0,0033}{3} = 0,0032$$

3. *Bearing* 6000 2 RS degan pelumas NLGI 3

- Percobaan 1. $C_r = \frac{1}{2} \cdot \frac{(0,176^2 + 0,011^2) \cdot 34,54}{9,8 \cdot 0,007 \cdot 1398} = 0,0056$
- Percobaan 2. $C_r = \frac{1}{2} \cdot \frac{(0,176^2 + 0,011^2) \cdot 34,54}{9,8 \cdot 0,007 \cdot 1344} = 0,0058$
- Percobaan 3. $C_r = \frac{1}{2} \cdot \frac{(0,176^2 + 0,011^2) \cdot 34,54}{9,8 \cdot 0,007 \cdot 1278} = 0,0061$

Kemudian C_r pada ketiga percobaan dicari nilai rata-ratanya, sehingga:

$$C_r \text{ rata-rata} = \frac{\sum C_r}{3} = \frac{0,0056 + 0,0058 + 0,0061}{3} = 0,0059$$

4. *Bearing* 6200 2 RS dengan pelumas ISO VG 15

- Percobaan 1. $C_r = \frac{1}{2} \cdot \frac{(0,176^2+0,012^2) \cdot 34,54}{9,8 \cdot 0,008 \cdot 3234} = 0,0021$
- Percobaan 2. $C_r = \frac{1}{2} \cdot \frac{(0,176^2+0,012^2) \cdot 34,54}{9,8 \cdot 0,008 \cdot 3154} = 0,0022$
- Percobaan 3. $C_r = \frac{1}{2} \cdot \frac{(0,176^2+0,012^2) \cdot 34,54}{9,8 \cdot 0,008 \cdot 3078} = 0,0022$

Kemudian koefisien *rolling resistance* pada ketiga percobaan dicari nilai rata-ratanya, sehingga:

$$C_r \text{ rata-rata} = \frac{\sum C_r}{3} = \frac{0,0021+0,0022+0,0022}{3} = 0,0022$$

5. *Bearing* 6200 2 RS dengan pelumas SAE 10W-40

- Percobaan 1. $C_r = \frac{1}{2} \cdot \frac{(0,176^2+0,012^2) \cdot 34,54}{9,8 \cdot 0,008 \cdot 1818} = 0,0038$
- Percobaan 2. $C_r = \frac{1}{2} \cdot \frac{(0,176^2+0,012^2) \cdot 34,54}{9,8 \cdot 0,008 \cdot 1670} = 0,0041$
- Percobaan 3. $C_r = \frac{1}{2} \cdot \frac{(0,176^2+0,012^2) \cdot 34,54}{9,8 \cdot 0,008 \cdot 1578} = 0,0043$

Kemudian koefisien *rolling resistance* pada ketiga percobaan dicari nilai rata-ratanya, sehingga:

$$C_r \text{ rata-rata} = \frac{\sum C_r}{3} = \frac{0,0038+0,0041+0,0043}{3} = 0,0041$$

6. *Bearing* 6200 2 RS dengan pelumas NLGI 3

- Percobaan 1. $C_r = \frac{1}{2} \cdot \frac{(0,176^2+0,012^2) \cdot 34,54}{9,8 \cdot 0,008 \cdot 1498} = 0,0046$
- Percobaan 2. $C_r = \frac{1}{2} \cdot \frac{(0,176^2+0,012^2) \cdot 34,54}{9,8 \cdot 0,008 \cdot 1398} = 0,0049$
- Percobaan 3. $C_r = \frac{1}{2} \cdot \frac{(0,176^2+0,012^2) \cdot 34,54}{9,8 \cdot 0,008 \cdot 1270} = 0,0054$

Kemudian koefisien *rolling resistance* pada ketiga percobaan dicari nilai rata-ratanya, sehingga:

$$C_r \text{ rata-rata} = \frac{\sum C_r}{3} = \frac{0,0046+0,0049+0,0054}{3} = 0,0050$$

7. *Bearing* 6300 2 RS dengan pelumas ISO VG 15

- Percobaan 1. $C_r = \frac{1}{2} \cdot \frac{(0,176^2+0,014^2) \cdot 34,54}{9,8 \cdot 0,01 \cdot 1623} = 0,0034$
- Percobaan 2. $C_r = \frac{1}{2} \cdot \frac{(0,176^2+0,014^2) \cdot 34,54}{9,8 \cdot 0,01 \cdot 1519} = 0,0036$
- Percobaan 3. $C_r = \frac{1}{2} \cdot \frac{(0,176^2+0,014^2) \cdot 34,54}{9,8 \cdot 0,01 \cdot 1460} = 0,0038$

Kemudian koefisien *rolling resistance* pada ketiga percobaan dicari nilai rata-ratanya, sehingga:

$$C_r \text{ rata-rata} = \frac{\sum C_r}{3} = \frac{0,0034 + 0,0038 + 0,0038}{3} = 0,0038$$

8. *Bearing* 6300 2 RS dengan pelumas SAE 10W-40

- Percobaan 1. $C_r = \frac{1}{2} \cdot \frac{(0,176^2+0,014^2) \cdot 34,54}{9,8 \cdot 0,01 \cdot 1544} = 0,0036$
- Percobaan 2. $C_r = \frac{1}{2} \cdot \frac{(0,176^2+0,014^2) \cdot 34,54}{9,8 \cdot 0,01 \cdot 1513} = 0,0036$
- Percobaan 3. $C_r = \frac{1}{2} \cdot \frac{(0,176^2+0,014^2) \cdot 34,54}{9,8 \cdot 0,01 \cdot 1414} = 0,0039$

Kemudian koefisien *rolling resistance* pada ketiga percobaan dicari nilai rata-ratanya, sehingga:

$$C_r \text{ rata-rata} = \frac{\sum C_r}{3} = \frac{0,0036 + 0,0036 + 0,0039}{3} = 0,0037$$

9. *Bearing* 6300 2 RS dengan pelumas NLGI 3

- Percobaan 1. $C_r = \frac{1}{2} \cdot \frac{(0,176^2+0,014^2) \cdot 34,54}{9,8 \cdot 0,01 \cdot 1479} = 0,0037$
- Percobaan 2. $C_r = \frac{1}{2} \cdot \frac{(0,176^2+0,014^2) \cdot 34,54}{9,8 \cdot 0,01 \cdot 1424} = 0,0039$
- Percobaan 3. $C_r = \frac{1}{2} \cdot \frac{(0,176^2+0,014^2) \cdot 34,54}{9,8 \cdot 0,01 \cdot 1271} = 0,0043$

Kemudian koefisien *rolling resistance* pada ketiga percobaan dicari nilai rata-ratanya, sehingga:

$$C_r \text{ rata-rata} = \frac{\sum C_r}{3} = \frac{0,0037 + 0,0039 + 0,0043}{3} = 0,0040$$

B. 2. Perhitungan nilai *rolling resistance* (F_r)

$$F_r = C_r \cdot W$$

1. Bearing 6000 2 RS dengan pelumas ISO VG 15

- Percobaan 1. $F_r = 0,0021 \cdot 200 = 0,4190 \text{ N}$
- Percobaan 2. $F_r = 0,0021 \cdot 200 = 0,6400 \text{ N}$
- Percobaan 3. $F_r = 0,0021 \cdot 200 = 0,1700 \text{ N}$

Kemudian nilai *rolling resistance* pada ketiga percobaan dicari nilai rata-ratanya, sehingga:

$$F_r \text{ rata-rata} = \frac{\Sigma Fr}{3} = \frac{0,4190 + 0,6400 + 0,1700}{3} = 0,4190 \text{ N}$$

2. Bearing 6000 2 RS dengan pelumas SAE 10W-40

- Percobaan 1. $F_r = 0,0031 \cdot 200 = 0,6186 \text{ N}$
- Percobaan 2. $F_r = 0,0032 \cdot 200 = 0,6391 \text{ N}$
- Percobaan 3. $F_r = 0,0033 \cdot 200 = 0,6623 \text{ N}$

Kemudian nilai *rolling resistance* pada ketiga percobaan dicari nilai rata-ratanya, sehingga:

$$F_r \text{ rata-rata} = \frac{\Sigma Fr}{3} = \frac{0,6186 + 0,6391 + 0,6623}{3} = 0,6400 \text{ N}$$

3. Bearing 6000 2 RS dengan pelumas SAE 10W-40

- Percobaan 1. $F_r = 0,0056 \cdot 200 = 1,1200 \text{ N}$
- Percobaan 2. $F_r = 0,0058 \cdot 200 = 1,1650 \text{ N}$
- Percobaan 3. $F_r = 0,0061 \cdot 200 = 1,2251 \text{ N}$

Kemudian nilai *rolling resistance* pada ketiga percobaan dicari nilai rata-ratanya, sehingga:

$$F_r \text{ rata-rata} = \frac{\Sigma Fr}{3} = \frac{1,1200 + 1,1650 + 1,2251}{3} = 1,1700 \text{ N}$$

4. *Bearing* 6200 2 RS dengan pelumas ISO VG 15

- Percobaan 1. $F_r = 0,0021 \cdot 200 = 0,4239$ N
- Percobaan 2. $F_r = 0,0022 \cdot 200 = 0,4347$ N
- Percobaan 3. $F_r = 0,0022 \cdot 200 = 0,4454$ N

Kemudian nilai *rolling resistance* pada ketiga percobaan dicari nilai rata-ratanya, sehingga:

$$F_r \text{ rata-rata} = \frac{\Sigma Fr}{3} = \frac{0,4239 + 0,4347 + 0,4454}{3} = 0,4347 \text{ N}$$

5. *Bearing* 6200 2 RS dengan pelumas SAE 10W-40

- Percobaan 1. $F_r = 0,0038 \cdot 200 = 0,7541$ N
- Percobaan 2. $F_r = 0,0041 \cdot 200 = 0,8210$ N
- Percobaan 3. $F_r = 0,0043 \cdot 200 = 0,8688$ N

Kemudian nilai *rolling resistance* pada ketiga percobaan dicari nilai rata-ratanya, sehingga:

$$F_r \text{ rata-rata} = \frac{\Sigma Fr}{3} = \frac{0,7541 + 0,8210 + 0,8688}{3} = 0,8147 \text{ N}$$

6. *Bearing* 6200 2 RS dengan pelumas SAE 10W-40

- Percobaan 1. $F_r = 0,0046 \cdot 200 = 0,9152$ N
- Percobaan 2. $F_r = 0,0049 \cdot 200 = 0,9807$ N
- Percobaan 3. $F_r = 0,0054 \cdot 200 = 1,0795$ N

Kemudian nilai *rolling resistance* pada ketiga percobaan dicari nilai rata-ratanya, sehingga:

$$F_r \text{ rata-rata} = \frac{\Sigma Fr}{3} = \frac{0,9152 + 0,9807 + 1,0795}{3} = 0,9918 \text{ N}$$

7. *Bearing* 6300 2 RS dengan pelumas ISO VG 15

- Percobaan 1. $F_r = 0,0034 \cdot 200 = 0,6769$ N
- Percobaan 2. $F_r = 0,0036 \cdot 200 = 0,7233$ N
- Percobaan 3. $F_r = 0,0038 \cdot 200 = 0,7525$ N

Kemudian nilai F_r pada ketiga percobaan dicari nilai rata-ratanya, sehingga:

$$F_r \text{ rata-rata} = \frac{\Sigma Fr}{3} = \frac{0,6769 + 0,7233 + 0,7525}{3} = 0,7176 \text{ N}$$

8. *Bearing* 6300 2 RS dengan pelumas SAE 10W-40

- Percobaan 1. $F_r = 0,0036 \cdot 200 = 0,7116$ N
- Percobaan 2. $F_r = 0,0036 \cdot 200 = 0,7261$ N
- Percobaan 3. $F_r = 0,0039 \cdot 200 = 0,7770$ N

Kemudian nilai F_r pada ketiga percobaan dicari nilai rata-ratanya, sehingga:

$$F_r \text{ rata-rata} = \frac{\Sigma Fr}{3} = \frac{0,7116 + 0,7261 + 0,7770}{3} = 0,7382 \text{ N}$$

9. *Bearing* 6300 2 RS dengan pelumas SAE 10W-40

- Percobaan 1. $F_r = 0,0037 \cdot 200 = 0,7428$ N
- Percobaan 2. $F_r = 0,0039 \cdot 200 = 0,7715$ N
- Percobaan 3. $F_r = 0,0043 \cdot 200 = 0,8644$ N

Kemudian nilai F_r pada ketiga percobaan dicari nilai rata-ratanya, sehingga:

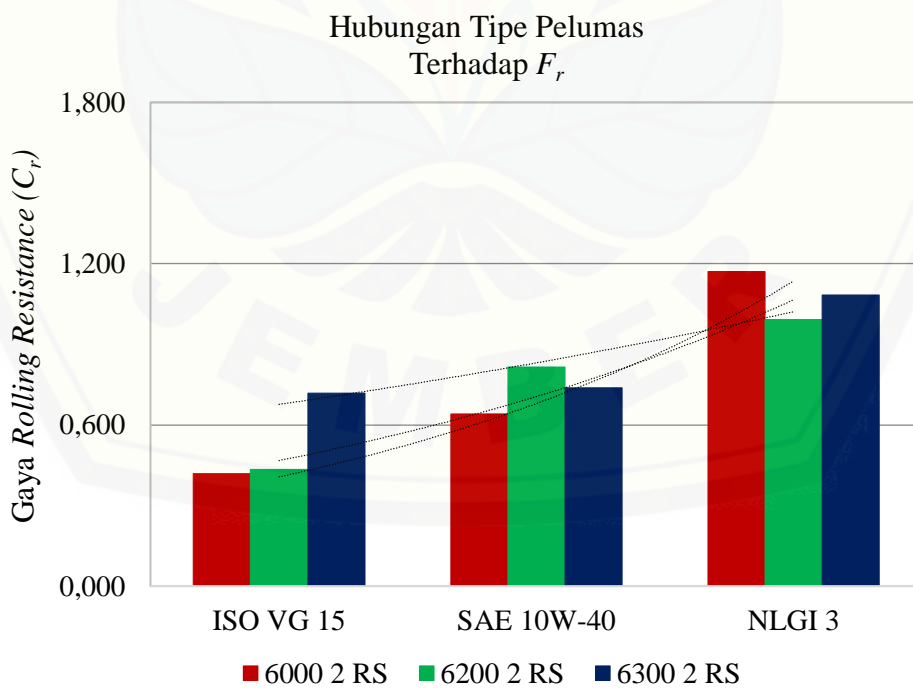
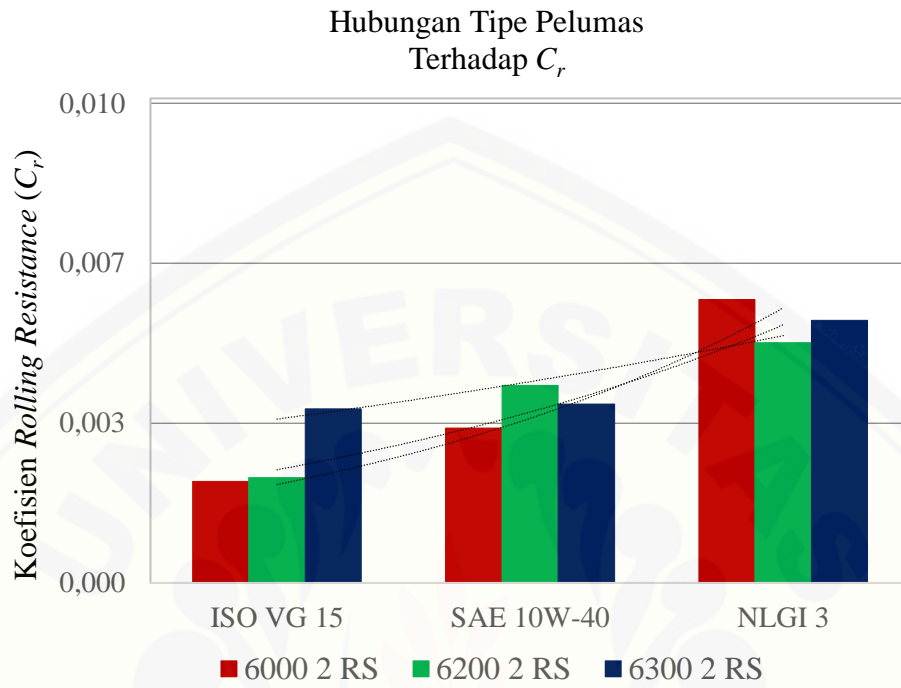
$$F_r \text{ rata-rata} = \frac{\Sigma Fr}{3} = \frac{0,7428 + 0,7715 + 0,8644}{3} = 0,7929 \text{ N}$$

B.3 Perhitungan kecepatan sudut (ω)

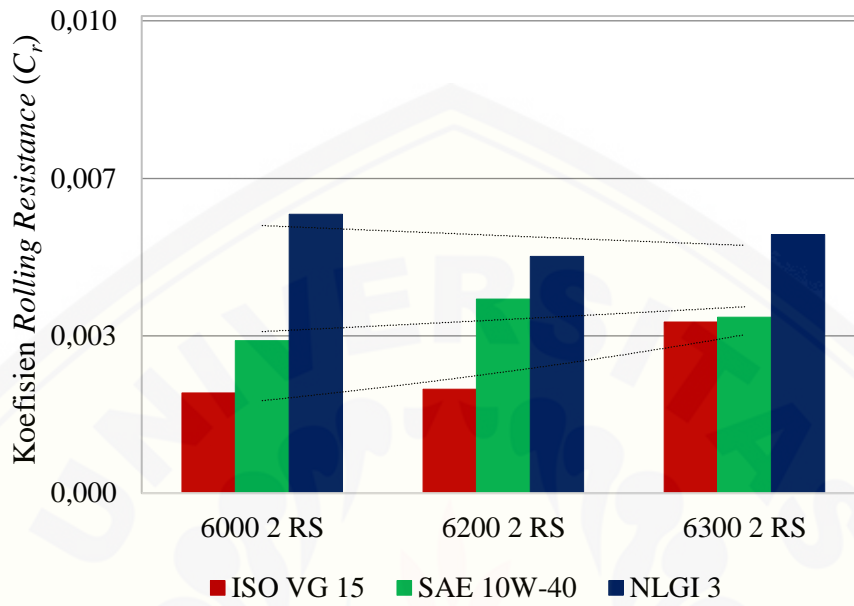
$$\omega = \frac{2 \pi n}{60}$$

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot 330}{60} = 34,54 \text{ rad/s}$$

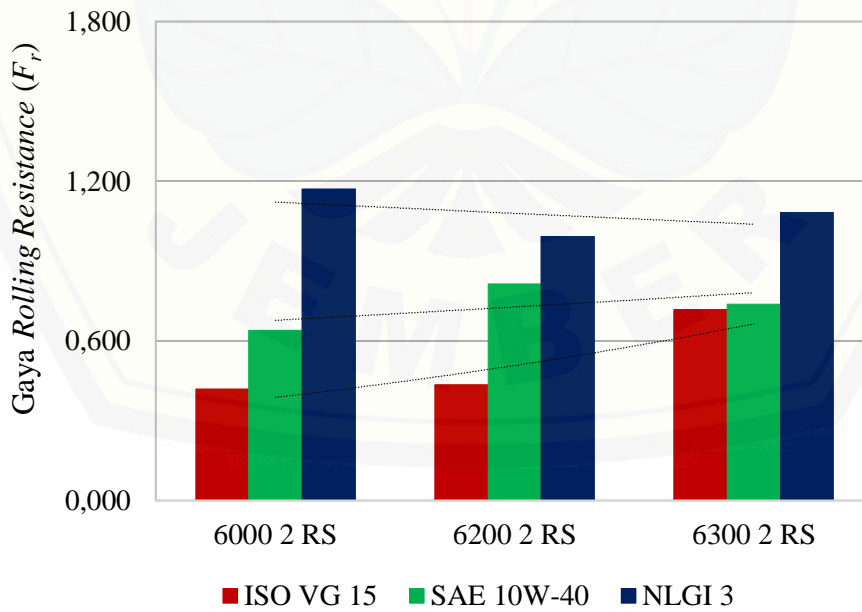
Lampiran C. Grafik hasil penelitian



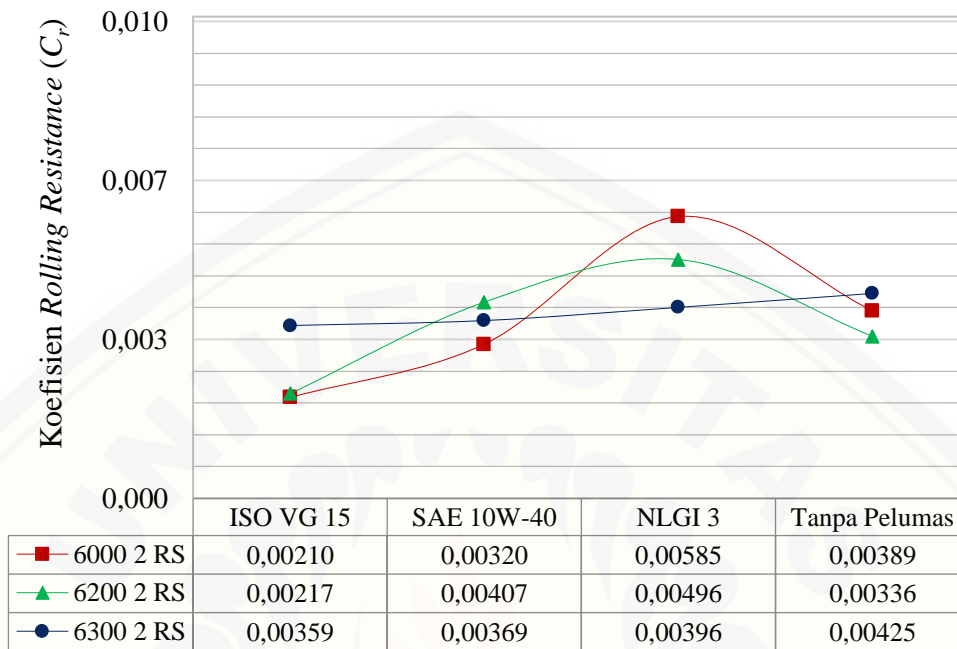
Hubungan Tipe Bearing Terhadap C_r



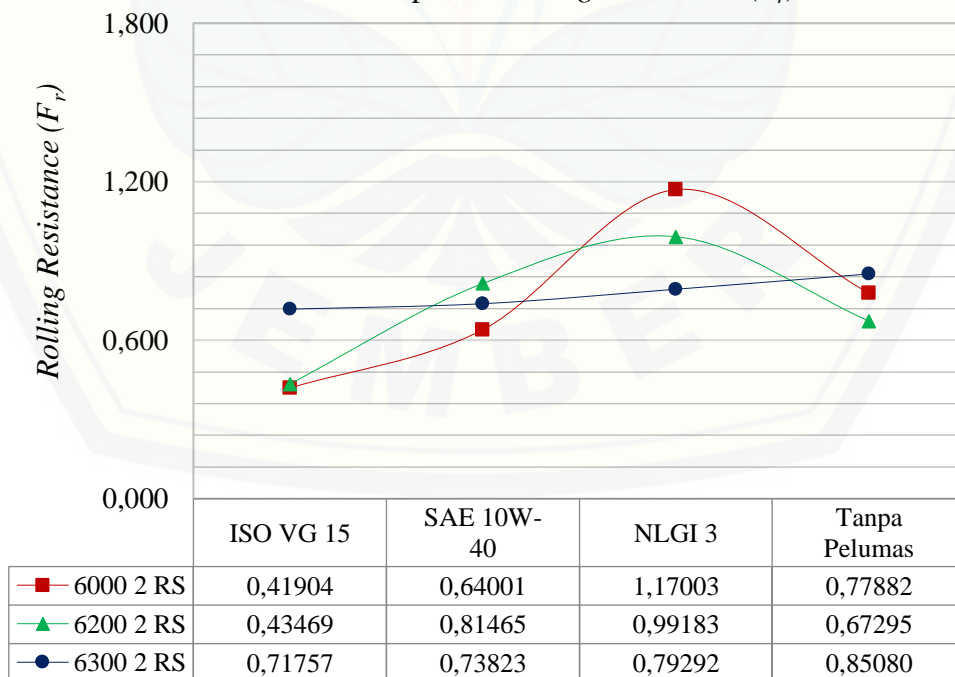
Hubungan Tipe Bearing Terhadap F_r



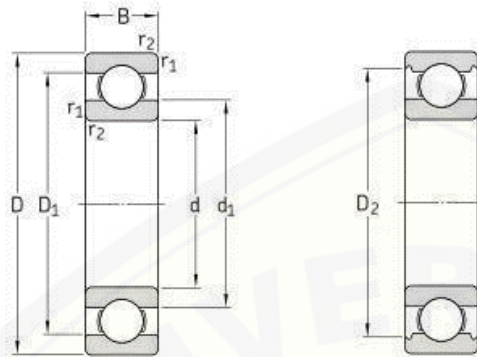
Korelasi Tipe Pelumas Terhadap Koefisien *Rolling Resistance* (C_r)



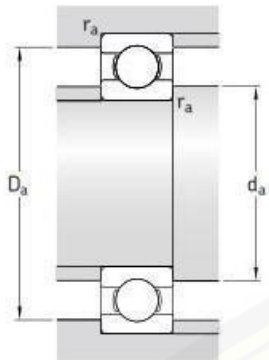
Korelasi Tipe Pelumas Terhadap nilai *Rolling Resistance* (F_r)



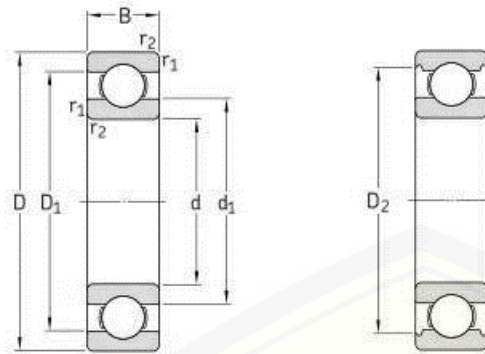
Lampiran D. Tabel spesifikasi *single row deep groove ball bearing*



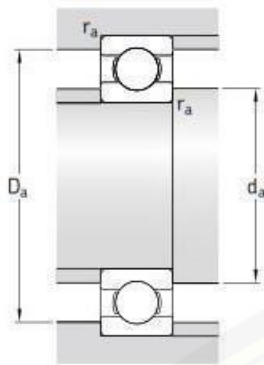
Principal dimensions			Basic load ratings		Fatigue load limit	Speed ratings		Mass	Designation
d	D	B	C	C ₀	P ₀	Reference speed	Limiting speed		
mm			kN		kN	r/min		kg	–
3	10	4	0,54	0,18	0,007	130 000	80 000	0,0015	623
4	9	2,5	0,423	0,116	0,005	140 000	85 000	0,0007	618/4
	11	4	0,624	0,18	0,008	130 000	80 000	0,0017	619/4
	12	4	0,806	0,28	0,012	120 000	75 000	0,0021	604
	13	5	0,936	0,29	0,012	110 000	67 000	0,0031	624
5	16	5	1,11	0,38	0,016	95 000	60 000	0,0054	634
	11	3	0,468	0,143	0,006	120 000	75 000	0,0012	618/5
	13	4	0,884	0,335	0,014	110 000	70 000	0,0025	619/5
	16	5	1,14	0,38	0,016	95 000	60 000	0,005	* 625
6	19	6	2,34	0,95	0,04	80 000	50 000	0,0085	* 635
	13	3,5	0,715	0,224	0,01	110 000	67 000	0,002	618/6
	15	5	0,884	0,27	0,011	100 000	63 000	0,0039	619/6
7	19	6	2,34	0,95	0,04	80 000	50 000	0,0081	* 626
	14	3,5	0,78	0,26	0,011	100 000	63 000	0,0022	618/7
	17	5	1,06	0,375	0,016	90 000	56 000	0,0049	619/7
	19	6	2,34	0,95	0,04	85 000	53 000	0,0076	* 607
8	22	7	3,45	1,37	0,057	70 000	45 000	0,012	* 627
	16	4	0,819	0,3	0,012	90 000	56 000	0,003	618/8
	19	6	1,46	0,465	0,02	85 000	53 000	0,0071	619/8
	22	7	3,45	1,37	0,057	75 000	48 000	0,012	* 608
9	24	8	3,9	1,66	0,071	63 000	40 000	0,018	* 628
	17	4	0,871	0,34	0,014	85 000	53 000	0,0034	618/9
	20	6	2,34	0,98	0,043	80 000	50 000	0,0076	619/9
	24	7	3,9	1,66	0,071	70 000	43 000	0,014	* 609
10	26	8	4,75	1,96	0,083	60 000	38 000	0,02	* 629
	19	5	1,72	0,83	0,036	80 000	48 000	0,0053	61800
	22	6	2,7	1,27	0,054	70 000	45 000	0,01	61900
	26	8	4,75	1,96	0,083	67 000	40 000	0,019	* 6000
	28	8	5,07	2,36	0,1	60 000	38 000	0,024	16100
	30	9	5,4	2,36	0,1	56 000	36 000	0,031	* 6200
35	11	8,52	3,4	0,143	50 000	32 000	0,053	* 6300	



Dimensions					Abutment and fillet dimensions			Calculation factors	
d	d_1	D_1	D_2	$r_{1,2}$ min.	d_a min.	D_a max.	r_a max.	k_f	f_0
mm					mm			-	
3	5,2	7,5	8,2	0,15	4,2	8,8	0,1	0,025	7,5
4	5,2	7,5	-	0,1	4,6	8,4	0,1	0,015	6,5
	6,1	9	9,9	0,15	4,8	10,2	0,1	0,02	6,4
	6,1	9,9	-	0,2	5,4	10,6	0,2	0,025	10
	6,7	10,3	11,2	0,2	5,8	11,2	0,2	0,025	10
	8,4	12	13,3	0,3	6,4	13,6	0,3	0,03	8,4
5	6,8	9,2	-	0,15	5,8	10,2	0,1	0,015	7,1
	7,5	10,5	11,2	0,2	6,4	11,6	0,2	0,02	11
	8,4	12	13,3	0,3	7,4	13,6	0,3	0,025	8,4
	11,1	15,2	16,5	0,3	7,4	16,6	0,3	0,03	13
6	8	11	-	0,15	6,8	12,2	0,1	0,015	7
	8,2	11,7	13	0,2	7,4	13,6	0,2	0,02	6,8
	11,1	15,2	16,5	0,3	8,4	16,6	0,3	0,025	13
7	9	12	-	0,15	7,8	13,2	0,1	0,015	7,2
	10,4	13,6	14,3	0,3	9	15	0,3	0,02	7,3
	11,1	15,2	16,5	0,3	9	17	0,3	0,025	13
	12,1	17,6	19,2	0,3	9,4	19,6	0,3	0,025	12
8	10,5	13,5	-	0,2	9,4	14,6	0,2	0,015	7,5
	10,5	15,5	16,7	0,3	10	17	0,3	0,02	6,6
	12,1	17,6	19,2	0,3	10	20	0,3	0,025	12
	14,4	19,8	21,2	0,3	10,4	21,6	0,3	0,025	13
9	11,5	14,5	-	0,2	10,4	15,6	0,2	0,015	7,7
	11,6	16,2	17,5	0,3	11	18	0,3	0,02	12
	14,4	19,8	21,2	0,3	11	22	0,3	0,025	13
	14,8	21,2	22,6	0,3	11,4	23,6	0,3	0,025	12
10	12,7	16,3	-	0,3	12	17	0,3	0,015	15
	13,9	18,2	-	0,3	12	20	0,3	0,02	14
	14,8	21,2	22,6	0,3	12	24	0,3	0,025	12
	17	23,2	24,8	0,3	14,2	23,8	0,3	0,025	13
	17	23,2	24,8	0,6	14,2	25,8	0,6	0,025	13
	17,5	26,9	28,7	0,6	14,2	30,8	0,6	0,03	11

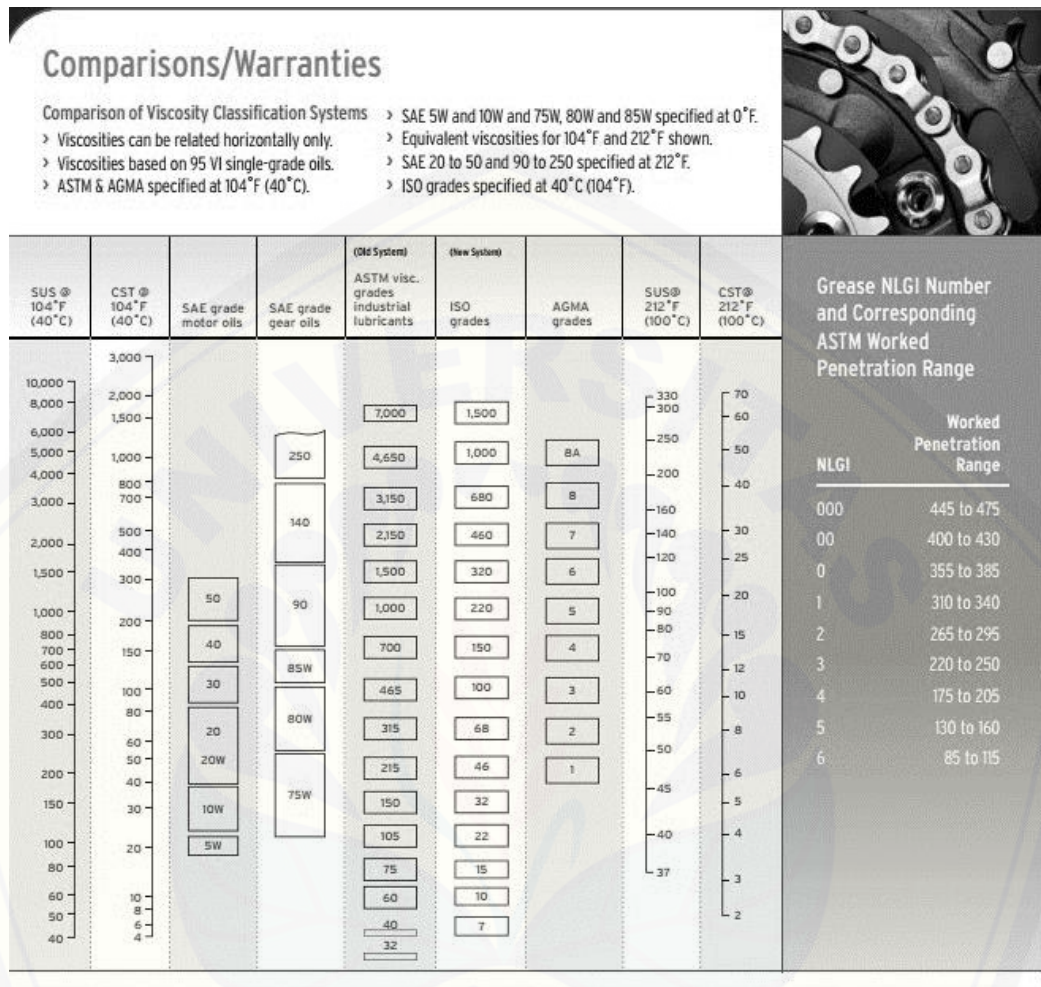


Principal dimensions			Basic load ratings		Fatigue load limit	Speed ratings		Mass	Designation
d	D	B	dynamic	static		Reference speed	Limiting speed		
mm			kN		kN	r/min		kg	–
12	21	5	1,74	0,915	0,039	70 000	43 000	0,0063	61801
	24	6	2,91	1,46	0,062	67 000	40 000	0,011	61901
	28	8	5,4	2,36	0,1	60 000	38 000	0,021	* 6001
	30	8	5,07	2,36	0,1	60 000	38 000	0,026	16101
	32	10	7,28	3,1	0,132	50 000	32 000	0,037	* 6201
	37	12	10,1	4,15	0,176	45 000	28 000	0,06	* 6301
15	24	5	1,9	1,1	0,048	60 000	38 000	0,0065	61802
	28	7	4,36	2,24	0,095	56 000	34 000	0,016	61902
	32	8	5,85	2,85	0,12	50 000	32 000	0,03	* 16002
	32	9	5,85	2,85	0,12	50 000	32 000	0,03	* 6002
	35	11	8,06	3,75	0,16	43 000	28 000	0,045	* 6202
	42	13	11,9	5,4	0,228	38 000	24 000	0,082	* 6302
17	26	5	2,03	1,27	0,054	56 000	34 000	0,0075	61803
	30	7	4,62	2,55	0,108	50 000	32 000	0,016	61903
	35	8	6,37	3,25	0,137	45 000	28 000	0,038	* 16003
	35	10	6,37	3,25	0,137	45 000	28 000	0,038	* 6003
	40	12	9,95	4,75	0,2	38 000	24 000	0,065	* 6203
	40	12	11,4	5,4	0,228	38 000	24 000	0,064	6203 ETN9
20	47	14	14,3	6,55	0,275	34 000	22 000	0,11	* 6303
	62	17	22,9	10,8	0,455	28 000	18 000	0,27	6403
	32	7	4,03	2,32	0,104	45 000	28 000	0,018	61804
	37	9	6,37	3,65	0,156	43 000	26 000	0,037	61904
	42	8	7,28	4,05	0,173	38 000	24 000	0,05	* 16004
	42	12	9,95	5	0,212	38 000	24 000	0,067	* 6004
22	47	14	13,5	6,55	0,28	32 000	20 000	0,11	* 6204
	47	14	15,6	7,65	0,325	32 000	20 000	0,098	6204 ETN9
	52	15	16,8	7,8	0,335	30 000	19 000	0,14	* 6304
	52	15	18,2	9	0,38	30 000	19 000	0,14	6304 ETN9
	72	19	30,7	15	0,64	24 000	15 000	0,41	6404
	50	14	14	7,65	0,325	30 000	19 000	0,13	62/22
56	16	18,6	9,3	0,39	28 000	18 000	0,18	63/22	



Dimensions					Abutment and fillet dimensions			Calculation factors	
d	d_1	D_1	D_2	$r_{1,2}$ min.	d_a min.	D_a max.	r_a max.	k_f	f_0
mm	-	-	-	-	mm	-	-	-	-
12	14,8	18,3	-	0,3	14	19	0,3	0,015	13
	16	20,3	-	0,3	14	22	0,3	0,02	15
	17	23,2	24,8	0,3	14	26	0,3	0,025	13
	17	23,4	24,8	0,3	14,4	27,6	0,3	0,025	13
	18,4	25,7	27,4	0,6	16,2	27,8	0,6	0,025	12
	19,5	29,5	31,5	1	17,6	31,4	1	0,03	11
15	17,8	21,3	-	0,3	17	22	0,3	0,015	14
	18,8	24,2	25,3	0,3	17	26	0,3	0,02	14
	20,5	26,7	28,2	0,3	17	30	0,3	0,02	14
	20,5	26,7	28,2	0,3	17	30	0,3	0,025	14
	21,7	29	30,4	0,6	19,2	30,8	0,6	0,025	13
	23,7	33,7	36,3	1	20,6	36,4	1	0,03	12
17	19,8	23,3	-	0,3	19	24	0,3	0,015	14
	20,4	26,6	27,7	0,3	19	28	0,3	0,02	15
	23	29,2	31,2	0,3	19	33	0,3	0,02	14
	23	29,2	31,2	0,3	19	33	0,3	0,025	14
	24,5	32,7	35	0,6	21,2	35,8	0,6	0,025	13
	24,5	32,7	-	0,6	21,2	35,8	0,6	0,03	12
20	26,5	37,4	39,6	1	22,6	41,4	1	0,03	12
	32,4	46,6	48,7	1,1	23,5	55,5	1	0,035	11
	23,8	28,3	-	0,3	22	30	0,3	0,015	15
	25,5	31,4	32,7	0,3	22	35	0,3	0,02	15
	27,3	34,6	-	0,3	22	40	0,3	0,02	15
	27,2	34,8	37,2	0,6	23,2	38,8	0,6	0,025	14
22	28,8	38,5	40,6	1	25,6	41,4	1	0,025	13
	28,2	39,6	-	1	25,6	41,4	1	0,025	12
	30,3	41,6	44,8	1,1	27	45	1	0,03	12
	30,3	42,6	-	1,1	27	45	1	0,03	12
	37,1	54,8	-	1,1	29	63	1	0,035	11
	32,2	41,8	44	1	27,6	44,4	1	0,025	14
32,9	45,3	-	1,1	29	47	1	0,03	12	

Lampiran E. Spesifikasi viskositas pelumas



Single row deep groove ball bearings come in three numerical series representing the size and load capacity of each. They are:

- 6000 Series
Extra Light Ball Bearings – Ideal for limited space applications
- 6200 Series
Light Series Ball Bearings – Balanced between space and load capacity
- 6300 Series
Medium Series Ball Bearings – Ideal for heavier load capacity applications

Lampiran F. Foto kegiatan penelitian

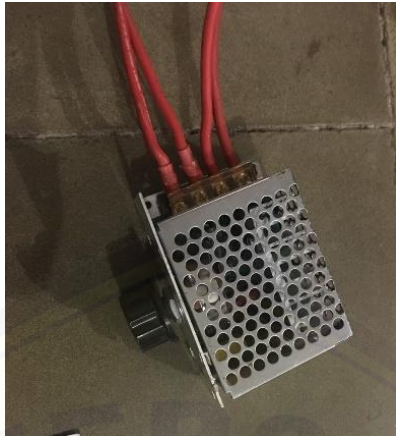
Gambar F.1 Alat uji *rolling resistance* untuk *bearing*



Gambar F.2 Proses pengujian



Gambar F.3 Set waktu dan putaran



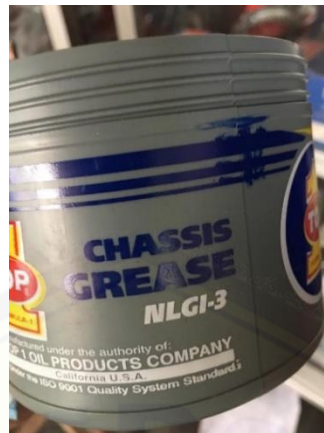
Gambar F.4 Rangkaian dimmer



Gambar F.5 Single row deep groove ball bearing



Gambar F.6 Spesifikasi motor listrik



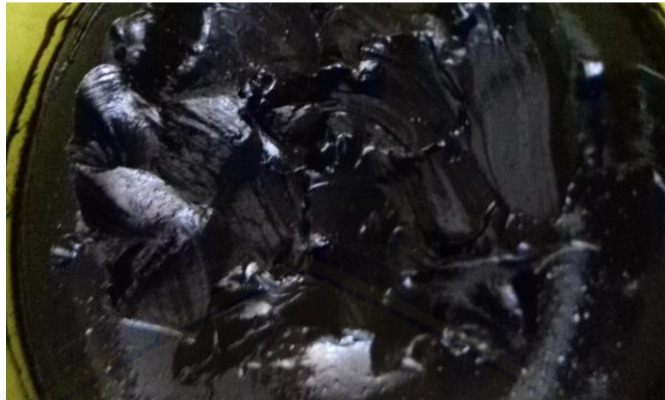
Gambar F.7 Spesifikasi grease



Gambar F.8 Spesifikasi Oli



Gambar F.9 Spesifikasi Minyak singer



Gambar F.10 Grease NLGI 3



Gambar F.11 Oli SAE 10W-40



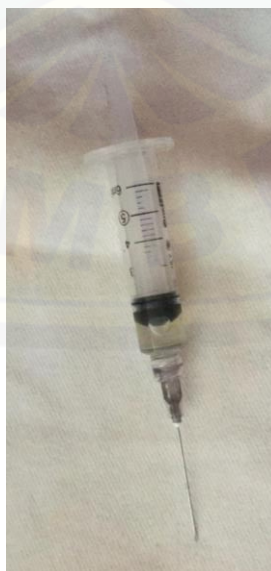
Gambar F.12 Minyak singer ISO VG 15



Gambar F.13 Penimbangan massa *bearing* yang telah diberi grease



Gambar F. 14 Pengukuran oli



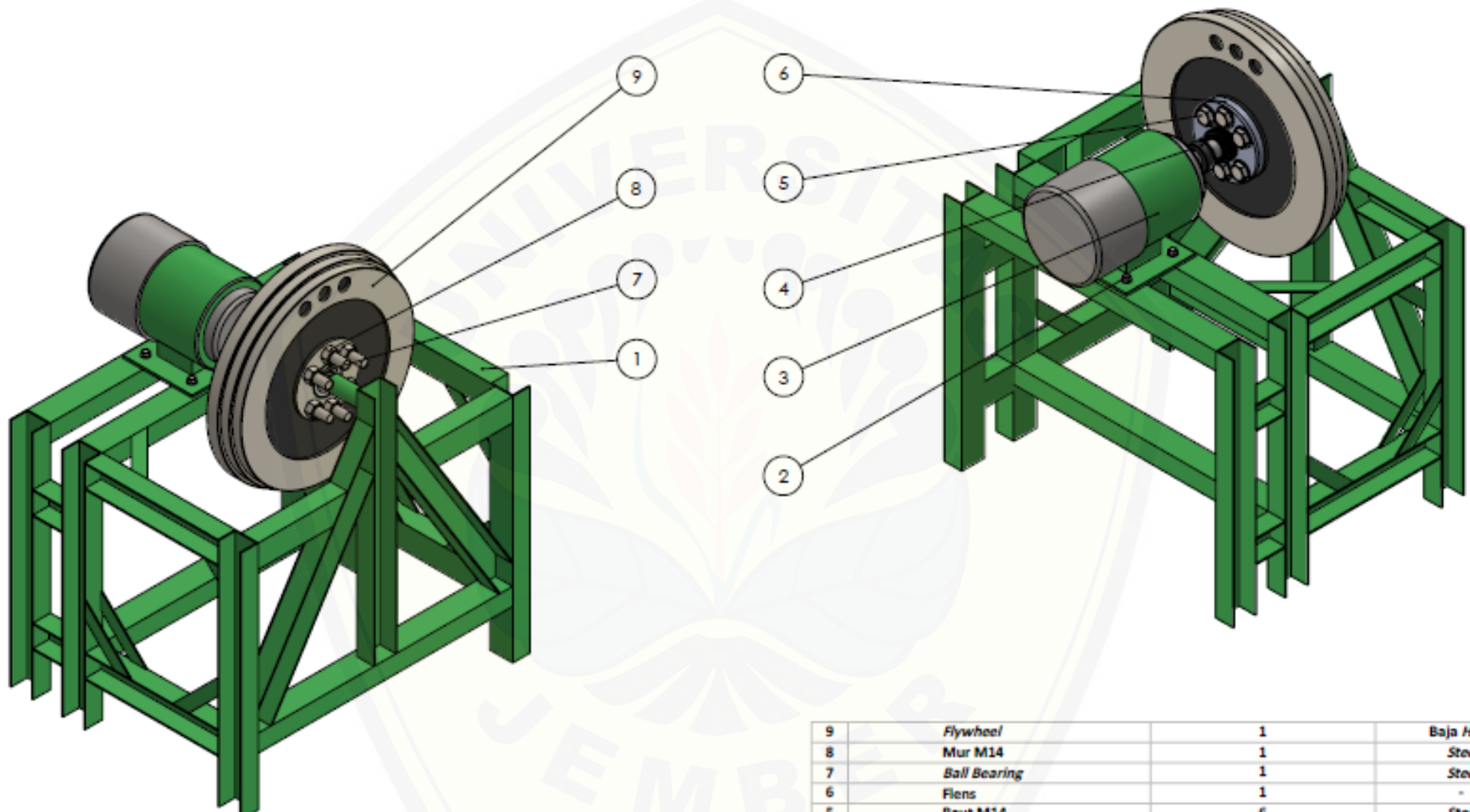
Gambar F.15 Pengukuran minyak singer



Gambar F.16 Tachometer

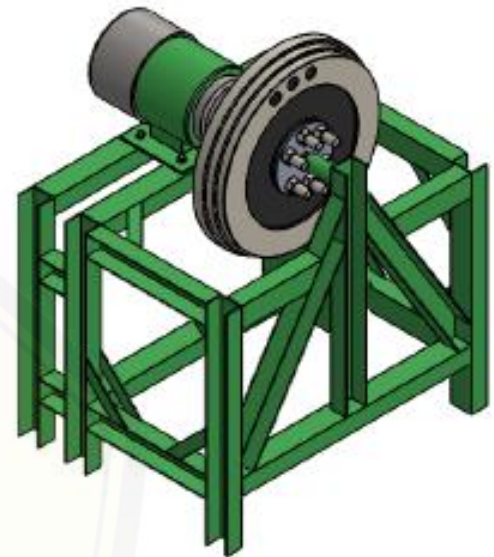
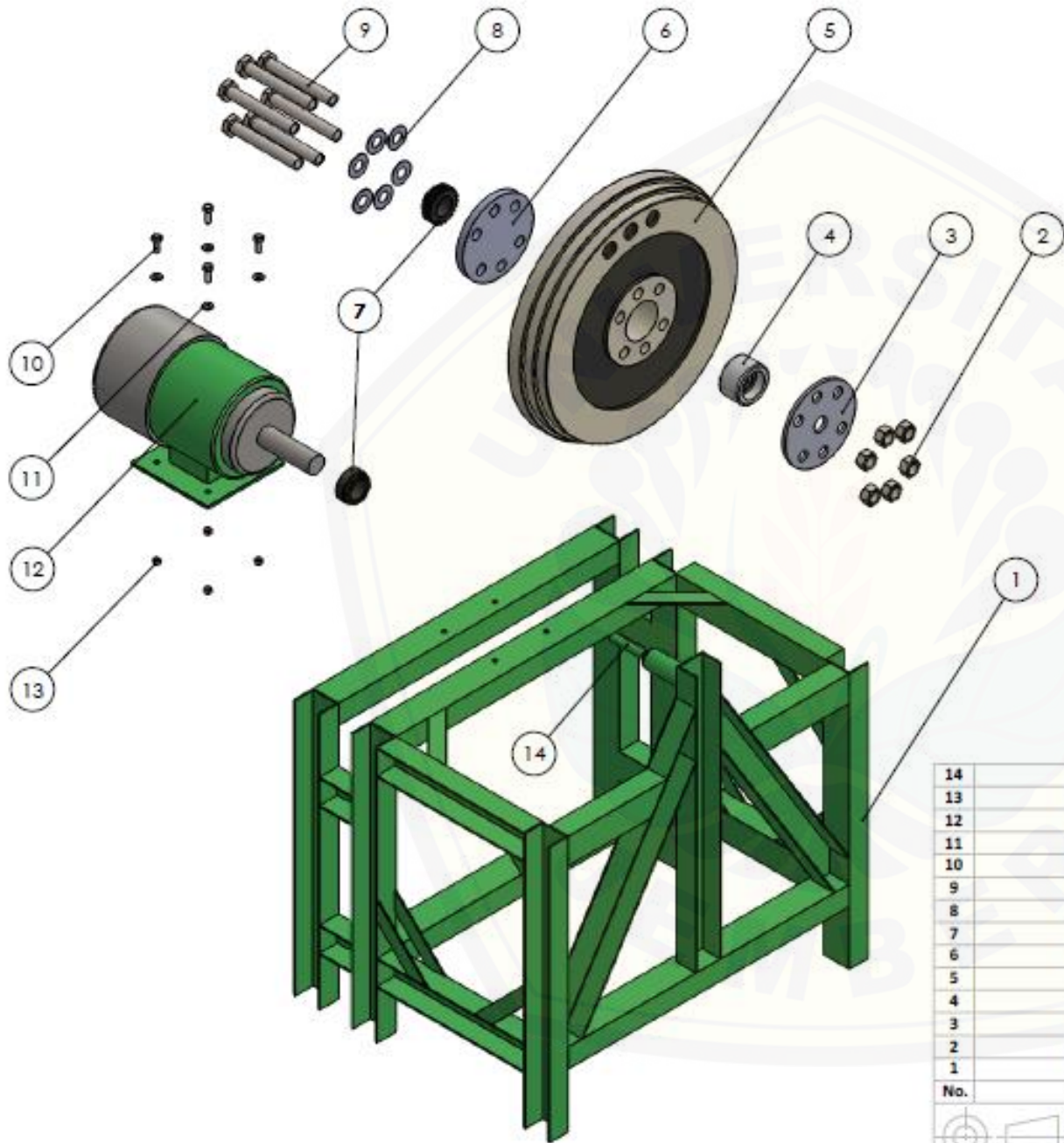


Gambar F.17 Timbangan digital



9	Flywheel	1	Baja Heavy
8	Mur M14	1	Steel
7	Ball Bearing	1	Steel
6	Flens	1	-
5	Baut M14	6	Steel
4	Kopling	1	-
3	Motor Listrik	1	-
2	Baut M6	4	Steel
1	Rangka	1	ST - 37
No.	Nama Bagian	Jumlah	Bahan

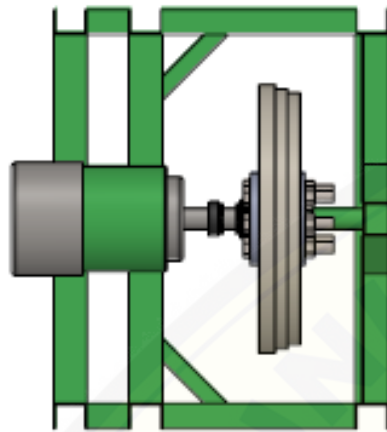
	Skala : N/A	Digambar : Zahra Hanif Sholiha	Peringatan :
	Satuan : mm	NIM : 171910101113	
	Tanggal : 20/10/18	Dilihat : -	



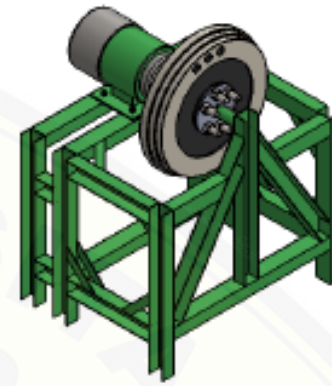
Assembly View
Skala 1 : 7

14	Poros	1	VCN AISI 4340
13	Mur M6	4	Steel
12	Motor Listrik	1	-
11	Ring M6	4	Steel
10	Baut M6	4	-
9	Baut M14	6	Steel
8	Ring M14	6	Steel
7	Clutch	1	Steel
6	Flens	1	-
5	Flywheel	1	Baja Heavy
4	Ball Bearing	1	Steel
3	Pelat	1	-
2	Mur M14	6	Steel
1	Rangka	1	ST - 37
No.	Nama Bagian	Jumlah	Bahan

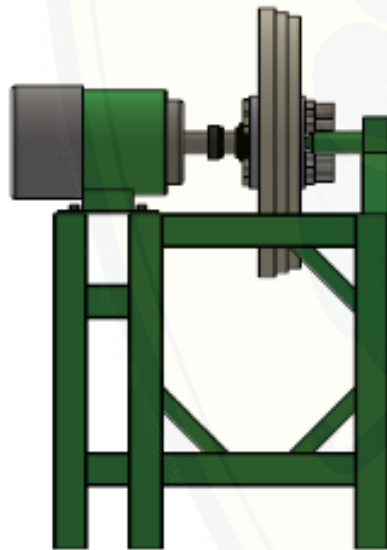
	Skala : 1 : 5	Digambar : Zahra Hanif Sholiha	Peringatan :
	Satuan : mm	NIM : 171910101113	
	Tanggal : 01/11/18	Dilihat : -	



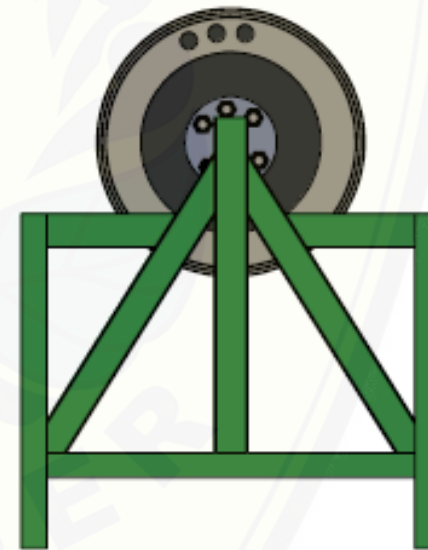
Tampak Atas



Isometric View



Tampak Depan



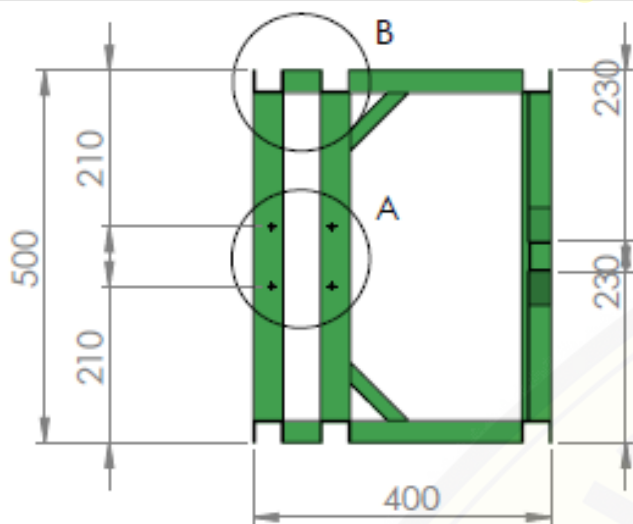
Tampak Kanan



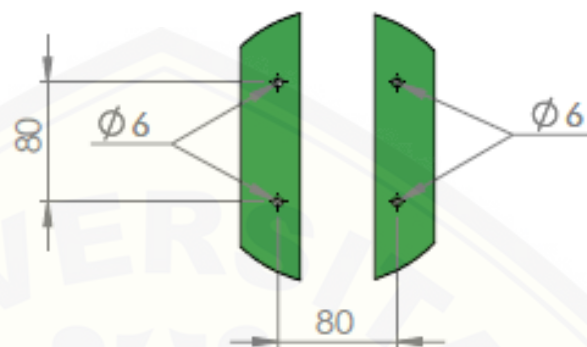
Skala : N/A
 Satuan : mm
 Tanggal : 20/10/18

Digambar : Zhahra Hanif Sholiha
 NIM : 171910101113
 Dilihat : -

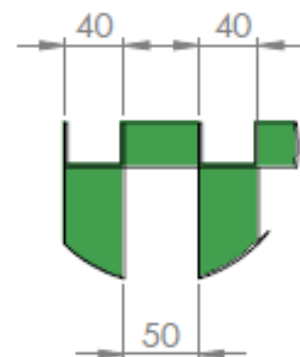
Peringatan :



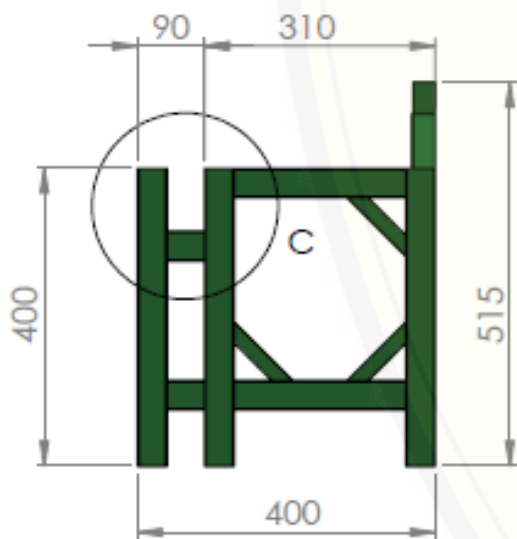
Tampak Atas



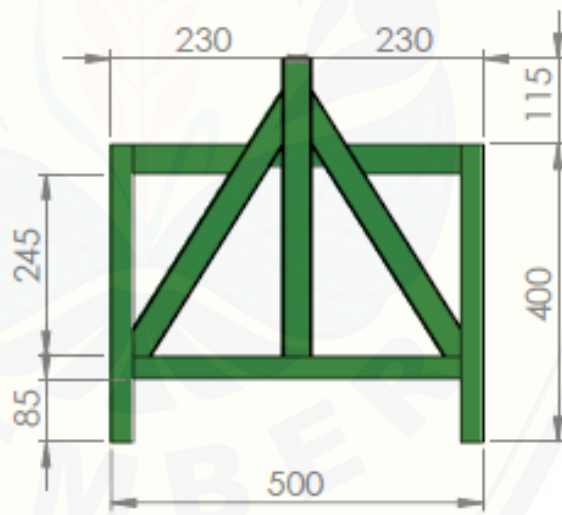
Detail A
Skala 1 : 5



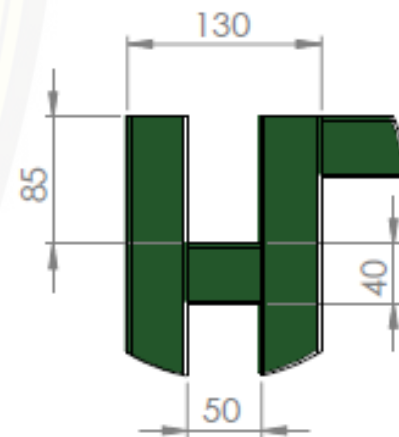
Detail B
Skala 1 : 5



Tampak Depan



Tampak Kanan



Detail C
Skala 1 : 5



Skala : 1 : 10
Satuan : mm
Tanggal : 20/10/18

Digambar : Zahra Hanif Sholiha
NIM : 171910101113
Dilihat : -

Peringatan :