



UNIVERSITAS INDONESIA

**PERANCANGAN DAN PEMBUATAN
ALAT PENGUKUR KESTABILAN PUTARAN
RODA DEPAN SEPEDA MOTOR**

SKRIPSI

Diajukan sebagai salah satu syarat untuk memperoleh gelar Sarjana Teknik

**RICKY
04 05 02 0588**

**FAKULTAS TEKNIK
PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN
KEKHUSUSAN TEKNIK MESIN
DEPOK
Juli 2009**

HALAMAN PERNYATAAN ORISINALITAS

Skripsi ini adalah hasil karya saya sendiri,
Dan semua sumber baik yang dikutip maupun dirujuk
telah saya nyatakan dengan benar.

Nama : Ricky
NPM : 0405020588
Tanda Tangan :
Tanggal : 6 Juli 2009



HALAMAN PENGESAHAN

Skripsi ini diajukan oleh :
Nama : Ricky
NPM : 0405020588
Program Studi : Teknik Mesin
Judul Skripsi : Perancangan dan Pembuatan Alat Pengukur
Kestabilan Putaran Roda Depan Sepeda Motor

Telah berhasil dipertahankan di hadapan Dewan Penguji dan diterima sebagai bagian persyaratan yang diperlukan untuk memperoleh gelar Sarjana Teknik pada Program Studi Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Indonesia

DEWAN PENGUJI

Pembimbing : Ir. Hendri D.S. Budiono, M.Eng. ()
Penguji : Dr. Ir. Gandjar Kiswanto, M.Eng ()
Penguji : Sugeng Supriadi, S.T., MS.Eng ()
Penguji : Mohammad Adhitya, S.T.,M.Sc. ()

Ditetapkan di : Depok
Tanggal : 6 Juli 2009

KATA PENGANTAR/UCAPAN TERIMA KASIH

Puji syukur saya panjatkan kepada Allah SWT., karena atas berkat dan rahmat-Nya, saya dapat menyelesaikan skripsi ini. Penulisan skripsi ini dilakukan dalam rangka memenuhi salah satu syarat untuk mencapai gelar Sarjana Teknik Program Studi Teknik Mesin pada Fakultas Teknik Universitas Indonesia. Saya menyadari bahwa, tanpa bantuan dan bimbingan dari berbagai pihak, dari masa perkuliahan sampai pada penyusunan skripsi ini, sangatlah sulit bagi saya untuk menyelesaikan skripsi ini. Oleh karena itu, saya mengucapkan terima kasih kepada:

- (1) Ir. Hendri D.S. Budiono, M.Eng selaku dosen pembimbing yang telah menyediakan waktu, tenaga, dan pikiran untuk mengarahkan saya dalam penyusunan skripsi ini;
- (2) Bapak Yudi dan rekan-rekan di LUK Puspiptek, Serpong, yang telah rela meluangkan waktu;
- (3) pihak bengkel CV Prima Guna Hatta Asri yang telah banyak membantu dalam kegiatan manufaktur alat
- (4) Orang tua dan keluarga saya yang telah memberikan bantuan dukungan semangat dan moral;
- (5) para sahabat dan teman dekat terutama Nurul Alfiyati yang telah banyak memberikan semangat dan membantu saya dalam menyelesaikan skripsi ini.

Akhir kata, saya berharap Tuhan Yang Maha Esa berkenan membalas segala kebaikan semua pihak yang telah membantu. Semoga skripsi ini membawa manfaat bagi pengembangan ilmu.

Depok, 6 Juli 2009

Ricky

**HALAMAN PERNYATAAN PERSETUJUAN PUBLIKASI
TUGAS AKHIR UNTUK KEPENTINGAN AKADEMIS**

Sebagai civitas akademik Universitas Indonesia, saya yang bertanda tangan di bawah ini:

Nama : Ricky
NPM : 0405020588
Program Studi : Teknik Mesin
Departemen : Teknik Mesin
Fakultas : Teknik
Jenis karya : Skripsi

demi pengembangan ilmu pengetahuan, menyetujui untuk memberikan kepada Universitas Indonesia **Hak Bebas Royalti Noneksklusif (*Non-exclusive Royalty-Free Right*)** atas karya ilmiah saya yang berjudul :

PERANCANGAN DAN PEMBUATAN

ALAT PENGUKUR KESTABILAN PUTARAN RODA SEPEDA MOTOR

beserta perangkat yang ada (jika diperlukan). Dengan Hak Bebas Royalti Noneksklusif ini Universitas Indonesia berhak menyimpan, mengalihmedia/format-kan, mengelola dalam bentuk pangkalan data (*database*), merawat, dan memublikasikan tugas akhir saya selama tetap mencantumkan nama saya sebagai penulis/pencipta dan sebagai pemilik Hak Cipta.

Demikian pernyataan ini saya buat dengan sebenarnya.

Dibuat di : Depok

Pada tanggal : 6 Juli 2009

Yang menyatakan

(Ricky)

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	i
HALAMAN PERNYATAAN ORISINALITAS	ii
HALAMAN PENGESAHAN	iii
KATA PENGANTAR/UCAPAN TERIMAKASIH	iv
HALAMAN PERNYATAAN PERSETUJUAN PUBLIKASI KARYA ILMIAH UNTUK KEPENTINGAN AKADEMIS	v
ABSTRAK	vi
ABSTRACT	vii
DAFTAR ISI	viii
DAFTAR TABEL	xi
DAFTAR GAMBAR	xii
DAFTAR NOTASI	xv
DAFTAR LAMPIRAN	xvi
1. PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Perumusan Permasalahan	6
1.3 Tujuan Penelitian	7
1.4 Batasan Masalah	7
1.5 Metodologi Penelitian	8
1.6 Sistematika Penulisan	10
2. LANDASAN TEORI	12
2.1 Prinsip <i>Spooring</i>	12
2.2 <i>Camber Angle</i> dan <i>Slip Angle</i>	16
2.3 Roda Sepeda <i>motor</i>	19
2.3.1 Gaya dan Momen pada Roda	19
2.3.2 <i>Rolling Resistance</i>	21
2.4 Gaya Traksi	26
2.5 Hambatan Udara	30
2.6 <i>Material Properties</i>	31
2.6.1 Densitas (ρ)	32
2.6.2 <i>Modulus Elastisitas Young</i> (E)	32
2.6.3 <i>Yield Strength</i>	33
2.6.4 <i>Ultimate Tensile Strength</i> (UTS).....	33
2.6.5 <i>Poison Ratio</i> (ν)	33
2.6.6 Kemampuan Manufaktur (<i>manufacturability</i>).....	34
2.7 Beban (<i>Load</i>)	34
2.8 Tegangan (<i>stress</i>) dan Regangan (<i>strain</i>)	36
2.8 <i>Bending Stress</i> dan <i>Sheer Stress</i>	36
2.10 <i>Fatigue</i>	38
2.10.1 <i>Cyclic Stresses</i> (Siklus Tegangan)	38
2.10.2 Mekanisme Perambahan Retak	39
2.10.3 Pengukuran Kelelahan	40
2.10.4 Siklus Kelelahan Rendah dan Tinggi	43

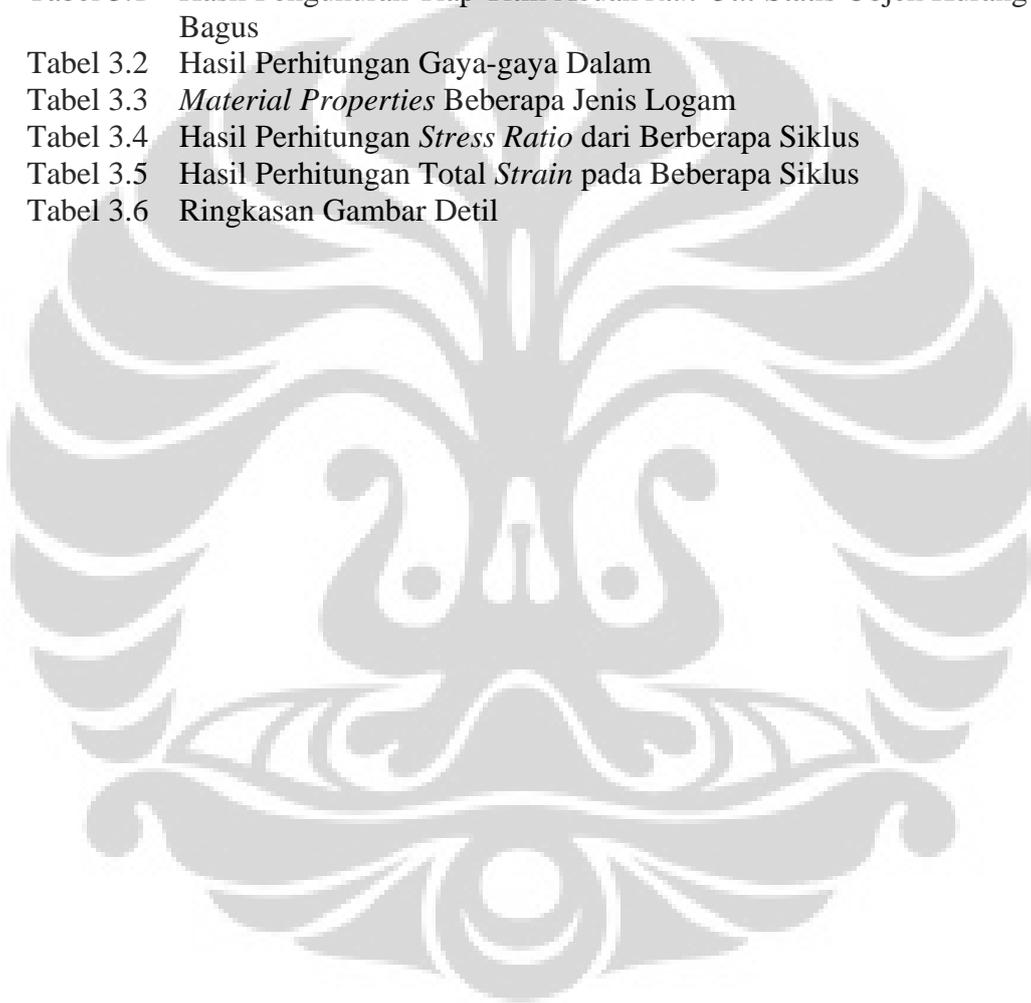
2.10.5 Modifikasi Faktor Batas Ketahanan Fatigue	44
2.10.6 Efek Tegangan yang Terkonsentrasi	45
2.11 Defleksi Pada Batang (<i>slope and Displacement</i>)	46
2.12 Teori Kegagalan Material	48
2.12.1 <i>Maximum Shear Stress Theory</i> (MSST)	48
2.12.2 <i>Distortion Energy Theory</i> (DET)	49
2.12.3 <i>Maximum Normal Stress Theory</i> (MNST)	49
2.12.4 <i>Internal Friction Theory</i> (IFT)	50
2.12.5 <i>Modified Mohr Theory</i> (MMT)	51
2.13 Persamaan Tegangan	52
2.14 Gaya-Gaya Luar	54
2.15 <i>Safety Factor</i> (Faktor Keamanan).....	57
3. PERANCANGAN ALAT	62
3.1 Pengamatan Masalah	62
3.2 Spesifikasi Sepeda Motor	63
3.3 Rancangan Awal	66
3.4 Perhitungan Gaya	68
3.4.1 Gaya Horizontal Roda	69
3.4.2 Gaya Horizontal yang Diterima <i>Base Material</i>	71
3.4.3 Gaya Vertikal Roda	73
3.4.4 Gaya Vertikal yang Diterima <i>Base Material</i>	75
3.5 Besar Gaya yang Diterima Alat Ukur Pada Beberapa Kondisi Berkendara	78
3.5.1 Kondisi Jalan Datar dan Direm	78
3.5.1.1 Gaya Lateral yang Diterima <i>Base Material</i> Secara Horizontal	81
3.5.1.2 Gaya Lateral yang Diterima <i>Base Material</i> Secara Vertikal	81
3.5.2 Kondisi Jalan Menurun dan Direm	82
3.5.2.1 Gaya Lateral yang Diterima <i>Base Material</i> Secara Horizontal	84
3.5.2.2 Gaya Lateral yang Diterima <i>Base Material</i> Secara Vertikal	85
3.6 Perhitungan Gaya Maksimal Akibat Defleksi	86
3.7 Pemilihan Material	88
3.7.1 Konsep Desain <i>Base Material</i>	88
3.7.2 Perhitungan <i>Base Material</i> Sensor	89
3.7.3 Penentuan <i>Safety Factor</i>	93
3.7.4 Perbandingan <i>Material Properties</i>	95
3.7.5 Analisa Perhitungan	96
3.7.6 Perhitungan <i>Fatigue Base Material</i>	97
3.8 Defleksi pada Batang <i>Spooling</i>	100
4. PEMODELAN	108
4.1 Rancangan Alat	108
4.1.1 Batang Dasar	109
4.1.2 Plat Dasar	110
4.1.3 Lengan Atas	111

4.1.4 Lengan Bawah	112
4.1.5 Lengan Kiri	113
4.1.6 <i>Base Material</i>	113
4.2 Komponen Tambahan Sebagai Pengikat Alat Ukur Terhadap <i>Shockbreaker</i> Roda Depan	117
5. KESIMPULAN DAN SARAN	119
5.1 Kesimpulan.....	119
5.2 Saran.....	121
DAFTAR ACUAN	122



DAFTAR TABEL

- Tabel 2.1 Koefisien *Rolling Resistance*
Tabel 2.2 Koefisien Traksi Berdasarkan Tipe, Keadaan Tanah, dan Jenis Roda
Tabel 2.3 *Air Resistance Coefficient*
Tabel 2.4 *Cyclic Properties* dari beberapa Logam
Tabel 2.5 *Safety Factor* untuk Karakteristik A, B, and C
Tabel 2.6 *Safety Factor* untuk Karakteristik D and E
Tabel 2.7 Nilai *Safety Factor* untuk Beberapa Kondisi
Tabel 3.1 Hasil Pengukuran Tiap Titik Acuan *Run-Out* Statis Objek Kurang Bagus
Tabel 3.2 Hasil Perhitungan Gaya-gaya Dalam
Tabel 3.3 *Material Properties* Beberapa Jenis Logam
Tabel 3.4 Hasil Perhitungan *Stress Ratio* dari Berberapa Siklus
Tabel 3.5 Hasil Perhitungan Total *Strain* pada Beberapa Siklus
Tabel 3.6 Ringkasan Gambar Detil



DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1	Komposisi Jenis Transportasi Kendaraan Bermotor Di Jakarta	2
Gambar 1.2	Diagram Perbandingan Jumlah Sepeda Motor dan Mobil di Jakarta	2
Gambar 1.3	Grafik Penjualan Sepeda Motor Honda, Yamaha, dan Merk Lain	3
Gambar 1.4	Diagram Jumlah Kecelakaan Tahun 2003 – 2007	3
Gambar 1.5.	Statistik Korban Kecelakaan Lalu Lintas Tahun 2008	4
Gambar 1.6	<i>Balancing</i> Sepeda Motor secara Manual	6
Gambar 1.7.	Alur Metodologi Perancangan Alat Ukur Kemiringan Roda Depan Sepeda Motor	9
Gambar 2.1	Komponen Penyusun Roda Motor	14
Gambar 2.2	Komponen Penyusun Roda Depan sepeda Motor	15
Gambar 2.3	Susunan Roda depan Sepeda Motor	15
Gambar 2.4	Posisi <i>Camber</i> (a) Sepeda Motor, (b) Mobil	17
Gambar 2.5	Posisi <i>Toe-In</i> dan <i>Toe-Out</i>	18
Gambar 2.6	Perbandingan <i>Slip Angle</i> dan <i>Camber Angle</i> pada mobil dan Sepeda Motor	18
Gambar 2.7	Gaya dan Momen yang Dialami Roda Kendaraan	20
Gambar 2.8	Kondisi Ban pada Saat Melaju	22
Gambar 2.9	Variasi Koefisien <i>Rolling Resistance</i> Terhadap Tekanan Inflasi Ban pada Berbagai Permukaan Lintasan	23
Gambar 2.10	Pengaruh Tekanan Inflasi Terhadap f_s dan f_o	25
Gambar 2.11	Gaya yang Bekerja pada Kendaraan	27
Gambar 2.12	Bagan Hubungan Antara Proses, Desain, dan Material	31
Gambar 2.13	Kurva <i>Stress-Strain</i>	33
Gambar 2.14	Klasifikasi Beban	35
Gambar 2.15	Bending pada Batang	36
Gambar 2.16	Pergeseran pada Batang	37
Gambar 2.17	Variasi pada Stress Rata-rata Siklus Nonzero.....	38
Gambar 2.18	Kurva Perbandingan Batas Ketahanan (<i>endurance Limit</i>)	39
Gambar 2.19	Batas Ketahanan Sebagai Fungsi dari <i>Ultimate Tensile Strength</i> untuk <i>Wrought Iron Steels</i>	40
Gambar 2.20	Kurva S-N untuk 2 Logam	44
Gambar 2.21	Sensitifitas <i>Notch</i> Sebagai Fungsi <i>Notch</i> radius untuk Beberapa Material dan Tipe Beban.....	46
Gambar 2.22	Grafik Daerah <i>Maximum Shear Stress Theory</i> (MSST) untuk Tegangan Biaksial ($\sigma_z = 0$)	49
Gambar 2.23	Grafik Daerah <i>Maximum Normal Stress Theory</i> (MNST) untuk Tegangan Biaksial ($\sigma_z = 0$)	50
Gambar 2.24	Grafik Daerah <i>Internal Friction Theory</i> (IFT) dan <i>Modified Mohr Theory</i> (MMT) untuk Material Getas	51
Gambar 2.25	Perbandingan Hasil Eksperimen Terhadap Kriteria Kegagalan Material Duktil	52
Gambar 2.26	Stress pada Material	52

Gambar 2.27	<i>Stress</i> Pada Bidang Miring dengan Kemiringan θ	53
Gambar 2.28	Peletakan sendi dan reaksi yang dapat ditumpu	55
Gambar 2.29	Peletakan geser dan reaksi yang dapat ditumpu	55
Gambar 2.30	Peletakan jepit dan reaksi yang dapat ditumpu	56
Gambar 2.31	Kurva Properties dari Material	60
Gambar 3.1	Posisi roda dari Sudut Pandang Atas yang Membentuk <i>Slip Angle</i>	62
Gambar 3.2	Posisi Roda Membentuk <i>Camber angel</i> dari Sudut Pandang Depan	63
Gambar 3.3	Honda Supra X 125	64
Gambar 3.4	Penampang Frontal Supra X 125	64
Gambar 3.5	Spesifikasi Honda Supra X 125	65
Gambar 3.6	Roda Depan Honda Supra X 1125 dengan <i>Shockbreaker</i>	66
Gambar 3.7	Posisi 3 Titik Pengukuran pada Roda Depan Sepeda Motor .	67
Gambar 3.8	Konsep Awal Rancangan Alat Pengukur	67
Gambar 3.9	Arah Gaya Traksi pada Roda	69
Gambar 3.10	Gaya yang Bekerja pada Sepeda Motor	69
Gambar 3.11	Gaya Lateral Hasil Proyeksi Gaya Traksi	71
Gambar 3.12	Defleksi Roda Akibat Terjadi <i>Run-Out</i>	72
Gambar 3.13	Arah Gaya Pembebanan Vertikal pada Roda	73
Gambar 3.14	Honda Supra X 125	74
Gambar 3.15	<i>Free Body Diagram</i> Sepeda Motor saat Pengereman	74
Gambar 3.16	Gaya Lateral Hasil Proyeksi Gaya Pembebanan Vetikal	76
Gambar 3.17	Defleksi pada Roda Akibat Terjadi <i>Run-Out</i>	76
Gambar 3.18	Proyeksi Gaya Vertikal pada Posisi <i>Base Material</i>	76
Gambar 3.19	<i>Free Body Diagram</i> pada Kondisi Kendaraan Direm Di Jalan Mendatar	78
Gambar 3.20	Penampang Frontal Sepeda Motor dengan Ukurannya	79
Gambar 3.21	<i>Free Body Diagram</i> Roda dalam Kondisi Pengereman Di jalan Mendatar	80
Gambar 3.22	Proyeksi Gaya Vertikal pada Posisi <i>Base Material</i>	81
Gambar 3.23	<i>Free Body Diagram</i> Kendaraan pada Keadaan Menurun dan Direm	82
Gambar 3.24	<i>Free Body Diagram</i> Roda Depan Kendaraan Pada Kondisi Operasi Kendaraan Direm Di Jalan Menurun (bidang x-z) ...	84
Gambar 3.25	Proyeksi Gaya Vertikal pada Posisi <i>Base Material</i>	85
Gambar 3.26	Defleksi Pada <i>Free Body Diagram Base material</i>	86
Gambar 3.27	Gaya yang Bekerja pada <i>Base Material</i>	88
Gambar 3.28	<i>Free Body Diagram Base material</i>	89
Gambar 3.29	Perjanjian Tanda Gaya-gaya Dalam.....	90
Gambar 3.30	Diagram Gaya Normal, Geser, dan Momen.....	91
Gambar 3.31	Arah Gaya yang Terjadi pada <i>Base Material</i>	92
Gambar 3.32	Kurva Perbandingan Rasio Tegangan <i>Fatigue</i> dan Siklus	98
Gambar 3.33	Kurva Perhitungan <i>Cyclic Stress</i>	99
Gambar 3.34	<i>Free Body Diagram</i> Batang Sporing	100
Gambar 4.1	Alat Ukur Kemiringan dan <i>Roundness</i> Pada Roda Depan	108

Gambr 4.2	Pemisahan Alat Pengukur Kemiringan dan <i>Roundness</i> Roda Depan	108
Gambar 4.3	Batang Dasar	109
Gambar 4.4	Plat Dasar	110
Gambar 4.5	Camber Atas	111
Gambar 4.6	Camber Atas dan Part Penyusunnya	111
Gambar 4.7	Camber Bawah dan Part Penyusunnya	112
Gambar 4.8	Adjuster Slip A	113
Gambar 4.9	Base Material	114
Gambar 4.10	Pemasangan <i>Base Material</i> dengan <i>Bearing</i> dan <i>Slide</i>	114
Gambar 4.11	Posisi <i>Base Material</i> pada <i>Bearing</i>	115
Gambar 4.12.a	Posisi Pemasangan Alat Pengukur Terhadap Roda (sudut pandang ISO)	115
Gambar 4.12.b	Posisi Pemasangan Alat Pengukur Terhadap Roda (sudut pandang samping)	116
Gambar 4.12.c	Posisi Pemasangan Alat Pengukur Terhadap Roda (sudut pandang depan)	116
Gambar 4.13	Alat Cekam	117
Gambar 4.14	Posisi Penjepitan Alat Cekam	118
Gambar 5.1	Rancangan Akhir	120
Gambar 5.2	Posisi Pemasangan Alat Ukur pada <i>Shockbreaker</i> dan Roda Sepeda Motor	121

DAFTAR NOTASI

Notasi	Keterangan	Dimensi
f_r	Koefisien <i>rolling resistance</i>	
f_o	Koefisien tekanan pada ban	
f_s	Koefisien tekanan pada ban	
V	kecepatan	Km/h
A	percepatan	m/s ²
F _{traksi}	Gaya traksi ; gaya yang diperlukan kendaraan untuk maju	N
G	Percepatan gravitasi	m/s ²
M	massa	Kg
W	beban	N
R _a	Hambatan aerodinamis	
R _d	<i>Drawbar load</i>	
R _g	Hambatan karena gradibilitas	
l_2	Jarak antara sumbu belakang dengan pusat massa	M
h_a	Titik pusat terjadinya hambatan aerodinamis	
H	Tinggi pusat massa dari kendaraan	M
A	Kecepatan laju kendaraan	m/s ²
h_d	Tinggi pusat tarikan beban dari kendaraan	M
L	Jarak dari pusat roda depan dan roda belakang	M
Θ	Besar sudut	°
M	Koefisien adhesifitas ban dengan jalanan	
σ_{xy}	<i>Bending stress</i>	
M	Momen Bending	
C	Jarak terjauh antara permukaan material yang diukur dengan pusat material	mm
I	Momen inersia	
B	Lebar penampang	mm
H	Panjang penampang	mm
τ_{xy}	<i>Shear stress</i>	
A	Luas penampang	mm ²
σ_{all}	Normal stress yang diizinkan	Pa
σ_d	Normal stress yang diperkirakan	Pa
n_s	<i>Safety factor</i>	
Y _s	<i>Yield Strength</i>	MPa

DAFTAR LAMPIRAN

Lampiran 1	Gambar <i>Assembly</i> Alat Ukur
Lampiran 2	Gambar Pemasangan Alat Ukur Terhadap Roda Depan
Lampiran 3	Gambar Part Plat
Lampiran 4	Gambar Part Lengan Kiri
Lampiran 5	Gambar Part Lengan Atas
Lampiran 6	Gambar Part Lengan Bawah
Lampiran 7	Gambar Part Slide Lengan Atas
Lampiran 8	Gambar Part Slide Lengan Kiri
Lampiran 9	Gambar Part Slide Lengan Bawah
Lampiran 10	Gambar Part <i>Slider</i>
Lampiran 11	Gambar Part Base Material
Lampiran 12	Gambar Part Batang Utama
Lampiran 13	Gambar Part Batang <i>Spooring</i>
Lampiran 14	Gambar Part Cekam
Lampiran 15	Gambar Detil 2D Alat Ukur



ABSTRAK

Nama : Ricky
Program Studi : Teknik Mesin
Judul : Perancangan dan Pembuatan Alat Pengukur Kestabilan Putaran Roda Depan Sepeda Motor

Peningkatan keamanan dalam pengendaraan sepeda motor terkait dengan pengukuran kemiringan rodanya dan kebulatan (*roundness*) velg akan sangat membantu masyarakat. Akan tetapi sampai saat ini belum ada alat yang bisa digunakan untuk mengukur kemiringan roda sepeda motor secara akurat. Oleh karena itu, mengacu pada metode *spooring* dan *balancing* pada mobil, dirancang alat untuk mengukur kemiringan roda sepeda motor yang dilakukan dengan memperhitungkan 2 parameter, yaitu *camber angle* pada arah vertikal roda, dan *slip angle* pada arah horizontal roda. *Shockbreaker* dan shaft roda digunakan sebagai acuan kelurusan badan motor secara keseluruhan.

Salah satu komponen alat ukur yang berfungsi sebagai sensor, akan mengalami defleksi akibat kemiringan roda. Kemampuan defleksi komponen dipengaruhi oleh kemampuan bending yang bergantung pada dimensi komponen dan sifat material dari yang dijadikan bahan baku. Aluminium dijadikan pilihan supaya didapatkan komponen yang elastis namun sensitif untuk mendeteksi kemiringan roda. Tujuan dari perancangan ini adalah memperoleh hasil pengukuran yang cukup akurat untuk menentukan kemiringan roda. Rancangan akhir alat ukur kemiringan ini menggunakan metode *adjustment* untuk memudahkan pemasangan pada roda. Pengujian dan simulasi dilakukan dengan menggunakan metode perhitungan manual secara teoritis.

Kata kunci: *roundness*, roda miring, *camber angle*, *slip angle*, gaya lateral, sensor, mekanisme *adjustment*.

ABSTRACT

Name : Ricky.
Study Program : Mechanical Engineering
Title : Designing and Manufacturing a Measuring Equipment of Stability of Motorcycles' front Wheels

The improvement of riding motorcycles security, related with the wheel's mis-alignment measurement and roundness of rim will be very helpful to people. However, there's still no measuring equipment that could assure the accuracy of that kind of measurement. Therefore, based on car's spooling method, a measuring equipment was designed as it's considering 2 parameters ; camber angle which is at vertical axis and slip angle which is at horizontal. The shockbreaker and the wheel's shaft are used as the representatives of the vehicle's alignment.

One of the components of the measuring equipment, which is functioning as a sensor, will be deflected as a result of mis-alignment of the wheel. Its deflecting ability is effected by the bending ability which is very dependent on the component's dimension and the material properties of its basic material. Aluminium has been chosen as the basic material so that the component will be elastic and sensitive enough to detect the deflection of the wheel. Adjustment mechanism has been applied to the final design of this mis-alignment measurer for solving assembly problems. Test and simulation have been done using teorytic analyzis.

Keywords: roundness, wheel's mis-alignment, camber angle, slip angle, lateral force, sensor, adjustment mechanism

BAB 1 PENDAHULUAN

1.1 LATAR BELAKANG

Negara Indonesia terdiri atas kira-kira 13,000 pulau, dengan jumlah penduduk yang lebih dari dua ratus juta orang. Tentu saja, sistem pengangkutan (transportasi) penting sekali, dan terdiri dari bermacam-macam kendaraan. Orang Indonesia sudah biasa berpindah-pindah dari kota ke kota lain, untuk mencari pekerjaan atau bersekolah.

Transportasi merupakan salah satu faktor yang berperan penting dalam kehidupan masyarakat Indonesia terlebih lagi untuk warga Jakarta yang memiliki mobilitas tinggi. Sarana transportasi yang dijadikan pilihan tidak hanya harus memungkinkan penggunaannya untuk sampai di tempat tujuan dalam keadaan aman, nyaman, dan tepat waktu tetapi juga ekonomis dan sesuai dengan prasarana yang ada. Kemacetan yang terjadi di hampir semua titik di Jakarta merupakan gambaran ketidaksanggupan prasarana berupa jalan raya diselesaikan dengan peningkatan jumlah kendaraan yang ada dan semakin meningkat setiap tahunnya.

Warga Jakarta memiliki banyak pilihan transportasi, diantaranya ada bus, kereta api, mikrolet, bajaj, mobil pribadi, dan sepeda motor. Dari sekian banyak pilihan transportasi, Sepeda motor dijadikan salah satu solusi terbaik oleh warga Jakarta untuk mengatasi masalah kemacetan tersebut. Selain karena kemudahan sepeda motor untuk bermanuver di sela-sela kemacetan kendaraan lain dinilai baik untuk menghemat waktu, harga pembelian yang lebih murah dibanding dengan alat transportasi lain dan biaya pemakaian yang relatif murah juga merupakan kelebihan yang dimiliki oleh sepeda motor. Sehingga Tidak heran kalau pengguna sepeda motor makin hari makin banyak. Jumlah sepeda motor di Jakarta bertambah 1.035 buah per hari atau hampir lima kali lipat dari pertumbuhan mobil. Pada tahun 2008 diperkirakan berjumlah sekitar 2.718.864 unit yang berdomisili di daerah Jakarta (data Badan Pusat Statistik tahun 2006) ditambah dengan jumlah sepeda motor pendatang dari luar. Berikut adalah jumlah pengguna kendaraan bermotor tahun 2008.

1. Jumlah motor yang berdomisili di Jakarta (2.718.864 unit)
2. Jumlah mobil yang berdomisili di Jakarta (1.557.525 unit)
3. Jumlah motor pendatang (5.194.011 buah)
4. Jumlah mobil pendatang (2.646.660 buah)



Gambar 1.1. Komposisi Jenis Transportasi Kendaraan Bermotor di Jakarta

Sumber : (<http://io.ppi-jepang.org/10/05.files/image002.jpg>)



Gambar 1.2. Diagram Perbandingan Jumlah Sepeda Motor dan Mobil di Jakarta

Sumber : Direktorat Lalu Lintas POLRI, 2006

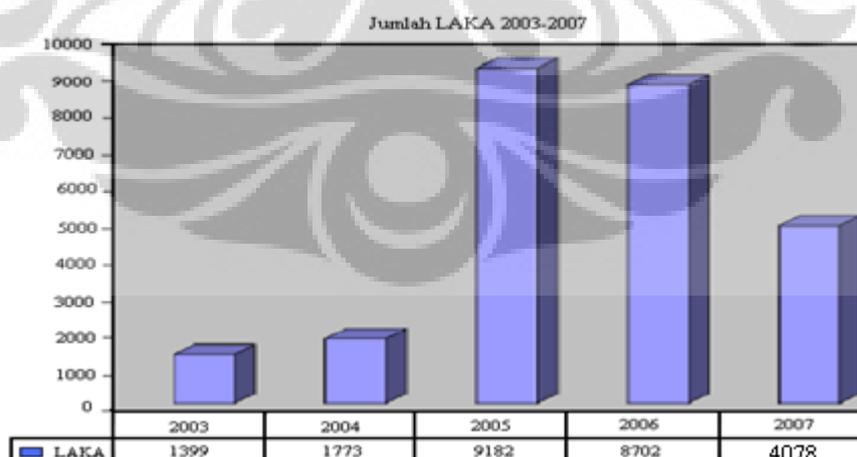
Angka kepemilikan tersebut dipastikan meningkat secara pesat, jika kita perhatikan grafik penjualan sepeda motor yang dilakukan oleh beberapa perusahaan besar otomotif di Indonesia.



Gambar 1.3. Grafik Penjualan Sepeda Motor Honda, Yamaha, dan Merk Lain

Sumber: (triatmono.wordpress.com)

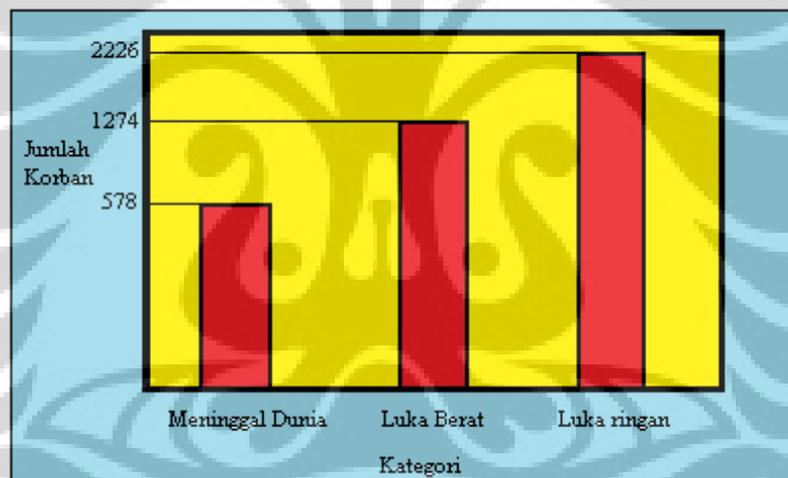
Dari gambar 1.3 di atas, terlihat bahwa Yamaha pada awal tahun 2005 setiap bulannya hanya melakukan penjualan di bawah 100.000 unit, sedangkan Honda bisa memasarkan pada awal tahun 2005 hampir dua kali lipatnya. Tidak hanya terhadap Honda, Yamaha juga masih kalah jika dibandingkan dengan gabungan motor lainnya seperti Suzuki, Kawasaki, dan lain-lain. Tetapi mulai tahun 2007, penjualan Yamaha tiap bulan hanya kalah sekitar 20.000 unit, atau selisih 13% dibandingkan dengan penjualan yang dilakukan oleh Honda. Kemudian di bulan Agustus 2008 lalu, Honda berhasil memecahkan rekor MURI dengan melakukan penjualan 1 bulan terbanyak.



Gambar 1.4. Diagram Jumlah Kecelakaan Tahun 2003 – 2007

Sumber: (starbuckerseconomists.blogspot.com)

Jika kita perhatikan gambar 1.4 yang menunjukkan jumlah kecelakaan dari tahun 2003-2007, maka bisa disimpulkan bahwa puncak jumlah kecelakaan terjadi pada tahun 2005. Pada tahun 2006 terjadi penurunan walaupun hanya sekitar 400 kecelakaan, sampai di tahun 2007 angka kecelakaan menurun cukup drastis hingga mencapai 3900. Penurunan ini tidak bisa dikatakan baik karena berarti pada tahun 2007 setiap harinya terjadi kecelakaan sebanyak 13 kali, dimana 75% dari kecelakaan melibatkan sepeda motor. Menurut Heru Sutomo, Koordinator Forum Keselamatan Transportasi dari Masyarakat Transportasi Indonesia (MTI). Selama tahun 2008, Kecelakaan lalu lintas yang terjadi di Jadedabek pada 2008 sampai dengan bulan Juni, sebesar 3.265 kejadian, dengan jumlah korban sebanyak 4.078 jiwa. Dari jumlah tersebut, 578 jiwa meninggal dunia, 1.274 menderita luka berat, dan 2.226 mengalami luka ringan.



Gambar 1.5. Statistik Korban Akibat Kecelakaan Lalu Intas tahun 2008

Sumber : (VIVAnews.com/ Nipuna Dhiraprana)

Dari jumlah meninggal dunia, sebanyak 41 jiwa merupakan korban kecelakaan lalulintas di Jakarta Pusat, 81 jiwa di Jakarta Utara, 66 jiwa di Jakarta Barat, 39 jiwa di Jakarta Selatan, 75 jiwa di Jakarta Timur, 125 jiwa di Kota dan Kabupaten Tangerang, 93 jiwa di Kota dan Kabupaten Bekasi, 36 di Depok, 5 jiwa di KPPP Tanjung Priok dan Bandara Suta, sementara 17 jiwa di Polda Metro Jaya. Di tahun 2007, jumlah kecelakaan lalu lintas di jadedabek adalah sebesar

Universitas Indonesia

5.154 kejadian, dengan jumlah meninggal dunia sebanyak 999 jiwa, 2.345 menderita luka berat, dan 3.398 menderita luka ringan.

Terkait dengan masalah kecelakaan tersebut, penyebabnya dapat ditinjau dari aspek teknis dan non-teknis. Dari segi non-teknis penyebab kecelekaan yang paling utama adalah kesalahan pengendara, seperti :

1. Kelalaian pengendara dalam menggunakan perlengkapan untuk keamanan
2. Kurang kesadaran pengendara untuk menaati peraturan lalu lintas
3. Cara berkendara yang beresiko
4. Kondisi pengendara yang tidak fit
5. Kecelakaan yang diakibatkan oleh kesalahan pengendara lain

Sedangkan dari segi teknis penyebab kecelakaan diantaranya adalah :

1. Kerusakan pada mesin sepeda motor
2. Kondisi jalan yang kurang bagus seperti jalan berlubang
3. Kondisi komponen keamanan sepeda motor seperti master rem, kanvas/sepatu rem, dan/atau kondisi velg+ban yang tidak sempurna

Rem dan ban adalah dua komponen vital sepeda motor. Jika kondisinya tidak dijaga dengan baik hingga mengakibatkan ban aus atau rem yang blong maka kecelakaan akan sangat rentan terjadi.

Menjaga supaya roda kendaraan dalam keadaan stabil dan lurus adalah hal yang sangat penting untuk mendapatkan hasil yang baik dalam berkendara. Trend yang terjadi belakangan ini dalam dunia manufaktur otomotif adalah membuat kendaraan yang semakin ringan. Kendaraan terdahulu yang memiliki massa yang lebih berat memang bisa membantu kestabilan dengan cara meredam getaran-getaran yang terjadi sebelum pengendara bisa merasakannya. Suspensi juga berperan sama. Faktor lain yang sangat mempengaruhi kestabilan kendaraan adalah teknologi roda. Umumnya, roda yang lebih responsif dengan profil yang lebih rendah, dimana dapat memberikan *feedback* dari jalan lebih besar, digunakan untuk alasan performa dan selera. Hasilnya pengendara akan merasakan ketidakstabilan yang terjadi walaupun disebabkan oleh guncangan yang kecil.

Sayangnya, pengukuran ketidaklurusan roda sepeda motor yang ada saat ini belum cukup mampu memberikan kepastian kualitas tersebut. Tidak seperti

Universitas Indonesia

yang ada pada mobil, dimana terdapat proses *spooring* dan *balancing*, sepeda motor belum ada standard yang jelas mengenai posisi kemiringan dan kestabilan putaran rodanya. Pengukuran yang dilakukan pada sepeda motor masih dilakukan secara manual, yaitu dengan mengandalkan penglihatan mata telanjang dan perasaan si penguji, apakah sepeda motor tersebut nyaman untuk dikendarai atau tidak. Ada juga satu metode yang dapat digunakan untuk mengatasi *miss-alignment* pada sepeda motor, termasuk antara rangka dengan roda belakangnya, yaitu dengan metode *press*. Tetapi metode ini pun masih sangat sederhana dan diragukan keakuratannya sehingga diperlukan sebuah alat dan cara baru yang dapat digunakan untuk mengukur kestabilan putaran roda pada sepeda motor.



Gambar 1.6 *Balancing* Sepeda Motor Secara Manual

Sumber : (engineersedge.com)

1.2 PERUMUSAN PERMASALAHAN

Sebuah penelitian tentang keamanan sepeda motor terkait dengan perancangan alat pengukuran kemiringan roda dan kelurusan antara ban depan dan belakang yang akurat akan sangat membantu masyarakat, terutama dalam mengurangi tingkat kecelakaan yang disebabkan oleh kesalahan teknis sepeda motor, khususnya ketidakstabilan roda dan kelurusan antara ban depan dan

Universitas Indonesia

belakang. Pada penelitian sebelumnya tentang kestabilan putaran roda belakang telah dirancang alat ukur *roundness* untuk roda belakang dengan menggunakan 2 parameter yang harus diperhitungkan yaitu *camber angle* yang merupakan parameter kemiringan pemasangan roda pada arah vertikal, dan *slip angle* yaitu kemiringan roda pada arah horizontal. Dalam penelitian kali ini akan dirancang alat ukur kestabilan roda untuk roda depan dengan memperhitungkan 2 parameter yang sama seperti alat ukur untuk roda belakang. Untuk menentukan kelurusan antara ban depan dan belakang, digunakan hasil pengukuran *roundness* pada roda belakang yang nantinya akan disesuaikan dengan posisi roda depan yang telah dikenai pengukuran *roundness* juga. Untuk mendapatkan hasil pengukuran *roundness* maka perlu diciptakan sebuah alat ukur yang mampu mengukur *run-out* kedua parameter dan menghasilkan *roundness* dari roda belakang dan depan yang akan digunakan untuk pengukuran *spooring* pada roda sepeda motor. Alat ukur yang dirancang akan menggunakan prinsip *spooring* pada mobil dimana diambil titik acuan pada roda untuk tiap *angle*.

1.3 TUJUAN PENELITIAN

Tujuan penelitian adalah

Merancang alat yang lebih akurat untuk mengetahui kestabilan putaran roda berdasarkan prinsip-prinsip *camber angle*, *slip angle* pada roda sepeda motor dan *spooring* pada mobil.

1.4 BATASAN MASALAH

Alat ukur yang dirancang akan digunakan untuk mengetahui kestabilan putaran roda depan dan kelurusan antara ban depan dan belakang khususnya pada sepeda motor Honda Supra X 125 dengan mengukur *run-out* roda melalui perhitungan terhadap *camber angle* dan *slip angle* roda tersebut. Pengukuran akan dilakukan dalam kondisi sepeda motor dijalankan di jalan rata.

1.5 METODOLOGI PENELITIAN

Pertama adalah penentuan sebuah topik perancangan yang merupakan hal paling mendasar dan mutlak harus dilakukan sebelum kita melakukan proses perancangan sebuah produk. Topik perancangan merupakan merupakan sebuah gambaran ringkas dan umum tentang rencana pengembangan sebuah produk. Topik perancangan ini difokuskan pada kemiringan roda depan sepeda motor dan metode pengukurannya.

Tahap kedua adalah identifikasi kebutuhan. Dalam tahap ini yang dilakukan adalah memahami kebutuhan pasar dan menyusunnya dalam daftar kebutuhan konsumen. Berikut ini adalah daftar kebutuhan.

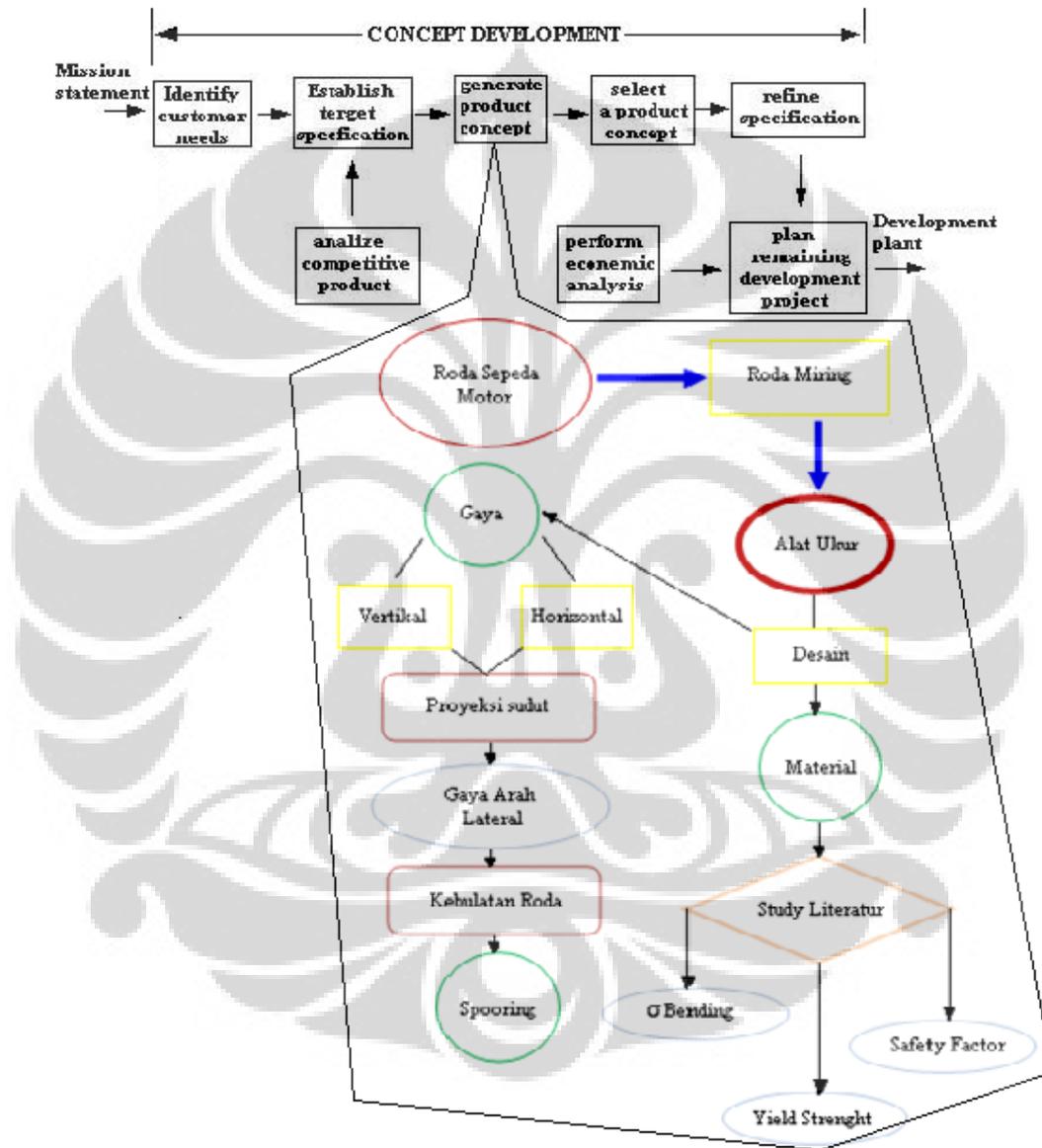
- Diciptakan alat yang dapat membantu mengukur kestabilan putaran roda sepeda motor untuk meningkatkan kualitas keamanan berkendara.
- Kuat, ringan, dan mudah digunakan
- Sensitif dan dapat memberikan nilai yang akurat

Tahap ketiga adalah membuat konsep awal perancangan. Alat yang dirancang akan dipergunakan untuk mengukur defleksi yang terjadi pada roda belakang sepeda motor dengan menggunakan sensor. Oleh karena itu, alat tersebut harus disesuaikan dengan dimensi roda tersebut dan juga dan faktor-faktor yang menjadi batasan masalah..

Kemudian tahap keempat adalah studi literatur yang digunakan sebagai panduan dalam proses perancangan dan penghitungan elemen-elemen mesin yang digunakan, seperti *camber angle* dan *slip angle*, termasuk prinsip *spooling*, serta gaya-gaya yang terjadi pada roda belakang sepeda motor.

Kelima adalah tahap menetapkan desain akhir. Desain akhir ini ditentukan setelah melakukan perhitungan dan analisa terhadap bentuk, dimensi, aplikasi gaya, dan fungsi dari alat tersebut. Proses pendesainan menggunakan *software Inventor*. Selain itu juga ditetapkan material yang sesuai dengan kebutuhan. Pada tahap ini, sudah tidak ada lagi perubahan terhadap desain karena dianggap sudah memenuhi semua persyaratan.

Tahap keenam adalah menguji keakuratan dan kehandalan alat ukur yang telah dibuat, dengan cara memasang alat tersebut pada roda depan dan mengoperasikannya sesuai dengan konsep yang telah ditentukan. Sehingga secara keseluruhan, tahap metodologi yang dilakukan adalah seperti di bawah ini



Gambar 1.7. Alur Metodologi Penelitian Alat Ukur Kemiringan Roda Depan Sepeda Motor

Sumber : (Dengan penambahan tentang spooring) Praditya M, Skripsi Sarjana, Departemen Teknik Mesin Fakultas Teknik, Universitas Indonesia, 2008, hal 9)

1.6 SISTEMATIKA PENULISAN

- **BAB 1 PENDAHULUAN**

Bab pertama terdiri dari latar belakang, pokok permasalahan, tujuan, pembatasan masalah, metodologi dan sistematika penulisan dalam skripsi sehingga dapat terlihat gambaran skripsi secara umum.

- **BAB 2 LANDASAN TEORI**

Bab ini berisi landasan teori yang digunakan untuk melakukan penelitian tentang perancangan alat ukur dan pemecahan masalah, yaitu teori proses *spooring*, *camber angle* dan *slip angle*, gaya yang bekerja pada roda depan sepeda motor, gaya apa yang bekerja pada alat ukur, material dan *mechanical properties*.

- **BAB 3 PERANCANGAN ALAT UKUR**

Bab ini mengemukakan tentang tahap-tahap perancangan alat ukur *camber angle*, *slip angle*, dan *spooring*. perhitungan kekuatan alat ukur dan perhitungan tentang gaya yang diterima oleh alat ukur tersebut.

- **BAB 4 PEMODELAN ALAT UKUR *CAMBER ANGLE* DAN *SLIP ANGLE* PADA RODA SEPEDA MOTOR**

Bab ini mengenai pemodelan rancangan alat ukur *camber angle* dan *slip angle* pada roda sepeda motor dan proses *assembly* dalam pembuatan alat ukur tersebut.

- **BAB 5 KESIMPULAN**

Bab ini menjelaskan kesimpulan yang didapat dari penelitian dan saran-saran yang diberikan penulis untuk penelitian selanjutnya.

- **DAFTAR ACUAN**

Bagian ini berisi semua sumber acuan, baik buku maupun internet, yang digunakan untuk mendukung penelitian ini.

- LAMPIRAN

Bagian ini berisi data atau referensi yang digunakan dalam melakukan penelitian ini.



BAB 2 LANDASAN TEORI

2.1 PRINSIP SPOORING

FWA (*Front Wheel Aligment*) atau yang lebih kita kenal dengan *spooring* adalah proses mengembalikan kondisi *steering system* kendaraan ke posisi semula sesuai dengan standard kendaraan tersebut. *Spooring* yang ada sekarang ini, hanya dapat diaplikasikan terhadap kendaraan beroda empat atau lebih.

Memang banyak hal yang menjadi indikasi dari gejala tersebut, bisa saja penyebabnya dari perangkat kaki-kaki pada sepeda motor yang tidak beres atau sudah tidak layak. Seperti terjadi keausan pada piranti *bearing*, *shaft*, *shockbreaker*, *bushing* atau karena adjuster pada *swing arm* roda belakang tidak sesuai antara roda belakang bagian kanan dan kiri. Namun bila telah melakukan *cek up* terhadap gejala tersebut masih terasa, Bisa jadi gejala tersebut akibat tidak presisinya posisi roda sehingga perlu dilakukan *spooring* dan *roundness*.

Mengingat kondisi jalan di tiap daerah berbeda-beda, apalagi kondisi di Jakarta banyak jalan berlubang. Hal tersebut juga menjadi salah satu penyebab dari cepat berubahnya posisi roda dan kebulatan velg. Pada sebuah kendaraan yang telah lama dipakai, keselarasan dan keseimbangan roda harus diperbaiki karena keausan komponen kaki-kaki kendaraan dapat menyebabkan terjadinya penyimpangan pada sudut kelurusan roda. Tujuan utama dari proses *spooring* adalah untuk menyelaraskan antara posisi roda depan dan belakang. Efek yang ditimbulkan dari tidak seimbangnyanya roda depan dan belakang ini bisa membuat sepeda motor mengalami efek oleng dan bahkan sistem kemudi akan berat ke satu arah. Pekerjaan *spooring* meliputi:

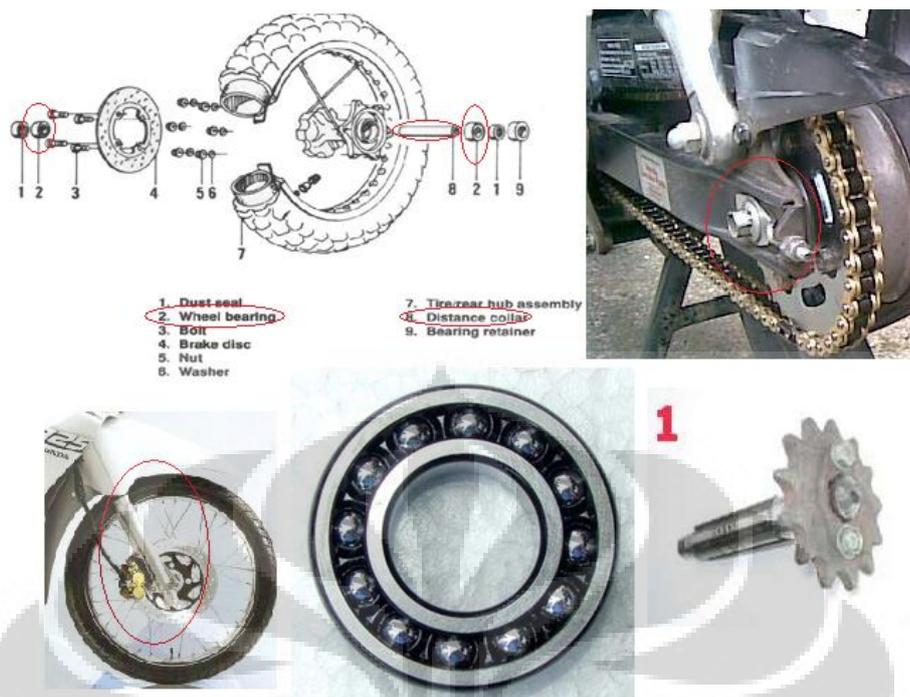
1. Pemeriksaan fungsi *shockbreaker* pada roda depan dan belakang yang diatur supaya kendaraan tersebut dapat melaju baik. Karena selain berpengaruh terhadap roda, *shockbreaker* juga berpengaruh terhadap penyetelan posisi rumah rem agar tidak mengganggu putaran roda.
2. Penyetelan *camber angel* untuk menghindari keausan ban pada salah satu sisi ban saja.
3. Penyetelan *adjuster* roda belakang untuk menyesuaikan posisi roda depan.

Universitas Indonesia

Beberapa manfaat yang dapat dirasakan setelah kendaraan selesai dilakukan *spooling* dan *roundness*, diantaranya :

- a. Apabila setelah *spooling* dan *roundness* bagus dan sesuai standar spesifikasinya maka kenyamanan saat di perjalanan dapat terpenuhi. Hal ini disebabkan hilangnya keluhan-keluhan yang ditimbulkan akibat posisi roda yang tidak presisi.
- b. *Handling* kendaraan pastinya menjadi lebih baik dan mendukung.
- c. Putaran roda yang stabil dan baik dapat mendukung gerakan kendaraan menjadi lebih responsif, sehingga keluhan yang terjadi seperti saat setir dibelokan, tidak lagi terjadi kecenderungan arah yang berlawanan dengan putaran setir.
- d. Menghindari keluhan oleng (ban tidak bulat) dan hal ini terjadi karena posisi roda juga tidak pada titik nol (presisi), seperti roda yang menguncup atau mengembang.
- e. Manfaat selanjutnya yaitu dapat menghemat usia pemakaian ban, karena keausan pada ban (biasa dikenal dengan istilah ban botak) menjadi rata dan seimbang.

Diantara beberapa komponen yang paling vital dalam menentukan keselarasan roda dan kemudi ada empat, yaitu: *bearing*, *shaft*, *shockbreaker*, *bushing*, dan *adjuster* seperti yang terdapat pada gambar 2.2.



Gambar 2.1 Komponen Penyusun Roda Motor

Sumber: (telah diolah) www.2carpros.com

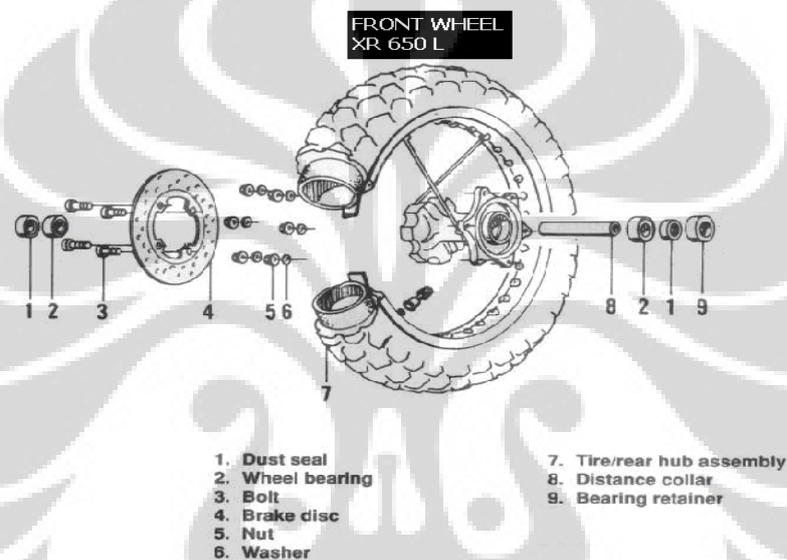
Shockbreaker bertugas dalam meneruskan gaya belok dari kemudi ke roda-roda. Komponen yang terbuat dari logam ini secara berkala dapat mengalami deformasi karena pemakaian. Begitu juga dengan *shaft*, komponen dari logam yang bertugas menopang berat kendaraan dan terdapat *bearing* untuk membantu shaft dalam hal meminimalkan dampak langsung terhadap shaft karena beban rotasi dari roda juga dapat aus karena pemakaian. Sedangkan *bushing* yang berfungsi sebagai titik tumpu pergerakan suspensi sangat mungkin pecah karena beban kontinyu.

Spooling pada sepeda motor berbeda dengan mobil. Biasanya sebelum membawa mobil ke bengkel untuk dilakukan *spooling*, mobil dapat diperiksa kondisi keempat komponen tersebut terlebih dahulu. Caranya adalah sebagai berikut: angkat mobil dengan menggunakan dongkrak hingga ban menggantung. Lalu pegang dua sisi ujung roda dan guncang-guncangkan roda tersebut. Jika terasa tidak pas, dapat dipastikan bahwa telah terjadi keausan pada *tierod*, *end tierod*, *balljoint* atau *bushing* pecah. Komponen-komponen ini harus diganti dengan yang baru jika hasil pemeriksaan menunjukkan bahwa kondisinya

Universitas Indonesia

memang sudah aus. Pemeriksaan ini penting untuk diketahui. Paling tidak, hasil pemeriksaan sederhana tersebut berguna sebagai informasi awal bahwa mekanik akan menyarankan penggantian komponen-komponen tadi sebelum mulai melakukan *spooring*. Pada sepeda motor, keadaan roda yang tidak lurus antara roda depan dan belakang dapat langsung diketahui diantaranya dengan melihat keadaan aus pada ban dan keolengan sepeda motor saat berjalan di jalan rata.

Ada perbedaan yang mendasar antara komponen-komponen pada roda kendaraan mobil dan motor.



Gambar 2.2 Komponen Penyusun Roda Depan Sepeda Motor

Sumber: www.freepatentsonline.com



Gambar 2.3. Susunan Roda Depan Sepeda Motor

Sumber: www.worldofstock.com/closeups/TRO1349.php

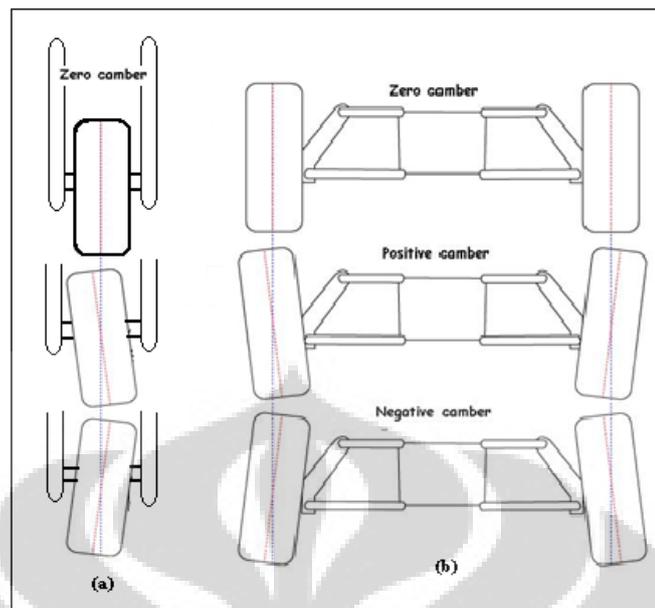
Pada gambar 2.2 dan 2.3 Di atas dapat dilihat apa saja komponen yang terdapat pada roda depan sepeda motor. Posisi kemiringan roda tersebut sangat ditentukan oleh pemasangan komponen-komponen diatas. Jika pemasangan tidak dilakukan secara benar, misalnya antara *bearing* dengan *shaft*, maka akan mengakibatkan roda miring.

2.2. CAMBER ANGLE DAN SLIP ANGLE

Camber angle atau sudut camber adalah sudut yang dibentuk antara sumbu vertikal roda dan sumbu vertikal sebuah motor jika dilihat dari bagian depan atau belakang dapat juga dikatakan sebagai sudut aus. Sudut *camber* pada sepeda motor adalah zero atau nol dan biasanya tidak akan berubah-ubah kecuali jika terkena beban yang besar secara berkala. Jika terdapat sudut *camber* akan mengakibatkan keausan ban tidak seragam.

Pada mobil biasanya terdapat camber positif dan negatif. *Camber angle* ini sangat penting dalam sistem pengendalian atau *steering*. Jika bagian atas roda lebih jauh daripada bagian bawahnya, ini disebut *camber* positif. Sedangkan jika bagian bawah roda yang lebih jauh, maka disebut *camber* negatif.

Positive camber, bila dilihat dari depan, posisi roda (bagian atas) cenderung ke luar. Bagian roda dalam menjauhi peredam kejut. Pada posisi ini mobil tak enak dikemudikan. Dan tingkat keausan roda akan terjadi pada bagian luar. *Negative camber* kebalikan dari yang positif. Roda bagian atas mendekati sok. Setir menjadi lebih berat ketika diputar pada kecepatan rendah. Keausan roda terjadi pada bagian dalam. *Zero* atau nol, posisi roda hampir tegak lurus dengan garis vertikal. Perhatikan gambar 2.4 di bawah ini



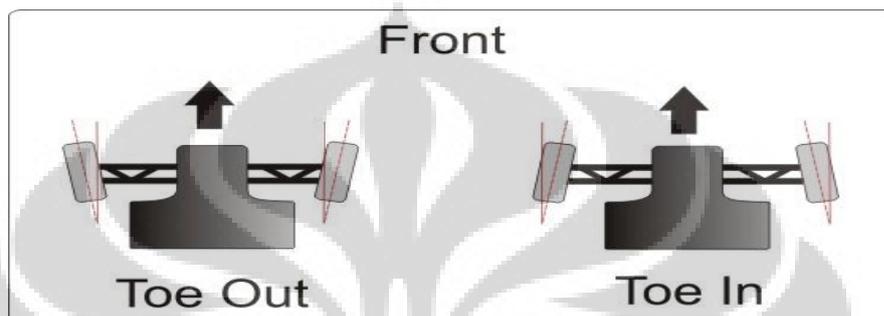
Gambar 2.4 Posisi Camber (a) Sepeda Motor, (b) Mobil

Sumber : www.desertrides.com

Camber angle menentukan kualitas dari rancangan suspensi, misalnya *camber* negatif akan menyebabkan daya cengkram ban meningkat ketika berbelok. Hal ini terjadi karena roda membentuk sudut yang lebih optimal dengan jalan, sehingga gaya yang diterima akan melewati planar vertikal dari roda. Alasan lain adalah karena ketika *camber* dalam keadaan negatif, akan terjadi kontak yang lebih maksimum antara sudut dalam roda dengan jalan, daripada jika *camber* dalam keadaan nol seperti. Hal tersebut hanya berlaku pada roda yang di sisi luar ketika berbelok. Sedangkan roda yang di sisi dalam akan berlaku sebaliknya, yaitu lebih diuntungkan dengan *camber* yang positif (gambar 2.4 b). Sebaliknya, untuk mendapatkan percepatan maksimum pada lintasan lurus, traksi terbesar akan didapatkan ketika *camber angle* nol dan kontak yang terjadi rata seperti yang diaplikasikan pada sepeda motor (gambar 2.4 a).

Slip angle atau sudut *slip* adalah sudut antara arah putaran laju roda yang seharusnya dengan arah gerak yang dituju oleh roda. Sudut slip ini menghasilkan gaya *perpendicular* terhadap arah laju roda, yang disebut *cornering force*. Gaya ini meningkat secara linear pada beberapa sudut awal, kemudian meningkat secara tidak linear sampai titik maksimum sebelum akhirnya berkurang. Sudut slip pada

setiap ban dipengaruhi oleh banyak faktor, jika dipakai faktor-faktor tersebut dapat diuraikan bahwa sudut slip dipengaruhi oleh konstruksi ban, gaya lateral, gaya normal, tekanan ban, keausan ban, dan gaya longitudinal dari ban. Sering dirasakan pada saat kendaraan berbelok/menikung percepatan atau perlambatan yang diberikan pada kendaraan akan merubah sifat *handling*nya. Pada mobil dikenal dengan istilah *toe in* dan *toe out* yaitu,

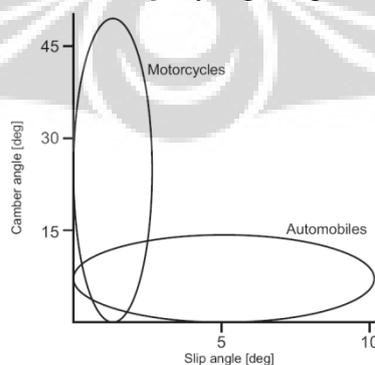


Gambar 2.5 Posisi *Toe In* dan *Toe Out*

Sumber: www.driftjapan.com

Toe in atau toe positif, adalah kondisi dimana bagian depan dari roda mengarah ke garis tengah mobil. Sedangkan *toe out* atau toe negatif adalah kondisi dimana bagian depan dari roda menjauhi garis tengah roda. Pada sepeda motor, *slip angle* akan sangat merugikan karena akan mempercepat keausan ban sehingga perlu dilakukan perawatan lebih pada ban untuk kenyamanan berkendara.

Jika roda mobil bergerak dengan *slip angle* yang lebar dan *camber angle* yang sempit, sepeda motor bekerja sebaliknya, yaitu membentuk *slip angle* yang sedikit (hanya 1^0 - 2^0) dan *camber angle* yang sangat lebar (mencapai 50^0 - 55^0).



Gambar 2.6 Perbandingan *Slip Angle* dan *Camber Angle* pada Mobil dan Sepeda Motor

Sumber: Improving a tyre model for motorcycle simulations – pdf (page 1)

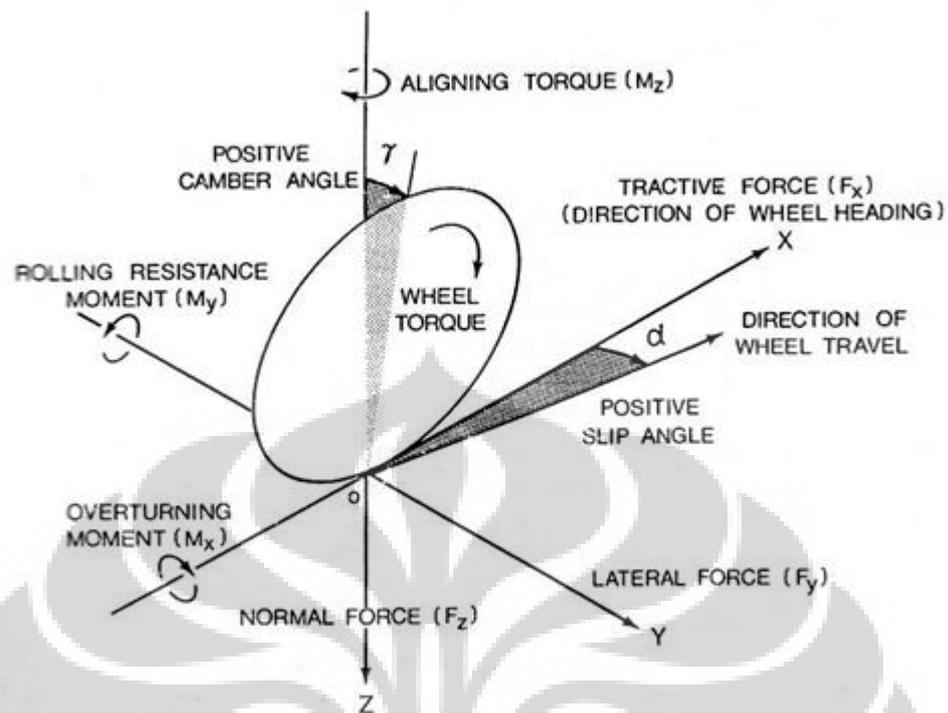
Pada sepeda motor, sudut *slip* sangat tidak diharapkan keberadaannya karena dapat berakibat fatal untuk pengendara. Sudut *slip* dapat menyebabkan keausan pada ban hanya pada satu sisi saja. Selain itu sudut *slip* juga dapat menyebabkan sepeda motor mengalami fenomena kemudi akan mengarah/berat ke satu arah.

2.3 RODA SEPEDA MOTOR

Sepeda motor sangat membutuhkan suatu kepastian tentang kelayakan dan kualitas dari roda yang terpasang padanya. Salah satu kepastian kualitas yang harus dimiliki adalah kepastian tentang keamanan roda yang terpasang terkait dengan masalah tingkat kestabilan putaran roda tersebut. Tidak seperti mobil yang stabil, risiko ini sangat rentan bagi *bikers*. Tingkat kestabilan putaran roda ini akan dapat menaikkan tingkat keamanan dari kendaraan ini sendiri ketika sedang berjalan di jalan raya.

2.3.1 Gaya dan Momen pada Roda

Deskripsi mengenai karakteristik roda merupakan hal penting dalam analisa dinamika kendaraan beroda. Dengan alasan tersebut, sudah banyak penelitian yang dilakukan untuk merumuskan karakteristik roda. Salah satu model rumus yang terkenal untuk roda adalah yang dinamakan *the magic formula*. Formula ini pada awalnya ditemukan untuk roda mobil, tetapi belakangan ini salah satu universitas di Amerika mengaplikasikannya pada roda sepeda motor, dengan berbagai perubahan yang cukup signifikan mengingat perbedaan antara *slip angle* dan *camber angle* pada mobil dan sepeda motor juga berbeda. Dari sudut pandang teori fisika, gaya pada roda dan torsi muncul dari distribusi tegangan pada area sentuh antara roda dan jalan. Sedangkan dari praktek, gaya dan torsi tersebut bisa didapatkan dari kinematik roda, tanpa memperhitungkan fenomena yang terjadi pada area sentuh. Pada saat bergerak, roda mengalami tiga gaya dan tiga momen, yaitu :



Gambar 2.7 Gaya dan Momen yang Dialami Roda Kendaraan

Sumber: Theory of Ground Vehicles (page 7)

Gaya :

- Gaya traksi : terjadi pada komponen arah x, ini adalah gaya utama yang menggerakkan kendaraan
- Gaya Lateral : terjadi pada komponen arah y (kearah samping dari roda dan kendaraan).
- Gaya Normal : adalah komponen gaya pada arah z (komponen utamanya adalah berat kendaraan beserta muatannya)

Momen :

- M_x : adalah *Overturing moment* (moment yang terjadi pada sumbu x yang terjadi pada roda dan jalan)
- M_y : *Rolling resistance* (moment yang terjadi pada sumbu y)
- M_z : *Aligning moment* (moment pada sumbu z)

Perpindahan pusat tekanan normal arah longitudinal (arah x) = *rolling resistance / normal load*

Perpindahan pusat tekanan normal arah lateral = *overturning moment / normal load*.

Resultan *shear stress* arah longitudinal pada permukaan kontak dapat diukur dari gaya traksinya. *Driving torque* pada sumbu rotasi (sumbu x) di roda menghasilkan gaya yang mempercepat gerakan kendaraan, dan *bracking torque* menghasilkan gaya yang memperlambat gerakan kendaraan.

Ada dua sudut penting yang berhubungan dengan roda yang sedang berputar, yaitu *slip angle* dan *camber angle*:

- *Slip angle* : sudut antara arah gerak roda dengan garis perpotongan antara permukaan jalan dengan permukaan roda (*wheel plane*)
- *Camber angle* : sudut yang terbentuk antara permukaan xz dengan *wheel plane*.

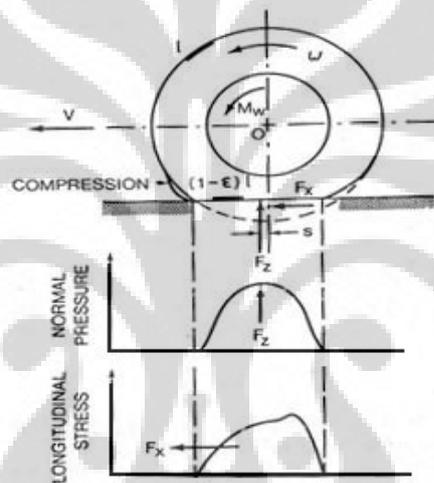
Gaya lateral (ke arah samping /sumbu y) antara roda dengan permukaan jalan adalah fungsi dari kedua sudut tersebut.

2.3.2 *Rolling Resistance*

Rolling resistance adalah gaya hambatan yang timbul akibat terjadinya defleksi pada ban yang berputar. Ada beberapa faktor yang mempengaruhi *rolling resistance*, diantaranya konstruksi ban, kondisi permukaan jalan, tekanan ban, temperatur operasi ban, diameter dari ban dan juga gaya traksi itu sendiri. Hubungan yang kompleks antara desain parameter dan operasional parameter dari ban diatas terhadap *rolling resistance*, membuat sangat sulit untuk memprediksi besar dari *rolling resistance* secara analitis, sehingga harga *rolling resistance* didapatkan dari eksperimen.

Rolling resistance dipengaruhi oleh *hysteresis* dari material ban ketika *carcass* atau kerangka ban mendapatkan defleksi ketika berputar. Selain itu, *rolling resistance* juga dipengaruhi oleh friksi akibat *sliding* dari roda dengan jalan, hambatan karena sirkulasi udara dalam ban, dan efek hembusan udara luar ketika kendaraan sedang bergerak, walaupun 3 faktor tersebut bukan yang utama. Ketika ban berputar, kerangka ban mengalami defleksi pada area kontak antara roda dengan jalan. Karena pengaruh defleksi ban tersebut, tekanan normal pada

setengah bagian depan dari area kontak antara roda dengan jalan lebih tinggi dari setengah bagian belakang. Pusat dari tekanan normal mengalami perpindahan pada arah berputarnya roda (sumbu x), perpindahan pusat tekanan ini menghasilkan momen pada sumbu arah rotasinya (sumbu x), yaitu *rolling resistance* momen. Pada roda yang berputar bebas, torsi roda yang dialaminya adalah nol, akan tetapi gaya horizontal pada kontak antara roda dengan jalan harus tetap ada untuk menjaga kesetimbangan. Hasil perbandingan antara *rolling resistance* dengan *normal load* adalah yang disebut dengan koefisien *rolling resistance*.



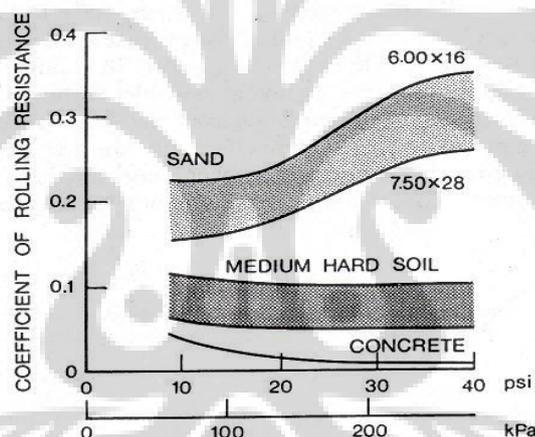
Gambar 2.8 Kondisi Ban Pada Saat Melaju
Sumber: *Theory of Ground Vehicles* (page 14)

Banyak faktor yang mempengaruhi *rolling resistance* pada ban pnumatik. Konstruksi ban sendiri memiliki pengaruh yang cukup signifikan. Tapak ban yang lebih tebal, jumlah lapisan kerangka roda yang lebih banyak akan meningkatkan besarnya *rolling resistance* karena lebih besar hysteresis yang harus dihilangkan. Ban yang terbuat dari karet sintetis akan memiliki *rolling resistance* yang sedikit lebih tinggi dibanding ban dari karet alam. Roda butyl-rubber, yang terlihat memiliki traksi dan *road holding property* yang lebih baik, akan memiliki *rolling resistance* yang lebih tinggi lagi dibandingkan dengan ban dari karet sintetis. Kondisi permukaan jalan juga mempengaruhi besarnya *rolling resistance*. Pada jalanan yang keras, kering dan halus akan memiliki *rolling resistance* yang

Universitas Indonesia

cenderung lebih rendah dibanding pada jalanan yang rusak. Pada jalanan yang basah, biasanya ditemukan *rolling resistance* yang cenderung lebih rendah.

Tekanan ban akan mempengaruhi fleksibilitas ban. Bergantung pada *deformability* (kemampuan untuk terdeformasi) dari jalan, tekanan ban akan mempengaruhi *rolling resistance* dengan cara yang sedikit berbeda. Pada permukaan jalan yang mudah terdeformasi seperti pada jalanan berpasir, tekanan yang tinggi akan meningkatkan kerja penetrasi jalanan sehingga akan diperoleh *rolling resistance* yang lebih tinggi. Sebaliknya, dengan tekanan ban yang rendah, meskipun menurunkan kerja penetrasi jalanan, tetapi akan meningkatkan defleksi dari ban sehingga *hysteresis losses* juga lebih tinggi. Oleh karena itu, diperoleh tekanan optimum ban pada kondisi jalanan tertentu. Berikut grafik perbandingan koefisien *rolling resistance* dengan tekanan ban pada berbagai tipe jalanan.



Gambar 2.9 Variasi Koefisien *Rolling Resistance* Terhadap Tekanan Inflasi Ban pada Berbagai Permukaan Lintasan

Sumber: Theory of Ground Vehicles (page 9)

Meskipun kita menginginkan untuk menjaga agar *rolling resistance* yang dimiliki sekecil mungkin, semua itu harus diputuskan berdasarkan pula oleh parameter dari performa kendaraan yang lain seperti ketahanan dan usia pakai dari ban, traksi, *cornering properties* (sifat-sifat sudut), efek bantalan dan lain sebagainya. Sebagai contoh, dari sudut pandang bahwa *rolling resistance* dari campuran karet sintetis akan lebih tidak disukai dari pada campuran karet alami, dikarenakan berbagai kelebihan yang cukup signifikan pada umur tapakan ban,

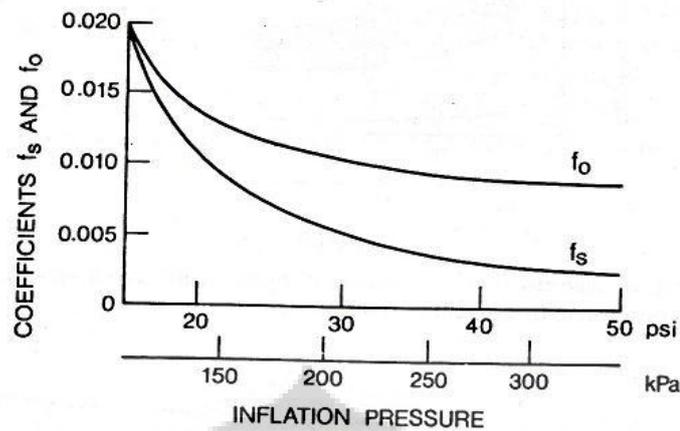
cengkraman terhadap jalanan basah, dan suara yang timbul akibat putaran ban menyebabkan digantikannya campuran karet natural pada ban *automobile*, terutama sekali pada bagian tapakan ban.

Hubungan yang kompleks antara desain dan parameter operasional dari ban dan *rolling resistance* yang dimiliki ini yang membuatnya sangat sulit, bila dapat dikatakan hampir tidak mungkin. Untuk mengembangkan suatu metode analisa untuk memprediksi *rolling resistance* dari ban tersebut. Sehingga, penentuan *rolling resistance* selama ini hampir keseluruhan berdasarkan eksperimen.

Berdasarkan hasil eksperimen, banyak rumusan empiris yang telah dikemukakan untuk memperhitungkan *rolling resistance* dari ban pada permukaan yang keras. Sebagai contoh, nilai dari koefisien *rolling resistance* f_r pada ban mobil berpenumpang pada jalanan yang terbuat dari beton dapat diperhitungkan dengan menggunakan persamaan berikut :

$$f_r = f_0 + f_s \left(\frac{V}{100} \right)^{2,5} \quad (2.1)$$

Dimana V adalah kecepatan kendaraan dalam km/jam, dan koefisien f_0 dan f_s tergantung pada tekanan ban dan dapat diperoleh dari grafik berikut ini :



Gambar 2.10 Pengaruh Tekanan Inflasi Terhadap f_s dan f_o

Sumber: Theory of Ground Vehicles (page 12)

Persamaan berikut akan memberikan nilai dari f_r untuk ban mobil berpenumpang pada permukaan beton :

$$f_r = 0,01 \left(1 + \frac{V}{160} \right) \quad (2.2)$$

Dalam beberapa hal juga, pengaruh kecepatan dapat diabaikan dan harga rata rata f_r dapat dipakai untuk beberapa permukaan jalan. Kemudian *rolling resistance* dirumuskan sebagai berikut :

$$R_r = f_r \times N \quad (2.3)$$

dimana N adalah gaya normal pada ban (roda penggerak).

Pada banyak kasus, meskipun efek dari kecepatan kendaraan dapat diabaikan, nilai rata-rata dari f_r pada berbagai aplikasi dapat digunakan untuk menghitung performa kendaraan. Nilai rata-rata dari f_r untuk berbagai tipe ban pada berbagai permukaan jalanan terlihat pada tabel berikut

TABEL 2.1 Koefisien *Rolling Resistance*

Tipe kendaraan	Permukaan		
	Beton	Tanah keras	Pasir
Mobil berpenumpang	0,015	0,08	0,30
Truk	0,012	0,06	0,25
Traktor	0,02	0,04	0,20

2.4 GAYA TRAKSI

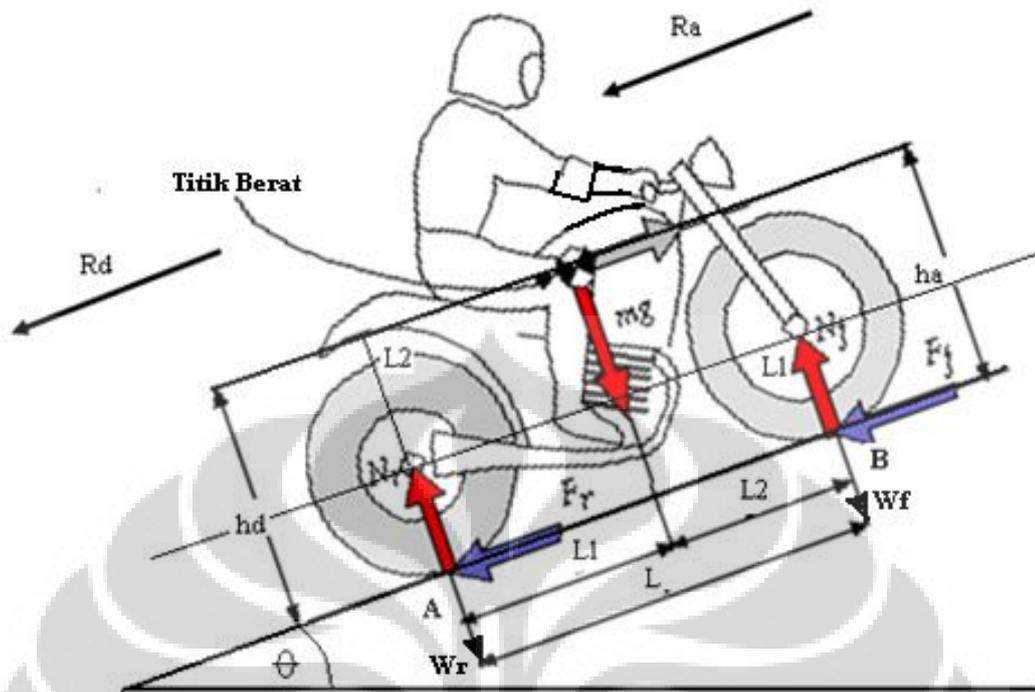
Karakteristik traksi pada kendaraan bermotor pada pokoknya meliputi kemampuan kendaraan untuk dipercepat, dan mengatasi hambatan-hambatan yang terjadi, diantaranya hambatan *rolling* (*rolling resistance*), hambatan tanjakan, juga hambatan aerodinamis.

TABEL 2.2 Koefisien Traksi Berdasarkan Tipe, Keadaan Tanah, dan Jenis Roda.

Tipe & Keadaan Tanah	Jenis Roda	
	Roda Ban	Track
Beton Kering	0.95	0.45
Jalan kering berbatu, ditumbuk	0.70	-
Jalan basah berbatu, ditumbuk	0.65	-
Jalan datar kering, tidak dipadatkan	0,60	0.90
Tanah kering	0.55	0.90
Tanah basah	0.45	0.85
Tanah gembur kering	0.40	0.60
Krikil lepas / gembur	0.36	0.25
Pasir lepas	0.25	0.25
Tanah berlumpur	0.20	0.15

Sumber : www.elearning.gunadarma.ac.id

Untuk mengevaluasi kemampuan atau potensi dari kendaraan, maka traksi maksimum dari suatu kendaraan perlu diperhitungkan. Terdapat dua faktor pembatas dari traksi tersebut, yaitu : digambarkan oleh koefisien adhesifitas antara ban dengan jalanan, dengan beban normal (*normal load*) yang dimiliki oleh kendaraan, dan yang kedua adalah digambarkan oleh karakteristik dari *power plant* atau penggerak dan transmisinya serta kecepatan laju kendaraan.



Gambar 2.11 Gaya yang Bekerja pada Kendaraan

Sumber: (telah diolah kembali) www.burningart.com dan *Theory of Ground Vehicles* (page 123)

Gambar diatas menunjukkan *eksternal force* yang terjadi pada kendaraan yang sedang bergerak dengan penggambaran dua dimensi. Para arah longitudinal (searah dengan gerakan kendaraan) terdapat hambatan aerodinamis (R_a) *Rolling resistance* pada roda depan dan belakang (R_{rf} dan R_{rr}) *drawbar load* (gaya tarik beban) R_d , dan hambatan karena gradabilitas atau kemiringan jalanan R_g ($W \sin \theta$), serta gaya traksi dari roda depan dan belakang (F_f dan F_r), dimana untuk *rear wheel drive* F_f adalah nol, dan sebaliknya untuk *front wheel drive* F_r adalah nol. Maka persamaan arah longitudinal kendaraan menjadi :

$$m \frac{d^2x}{dt^2} = \frac{aW}{g} = F_f + F_r - R_a - R_{rf} - R_{rr} - R_d - R_g \quad (2.4)$$

Dimana $\frac{d^2x}{dt^2}$ atau a adalah percepatan dari kendaraan, g adalah percepatan gravitasi bumi, m dan W adalah massa dan gaya berat dari kendaraan. Dengan konsep kelembamban gaya (*insertia of force*), persamaan menjadi :

$$F_f + F_r - \left(R_a + R_{rf} + R_{rr} + R_d + R_g + \frac{aW}{g} \right) = 0 \quad (2.5)$$

atau

$$F = \left(R_a + R_r + R_d + R_g + \frac{aW}{g} \right) \quad (2.6)$$

dimana :

F = total gaya traksi dan R_r adalah total *rolling resistance* ban kendaraan.

Untuk memprediksi traksi maksimum yang mampu diterima oleh kontak antara ban dengan jalan, maka beban normal yang ada pada sumbu kontak roda dengan jalan harus dideterminasikan, selanjutnya penjumlahan dari moment pada titik A dan B dapat dilakukan. Dari gambar diatas dengan menjumlahkan moment pada titik B maka beban normal pada roda depan dapat dideterminasikan sebagai berikut :

$$W_f = \frac{Wl_2 \cos \phi_s - R_a h_a - h \alpha \frac{W}{g} - R_d h_d + Wh \sin \phi_s}{L} \quad (2.7)$$

dimana : l_2 adalah jarak antara sumbu roda belakang dengan pusat massa kendaraan, h_a adalah titik pusat terjadinya hambatan aerodinamis, h adalah tinggi pusat massa kendaraan dari jalanan, α adalah kecepatan laju kendaraan, h_d adalah tinggi dari pusat tarikan beban dari kendaraan, L adalah jarak pusat dari roda depan dan roda belakang, dan ϕ_s adalah kemiringan jalanan terhadap garis horizontal. Ketika kendaraan sedang berjalan di jalanan yang menanjak maka nilai dari $Wh \sin \phi_s$ adalah positif, dan sebaliknya bila menurun akan bernilai negatif.

Dengan cara yang hampir sama, beban normal yang ditahan oleh roda belakang dapat diperhitungkan dengan menjumlahkan moment pada titik A sebagai berikut :

$$W_r = \frac{Wl_1 \cos \phi_s - R_a h_a - h \alpha \frac{W}{g} - R_d h_d + Wh \sin \phi_s}{L} \quad (2.8)$$

dimana l_1 adalah jarak antara sumbu roda depan dengan pusat massa dari kendaraan. Sementara untuk komponen $Wh \sin \phi_s$ adalah kebalikan dari perhitungan untuk roda depan, dimana bernilai negatif untuk jalan menanjak dan bernilai positif untuk jalan menurun.

Untuk sudut ϕ_s dari kemiringan jalanan yang kecil, maka $\cos \phi_s$ adalah sama dengan 1. Untuk berbagai macam kendaraan tinggi pusat hambatan aerodinamis dan gaya tarik beban kendaraan dapat diasumsikan mendekati ketinggian dari pusat massa kendaraan. Dengan berbagai penyederhanaan dan asumsi tersebut maka persamaan (2.3) dan (2.4) tersebut dapat ditulis menjadi :

Universitas Indonesia

$$W_f = \frac{l_2}{L}W - \frac{h}{L}\left(R_a + \frac{\alpha W}{g} + R_d \mp Wh \sin \phi_s\right) \quad (2.9)$$

Dan

$$W_r = \frac{l_1}{L}W - \frac{h}{L}\left(R_a + \frac{\alpha W}{g} + R_d \mp Wh \sin \phi_s\right) \quad (2.10)$$

Dengan melakukan substitusi dari persamaan di atas kita peroleh :

$$W_f = \frac{l_2}{L}W - \frac{h}{L}(F - R_r) \quad (2.11)$$

Dan

$$W_r = \frac{l_1}{L}W - \frac{h}{L}(F - R_r) \quad (2.12)$$

Perhatikan bahwa komponen awal pada sisi kiri dari setiap persamaan ($\frac{l_1}{L}W$) adalah komponen beban statis kendaraan ketika diatas permukaan jalan, dan komponen kedua [$\frac{h}{L}(F - R_r)$] merepresentasikan komponen beban dinamis dari beban normal.

Gaya traksi maksimum yang dapat diterima oleh permukaan kontak antara ban dengan jalanan dapat dideterminasikan dalam batasan koefisien adhesifitas antara ban dengan jalanan (μ) dan berbagai parameter yang dimiliki oleh kendaraan. Dimana untuk kendaraan *rear wheel drive* adalah sebagai berikut :

$$F_{max} = \mu W_r = \mu \left[\frac{l_1}{L}W - \frac{h}{L}(F - R_r) \right] \quad (2.13)$$

Dan

$$F_{max} = \frac{\mu W (l_1 - f_r h) / L}{1 - \mu h / L} \quad (2.14)$$

dimana total *rolling resistance* R_r dituliskan sebagai hasil perkalian dari koefisien *rolling resistance* f_r dan berat dari kendaraan W . Sementara untuk kendaraan dengan *front wheel drive* adalah dengan rumus sebagai berikut :

$$F_{max} = \mu W_r = \mu \left[\frac{l_2}{L}W - \frac{h}{L}(F - R_r) \right] \quad (2.15)$$

dan

$$F_{max} = \frac{\mu W (l_2 - f_r h) / L}{1 - \mu h / L} \quad (2.16)$$

Harus diperhatikan bahwa dalam menurunkan berbagai persamaan diatas, pergeseran dari beban ketika mengalami perpindahan terkait dengan putaran mesin diabaikan.

2.5 HAMBATAN UDARA

Hambatan udara kendaraan dipengaruhi oleh faktor tahanan bentuk (*form resistance*) dan tahanan (*frictional resistance*). Hambatan bentuk muncul dari distribusi tekanan bentuk kendaraan yang tidak sama pada bagian depan dan belakang kendaraan, hal ini disebabkan karena penyebaran aliran udara (*airstream separation*) dan turbulensi aliran tersebut. Sedangkan tahanan friksi muncul dari lapisan batas seluruh area permukaan dari kendaraan.

Tahanan bentuk merupakan faktor yang sangat dominan, tahanan udara dapat dihitung menggunakan persamaan

$$R_{air} = \frac{C_a \cdot A \cdot \rho \cdot V^2}{2} \quad (2.17)$$

Dimana : R_{air} = *air resistance*

C_w = *air resistance coefficient (air flow direction from front side)*

A = luas proyeksi (*frontal area*)

P = densitas udara

V = kecepatan angin

Untuk persamaan diatas hanya untuk kasus tidak ada hembusan angin yang berasal dari samping kendaraan. Besarnya C_w dari berbagai tipe kendaraan bermotor dapat dilihat dari tabel dibawah ini.

TABEL 2.3. *Air Resistance Coefficient*

<i>Vehicle Type</i>	<i>Air Resistance Coefficient</i>
<i>Passenger Vehicle</i>	0,28 – 0,50
<i>Open Convertible</i>	0,60 – 0,70
<i>Motorcycle</i>	0,60 – 0,70
<i>Bus</i>	0,60 – 0,70
<i>Streamline Bus</i>	0,30 – 0,40
<i>Truck</i>	0,80 – 1,50
<i>Research vehicle</i>	0,24 – 0,27

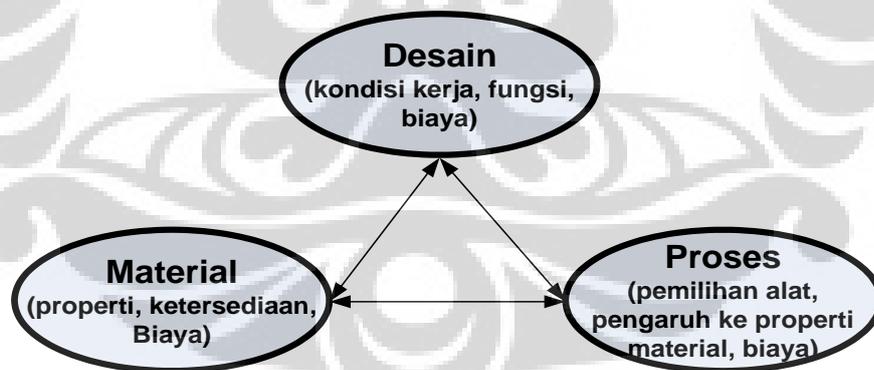
Koefisien tahanan udara tergantung dari bentuk yang aerodinamis. Bentuk dari bodi kendaraan sangat berpengaruh pada nilai koefisien tersebut. Untuk

mendapatkan nilai koefisien yang kecil dari kendaraan, maka hal-hal yang mempengaruhi antara lain.

- *Smooth underbody*
- *Flat front and rear*
- *Round and low nose vehicle*
- *Rounded members from the side to the roof*
- *Small cross-section on the rear*

2.6 MATERIAL PROPERTIES

Perkembangan material yang sangat pesat belakangan ini mendorong para produsen untuk semakin teliti dan selektif dalam memilih jenis material sebagai bahan baku untuk produknya. Material-material yang ada memiliki karakteristik dan sifat-sifat yang berbeda-beda juga memiliki kelebihan dan kekurangan masing-masing. Ada 3 hal yang saling mempengaruhi di dalam proses pemilihan material, yaitu desain produk yang ingin dibuat, proses manufaktur yang akan digunakan, dan karakteristik material. Hubungan antara ketiga hal tersebut digambarkan dengan diagram segitiga di bawah ini:



Gambar 2.12 Bagan Hubungan Antara Proses, Desain, dan Material

Sumber : (*engineering Design*, Clive I. Dym, p22)

Secara mekanik karakteristik material (*material properties*) yang harus diperhatikan dalam proses produksi adalah kekuatan (*strength*), ketangguhan (*toughness*), kelenturan (*ductility*), kekerasan (*hardness*), elastisitas (*elasticity*),

kemampuan lelah (*fatigue*), dan keretakan (*creep*). Material yang memiliki sifat mekanik dan terkena gaya akan mengalami deformasi. Regangan (*strain*), ε adalah besar deformasi persatuan panjang dan tegangan (*stress*), σ adalah kemampuan bending material. Kekuatan (*strength*) adalah ukuran besar gaya yang diperlukan untuk mematahkan atau merusak bahan. Keuletan (*ductility*) dikaitkan dengan besar regang permanen sebelum perpatahan, sedang ketangguhan (*toughness*) dikaitkan dengan jumlah energi yang mampu diserap bahan sampai terjadi perpatahan.

2.6.1 Densitas (ρ)

Densitas menunjukkan kerapatan atom pembentuk atau penyusun material. Semakin besar nilai densitas maka material semakin padat susunan atomnya. Densitas dinyatakan dengan:

$$\rho = \frac{m}{v} [\text{kg} / \text{m}^3] \quad (2.18)$$

keterangan:

ρ = massa jenis atau densitas [kg/m^3]

m = massa benda [kg]

v = volume benda [m^3]

2.6.2 Modulus Elastisitas Young (E).

Modulus Elastisitas adalah kemiringan (*slope*) dari kurva regangan-tegangan (*stress-strain*) yang linier. Semakin besar nilai modulus elastisitas, maka suatu material semakin kaku. Pada saat terjadi deformasi regangan awal berbanding lurus dengan besarnya tegangan dan akan kembali ke bentuk semula setelah tegangan diiadakan (regangan elastis). Sesuai dengan hukum Hooke, modulus elastisitas dinyatakan dengan:

$$E = \frac{\sigma}{\varepsilon} \quad (2.19)$$

E = modulus elastisitas [Mpa; Pa].

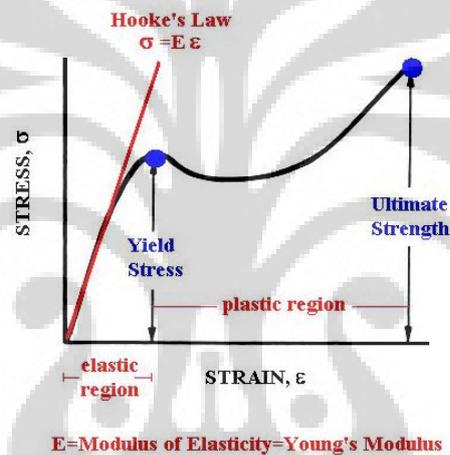
σ = tegangan aksial atau *axial stress* [Mpa, Pa].

ε = regangan atau *strain*.

2.6.3 Yield Strength

Yield strength didefinisikan sebagai kekuatan material dimana material masih mampu menerima beban dan karena pengaruh beban ini maka material mengalami deformasi. *Yield strength* adalah titik yang membatasi daerah elastis dan plastis dari material. Pada daerah elastis material yang terdeformasi dapat kembali ke bentuk semula dan pada daerah ini berlaku hukum hooke. Pada daerah ini besarnya tegangan akan sebanding dengan besarnya regangan. Sedangkan pada daerah plastis material yang telah terdeformasi tidak dapat kembali ke kondisi semula.

STRESS-STRAIN CURVE FOR A TYPICAL MATERIAL



Gambar 2.13 Kurva Stress-Strain

Sumber: www.scudc.scu.edu

2.6.4 Ultimate Tensile Strength (UTS).

Ultimate Tensile Strength adalah tegangan maksimum yang dapat ditahan oleh suatu material. Apabila sampai titik ini tegangan ditingkatkan maka material tersebut akan *fraktur*.

2.6.5 Poisson Ratio (ν).

Poisson rasio adalah negatif perbandingan antara regangan yang terjadi secara lateral (*strain lateral*) dengan regangan yang terjadi secara axial (*stress axial*). Nilai dari poisson rasio tidak boleh kurang dari 0 (akan melanggar hukum

Universitas Indonesia

ke dua termodinamika) dan tidak lebih dari 0.5 (apabila lebih, maka apabila material diberi beban aksial maka volume akan bertambah. Hal ini melanggar hukum kekekalan massa). Poison rasio dinyatakan dengan:

$$\nu = - \frac{\epsilon_l}{\epsilon_a} \quad (2.20)$$

$\nu = \text{poison's ration}$

$\epsilon_l = \text{lateral strain}$

$\epsilon_a = \text{axial strain}$

2.6.6 Kemampuan Manufaktur (*manufacturability*)

Karakteristik kemampuan material untuk dilakukan proses manufaktur juga harus dipertimbangkan apakah suatu material mampu atau bisa untuk dicasting (*castability*), mampu bentuk (*formability*), mampu mesin (*machinability*), mampu las (*weldability*) dan mampu diperlakukan panas (*heat-treatment*).

Kemampuan material untuk dilakukan proses manufaktur pada material tersebut. Beberapa proses manufaktur yang akan dilakukan pada proses produksi prototipe sepeda adalah pengelasan (*welding*), pembentukan (*forging*), *bending*, pemotongan (*cutting*) dan lain-lain.

2.7 BEBAN (*LOAD*)

Load atau beban adalah gaya atau semua gaya yang diterima atau bekerja pada sebuah komponen mekanik (komponen mesin). Berdasarkan pengaruh waktu beban terdiri dari :

1. Beban statis (*Static Load*).

Adalah beban yang diberikan dalam waktu yang relatif tidak lama dan besarnya tetap.

2. Beban tetap (*sustained load*)

Beban seperti berat dari struktur yang bersifat konstan sepanjang waktu.

3. Beban tidak tetap (*cyclic load*).

Beban yang besarnya bervariasi dan berpengaruh terhadap waktu.

4. Beban Kejut (*Impact Load*).

Adalah beban yang diberikan secara tiba-tiba dan dalam waktu yang singkat.

Kemudian berdasarkan arah yang ditentukan load dibagi menjadi:

1. *Normal load*

Beban yang diberikan terhadap luas penampang material. Normal load terdiri dari beban tarik (*tensile load*) dan beban tekan (*compressive load*). Untuk lebih jelasnya perhatikan gambar di bawah ini.

2. *Shear load*

Adalah beban yang mengakibatkan pergeseran dalam material.

3. *Bending load*

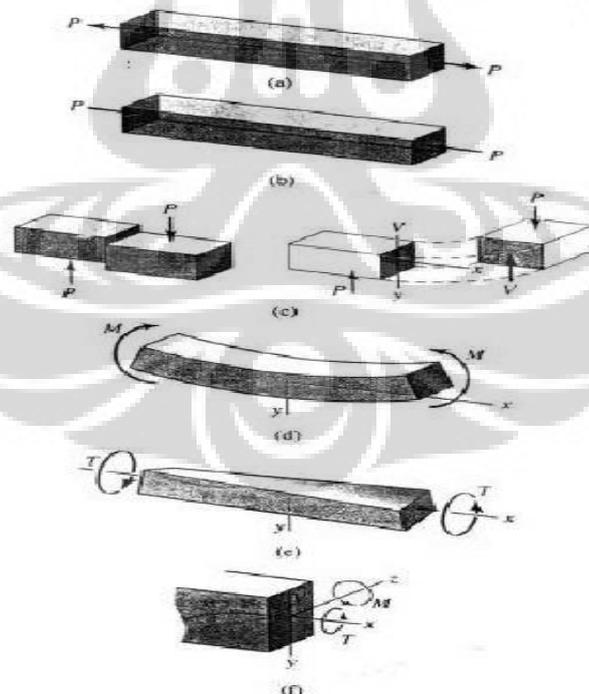
Adalah beban yang mengakibatkan material menjadi menekuk (*bending*).

4. *Torsion load*

Beban yang arahnya memutar benda atau material

5. *Combined load*

Adalah beban kombinasi dari dua atau lebih jenis beban yang disebutkan di atas.



Gambar 2.14 Klasifikasi Beban. (a) *tensile*, (b) *compressive*, (c) *shear*, (d) *bending*, (e) *torsion*, (f) *combined*

Sumber : (Fundamental of Machine Element, Hamrock, 1999, p.31)

Universitas Indonesia

2.8 TEGANGAN (*STRESS*) DAN REGANGAN (*STRAIN*)

Tegangan (*stress*) adalah gaya persatuan luas yang terjadi pada sebuah komponen. Gaya yang diberikannya adalah tegak lurus dengan luasan penampang yang diberikan gaya. Tegangan dirumuskan sebagai:

$$\sigma = \frac{P}{A} \quad (2.21)$$

σ = tegangan (N/m² atau Pa)

P = gaya atau beban yang mengenai permukaan benda (N).

A = luasan area dari permukaan benda (m²).

Regangan (*strain*) adalah besarnya deformasi (perubahan dimensi material) per panjang awal dari material. Regangan dapat dirumuskan sebagai:

$$\varepsilon = \frac{\delta l}{l} \text{ atau } \delta l = \varepsilon \cdot l \quad (2.22)$$

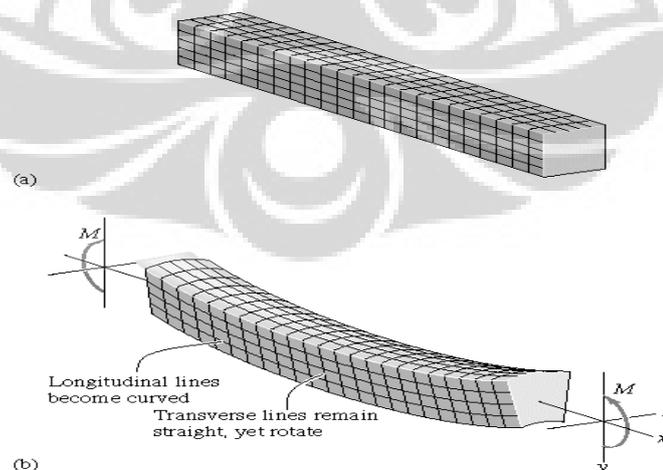
ε = regangan.

δl = perubahan panjang pada benda.

l = panjang awal dari benda.

2.9 BENDING STRESS DAN SHEER STRESS

Bending stress adalah tegangan (*stress*) yang menyebabkan poros atau batang menjadi *bending* atau melengkung. Tegangan (*Stress*) ini terjadi karena adanya momen *bending* yang disebabkan oleh beban yang ditumpunya.



Gambar 2.15 Bending pada Batang

Sumber: www.msm.cam.ac.uk

Bending stress dirumuskan sebagai berikut:

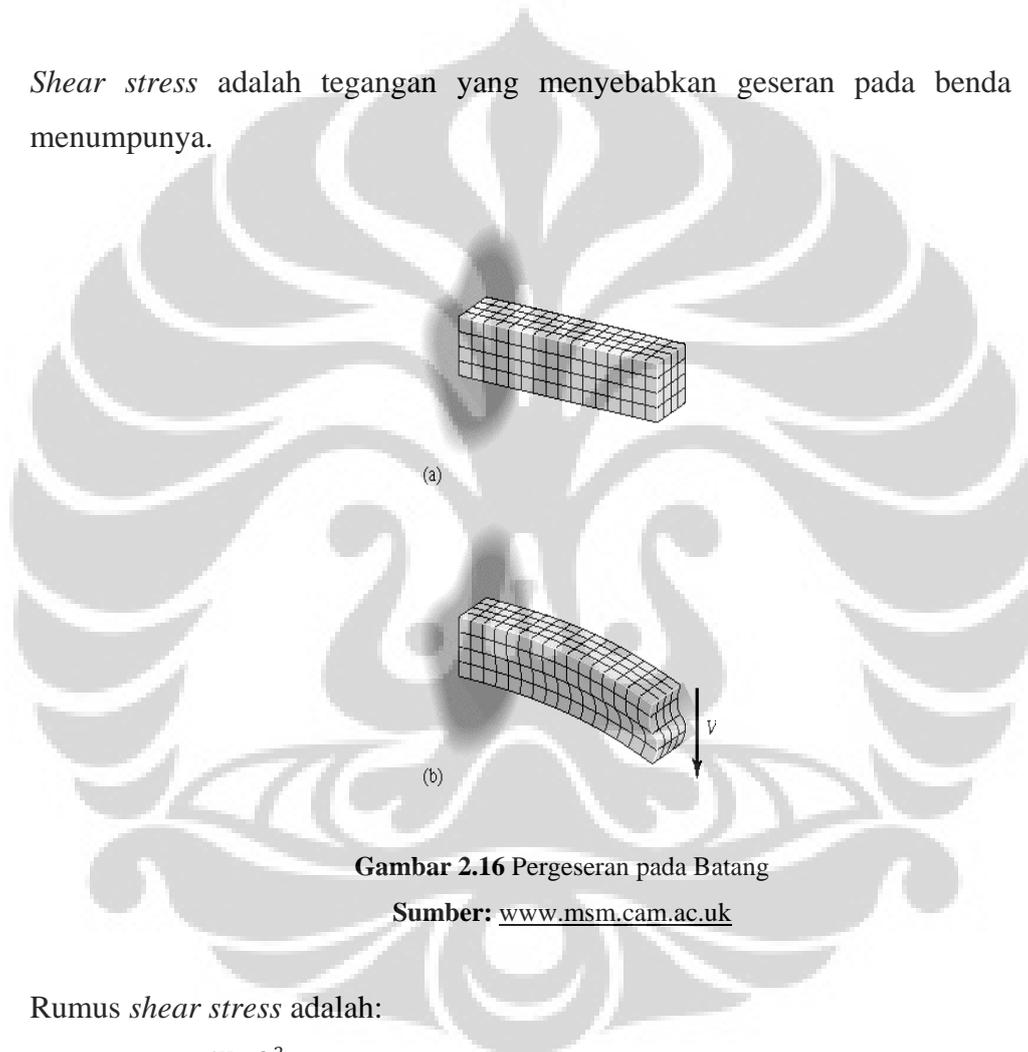
$$\sigma_{xy} = \frac{Mc}{I} \quad (2.23)$$

M = momen *bending*

c = jarak terjauh antara permukaan material yang akan diukur dengan pusat material tersebut

I = momen inersia

Shear stress adalah tegangan yang menyebabkan geseran pada benda yang menumpunya.



Gambar 2.16 Pergeseran pada Batang

Sumber: www.msm.cam.ac.uk

Rumus *shear stress* adalah:

$$\tau_{transvers} = \frac{6V}{bh^3} \left(\frac{h^2}{4} - y^2 \right) \quad (2.24)$$

b = lebar penampang

h = tinggi penampang

2.10 FATIGUE (KELELAHAN MATERIAL)

Pembuatan suatu komponen dengan proses pemesinan dapat menghasilkan cacat pada komponen. Cacat tersebut berupa retak, meskipun kemungkinannya sangat kecil. Apabila cacat tersebut dikenai beban berulang dengan siklus tertentu, maka cacat yang ada akan merambat dengan laju perambatan tertentu sampai suatu batas dimana struktur tersebut tidak lagi mampu menahan beban yang mengenyainya karena terdapat umur lelah pada setiap material yang terkena beban berulang kali (*Fatigue*/lelah).

2.10.1 Cyclic Stresses (Siklus Tegangan)

Siklus *stress* merupakan fungsi dari waktu tetapi selalu terdapat variasi dari rangkaian *stress* yang terjadi berulang-ulang. *Stress* dapat terjadi secara axial (*tension* atau *compression*), flexural (*bending*), atau torsional (*twisting*). Gambar 2.18 menunjukkan *cyclic variation* dari *stress* pada pertengahan nonzero dan waktu juga menunjukkan beberapa parameter yang digunakan sebagai karakteristik fluktuasi siklus *stress*. Amplitudo *stress* merupakan *stress* rata-rata σ_m yang dapat didefinisikan sebagai rata-rata dari *stress* maksimum dan minimum yang terjadi dalam satu siklus

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad (2.25)$$

Stress range σ_r adalah selisih dari σ_{max} dan σ_{min}

$$\sigma_r = \sigma_{max} - \sigma_{min} \quad (2.26)$$

Amplitudo *stress* σ_a adalah setengah dari *stress range*, yaitu

$$\sigma_a = \frac{\sigma_r}{2} = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad (2.27)$$

Rasio *Stress* adalah rasio dari minimum dan maksimum amplitudo *stress*, yaitu

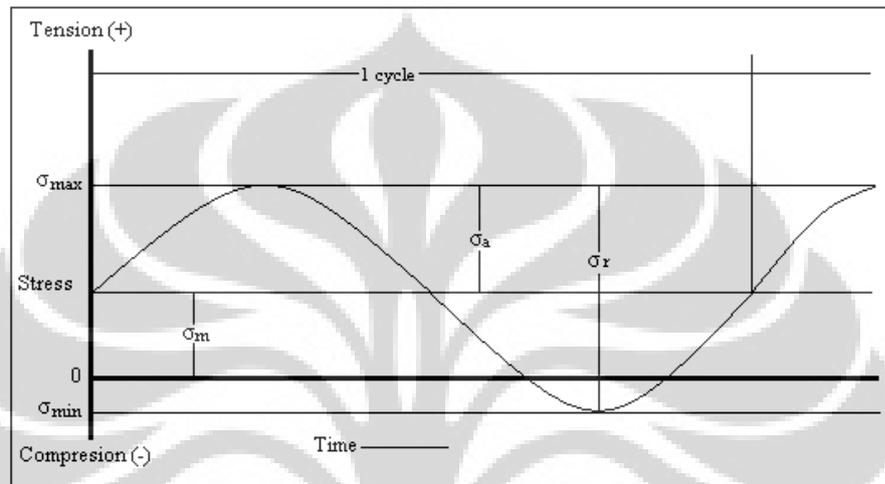
$$R_s = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} \quad (2.28)$$

Akhirnya, rasio amplitudo adalah rasio dari amplitudo *stress* dan *stress* rata-rata

$$A_a = \frac{\sigma_a}{\sigma_m} = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{\sigma_{max} + \sigma_{min}} = \frac{1 - R_s}{1 + R_s} \quad (2.29)$$

Terdapat empat pola yang sering digunakan untuk *constant-cyclic stress* yaitu,

1. *Completely reversed* ($\sigma_m = 0, R_s = -1, A_a = \infty$)
2. *Nonzero mean* (gambar 2.18)
3. *Released tension* ($\sigma_{\min} = 0, R_s = 0, A_a = 1, \sigma_m = \sigma_{\max}/2$)
4. *Released compression* ($\sigma_{\max} = 0, R_s = \infty, A_a = -1, \sigma_m = \sigma_{\min}/2$)



Gambar 2.17 Variasi pada *Stress* Rata-rata Siklus Nonzero

Sumber : (*fundamentals of machine element*, Bernard J. Hamrock. p.261)

2.10.2 Mekanisme Perambatan Retak

Perambatan retak pada suatu komponen terjadi saat tegangan maksimum pada ujung retakan berada diatas kekuatan material. Jika hal ini terjadi, maka konsentrasi tegangan pada ujung retakan akan meningkat, sehingga tegangan yang terjadi akan lebih besar lagi. Perambatan retak ada dua tingkatan pertumbuhan yaitu (*Forysth*):

1. Pertumbuhan retak tingkat pertama (*slip band crack growth*) meliputi inisiasi retak pada bagian tegangan geser maksimum.
2. Pertumbuhan retak tingkat kedua meliputi pertumbuhan retak dalam arah tegak lurus tegangan tarik maksimum.

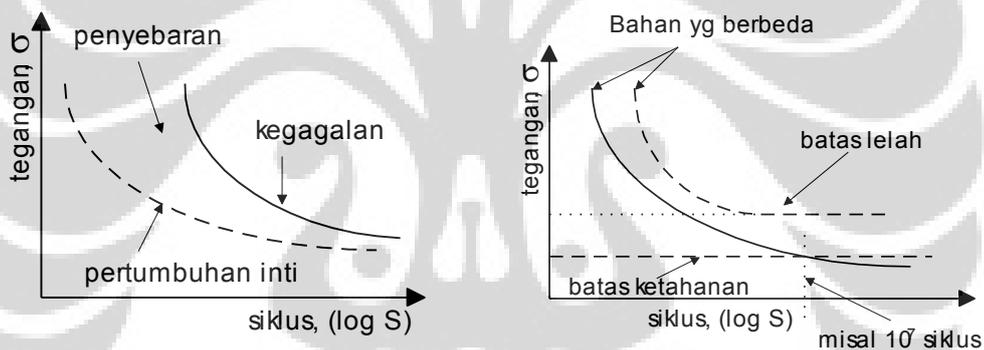
2.10.3 Pengukuran Kelelahan

Tujuan memprediksi umur lelah atau siklus pembebanan maksimum adalah untuk menentukan umur tak terbatas (*infinite life*). Dibagi dalam dua hal yaitu,

A. Pengukuran struktur presisi (*smooth*) dan bertakik (*notched*):

1. Kelelahan meliputi pertumbuhan inti dan penyebaran retakan (*propagation of crack*)
2. Karakterisasi dengan umur lelah T-S (Tegangan-Siklus, $S-N$)

Beberapa bahan mempunyai batas lelah (*fatigue limit*). Sebuah batas ketahanan (*endurance limit*) dapat ditentukan dengan membandingkan batas lelah bahan lain.



Gambar 2.18 Kurva Perbandingan Batas Ketahanan (*Endurance Limit*)

Sumber : Utama H. Padmadinata, Kirman, *Prediksi Perambatan Retak Pada Beban Amplitudo Bervariasi Sederhana Menggunakan Model Strip Yield NASA-FLAGRO*, UPT LUK BPPT, Jakarta.

3. Karakteristik dengan R-S (Regangan-Siklus, $\epsilon - N$)
 - Regangan pada suatu bahan biasanya mengendalikan kelelahan yang umum terjadi diatas batas elastis (tegangan luluh)

Ada satu persamaan yang biasa digunakan dalam menentukan besar regangan pada suatu material dan memberikan jumlah dari amplitudo regangan elastis dan plastis yaitu persamaan **Manson-Coffin**

Universitas Indonesia

$$\frac{\Delta\varepsilon}{2} = \frac{\sigma'_f}{E}(2N')^a + \varepsilon'_f(2N')^\alpha \quad (2.30)$$

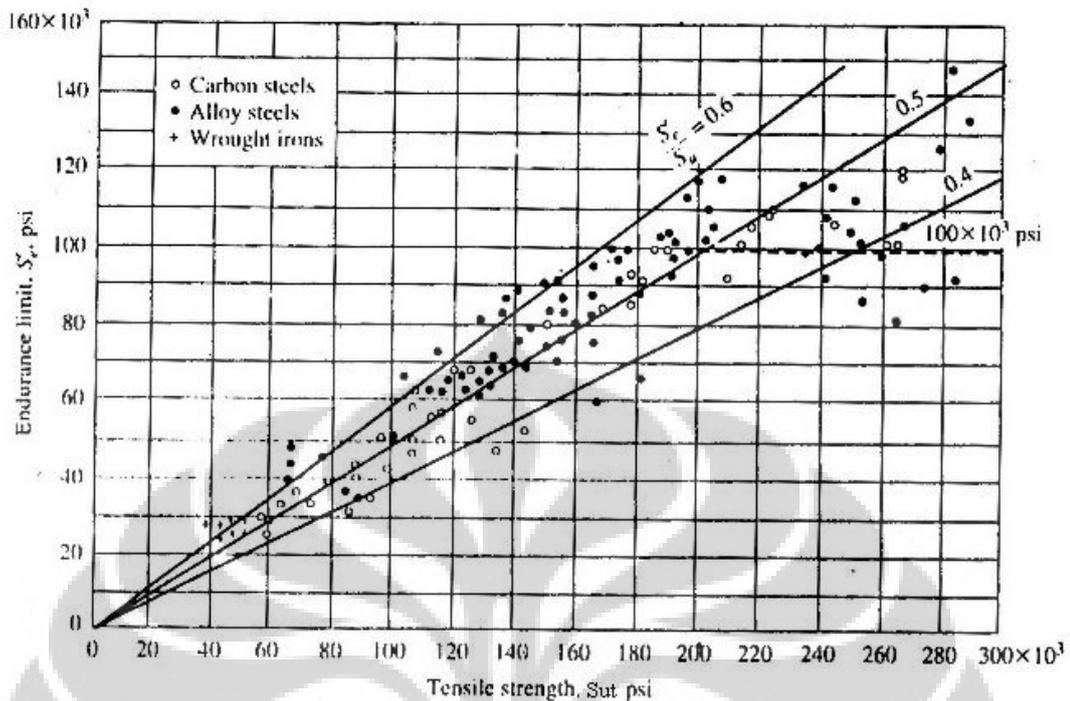
Dimana $\Delta\varepsilon$ = total regangan
 σ'_f = tegangan pada retak pada satu siklus, Pa
 E = modulus elastisitas material, Pa
 N' = jumlah siklus sebelum terjadi kegagalan
 ε'_f = *fatigue ductility coefficient*

Tabel 2.4 *Cyclic Properties* dari Beberapa Logam

Material	Condition	Yield strength, S_y , MPa	Fatigue strength σ'_f , MPa	Fatigue ductility coefficient, ε'_f	Fatigue strength exponent, a	Fatigue ductility exponent, α
Steel						
1015	Normalized	228	827	0.95	-0.110	-0.64
4340	Tempered	1172	1655	.73	-.076	-.62
1045	Q&T 80°F	—	2140	—	-.065	-1.00
1045	Q&T 360°F	1720	2720	.07	-.055	-.60
1045	Q&T 500°F	1275	2275	.25	-.080	-.68
1045	Q&T 600°F	965	1790	.35	-.070	-.69
4142	Q&T 80°F	2070	2585	—	-.075	-1.00
4142	Q&T 400°F	1720	2650	.07	-.076	-.76
4142	Q&T 600°F	1340	2170	.09	-.081	-.66
4142	Q&T 700°F	1070	2000	.40	-.080	-.73
4142	Q&T 840°F	900	1550	.45	-.080	-.75
Aluminum						
1100	Annealed	97	193	1.80	-.106	-.69
6061	T6	275	278	0.42	-.106	-.65
2024	T351	379	1103	0.22	-.124	-.59
5456	H311	234	724	0.46	-.110	-.67
7075	T6	469	1317	0.19	-.126	-.52

Sumber : (Fundamental of Machine Element, Bernard J Hamrock. p267)

Untuk menentukan batas ketahanan suatu material sangat sulit dan mahal, oleh karena itu Manson-Coffin memberikan gambaran bahwa *fatigue life* tergantung pada retak material pada satu siklus. Telah ada beberapa penelitian tentang hubungan antara kekuatan statik material dengan kekuatan *fatigue* yaitu pada steel untuk tiga macam pembebanan seperti pada gambar dibawah ini.



Gambar 2.19 Batas Ketahanan Sebagai Fungsi dari *Ultimate Tensile Strength* untuk Wrought Steels

Sumber : (fundamental of machine element, Bernard J. Hamrock. p267)

Batas ketahanan tegangan untuk steel dapat didekatkan dengan persamaan

$$\begin{aligned}
 S'e &= 0,5Su & \text{Bending (A)} \\
 S'e &= 0,45Su & \text{Axial (B)} \\
 S'e &= 0,29Su & \text{Torsion (C)}
 \end{aligned}
 \tag{2.31}$$

Kita dapat menggunakan persamaan tersebut sebagai pendekatan batas ketahanan untuk *ferrous alloy* yang lainnya tetapi harus tetap harus mengerti bahwa ada batas yang berbeda pada tiap eksperimen.

- Siklus pengerasan atau pelunakan mungkin saja dapat terjadi yaitu saat pengerasan/pelunakan dicapai setelah beberapa ratus siklus, sehingga didapat

Total regangan = regangan elastis + regangan plastis

$$\Delta\varepsilon = \Delta\varepsilon_e + \Delta\varepsilon_p
 \tag{2.32}$$

4. Takikan mengkonsentrasikan tegangan dan regangan

B. Pengukuran struktur retak

1. Kelelahan meliputi penyebaran retakan
2. Karakterisasi dengan laju pertumbuhan retak lelah (*fatigue crack growth rate*)

2.10.4 Siklus Kelelahan Rendah dan Tinggi

Pada siklus kelelahan rendah, kegagalan terjadi saat suatu material dikenai beban yang berulang-ulang dibawah 1000 siklus dan telah ada beberapa penelitian tentang hubungan antara kekuatan statik material dengan kekuatan *fatigue* yaitu pada steel untuk tiga macam pembebanan yaitu,

$$\begin{aligned} S'_1 &= 0,9S_u && \text{Bending (A)} \\ S'_1 &= 0,75S_u && \text{Axial (B)} \\ S'_1 &= 0,72S_u && \text{Torsion (C)} \end{aligned} \quad (2.33)$$

sedangkan untuk siklus kelelahan tinggi biasanya mempunyai siklus yang sangat besar yaitu sebesar 10^3 sampai 10^6 siklus yang menyebabkan suatu material mempunyai umur pakai yang lama.

Pada material seperti *aluminum alloy* tidak mempunyai batas ketahanan (*endurance*) karena ketahanannya akan cepat menurun pada saat pembebanan dalam rentang siklus yang terjadi, oleh karena itu digunakan pendekatan

$$\log S'_f = b_s \log N'_t + C \quad (2.34)$$

Dimana $b_s = \text{slope}$

$C = \text{intercept}$

$N'_t = \text{banyaknya siklus}$

Jika dimasukan siklus 10^3 dan 10^6 , maka persamaan menjadi

$$\log S'_l = b_s \log(10^3) + C \quad (2.35)$$

$$\log S'_e = b_s \log(10^6) + C \quad (2.36)$$

Jika persamaan 2.31 dan 2.32 digabungkan menjadi

$$b_s = -\frac{1}{3} \log \left(\frac{S'_l}{S'_e} \right) \quad (2.37)$$

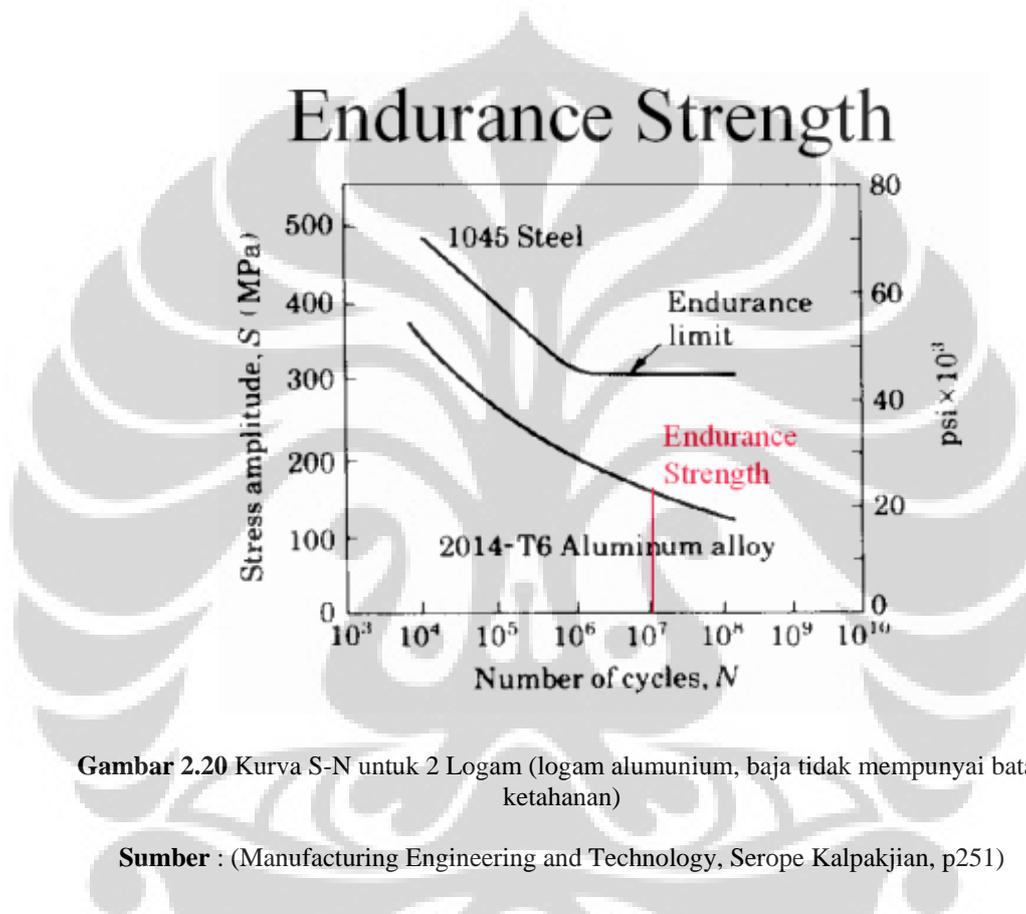
Substitusi persamaan 2.37 kedalam persamaan 2.36, menjadi

$$C = 2 \log \left(\frac{S'_l}{S'_e} \right) + \log S'_e = \log \left[\frac{(S'_l)^2}{S'_e} \right] \quad (2.38)$$

Dengan menggunakan persamaan 2.31 dan 2.33 nilai b_s dan C dapat ditentukan untuk tipe beban yang spesifik. Dengan menggunakan persamaan 2.34 maka dapat ditentukan persamaan untuk mendapatkan nilai dari kekuatan *fatigue* dan banyaknya siklus saat kegagalan muncul. ($10^3 \leq N'_t \leq 10^6$)

$$S'_f = 10^C (N'_t)^{b_s} \quad (2.39)$$

$$N'_t = (S'_f 10^{-C})^{1/b_s} \quad (2.40)$$



Gambar 2.20 Kurva S-N untuk 2 Logam (logam alumunium, baja tidak mempunyai batas ketahanan)

Sumber : (Manufacturing Engineering and Technology, Serope Kalpakjian, p251)

2.10.5 Modifikasi Faktor Batas Ketahanan *Fatigue*

Eksperimen tentang *fatigue* menganggap bahwa keadaan yang sebenarnya sangat baik untuk menggambarkan kondisi yang paling aktual untuk menentukan batas ketahanan, tetapi situasi ini sulit untuk dicapai untuk aplikasi *design*. Oleh karena itu komponen dari batas ketahanan perlu modifikasi. Modifikasi batas ketahanan dapat digambarkan dengan persamaan

$$S_e = K_f \cdot K_S \cdot K_r \cdot K_t \cdot K_m \cdot S'_e \quad (2.41)$$

Dimana

S'_e = batas ketahanan dari kondisi ideal, Pa

K_f = *surface finish factor*

K_s = *size factor*

K_r = *realibility factor*

K_t = *temperature factor*

K_m = *miscellaneous factor*

2.10.6 Efek Tegangan yang Terkonsentrasi

Persamaan Manson-Coffin (pers 2.30) menggambarkan bahwa masa pakai dari komponen mempunyai korelasi langsung dengan regangan sebab lokasi dimana tegangan terkonsentrasi maka regangan juga terkonsentrasi. Lokasi tersebut sangat mungkin terjadi permulaan retak dan pertumbuhan retak tersebut.

Untuk faktor beban tegangan *fatigue* yang terkonsentrasi adalah K_f , dimana

$$K_f = \frac{\text{Endurance limit for notch-free specimen}}{\text{Endurance limit for notched specimen}} \quad (2.42)$$

Notch atau takik dapat berupa lubang, *fillet*, atau alur. Faktor konsentrasi *stress* adalah fungsi dari geometry, material, dan beban. Pertimbangan dari material sering menggunakan faktor sensitivitas takik q_n didefinisikan sebagai

$$q_n = \frac{K_f - 1}{K_c - 1} \quad (2.43)$$

Atau
$$K_f = 1 + (K_c - 1)q_n \quad (2.44)$$

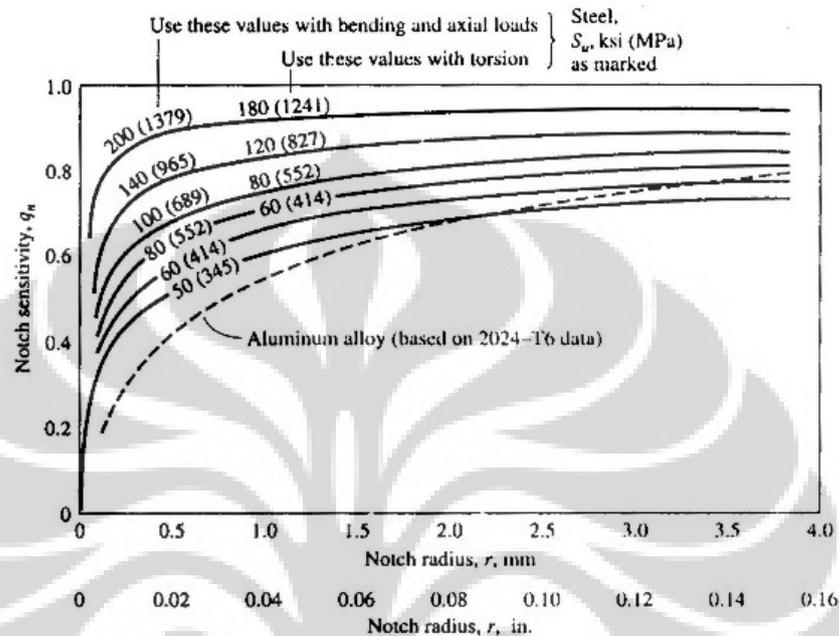
Dari persamaan 2.43 bahwa *range* dari q_n adalah antara nol (saat $K_f = 1$) dan satu (saat $K_f = K_c$). Dari persamaan 2.44 diperoleh bahwa faktor konsentrasi *stress fatigue* membutuhkan sensitivitas takik material dan tipe beban.

Gambar 2.22 menunjukkan kurva *notch sensitivity* dengan *notch radius* untuk beberapa material dan beberapa tipe beban. Gambar 2.22 juga menginformasikan bahwa baja sedikit lebih sensitif untuk beban torsi daripada beban *bending* dan *axial*.

Faktor modifikasi batas ketahanan untuk beban terkonsentrasi adalah

$$K_o = \frac{1}{K_f} \quad (2.45)$$

Dimana K_f berasal dari persamaan 2.44 dan untuk mengaplikasikan *stress concentration*, disainer dapat mengurangi batas ketahanan melalui parameter K_o atau meningkatkan tegangan melalui K_f .



Gambar 2.21 Sensitivitas Notch Sebagai Fungsi Notch Radius untuk Beberapa material dan Tipe beban

Sumber : (Fundamental of Machine Element, Bernard J Hamrock, p272)

2.11 DEFLEKSI PADA BATANG (*SLOPE AND DISPLACEMENT*)

Sebelum *slope and displacement* suatu titik pada batang ditentukan, akan sangat membantu jika terlebih dahulu menggambarkan bentuk defleksi pada batang saat diberi beban. Diagram defleksi pada sumbu axis yang melewati pusat dari perpotongan area dari batang disebut *elastic curve*. Jika *elastic curve* sulit untuk ditetapkan, maka disarankan untuk menggambar diagram momen terlebih dahulu. Jika diagram momen telah diketahui, akan sangat mudah untuk menetapkan *elastic curve*. Jika material homogen dan *Hooke's law* diaplikasikan $\sigma = E\epsilon$ Kombinasi dari persamaan tersebut dapat digabungkan menjadi persamaan *curvature*

$$\frac{1}{\rho} = \frac{M}{EI} \quad (2.46)$$

fleksure formula digunakan $\sigma = -My/I$ akan menjadi

$$\frac{1}{\rho} = -\frac{\sigma}{Ey} \quad (2.47)$$

Dimana

ρ = radius dari curvature

M = *internal moment*

E = modulus elastisitas

I = Inersia dari batang

- *Slope and Displacement*

Elastic curve dari sebuah batang yang terkena beban dapat di diekspresikan secara matematika $v = f(x)$. Untuk mendapatkan persamaan ini, hal pertama adalah mewakili curvature ($1/\rho$) dengan v dan x .

$$\frac{1}{\rho} = \frac{\frac{d^2v}{dx^2}}{[1+(\frac{dv}{dx})^2]^{3/2}} \quad (2.48)$$

Substitusi ke dalam persamaan 2.46

$$\frac{\frac{d^2v}{dx^2}}{[1+(\frac{dv}{dx})^2]^{3/2}} = \frac{M}{EI} \quad (2.49)$$

Persamaan ini mewakili *nonlinear second-order* persamaan diferensial yang solusinya disebut *elastica* yang memberikan bentuk eksak dari *elastic curve*, asumsi, dan defleksi yang timbul akibat dari *bending*. Kebanyakan *engineering design codes* selalu dibatasi untuk toleransi dan sebagai akibatnya *slope* pada *elastic curve* (dv/dx) sangat kecil nilainya.

Selanjutnya *curvature* yang ada sebelumnya dapat didekatkan dengan rumus

$$1/\rho = d^2v/dx^2 \quad (2.50)$$

Jika kita menggunakan persamaan 2.48 ke dalam persamaan 2.49 maka,

$$\frac{d^2v}{dx^2} = \frac{M}{EI} \quad (2.51)$$

Ada juga kemungkinan untuk menuliskan persamaan tersebut kedalam dua alternatif. Jika kita diferensiasikan satu sisi dengan x dan substitusi nilai $V = dM/dx$ kita mendapatkan

$$\frac{d}{dx} \left(EI \frac{d^2 v}{dx^2} \right) = V(x) \quad (2.52)$$

Kita diferensiasikan lagi menggunakan $-w = dV/dx$ akan menjadi

$$\frac{d^2}{dx^2} \left(EI \frac{d^2 v}{dx^2} \right) = -w(x) \quad (2.53)$$

Untuk kebanyakan masalah *flexural rigidity* akan konstan sepanjang batang. Asumsikan kasus ini kedalam persamaan 2.53 dan hasilnya akan menjadi persamaan berikut

$$EI \frac{d^4 v}{dx^4} = -w(x) \quad (2.54)$$

$$EI \frac{d^3 v}{dx^3} = V(x) \quad (2.55)$$

$$EI \frac{d^2 v}{dx^2} = M(x) \quad (2.56)$$

2.12 TEORI KEGAGALAN MATERIAL

Mengingat sangatlah tidak mungkin menguji setiap material untuk setiap kombinasi tegangan, maka diperlukan teori kegagalan untuk membuat prediksi dengan dasar performa material yang didapat dari hasil uji tarik (Juvinal,2000,p.250). Beberapa teori kegagalan yaitu (Fundamental of Machine Element Hamrock, 1999, p.235)

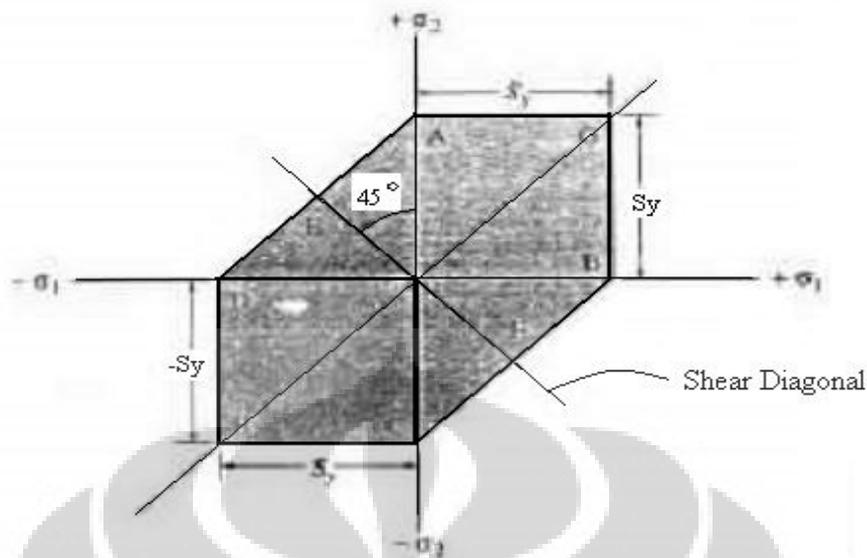
2.12.1 *Maximum Shear Stress Theory* (MSST)

Teori ini disebut juga *criteria yield Tresca*. Teori ini mengatakan bahwa sebuah elemen yang dikenai beberapa tegangan kombinasi akan mengalami kegagalan (oleh *yielding* atau *fracturing*) apabila nilai tegangan geser maksimum melebihi nilai kritis. Nilai kritis didapat dari uji tegangan uniaksial apabila $\sigma_1 \geq \sigma_2 \geq \sigma_3$ digunakan sebagai tegangan principal, maka MSST mengatakan bahwa *yielding* akan muncul saat

$$\sigma_1 - \sigma_3 = \frac{S_y}{n_s} \quad (2.57)$$

Dimana $S_y = \text{yield stress of material}$

$N_s = \text{safety factor}$



Gambar 2.22. Grafik Daerah *Maksimum Shear Stress Theory* (MSST) untuk Tegangan Biaksial ($\sigma_z = 0$)

Sumber : (Fundamental of Machine Element, Hamrock, 1999, p.237)

2.12.2 Distortion Energy Theory

Teori ini juga dikenal sebagai kriteria kegagalan Von Mises, yang menyertakan bahwa kegagalan material disebabkan karena *energy elastic* yang bergabung dengan deformasi geser. Teori ini tepat untuk material ulet dan untuk memprediksi *yielding* di bawah kombinasi tegangan dengan akurasi yang lebih baik daripada teori kegagalan lain. DET memprediksi kegagalan apabila :

$$\sigma_e \geq \frac{S_y}{n_s} \quad (2.58)$$

Dimana, σ_e = tegangan *Von Mises*

Untuk tegangan triaksial

$$\sigma_e = \frac{1}{\sqrt{2}} [(\sigma_2 - \sigma_1)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 + (\sigma_3 - \sigma_2)^2]^{\frac{1}{2}} \quad (2.59)$$

Untuk tegangan biaksial, mengasumsikan $\sigma_3 = 0$

$$\sigma_e = (\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1\sigma_2)^{\frac{1}{2}} \quad (2.60)$$

2.12.3 Maximum Normal Stress Theory (MNST)

Teori ini menyatakan bahwa sebuah elemen yang dikenai beberapa macam tegangan kombinasi akan mengalami kegagalan apabila tegangan principal positif terbesar melebihi tegangan luluh tarik atau apabila tegangan principal negative terbesar melebihi tegangan luluh kompresi. Teori ini bekerja sangat baik untuk material getas dan beberapa jenis kaca. Kegagalan akan muncul dengan MNST apabila :

$$\sigma_1 \geq S_{ut} / n_s \quad (2.61)$$

$$\sigma_3 \geq S_{uc} / n_s \quad (2.62)$$

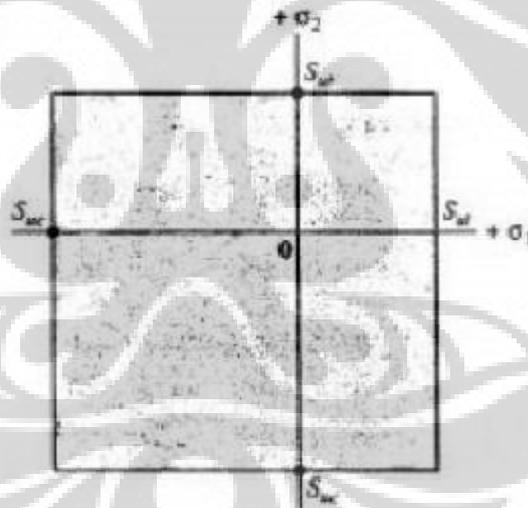
Dimana,

$\sigma_1 \geq \sigma_2 \geq \sigma_3 =$ tegangan normal prinsipal

$S_{ut} =$ uniaxial ultimate stress in tension

$S_{uc} =$ uniaxial ultimate stress in compression

$n_s =$ safety factor



Gambar 2.23. Grafik Daerah *Maximum Normal Stress Theory* (MNST) untuk Tegangan Biaksial ($\sigma_z = 0$)

Sumber : (Fundamental of Machine Element, Hamrock,1999,p.243)

2.12.4. Internal Friction Theory (IFT)

Teori ini merupakan penyempurnaan dari MNST untuk material getas, karena tegangan pada kompresi jauh lebih besar daripada tegangan tariknya. Oleh karena itu tegangan tarik dan kompresi dipisah pada perumusannya.

Universitas Indonesia

$$\text{Jika } \sigma_1 > 0 \text{ dan } \sigma_3 < 0, \quad \frac{\sigma_1}{S_{ut}} + \frac{\sigma_3}{S_{uc}} = \frac{1}{n_s} \quad (2.63)$$

$$\text{Jika } \sigma_3 < 0, \quad \sigma_1 = \frac{S_{ut}}{n_s} \quad (2.64)$$

$$\text{Jika } \sigma_1 < 0, \quad \sigma_3 = \frac{S_{uc}}{n_s} \quad (2.65)$$

Dimana :

$\sigma_1 \geq \sigma_2 \geq \sigma_3 = \text{tegangan normal prinxipal}$

$S_{ut} = \text{uniaxial ultimate stress in tension}$

$S_{uc} = \text{uniaxial ultimate stress in compression}$

$n_s = \text{safety factor}$

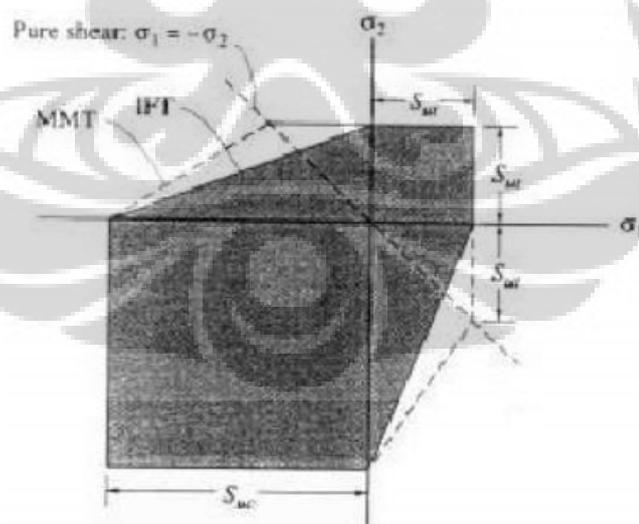
2.12.5 Modified Mohr Theory (MMT)

IFT lebih berbasis analitis, sedangkan MMT didapatkan dengan memasukan data hasil uji. Teori ini memprediksi material getas paling baik. MMT dapat dituliskan sebagai,

$$\text{Jika } \sigma_1 > 0 \text{ dan } \sigma_3 < -S_{ut}, \quad \sigma_1 - \frac{S_{ut} \cdot \sigma_3}{S_{uc} - S_{ut}} = \frac{S_{ut} \cdot S_{uc}}{n_s \cdot S_{uc} - S_{ut}} \quad (2.66)$$

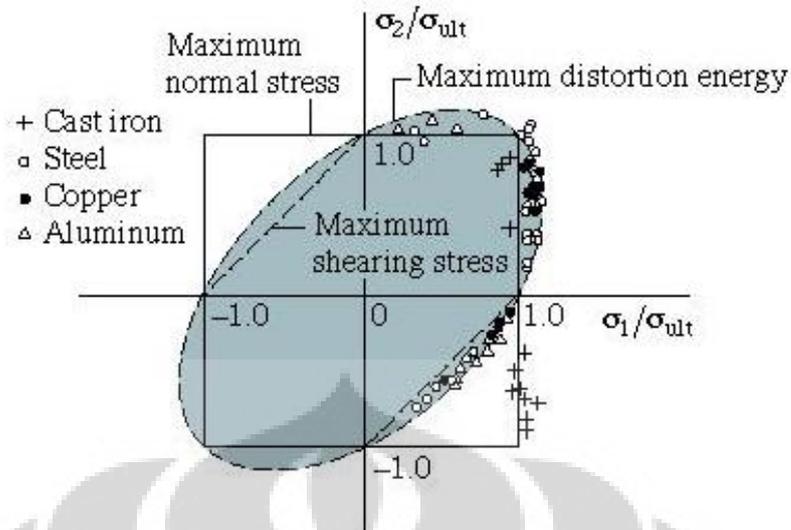
$$\text{Jika } \sigma_3 > -S_{ut}, \quad \sigma_1 = \frac{S_{ut}}{n_s} \quad (2.67)$$

$$\text{Jika } \sigma_1 < 0, \quad \sigma_3 = \frac{S_{uc}}{n_s} \quad (2.68)$$



Gambar 2.24. Grafik Daerah *Internal Friction Theory* (IFT) dan *Modified Mohr Theory* (MMT) untuk Material Getas

Sumber : (Fundamental of Machine Element, Hamrock, 1999, p.244)

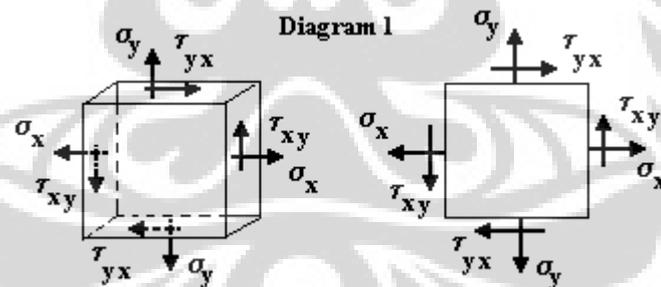


Gambar 2.25. Perbandingan Hasil Eksperimen Terhadap Kriteria Kegagalan Terhadap Material Ductil

Sumber : (Fundamental of Machine Element, Hamrock,1999,p.245)

2.13 PERSAMAAN TEGANGAN

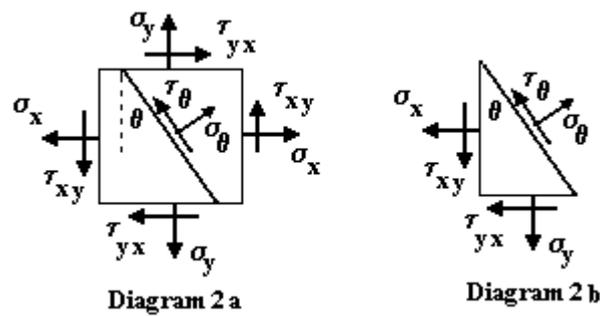
Berikut ini akan dibahas *shear stress* (τ) dan *normal stress* (σ) yang terjadi pada material. Pada gambar di tunjukkan *shear stress* pada material untuk setiap permukaan.



Gambar 2.26 Stress Pada Material

Sumber: www.opensees.berkeley.edu

Dari gambar di 2.17 di atas terlihat pada material mengalami tegangan tarik (*tensile stress*) dan tegangan geser. Pada gambar sebelah kanan tegangan terjadi pada permukaan material. Kemudian dengan memotong luas permukaan tersebut dalam sudut θ maka kita akan melihat tegangan yang terjadi pada gambar berikut.



Gambar 2.27 Stress Pada Bidang Miring dengan Kemiringan θ

Sumber: www.opensees.berkeley.edu

Pada gambar sebelah kiri di atas ditunjukkan gambar dengan sembarang bidang. Dan pada sebelah kanannya adalah elemen segitiga dengan menunjukkan tegangannya. Dengan mengalikan tegangan (*stress*) dengan luasan yang sesuai, maka akan didapatkan gaya (*force*) pada setiap permukaannya. Kemudian dapat di aplikasikan persamaan kondisi kesetimbangan statis dan membuat persamaan kesetimbangannya.

Gaya-gaya kordinat x

$$= -\sigma_x (A \cos \theta) - \tau_{xy} (A \sin \theta) - \tau_{\theta} A (\sin \theta) + \sigma_{\theta} A (\cos \theta) = 0 \quad (2.69)$$

Gaya-gaya kordinat y

$$= -\sigma_y (A \sin \theta) - \tau_{xy} (A \cos \theta) - \tau_{\theta} A (\cos \theta) + \sigma_{\theta} A (\sin \theta) = 0 \quad (2.70)$$

dengan menggabungkan persamaan tersebut maka akan didapatkan.

$$\tau_{\theta} = - [(\sigma_x - \sigma_y) / 2] (\sin 2\theta) + \tau_{xy} (\cos 2\theta) \quad (2.71)$$

$$\sigma_{\theta} = (\sigma_x + \sigma_y) / 2 + [(\sigma_x - \sigma_y) / 2] (\cos 2\theta) + \tau_{xy} (\sin 2\theta) \quad (2.72)$$

Persamaan tersebut di atas disebut sebagai persamaan transformasi. Dalam persamaan tersebut di atas kita juga akan mendapatkan tegangan maksimum dan minimum yang bergantung dari sudutnya. Maksimum dan minimum dari tegangan normal tersebut dinamakan *Principal Stresses*, dan bidang dimana terjadinya disebut sebagai *Principal Planes*. Pada *principal planes*, dimana tegangan normal maksimum ataupun minimum maka tegangan geser adalah nol. Nilai dari maksimum dan minimum principal stress dapat dihitung dengan menggunakan rumus:

Maksimum principal stress

$$\sigma_{\max} = (\sigma_x + \sigma_y) / 2 + \sqrt{[(\sigma_x - \sigma_y) / 2]^2 + \tau_{xy}^2} \quad (2.73)$$

Minimum principal stress

$$\sigma_{\min} = (\sigma_x + \sigma_y) / 2 - \sqrt{[(\sigma_x - \sigma_y) / 2]^2 + \tau_{xy}^2} \quad (2.74)$$

Maksimum shear stress

$$\tau_{\max} = \pm \sqrt{[(\sigma_x - \sigma_y) / 2]^2 + \tau_{xy}^2} \quad (2.75)$$

2.14. GAYA-GAYA LUAR

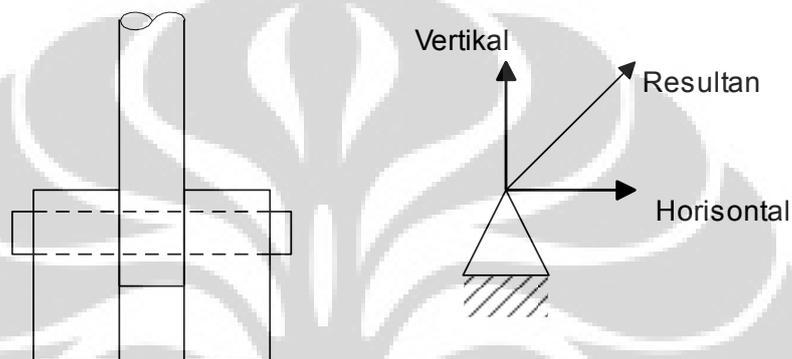
Beban dibagi menurut:

1. Cara kerja
 - a. Beban hidup yaitu beban sementara pada konstruksi yang dapat berpindah-pindah, misal manusia, angin di layar kapal, air di bendungan.
 - b. Beban mati yaitu beban tetap pada konstruksi yang tidak dapat berpindah-pindah, misal lantai pada tanah, atap pada rumah.
2. Garis Kerja
 - a. Beban titik/terpusat yaitu beban yang garis kerjanya dianggap satu titik.
 - b. Beban terbagi yaitu beban yang bekerja pada suatu bidang rata atau dengan kata lain garis kerjanya berupa garis.
 1. Beban terbagi merata yaitu beban terbagi yang dianggap sama pada satuan panjang, misal lantai, balok beton.
 2. Beban terbagi tidak merata yaitu beban terbagi yang tidak sama berat untuk satu satuan panjang, misal batu, aspal pada jalan.
3. Momen yaitu pembebanan dengan momen akibat dari beban titik pada konstruksi sandar, misal orang duduk dikursi dengan kaki bertumpu pada pagar, orang menaiki anak tangga yang diletakkan ke tembok.
4. Torsi yaitu pembebanan dengan puntiran/torsi akibat dari beban terbagi atau titik pada konstruksi dimana gaya yang terjadi tegak lurus dari konstruksi.

5. Sifat Pembebanan yaitu pembebanan langsung dan tidak langsung, langsung berarti gaya mengenai batang langsung dan tidak langsung berarti gaya tidak mengenai batang secara langsung.

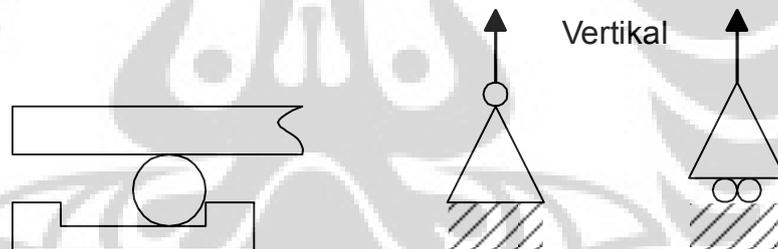
Peletakan/Tumpuan:

1. **Sendi**, dapat memberikan reaksi vertikal dan horisontal (gambar. 2.24)



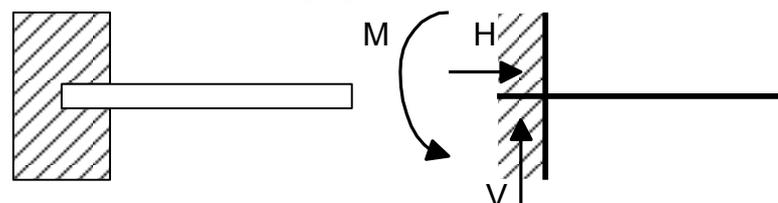
Gambar 2.28. Peletakan sendi dan reaksi yang dapat ditumpu

2. **Geser**, hanya dapat memberikan reaksi vertikal (gambar. 2.25)



Gambar 2.29. Peletakan geser dan reaksi yang dapat ditumpu

3. **Jepit**, dapat memberikan reaksi vertikal, horisontal dan momen



Gambar 2.30. Peletakan jepit dan reaksi yang dapat ditumpu

Konstruksi dapat digambarkan sebagai suatu *freebody* (batang bebas) yang dibebani gaya-gaya non konkuren koplanar. Sistem gaya-gaya yang dapat dihitung terdiri dari sejumlah gaya beban yang diketahui dan tiga gaya reaksi yang tidak diketahui.

Konstruksi dikatakan stabil bila sistem gaya yang bekerja padanya seimbang. Keseimbangan sistem gaya ini terjadi jika terpenuhi syarat sbb:

$$\Sigma X = 0 \quad (2.76)$$

$$\Sigma Y = 0 \text{ dan} \quad (2.77)$$

$$\Sigma M = 0 \quad (2.78)$$

Persamaan tersebut dinamakan persamaan statik tertentu. ΣX mewakili penjumlahan dari gaya-gaya sesumbu X, ΣY mewakili penjumlahan dari gaya-gaya sesumbu Y (koordinat kartesian) dan ΣM mewakili penjumlahan momen terhadap satu titik.

Syarat persamaan statik tertentu perlu dilengkapi dengan syarat konstruksi stabil yaitu:

1. Konstruksi akan stabil jika segala gerak mengakibatkan perlawanan terhadap gerak tersebut. Hal ini memerlukan minimal tiga reaksi non konkuren dan tidak sejajar.
2. Konstruksi dianggap statik tertentu jika reaksi-reaksi gaya dapat dihitung dengan persamaan statik tertentu.
3. Konstruksi dianggap statik tak tertentu jika reaksi-reaksi gaya tidak dapat dihitung dengan persamaan statik tertentu saja tetapi memerlukan perhitungan perubahan bentuk.

2.15 FAKTOR KEAMANAN (*SAFETY FACTOR*)

Didefinisikan sebagai besarnya perbandingan antara batas *stress* yang di injinkan (berdasarkan material) dengan besarnya *stress* yang dibuat pada desain atau secara sistematis *safety factor* dapat ditentukan dari persamaan

$$n_s = n_{sx} \times n_{sy} \quad (2.79)$$

dimana

n_{sx} = *safety factor* yang menyertakan karakteristik A, B, dan C

A = kualitas material, pekerja, perawatan, dan inspeksi

B = kontrol kelebihan beban yang diaplikasikan pada part

C = akurasi dari *stress analysis*, data eksperimen, atau pengalaman pada alat yang sama

n_{sy} = *safety factor* yang menyertakan karakteristik D dan E

D = tingkat bahaya bagi manusia

E = pengaruh ekonomi

Tabel 2.4 akan memberikan besar nilai n_{sx} untuk variasi kondisi karakteristik A, B, dan C. Untuk menggunakan tabel ini, kita harus mengestimasi karakteristik dalam beberapa aplikasi yaitu *very good* (vg), *good* (g), *fair* (f), atau *poor* (p). Sementara tabel 2.5 akan memberikan besar nilai untuk variasi karakteristik D dan E. Untuk menggunakan tabel ini, kita juga harus mengestimasi karakteristik menjadi *very serious* (vs), *serious* (s), dan *not serious* (ns). Setelah menentukan nilai n_{sx} dan n_{sy} , kita gunakan persamaan 2.23 untuk mendapatkan nilai *safety factor*.

Meskipun prosedurnya sederhana untuk mendapatkan nilai *safety factor*, banyak parameter yang harus dipertimbangkan seperti kekuatan material dan aplikasi beban, mungkin saja hal tersebut butuh dianalisis lebih dalam agar tidak ada kesalahan dalam hal keselamatan desain dan pekerja. Kebanyakan nilai *safety factor* sengaja diambil lebih besar untuk mengantisipasi resiko yang tidak diduga.

TABEL 2.5 *Safety Factor* untuk Karakteristik A, B, dan C

Characteristic		B =			
		vg	g	f	p
A = vg	C = vg	1,1	1,3	1,5	1,7
	g	1,2	1,45	1,7	1,95
	f	1,3	1,6	1,9	2,2
	p	1,4	1,75	2,1	2,45

A = g	C = vg	1,3	1,55	1,8	2,05
	g	1,45	1,75	2,05	2,33
	f	1,6	1,95	2,3	2,65
	p	1,75	2,15	2,55	2,95
A = f	C = vg	1,5	1,8	2,1	2,4
	g	1,7	2,05	2,4	2,75
	f	1,9	2,3	2,7	3,1
	p	2,1	2,55	3,0	3,45
A = p	C = vg	1,7	2,15	2,4	2,75
	g	2,95	2,35	2,75	3,15
	f	2,2	3,65	3,1	3,55
	p	2,45	3,95	3,45	3,95

Sumber : (Fundamental of Machine Element, Hamrock, 1999, p.9)

TABEL 2.6 *Safety Factor* untuk Karakteristik D dan E

Characteristic	D =		
	ns	s	vs
E = ns	1,0	1,2	1,4
s	1,0	1,3	1,5
vs	1,2	1,4	1,6

Sumber : (Fundamental of Machine Element, Hamrock, 1999, p.9)

Pembuatan suatu komponen atau produk dalam suatu sistem industri perlu mempertimbangkan suatu desain struktur yang baik. Pertimbangan dalam suatu desain melihat jenis-jenis kondisi internal dan lingkungan yang akan bekerja saat operasional. Pembuatan komponen tidak terlepas dari pemilihan material yang baik. Material tidak boleh patah atau defleksi saat kondisi operasional. Ini mengapa para desain harus mengetahui sifat-sifat mekanik setiap komponen yang digunakan di dalam produk atau struktur. Untuk alasan tersebut maka safety factor sering disebut sebagai faktor ketidakpastin (*ignorance factor*). Para desainer

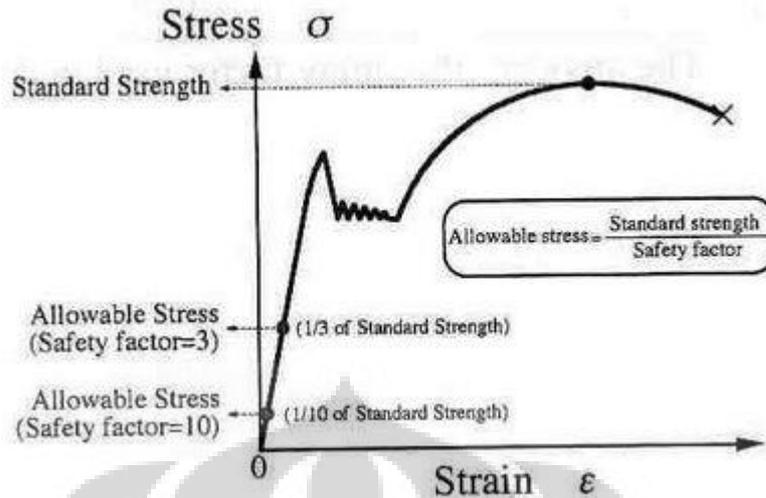
Universitas Indonesia

harus bisa menentukan batasan-batasan tegangan yang bekerja di tiap komponen sehingga terjaga kualitas dan fungsi produk atau struktur.

Batasan-batasan tegangan dinamakan kekuatan standar dan nilainya sering ditentukan secara statistik atau pengalaman, tapi secara normal kekuatan maksimum seperti kekuatan tarik maksimum dan kekuatan kompresif digunakan. Para desainer komponen juga harus mempertimbangkan unsur ketidakpastian elemen-elemen penting seperti kondisi sebenarnya dan lingkungan penggunaan. Saat desain sebenarnya, nilai ambang batas dari desain kekuatan dan perhitungan kekuatan dikategorikan masuk di dalam batasan kekuatan standar. Nilai ambang batas tersebut dinamakan tegangan yang diperbolehkan (*allowable stress*). Allowable stress merupakan kekuatan standar dibagi faktor keamanan

$$\text{Allowable Stress} = \frac{\text{Ultimate Tensile Stress}}{\text{Safety Factor}} \quad (2.80)$$

Nilai faktor keamanan umumnya bernilai lebih dari satu, dan ditentukan dari penggunaan komponen, kondisi penggunaan dan kondisi lingkungan sekitar. Jika nilai faktor keamanan lebih besar maka nilai allowable stress lebih kecil dibandingkan standard strength (*ultimate tensile stress*) sehingga para desainer harus merencanakan suatu cara perhitungan seperti penambahan ketebalan komponen untuk menjaga kekuatan struktur. Dengan melakukan ini, kekuatan komponen sebenarnya didesain meningkat namun disisi berat dan biaya cukup besar. Di lapangan, nilai faktor keamanan harus mempertimbangkan sisi kekuatan material, berat komponen dan harga material. Pada Gambar 2.34 menunjukkan tingkatan *allowable stress* dengan berbagai nilai faktor keamanan. Semakin tinggi tingkat keamanan (*safety factor*), nilai tegangan yang diperbolehkan untuk komponen semakin rendah dari nilai *standard strength*.



Gambar 2.31. Kurva Properties dari Material

Sumber : (www.gadang-e-bookformaterialscience.blogspot.com)

Tabel 2.7 menunjukkan *Unwin's safety factor* dimana standard strength diadopsi melalui nilai *ultimate strength* (*ultimate tensile strength, compressive strength*, dan sebagainya)

Tabel 2.7 Nilai *Safety Factor* untuk Beberapa Kondisi

Material	Kondisi beban statis	Kondisi beban berulang-ulang	Kondisi beban impak
Produk baja	3	5~8	12
Besi tuang	4	6~10	15
Tembaga,aluminium,dsb	5	6~9	15
Kayu	7	10~15	20
Batu	20	30	-

sumber : (www.gadang-e-bookformaterialscience.blogspot.com)

Pada kondisi beban statis, nilai *safety factor* tidak terlalu besar karena beban yang dikenakan pada komponen saat operasional dimungkinkan konstan dengan toleransi wajar. Pada kondisu beban berulang-ulang. Nilai *safety factor* dinaikkan karena beban berulang-ulang dapat membuat komponen cepat mengalami lelah (*fatigue*) dan patah di bawah *yield stress* Pada kondisi beban impak, nilai *safety factor* dinaikan secara signifikan, ini dikarenakan beban yang

dikenai oleh komponen secara tiba-tiba dengan energi besar. komponen akan rusak/patah dibawah tegangan lelah.

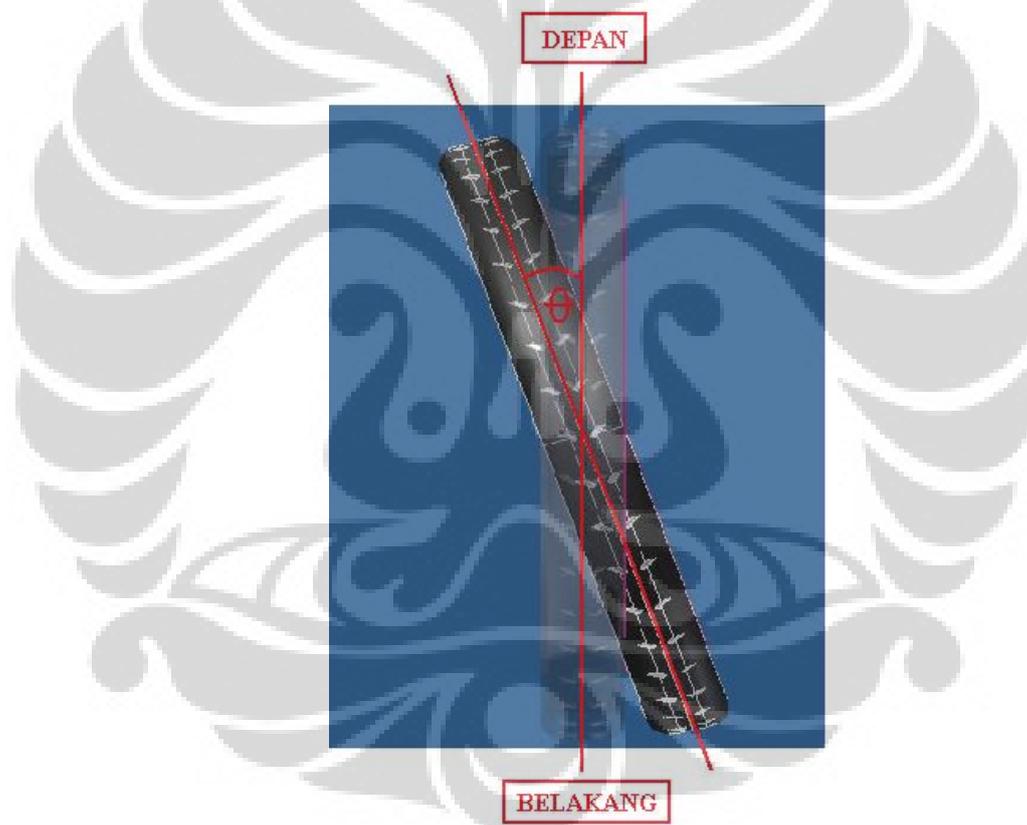
Beberapa nilai angka kemanan yang direkomendasikan berdasarkan tegangan luluh (Juvinal, 200, P.263)

1. $n_s = 1,25$ sampai $1,5$ digunakan untuk material yang dapat diandalkan bekerja dibawah kondisi yang dapat dikontrol (beban dan tegangan ditentukan dengan pasti)
2. $n_s = 1,5$ sampai $2,0$ untuk material yang sudah dikenal bekerja pada kondisi lingkungan konstan, dikenai beban dan tegangan yang sudah dapat ditentukan
3. $n_s = 2,0$ sampai $2,5$ untuk material rata-rata dengan kondisi kerja lingkungan biasa yang dikenai beban dan tegangan yang dapat ditentukan.
4. $n_s = 2,5$ sampai $3,0$ untuk material yang sedikit dicoba atau material getas dibawah kondisi lingkungan, beban, dan tegangan rata-rata
5. $n_s = 3,0$ sampai $4,0$ untuk material yang tidak pernah dicoba dibawah kondisi lingkungan, beban, dan tegangan rata-rata

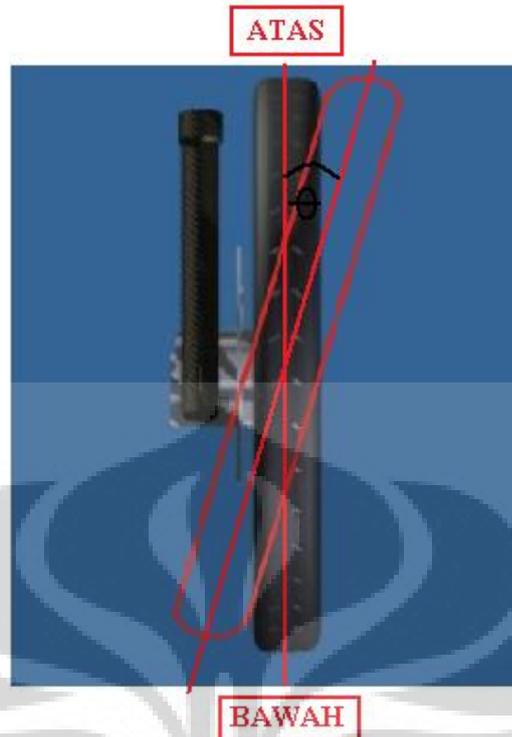
BAB 3 PERANCANGAN ALAT

3.1 PENGAMATAN MASALAH

Kemiringan roda depan sepeda motor yang menjadi objek permasalahan bisa terjadi dalam 2 bentuk, yaitu kemiringan yang menyebabkan terjadinya *slip angle* dan juga *camber angle*. Kemiringan roda tersebut menjadi masalah karena posisinya tidak segaris dengan posisi sepeda motor yang diwakili oleh posisi *shock breaker*. Selain *shock breaker*, poros roda atau *shaft* juga menjadi acuan untuk menentukan kemiringan roda tersebut.



Gambar 3.1. Posisi Roda Dari Sudut Pandang Atas yang Membentuk *Slip Angle*



Gambar 3.2. Posisi Roda Membentuk *Camber Angle* dari Sudut Pandang Depan

Gambar 3.1 merupakan sketsa ilustrasi roda depan sepeda motor ketika posisi roda dalam keadaan miring dan membentuk *slip angle*. Gambar 3.2 juga sketsa roda depan ketika membentuk *camber angle* tetapi dengan sudut pandang yang berbeda. Perlu diperhatikan bahwa posisi *shaft* atau poros roda berada dalam posisi yang sama dengan roda yang terpasang sempurna, begitu pula dengan *shock breaker*, yang artinya sepeda motor berada dalam keadaan lurus atau tidak melakukan manuver berbelok.

3.2 SPESIFIKASI SEPEDA MOTOR

Alat yang dirancang berfungsi untuk mendeteksi kestabilan putaran roda depan sepeda motor dengan cara mengukur besar defleksi yang terjadi pada roda. Sepeda motor yang akan digunakan adalah jenis Honda Supra X 125, dengan spesifikasi roda depan 70/90 - 17 M/C 38P, yang menunjukkan dimensi dari ban ; lebar ban 70 mm, tebal ban sekitar 60 mm, dan ukuran velg 17 inch.



Gambar 3.3 Honda Supra X 125
Sumber : (astrahondamotor.com)



Gambar 3.4 Penampang Frontal Supra X 125

SPESIFIKASI :	
Panjang X lebar X tinggi	: 1.889 x 702 x 1.094 mm
Jarak sumbu roda	: 1.242 mm
Jarak terendah ke tanah	: 138 mm
Berat kosong	: 105kg / 103 (Tipe Spoke)
Tipe rangka	: Tulang punggung
Tipe suspensi depan	: Teleskopik
Tipe suspensi belakang	: Lengan ayun dan peredam kejut ganda
Ukuran ban depan	: 70/90 - 17M / C 38P
Ukuran ban belakang	: 80/90 - 17M / C 44P
Rem depan	: Cakram double piston
Rem belakang	: Cakram single piston / Tromol (Tipe Spoke)
Kapasitas tangki bahan bakar	: 3,7 liter
Tipe mesin	: 4 langkah, SOHC, pendinginan udara
Diameter x langkah	: 52,4 x 57,9 mm
Volume langkah	: 124,8 cc
Perbandingan kompresi	: 9,0 : 1
Daya maksimum	: 9,3 PS / 7.500 rpm
Torsi maksimum	: 1,03 kgf.m / 4000 rpm
Kapasitas minyak pelumas mesin	: 0,7 liter pada penggantian periodik
Kopling Otomatis	: Otomatis sentrifugal
Gigi transmisi	: Kecepatan bertautan tetap
Pola pengoperan gigi	: N-1-2-3-4-N (rotari)
Starter	: Pedal dan elektrik
Aki	: 12 V - 3,5 Ah
Busi	: ND U20EPR9 / NGK CPR6EA-9
Sistem pengapian	: Carburator - DC CDI

Sumber : Astra Honda

Gambar 3.5 Spesifikasi Honda Supra X 125

Sumber: (www.astrahondamotor.com)

Selain itu, ada beberapa komponen pada roda depan sepeda motor yang harus diperhatikan dalam perancangan alat ini, yaitu *shockbreaker* dan *ban*, yang ditunjukkan pada gambar berikut ini.



Gambar 3.6 Roda Depan Honda Supra X 125 dengan *Shockbreaker*

Sumber : (www.tunasjaya.com)

Proses pengukuran nantinya akan dilakukan pada saat sepeda motor dalam keadaan melaju. Oleh karena itu, alat yang dirancang harus memenuhi seluruh kebutuhan tersebut.

3.3 RANCANGAN AWAL

Sketsa rancangan merupakan konsep awal dari alat yang akan dirancang setelah mengidentifikasi masalah dan melakukan asumsi untuk solusi. Untuk alat pengukur kemiringan roda depan sepeda motor ini, maka yang perlu diperhatikan setelah melakukan pengamatan terhadap kemiringan roda yang terjadi dan mempelajari spesifikasi motor dan teori mengenai *spooring*, maka ada beberapa hal yang perlu diperhatikan:

1. Komponen yang digunakan sebagai acuan posisi sepeda motor adalah *shockbreaker* dan *shaft* atau poros roda.
2. Diperlukan 3 titik pada roda yang digunakan pengukuran
3. Dimensi roda depan sepeda motor
4. Pemasangan alat pengukur pada roda



Gambar 3.7 Posisi 3 Titik Pengukuran pada Roda Depan Sepeda Motor

Pada gambar 3.7, terlihat ada 3 titik pada roda. Titik-titik itulah yang akan ditempatkan sensor untuk mengukur besar *camber* dan defleksi sehingga diketahui kemiringan roda tersebut. Sepeda motor yang dijadikan objek pengukuran akan melaju di lintasan datar sehingga alat pengukur harus ditempatkan secara menggantung pada roda dan bukan bertumpu pada tanah. *Shockbreaker* dan *shaft* yang menjadi acuan bisa digunakan untuk memasang alat pengukur tersebut. Sehingga dengan memperhitungkan seluruh kebutuhan tersebut, dibuat konsep rancangan seperti di bawah ini.



Gambar 3.8 Konsep Awal Rancangan Alat Pengukur

Gambar 3.8 merupakan konsep awal rancangan alat untuk mengukur kemiringan roda belakang sepeda motor setelah memperhatikan hal-hal yang dibutuhkan untuk proses pengukuran. Untuk mengukur kemiringan roda tersebut, digunakan sensor yang berupa *strain gage* yang ditempelkan pada komponen alat. Komponen alat tersebut berjumlah 3 dan dinamakan *base material*. Konsep dari komponen ini yaitu berupa plat tipis yang cukup sensitif untuk digunakan dalam proses pengukuran, namun juga memiliki kemampuan *bending* elastis yang tinggi. *Base material* merupakan komponen yang diberi lingkaran pada gambar 3.8 di atas.

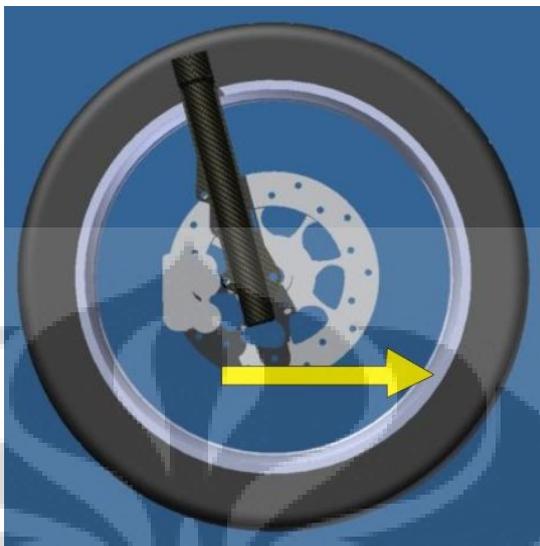
3.4 PERHITUNGAN GAYA

Gaya yang akan diterima oleh alat pengukur kemiringan roda hanya terjadi pada komponen *base material*. Sedangkan rangka alat menerima gaya resultan dari seluruh besar gaya lateral yang diterima *base material* sebagai hasil dari kemiringan roda tersebut dan juga gaya normal dari alat itu sendiri. Besar gaya yang ada atau diterima oleh alat pengukuran akan ditanggulangi oleh kekuatan cekam yang akan menahan alat ukur tetap pada posisinya karena posisi alat harus tetap tegak lurus terhadap permukaan tanah agar pengukuran menghasilkan hasil yang baik. *Base material* yang telah dipasang sebagai patokan pada ketiga titik di roda akan mengalami defleksi akibat adanya gaya yang bekerja pada mereka. Akan tetapi, gaya yang bekerja pada sensor yang akan ditempatkan pada arah horizontal dan vertikal roda tersebut akan berbeda. Gaya yang bekerja pada arah horizontal berasal dari perhitungan gaya traksi, sedangkan yang bekerja pada arah vertikal adalah hasil dari perhitungan beban.

Perhitungan pada arah horizontal dan vertikal nantinya akan berguna sebagai pembanding dari hasil hitungan besar gaya maksimal yang diterima oleh *base material* akibat defleksi maksimal yang masih mampu ditanggulangi *base material* dan masih dalam kondisi elastis.

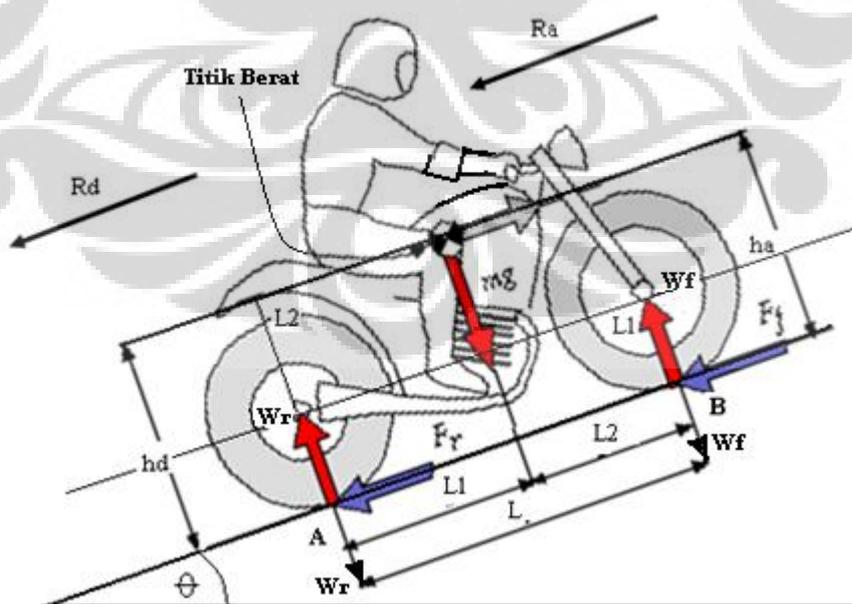
Selain sebagai pembanding, perhitungan besar gaya lateral pada arah horizontal dan vertikal juga akan digunakan sebagai instruksi pemakaian alat ukur kemiringan dan *roundness* ini.

3.4.1 Gaya Horizontal Roda



Gambar 3.9 Arah Gaya Traksi pada Roda

Tanda panah pada gambar 3.9 merupakan arah gaya yang bekerja pada roda secara horizontal. Gaya tersebut berasal dari gaya traksi kendaraan, yaitu gaya yang membuat kendaraan bergerak. Kemudian, gaya yang akan diterima oleh sensor pada alat pengukur adalah proyeksi dari gaya traksi tersebut.



Gambar 3.10 Gaya yang Bekerja pada Sepeda Motor

Universitas Indonesia

Dari gambar 3.10 bisa diketahui bahwa gaya traksi dipengaruhi oleh berat kendaraan, posisi pusat massa, jarak sumbu roda belakang dan depan, koefisien gesek antara ban dengan jalan, dan koefisien *rolling resistance* roda. Rumus yang digunakan adalah sebagai berikut:

$$F_{max} = \frac{\mu W (L_2 - f_r h) / L}{1 - \mu h L} \quad (3.1)$$

Dimana:

μ = koefisien gesek antara roda dengan jalan

W = berat kendaraan

L_2 = Jarak horizontal antara pusat massa kendaraan dengan pusat jari-jari roda depan kendaraan

f_r = koefisien *rolling resistance* dari roda kendaraan.

h = jarak vertikal antara pusat massa kendaraan dengan permukaan jalan.

L = Jarak total antara pusat jari-jari roda depan dan belakang kendaraan.

Maka dengan menggunakan μ sebesar 0.6 untuk kondisi roda ban pada jalan datar kering (diperoleh dari tabel 2.2). Kemudian diperoleh bahwa massa kendaraan sebesar 105 kg dan massa pengemudi diasumsikan 60 kg. Jika nilai gravitasi dianggap 9.8 m/s^2 , maka total beban W adalah:

$$W = (105 + 60) \text{ kg} \times 9.8 = 1617 \text{ N}$$

Posisi pusat massa sepeda motor dari pusat jari-jari roda depan sepeda motor secara vertikal (L_1) adalah $2/3$ dari wheel base atau jarak pusat jari-jari roda depan dan belakang, yaitu:

$$L_2 = \frac{2}{3} \times 1242 \text{ mm} = 828 \text{ mm} = 0,828 \text{ m}$$

Dari data kemudian didapatkan nilai h adalah 537 mm.

Untuk nilai koefisien *rolling resistance*, digunakan perhitungan sebagai berikut:

$$f_r = f_o + f_s \left(\frac{v}{100} \right)^{2,5} \quad (3.2)$$

Berdasarkan rekomendasi dari produsen sepeda motor, tekanan ban sepeda motor adalah sebesar 29 psi untuk roda depan. Dari tekanan ban tersebut, dengan menggunakan grafik 2.11, diperoleh nilai f_o sebesar 0.013, dan f_s sebesar 0.005. V

adalah kecepatan dari kendaraan (asumsi kendaraan diuji pada kecepatan medium sebesar 40 km/jam). Maka diperoleh :

$$f_r = 0,013 + 0,005 \left(\frac{40}{100} \right)^{2,5}$$

$$f_r = 0,0135$$

Sehingga dapat diperhitungkan traksi kendaraan adalah sebesar :

$$F_{max} = \frac{0,6 \times 1617 \times (0,828 - 0,0135 \times 0,537)/1,242}{1 - 0,6 \times 0,537 \times 1,242}$$

$$F_{max} = 1068,56 \text{ N}$$

3.4.2 Gaya Lateral Arah Horizontal yang Diterima *Base Material*

Dari perhitungan di atas, diketahui bahwa gaya maksimum hasil perhitungan traksi adalah sebesar 1068,56 N. Selanjutnya gaya tersebut diproyeksikan ke arah lateral dari roda untuk mendapatkan gaya yang menghasilkan kemiringan terhadap roda. Gaya lateral (f) ini merupakan gaya yang akan diterima oleh komponen dan akan dideteksi oleh sensor, seperti pada gambar di bawah ini:

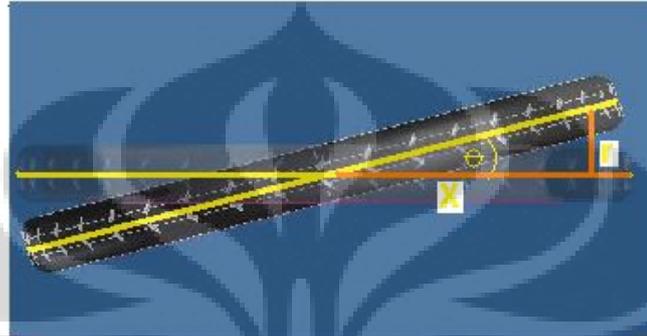


Gambar 3.11 Gaya Lateral Hasil Proyeksi Gaya Traksi

Pada gambar 3.11, gaya traksi roda ketika roda dalam keadaan lurus diwakili oleh F , dan gaya lateral yang terjadi pada saat roda miring diwakili oleh notasi f . Sudut yang terjadi akibat penyimpangan roda tersebut adalah sebesar θ .

Untuk mengetahui besar f , harus diketahui besar gaya traksi dan sudut θ terlebih dahulu. Dari data resmi Honda, disebutkan bahwa besar nilai toleransi *run-out* atau penyimpangan rim yang diperbolehkan bagi roda depan sepeda

motor supaya sepeda motor tetap dapat melaju dengan nyaman diperkirakan sebesar 0,5 mm, tetapi dalam kenyataannya sepeda motor yang telah digunakan pada berbagai macam kondisi jalan akan mengalami penyimpangan sudut *run-out* yang lebih besar. Karena hal tersebut maka diambil nilai *run-out* yang lebih besar dari nilai tersebut yaitu sebesar 1 mm. Ilustrasi jarak *run-out* dapat dilihat dari sketsa di bawah ini:



Gambar 3.12 Defleksi Roda Akibat Terjadi *Run-Out*

Table 3.1 Hasil Pengukuran Tiap Titik Acuan *Run-Out* Statis Objek Kurang Bagus

No	Waktu (0.1 s)	<i>Strain</i> ($\mu\epsilon$)				<i>Displacement</i> (mm)			
		A	B	C	D	A	B	C	D
1	5	490.62	378.8	158.96	631	0.2316	0.1599	0.0953	0.2892
2	6	450.62	606.8	208.96	451	0.2128	0.2538	0.1224	0.2064
3	7	670.62	508.8	32.96	315	0.3166	0.2134	0.0271	0.1438
4	8	570.62	484.8	76.96	485	0.2694	0.2035	0.0510	0.2220
5	9	930.62	402.8	466.96	715	0.4394	0.1698	0.2621	0.3278
6	10	810.62	102.8	880.96	1587	0.3827	0.0462	0.4862	0.7289
7	11	676.62	126.8	1598.96	2637	0.3195	0.0561	0.8748	1.2119
8	12	734.62	100.8	1030.96	1683	0.3468	0.0454	0.5674	0.7731
9	13	720.62	128.8	1016.96	1303	0.3402	0.0569	0.5598	0.5983
10	14	602.62	130.8	806.96	583	0.2845	0.0577	0.4461	0.2671

Sumber : Pengukuran Kestabilan Putaran Roda Sepeda Motor dengan Menggunakan *Strain Gage*, Hendras Dwi Wahyudi, 2008

Universitas Indonesia

Tabel tersebut menunjukkan bahwa kondisi putaran roda kurang bagus, terbukti dengan adanya *run-out* putaran roda yang cukup jauh yaitu 1.2 mm. Jangkauan *run-out* putaran roda pada suatu titik sangat besar mencapai hingga lebih dari 1 mm hal tersebut menunjukkan kondisi balancing yang kurang bagus.

Dengan menggunakan ukuran rim roda depan sepeda motor standar, maka diameter roda sebesar 17 inch atau 431.8 mm, yang berarti jari-jari roda (r) adalah 215.9 mm ditambah dengan tebal ban 60 mm. Maka besar nilai r adalah 275,9 mm dan penyimpangan 1 mm sehingga besar sudut yang terjadi adalah:

$$\tan \theta = \frac{x}{r} \quad (3.3)$$

$$\theta = \tan^{-1} \frac{1}{275,9}$$

$$\theta = 0,2^\circ$$

Besar sudut kemudian digunakan untuk perhitungan besar gaya lateral yang dihasilkan dari gaya traksi, yaitu:

$$f = F_{max} \times \tan \theta \quad (3.4)$$

$$f = 1068,56 \times \tan 0,2^\circ$$

$$f = 3,729 \text{ N}$$

Sehingga didapatkan bahwa dari kemiringan roda yang membentuk sudut sebesar $0,2^\circ$, didapatkan gaya hasil proyeksi gaya traksi ke arah lateral sebesar 3,729 N. Gaya lateral ini adalah gaya yang diterima oleh komponen alat ukur.

3.4.3 Gaya Vertikal Roda



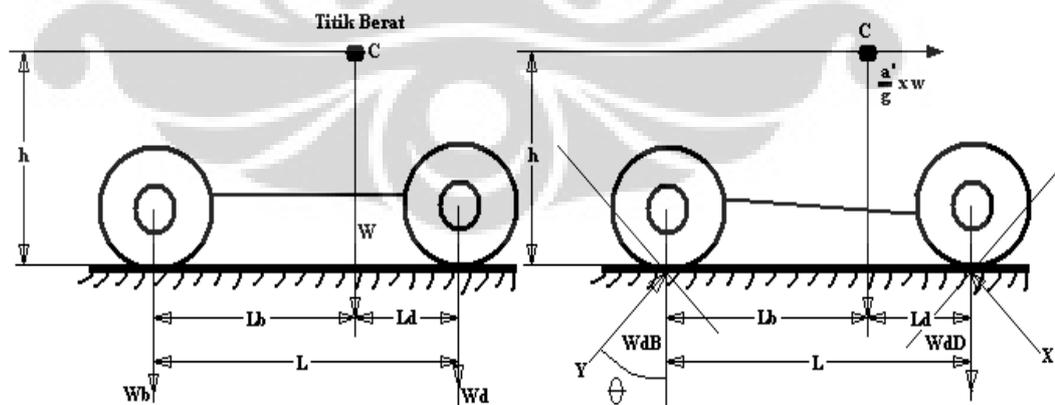
Gambar 3.13 Arah Gaya Pembebanan Vertikal pada Roda

Gaya yang bekerja secara vertikal pada roda depan sepeda motor, seperti yang terlihat pada gambar 3.13 di atas, berasal dari gaya beban (*load*) dari motor dan pengendara. Kemudian jika gaya tersebut diproyeksikan maka akan didapatkan gaya ke arah lateral, yang merupakan gaya yang diterima oleh komponen alat ukur. Untuk mengetahui besar gaya beban tersebut dilakukan perhitungan gaya vertikal dalam keadaan yang memungkinkan terjadinya gaya terbesar pada roda depan yaitu saat dilakukan pengereman dan diawali dengan membuat ilustrasi *free body diagram* sepeda motor.



Gambar 3.14 Honda supra X 125

Sumber : (telah diolah) www.tunasjaya.com



Gambar 3.15 *Free Body Diagram* Sepeda Motor Saat Dilakukan Pengereman

Untuk mengetahui gaya yang bekerja pada roda depan sepeda motor, dilakukan perhitungan sebagai berikut : Perlambatan yang terjadi pada kondisi pengereman mendadak adalah sebagai berikut

$$a' = eg \left(\frac{m}{s^2}\right) \quad (3.5)$$

dimana

$$e = 0,5 - 0,8 \quad (e = \text{deselerasi saat jalan mendatar})$$

besar gaya inersia yang timbul pada titik berat (C) adalah sebesar

$$\frac{a'}{g} \times W \quad (3.6)$$

Hal mana saja yang akan berpengaruh pada penambahan gaya reaksi roda depan sesuai gambar 3.15 adalah

$$W'_D L = W \cdot e \cdot h \quad \text{Maka} \quad W'_D = W \cdot e \cdot \frac{h}{L} \quad (3.7)$$

Beban dinamis untuk roda depan adalah

$$W_{dD} = W_D + W \cdot e \cdot \frac{h}{L} \quad (3.8)$$

Dengan data $L = 1242\text{mm}$, $L_d = 1/3 \times L = 414\text{mm}$, $W = 588 \text{ N}$, dan dengan perhitungan statik biasa didapat nilai $W_D = 392,35 \text{ N}$

$$W_{dD} = 392,35 \text{ N} + 588 \text{ N} \cdot 0,5 \cdot \frac{0,537\text{m}}{1,242\text{m}} = 519,46$$

Maka besar $W_{dD} = 519,46\text{N}$

Sehingga didapatkan bahwa gaya yang terjadi pada roda depan sepeda motor akibat beban secara vertikal adalah 519,46 N.

3.4.4 Gaya Lateral Arah Vertikal yang Diterima *Base Material*

Sama dengan perhitungan pada arah horizontal yang sebelumnya, gaya arah vertikal ini kemudian diproyeksikan ke arah lateral dari roda untuk mendapatkan gaya yang menghasilkan kemiringan terhadap roda. Gaya lateral (f) ini merupakan gaya yang akan diterima oleh komponen dan akan dideteksi oleh sensor, seperti pada gambar di bawah ini:



Gambar 3.16 Gaya Lateral Hasil Proyeksi Gaya Pembebanan Vertikal

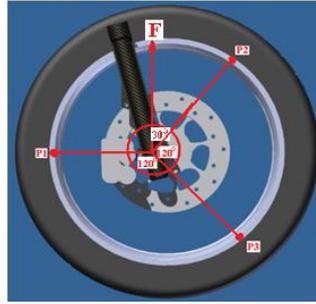
Pada gambar 3.16, gaya beban roda ketika roda dalam keadaan lurus diwakili oleh F , dan gaya lateral yang terjadi pada saat roda miring diwakili oleh notasi f . *Camber angle* yang terjadi dinotasikan dengan θ .

Untuk mengetahui besar f , harus diketahui besar gaya traksi dan sudut θ terlebih dahulu. Nilai *run-out* yang digunakan bagi roda depan sepeda motor sebesar 1 mm.



Gambar 3.17 Defleksi pada Roda Akibat Terjadi *run Out*

Karena ketiga *base material* yang digunakan membentuk sudut 120° sama besar maka diperlukan proyeksi sesuai posisi *base material* berada.



Gambar 3.18 Proyeksi Gaya Vertikal pada Posisi *Base Material*

$$P2 = P3$$

$$P2 = \frac{F}{\cos 30^\circ} \quad (3.9)$$

$$= \frac{519,46 \text{ N}}{\cos 30^\circ} = 599,8 \text{ N}$$

Dengan menggunakan persamaan 3.3 untuk ukuran jari-jari (r) = 275,9 mm dan penyimpangan 3 mm maka besar sudut yang terjadi adalah:

$$\tan \theta = \frac{x}{r}$$

$$\theta = \tan^{-1} \frac{1}{275,9}$$

$$\theta = 0,2^\circ$$

Besar sudut kemudian digunakan untuk perhitungan besar gaya lateral yang dihasilkan dari gaya beban vertikal, yaitu: (persamaan 3.4)

$$f = F_{max} \times \tan 0,2^\circ$$

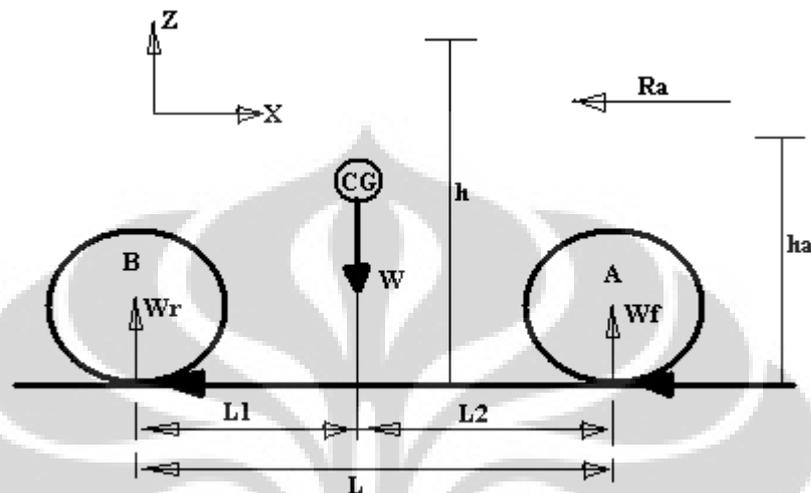
$$f = 599,8 \text{ N} \times \tan 0,2^\circ$$

$$f = 2 \text{ N}$$

Sehingga didapatkan bahwa dari kemiringan roda yang membentuk *camber angle* sebesar $0,2^\circ$, didapatkan gaya hasil proyeksi gaya beban vertikal ke arah lateral sebesar 2 N. Gaya lateral ini adalah gaya yang diterima oleh komponen alat ukur.

3.5 BESAR GAYA YANG DITERIMA ALAT UKUR PADA BEBERAPA KONDISI BERKENDARA

3.5.1 Kondisi Jalan Mendatar dan Direm dengan Memperhitungkan Beberapa Hambatan



Gambar 3.19 Free Body Diagram pada Kondisi Kendaraan Direm Di Jalan Mendatar

Data Teknis

- ρ angin = $1,1614 \text{ kg/m}^3$
- Luas Poyeksi = $0,768 \text{ m}^2$
- C_a (konstanta hambatan udara) = $0,6$ (dari tabel 2.3)
- R_a (drag force) = $\frac{\rho \cdot A \cdot C_a \cdot V^2}{2} = \frac{1,1614 \text{ kg} \times 0,768 \text{ m}^2 \times 0,6 \times 11,1 \text{ m/s}}{2} = 2,97 \text{ N}$

Dimana V = kecepatan sepeda motor

- $h = 0,537 \text{ m}$
- $M_{\text{motor}} = 105 \text{ kg}$
- $W_{\text{total}} = (105 + 60) \times 9,8 = 1617 \text{ N}$
- Θ (sudut jalan menurun) = 30°
- $g = 9,8 \text{ m/s}^2$
- $L = 1242 \text{ mm} = 1,242 \text{ m}$
- F_r atau C_r (koefisien rolling resistance) = $0,0135$
- Jari-jari roda = $275,9 \text{ mm} = 0,2759 \text{ m}$
- D (deselerasi) kendaraan di jalan mendatar = $0,5g$ dan di jalan menurun = $0,2g$

Universitas Indonesia

- h_a (titik stagnasi) = 0,5 m
- $L_2 = 2/3L = 2/3 \times 1,242 \text{ m} = 0,828 \text{ m}$
- $L_1 = 1,242 \text{ m} - 0,828 \text{ m} = 0,414 \text{ m}$
- M_r (massa roda) $\approx 5 \text{ kg} \approx 49,05 \text{ N} \approx 49 \text{ N}$
- γ (konstanta faktor koreksi) = 1,11



Gambar 3.20 Penampang Frontal Sepeda Motor dengan Ukurannya

Dengan menggunakan prinsip kesetimbangan momen dan gaya maka perhitungannya gaya untuk kondisi jalan mendatar dan direm dinyatakan dalam persamaan sebagai berikut :

$$\Sigma M_a = 0; W_r = \frac{R_a \cdot h_a + W \cdot L_2 - \left(\frac{W}{g}\right) d \cdot h}{L} \quad (3.10)$$

$$W_r = \frac{2,97 \text{ N} \cdot 0,5 \text{ m} + 1617 \text{ N} \cdot 0,828 \text{ m} - \left(\frac{1617 \text{ N}}{g}\right) 0,5 \text{ g} \cdot 0,537 \text{ m}}{1,242 \text{ m}} = 306 \text{ N}$$

$$\Sigma F_z = 0; W_r + W_f = W \quad (3.11)$$

$$W_f = W - W_r$$

$$= 1617 \text{ N} - 306 \text{ N} = 1311 \text{ N}$$

Kesetimbangan arah sumbu X diperlukan untuk mengetahui nilai μ (koefisien traksi pengereman) besarnya dibawah koefisien gesek antara roda dengan tanah

(μ_{mak}) agar tidak terjadi *lock up* ($\mu \geq \mu_{\text{mak}}$) yaitu roda tidak menggelinding namun kendaraan tetap berjalan (*skidding*), besarnya $\mu_{\text{maks}} = 0,6$

$$\Sigma f_x = 0; \left(\frac{w}{g}\right) d - R_a - (R_{rf} + B_{ff}) - (R_{rr} + B_{fr}) = 0 \quad (3.12)$$

$$\text{Dimana } B_{Ff} = \mu \times W_f \text{ dan } B_{Fr} = \mu \times W_r \quad (3.13)$$

Dengan berbagai substitusi maka didapat :

$$\mu = \frac{\left(\frac{W}{g}\right) \cdot d - R_a - R_{rf} - R_{rr}}{W} \leq \mu_{\text{maks}} \quad (3.14)$$

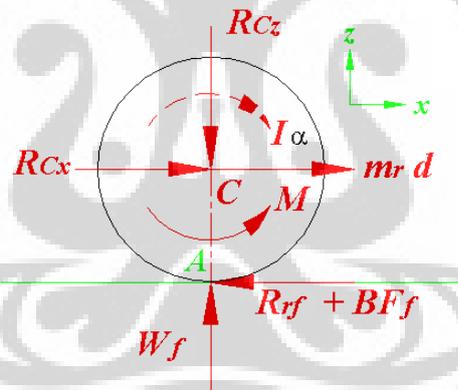
$$\text{Dimana } R_{rf} = C_r \times W_f = 0,0135 \times 1311 \text{ N} = 17,69 \text{ N} \quad (3.15)$$

$$R_{rr} = C_r \times W_r = 0,0135 \times 306 \text{ N} = 4,131 \text{ N} \quad (3.16)$$

$$\mu = \frac{\left(\frac{1617\text{N}}{g}\right) \cdot 0,5g - 2,97\text{N} - 17,69\text{N} - 4,131\text{N}}{1617\text{N}} = 0,47$$

Dengan hasil ($\mu \leq \mu_{\text{mak}}$), maka tidak akan terjadi *skidding*.

Setelah mendapatkan koefisien traksi pengereman, maka nilai tersebut akan digunakan untuk mencari gaya yang akan diteruskan ke *base material*.



Gambar 3.21. Free Body Diagram Roda dalam Kondisi Pengereman Di jalan Mendatar

Prinsip kesetimbangan

$$\Sigma F_z = 0 ; R_{cz} = W_f \quad (3.17)$$

$$= 1311 \text{ N}$$

$$\Sigma F_x = 0 ; R_{cx} = R_{rf} + B_{Ff} - M_{\text{roda}} \quad (3.18)$$

$$= 17,69 \text{ N} + (\mu \times W_f) - 49 \text{ N}$$

$$= 553,55 \text{ N}$$

Besar gaya tersebut akan diteruskan ke *base material* untuk gaya secara vertikal sebesar 1311 N dan untuk gaya secara horizontal sebesar 553,55 N.

III.5.1.1 Gaya Lateral yang Diterima Base Material Secara Horizontal

Dengan menggunakan persamaan 3.3 untuk ukuran jari-jari (r) = 275,9 mm dan penyimpangan 3 mm maka besar sudut yang terjadi adalah:

$$\tan \theta = \frac{x}{r}$$

$$\theta = \tan^{-1} \frac{1}{275,9}$$

$$\theta = 0,2^\circ$$

Besar sudut kemudian digunakan untuk perhitungan besar gaya lateral yang dihasilkan dari gaya traksi, yaitu: (persamaan 3.4)

$$f = F_{max} \times \tan 0,2^\circ$$

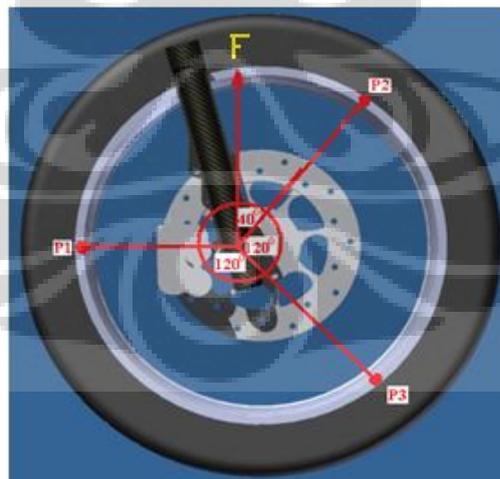
$$f = 553,55 N \times \tan 0,2^\circ$$

$$f = 1,93 N$$

Dengan sudut sebesar $0,2^\circ$ akan menghasilkan gaya lateral sebesar 1,93 N

3.5.1.2 Gaya Lateral yang Diterima Base Material Secara Vertikal

Dengan mengikuti perhitungan yang sama dengan perhitungan untuk gaya vertikal sebelumnya maka, diperlukan proyeksi sesuai posisi *base material* berada.



Gambar 3.22 Proyeksi Gaya Vertikal pada Posisi *Base Material*

$$P2 = P3$$

$$P2 = \frac{F}{\cos 30^\circ} = \frac{1311 \text{ N}}{\cos 30^\circ} = 1513,8 \text{ N}$$

Dengan menggunakan persamaan 3.3 untuk jari-jari (r) = 275,9 dan penyimpangan 1 mm maka besar sudut yang terjadi adalah:

$$\tan \theta = \frac{x}{r}$$

$$\theta = \tan^{-1} \frac{1}{275,9}$$

$$\theta = 0,2^\circ$$

Besar sudut kemudian digunakan untuk perhitungan besar gaya lateral yang dihasilkan dari gaya beban vertikal, yaitu: (persamaan 3.4)

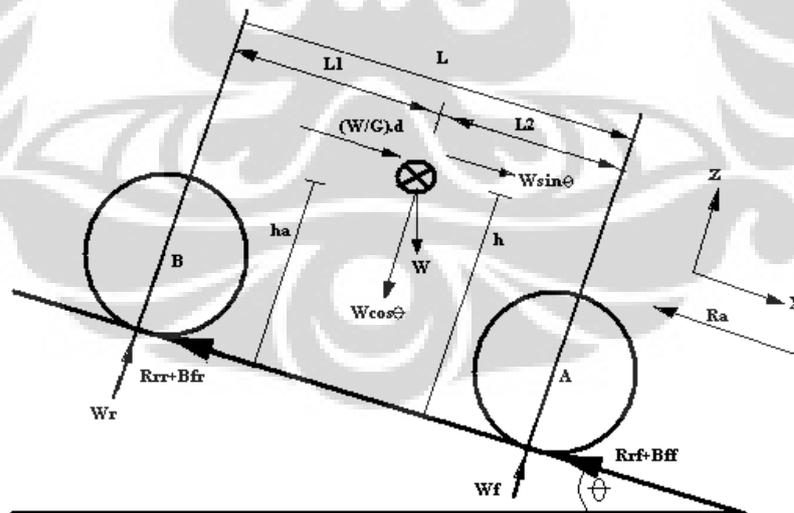
$$f = F_{max} \times \tan 0,2^\circ \quad (3.19)$$

$$f = 1513,8 \text{ N} \times \tan 0,2^\circ$$

$$f = 5,28 \text{ N}$$

Dengan sudut penyimpangan sebesar $0,2^\circ$ akan menghasilkan gaya lateral sebesar 5,28 N

3.5.2 Kondisi Jalan Menurun dan Direm



Gambar 3.23 Free Body diagram Kendaraan pada Keadaan Menurun dan Direm

Prinsip kesetimbangan

$$\Sigma Ma = 0; Wr$$

$$= \frac{Ra \cdot ha + W \cos \theta \cdot L2 - W \sin \theta \cdot h - \left(\frac{W}{g}\right) \cdot h}{L} \quad (3.20)$$

$$= \frac{2,97N \cdot 0,5m + 1617N \cdot \cos 30^\circ \cdot 0,828m - 1617N \cdot \sin 30^\circ \cdot 0,537m - \left(\frac{1617N}{g}\right) \cdot 0,2g \cdot 0,537m}{1,242m}$$

$$= 305 N$$

$$\Sigma Fz = 0; Wf = W \cos \theta - Wr \quad (3.21)$$

$$= 1617 N \cos 30^\circ - 305 N = 1095,36 N$$

Kesetimbangan arah sumbu X diperlukan untuk mengetahui nilai μ (koefisien traksi pengereman) sama halnya dengan perhitungan sebelumnya, besarnya μ harus dibawah koefisien gesek antara roda dengan tanah (μ_{mak}) agar tidak terjadi *lock up* ($\mu > \mu_{\text{mak}}$) yaitu roda menggelinding namun kendaraan tetap berjalan (*skidding*), besarnya $\mu_{\text{maks}} = 0,6$

$$\Sigma Fx = 0; W \sin \theta + \left(\frac{W}{g}\right) \cdot d - Ra - Rrf - Bff - Rrr - Bfr = 0 \quad (3.22)$$

Dimana $Bff = \mu \cdot Wf$ dan $Bfr = \mu \cdot Wr$

$$\text{Didapat } \mu = \frac{W \sin \theta + \left(\frac{W}{g}\right) \cdot d - Ra - Rrf - Rrr}{W \cos \theta} \quad (3.23)$$

$$\text{Dimana } Rrf = cr \times Wf = 0,0135 \times 1095,36 N = 14,787 N$$

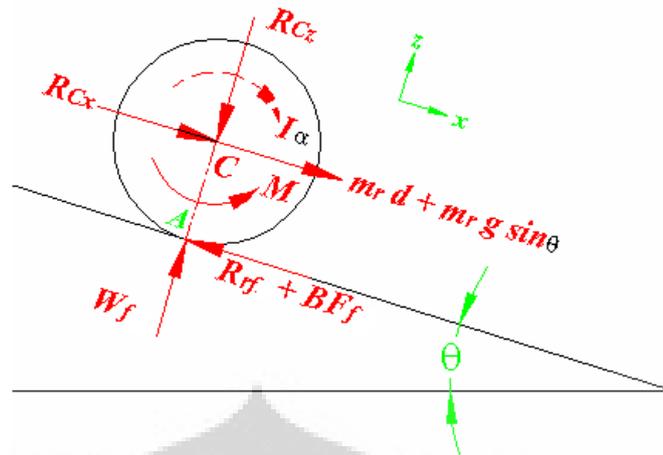
$$Rrr = cr \times Wr = 0,0135 \times 305 N = 4,12 N$$

Maka selanjutnya adalah mencari nilai

$$\mu = \frac{1617N \cdot \sin 30^\circ + \left(\frac{1617N}{g}\right) \cdot 0,2g - 2,97N - 14,787N - 4,12N}{1617N \cdot \cos 30^\circ} = 0,79$$

Karena nilai koefisien traksi yang terjadi saat kendaraan menurun dan direm lebih besar dari nilai koefisien traksi maksimum pada tanah kering, maka terjadi *skidding*.

Untuk mendapatkan besar gaya yang akan diteruskan ke *base material*, maka harus diperhatikan gaya-gaya yang terjadi pada roda depan.



Gambar 3.24 Free Body Diagram Roda Depan Kendaraan Pada Kondisi Operasi Kendaraan Direm Di Jalan Menurun (bidang x-z)

Kesetimbangan gaya

$$\begin{aligned} \Sigma F_z = 0 ; R_{c_z} &= W_f & (3.24) \\ &= 1095,36 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Sigma F_x = 0 ; R_{c_x} &= R_{r_f} + B F_f - M_{roda} \cdot g \cdot \sin \theta - M_{roda} \cdot d & (3.25) \\ &= R_{r_f} + (\mu \cdot W_f) - M_{roda} \cdot g \cdot \sin \theta - M_{roda} \cdot d \\ &= 14,97 \text{ N} + (0,79 \times 1095,36 \text{ N}) - (49 \text{ N} \times 9,8 \text{ m/s}^2 \times \sin 30^\circ) - (\\ &\quad 49 \text{ N} \times 0,2 \times 9,8 \text{ m/s}^2) = 544,16 \text{ N} \end{aligned}$$

Besar gaya yang telah didapatkan tersebut akan diteruskan ke *base material* yaitu untuk $F = 1095,36 \text{ N}$ akan diteruskan sebagai proyeksi gaya lateral arah vertikal dan $F = 544,16 \text{ N}$ akan diteruskan sebagai proyeksi gaya lateral arah horizontal.

3.5.2.1 Gaya Lateral yang Diterima *Base Material* Secara Horizontal

Dengan menggunakan persamaan 3.3 untuk ukuran jari-jari (r) = 275,9 mm dan penyimpangan 1 mm maka besar sudut yang terjadi adalah:

$$\tan \theta = \frac{x}{r}$$

$$\theta = \tan^{-1} \frac{1}{275,9}$$

$$\theta = 0,2^\circ$$

Besar sudut kemudian digunakan untuk perhitungan besar gaya lateral yang dihasilkan dari gaya traksi, yaitu:

$$f = F_{max} \times \tan 0,2^\circ$$

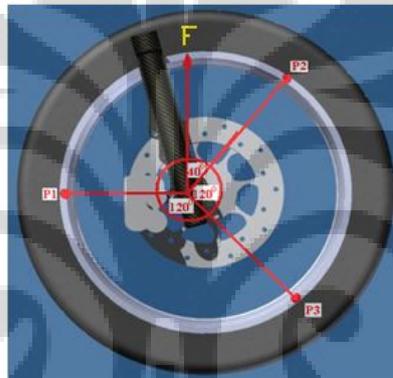
$$f = 544,16 \text{ N} \times \tan 0,2^\circ$$

$$f = 1,89 \text{ N}$$

Dengan sudut penyimpangan sebesar $0,2^\circ$ akan menghasilkan gaya lateral sebesar 1,89 N

3.5.2.2 Gaya Lateral yang Diterima *Base Material* Secara Vertikal

Dengan mengikuti perhitungan yang sama dengan perhitungan untuk gaya vertikal sebelumnya maka, diperlukan proyeksi sesuai posisi *base material* berada.



Gambar 3.25 Proyeksi Gaya Vertikal pada Posisi *Base Material*

$$P2 = P3$$

$$P2 = \frac{F}{\cos 30^\circ} = \frac{1095,36 \text{ N}}{\cos 30^\circ} = 1264,8 \text{ N}$$

Dengan menggunakan persamaan 3.3 untuk ukuran jari-jari (r) = 275,9 mm dan penyimpangan 1 mm maka besar sudut yang terjadi adalah:

$$\tan \theta = \frac{x}{r}$$

$$\theta = \tan^{-1} \frac{1}{275,9}$$

$$\theta = 0,2^\circ$$

Besar sudut kemudian digunakan untuk perhitungan besar gaya lateral yang dihasilkan dari gaya beban vertikal, yaitu:

$$f = F_{max} \times \tan 0,2^{\circ}$$

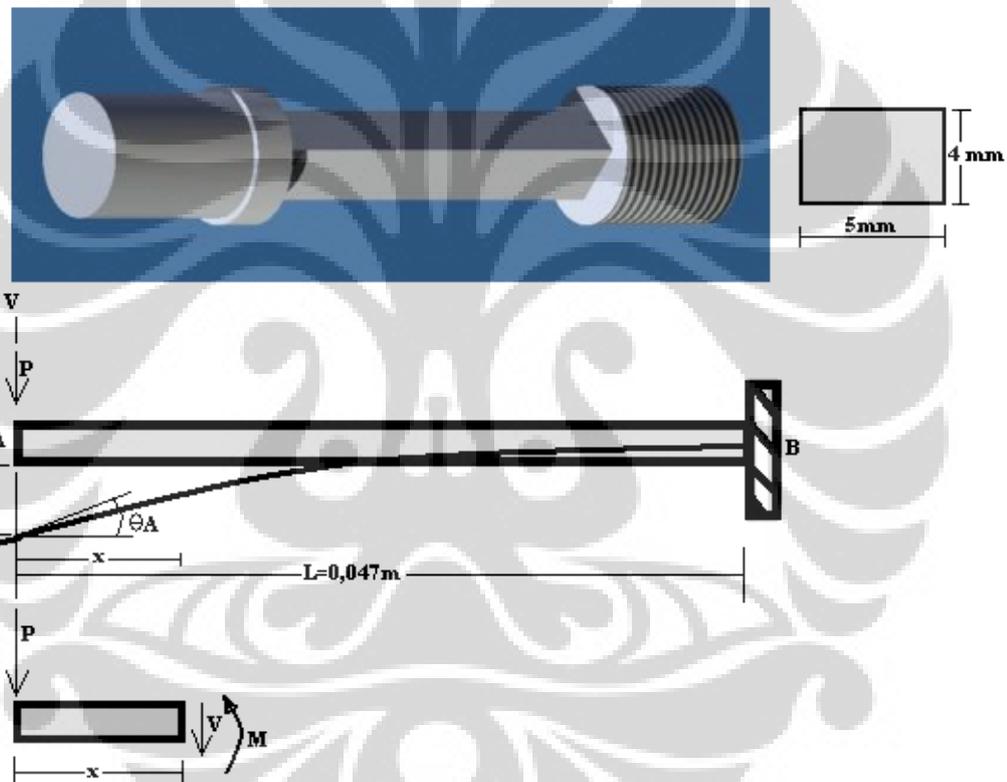
$$f = 1264,8 \text{ N} \times \tan 0,2^{\circ}$$

$$f = 4,4 \text{ N}$$

Dengan sudut penyimpangan sebesar $0,2^{\circ}$ akan menghasilkan gaya lateral sebesar 4,4 N

III.6 PERHITUNGAN GAYA MAKSIMAL AKIBAT DEFLEKSI

Beban yang bekerja pada batang *base material* dapat menyebabkan defleksi. Ilustrasinya dapat dilihat pada gambar 3.32 di bawah ini.



Gambar 3.26 Defleksi Pada *Free Body Diagram Base material*

Momen internal dapat diwakili sepanjang batang dengan menggunakan *single cordinat x*. fungsi momen terlihat dari *free body diagram*, dengan M arah positif, maka dengan menggunakan persamaan 2.56 didapat

$$M = -Px \quad (3.26)$$

dengan menggunakan persamaan 2.56 dan mengintegrasikannya dua kali didapat

$$EI \frac{d^2v}{dx^2} = -Px \quad (3.27)$$

$$EI \frac{dv}{dx} = -\frac{Px^2}{2} + C_1 \quad (3.28)$$

$$Elv = -\frac{Px^3}{6} + C_1x + C_2 \quad (3.29)$$

Dengan menggunakan kondisi batas $dv/dx = 0$ pada $x = L$ dan $v = 0$ pada $x = L$ maka persamaan 3.28 dan 3.29 menjadi

$$0 = -\frac{PL^2}{2} + C_1 \quad (3.30)$$

$$0 = -\frac{PL^3}{6} + C_1L + C_2 \quad (3.31)$$

Didapatkan nilai $C_1 = PL^2/2$ dan $C_2 = -PL^3/3$. Substitusi hasil tersebut ke dalam persamaan 3.29 kita dapatkan $\Theta = dv/dx$. Dan hasilnya

$$v = \frac{P}{6EI} (-x^3 + 3L^2x - 2L^3) \quad (3.32)$$

Maksimum defleksi terjadi pada A ($x = 0$), maka

$$v_A = -\frac{PL^3}{3EI} \quad (3.33)$$

Jika defleksi maksimum yang diinginkan dan masih dapat ditahan oleh *base material* yang terbuat dari aluminium 6061 dan penampang berukuran (4 x 5) mm dengan nilai modulus elastisitas (E) = $6,89 \cdot 10^{10}$ Pa sebesar 1 mm, maka gaya yang dihasilkan sebesar,

$$I = \frac{1}{12}bh^3 = \frac{4 \cdot 10^{-3} \times (5 \cdot 10^{-3})^3}{12} = 4,1 \cdot 10^{-11} m^4$$

$$v_A = -\frac{PL^3}{3EI}$$

$$0,001m = \frac{Px(0,047m)^3}{3 \times 6,89 \cdot 10^{10} \times 4,1 \cdot 10^{-11} m^4}$$

Maka didapat besar gaya yang bekerja pada *base material* yang menyebabkan defleksi 1 mm adalah 81,6 N.

3.7 PEMILIHAN MATERIAL

Supaya alat ukur bisa bekerja sesuai yang diinginkan, maka harus diketahui material yang akan digunakan sebagai bahan baku. Material yang akan digunakan sebagai bahan baku untuk alat pengukur kestabilan putaran roda depan sepeda motor ini harus memiliki sifat keras dan ringan. Selain itu, material yang dipilih juga harus memiliki nilai *yield strength* yang cukup kuat untuk menahan gaya yang akan diterima dari roda sekaligus sensitif untuk mendeteksi kemiringan roda yang bernilai kecil. Untuk itu, diperlukan data mengenai bentuk dan dimensi dari *base material*, *safety factor*, serta perhitungan *bending* menggunakan metode DET (*distortion Energy Theory*) atau *von misses*.

3.7.1 Konsep Desain *Base Material*

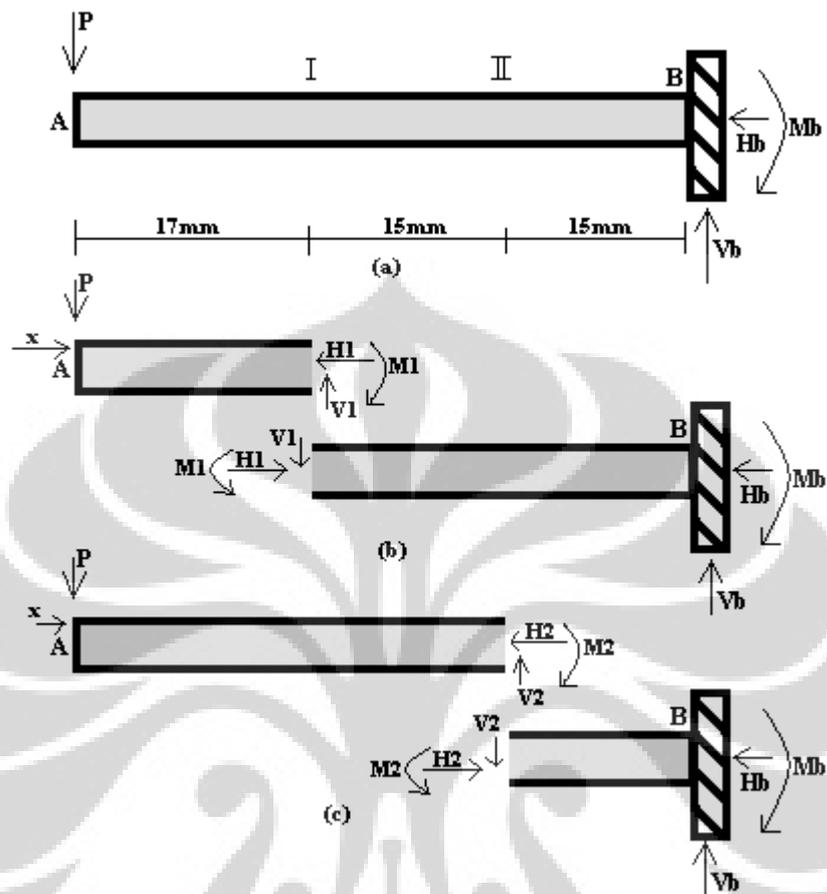
Base material merupakan komponen alat ukur yang sangat penting dalam menentukan keakuratan dan kesensitifitas pengukuran. Selain itu *base material* juga digunakan untuk dipasangkan *strain gage* yang merupakan sensor dalam mengukur kemiringan roda depan sepeda motor tersebut. Sehingga komponen ini harus berupa plat berpenampang *rectangular*.



Gambar 3.27 Gaya yang Bekerja pada *Base material*

Berdasarkan perhitungan dari defleksi yang diinginkan sebesar 1 mm menghasilkan besar gaya yang akan digunakan dalam perhitungan pada *base material* sebesar 81,6 N

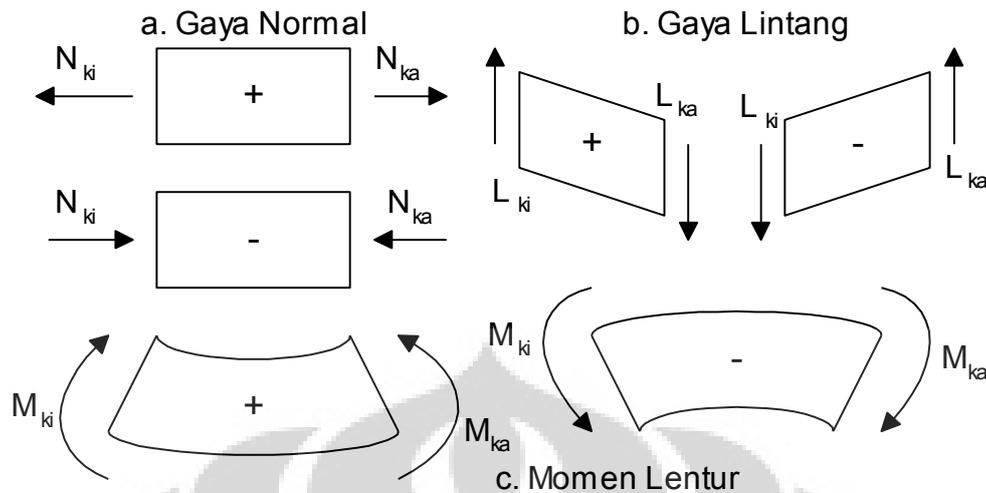
3.7.2 Perhitungan *Base Material* Sensor



Gambar 3.28 Free Body Diagram Base Material

Perjanjian Tanda Gaya Dalam.

Gaya normal diberi tanda positif (+) apabila gaya cenderung menimbulkan sifat tarik pada batang dan negatif (-) bila gaya cenderung menimbulkan sifat tekan (gambar. 3.29.a). Gaya lintang disebut positif apabila gaya cenderung menimbulkan patah dan searah jarum jam, dan negatif bila sebaliknya.



Gambar 3.29. Perjanjian tanda gaya-gaya dalam

Momen lentur diberi tanda positif apabila gaya menyebabkan sumbu batang cekung ke atas, dan bila cekung ke bawah diberi tanda negatif

Langkah Pertama

Dengan perhitungan kesetimbangan biasa didapat nilai $H_b = 0$, $V_b = 81,6 \text{ N}$, dan $M_b = 3,835 \text{ Nm}$.

Langkah Kedua

Mencari keseimbangan gaya dalam. Kita lihat pada titik I, dengan menganggap A-I sebagai *freebody* yang seimbang, maka akan tampak gaya-gaya dalam yang harus mengimbangi gaya luar (lihat gambar 3.28b).

Dengan persamaan statik tertentu biasa didapat,

$$\sum X = 0 \rightarrow H_b = 0$$

$$\sum Y = 0 \rightarrow -81,6 \text{ N} + V_I = 0 \rightarrow V_I = 81,6 \text{ N}$$

$$\sum M_I = 0 \rightarrow -81,6 \text{ N} \cdot 0,017 \text{ m} + M_I = 0 \rightarrow M_I = 1,387 \text{ Nm}$$

Mengingat tanda gaya dalam sesuai perjanjian maka hasil hitungan perlu dicermati: $H_{bI} = 0 \text{ N}$, $V_{bI} = -81,6 \text{ N}$, dan $M_{bI} = -1,387 \text{ Nm}$

Begitu juga dengan titik II, dimana A-II dianggap *freebody*, maka akan tampak gaya-gaya dalam yang mengimbangi gaya luar (lihat gambar 3.28c).

Dengan persamaan statik tertentu dapat dihitung:

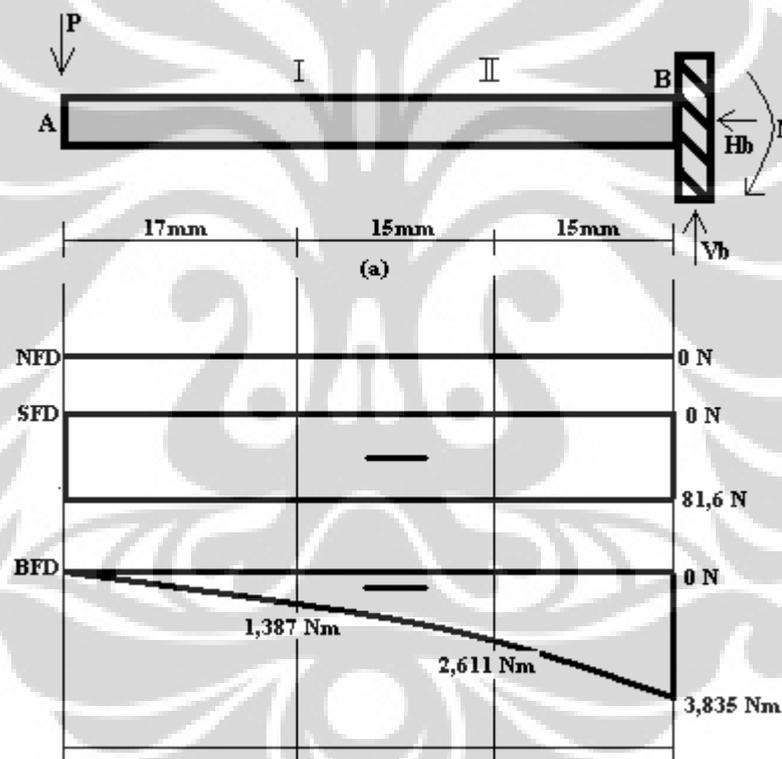
$$\Sigma X = 0 \rightarrow H_b = 0$$

$$\Sigma Y = 0 \rightarrow -81,6 - V_2 = 0 \rightarrow V_2 = -81,6 \text{ N}$$

$$\Sigma M_2 = 0 \rightarrow -81,6 \text{ N} \cdot 0,032 \text{ m} - M_2 = 0 \rightarrow M_2 = -2,611 \text{ Nm}$$

Tabel 3.2 Hasil Perhitungan Gaya-Gaya Dalam

X	H_x	V_x	M_x
0	0	81,6 N	-3,835 Nm
I	0	-81,6 N	-2,611 Nm
II	0	-81,6 N	-1,387 Nm



Gambar 3.30 Diagram Gaya Normal, Geser, dan Momen

Perhitungan prediksi kegagalan menggunakan *Distortion Energy Theory* (DET). Teori ini juga dikenal sebagai kriteria kegagalan *Von Mises*, yang menyatakan bahwa kegagalan material disebabkan karena energi elastik yang bergabung dengan deformasi geser. Teori ini tepat untuk material ulet dan untuk

memprediksi *yielding* di bawah kombinasi tegangan dengan akurasi yang lebih baik daripada teori kegagalan lain. DET memprediksi kegagalan apabila :

$$\sigma_e \geq \frac{S_y}{n_s} \quad (3.34)$$

Dimana, σ_e = tegangan *Von Mises*

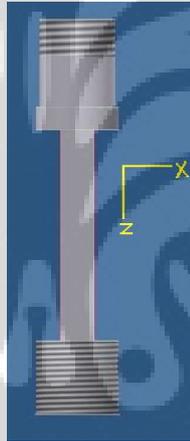
Untuk tegangan triaksial

$$\sigma_e = \frac{1}{\sqrt{2}} [(\sigma_2 - \sigma_1)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 + (\sigma_3 - \sigma_2)^2]^{\frac{1}{2}} \quad (3.35)$$

Untuk tegangan biaksial, mengasumsikan $\sigma_3 = 0$

$$\sigma_e = (\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1\sigma_2)^{\frac{1}{2}} \quad (3.36)$$

Dalam perhitungan ini, tegangan yang terjadi adalah tegangan biaksial dimana hanya ada gaya dengan arah x-y.



Gambar 3.31 Arah Gaya yang Terjadi Pada *Base Material*

$$\sigma_{xy} = \frac{Mc}{I} = \frac{3,835 \times 2 \cdot 10^{-3}}{4,1 \cdot 10^{-11}} = 187073170,7 \text{ Pa}$$

$$\tau_{xy} = \frac{3V}{2A} = \frac{3 \times 81,6}{2 \times 2 \cdot 10^{-5}} = 6120000 \text{ Pa}$$

$$\begin{aligned} \sigma_1, \sigma_2 &= \frac{\sigma_{xy}}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_{xy}}{2}\right)^2 + (\tau_{xy})^2} \\ &= 93536585,37 \pm 93736584,12 \end{aligned}$$

$$\sigma_1 = 187273169,5 \text{ Pa}$$

$$\sigma_2 = -199998,75 \text{ Pa}$$

$$\text{Von Misses } (\sigma_e) = \sqrt{(\sigma_1)^2 + (\sigma_2)^2 - 2\sigma_1\sigma_2}$$

$$= 187282964,5 \text{ Pa}$$

$$\approx 187 \text{ Mpa}$$

3.7.3 Penentuan *Safety Factor*

Nilai σ_e yang telah dihitung dengan *Von-mises* merupakan nilai *bending* dari *base material* dengan dimensi yang telah ditentukan setelah mendapat gaya lateral hasil dari kemiringan roda sepeda motor. Untuk mengetahui material yang bisa digunakan, maka nilai *bending* tersebut harus memenuhi kriteria sebagai berikut:

$$\sigma_e \leq \frac{Y_s}{n_s} \quad (3.37)$$

Dimana Y_s merupakan nilai *yield strength* material yang akan digunakan dan n_s adalah *safety factor*. Oleh karena itu, supaya dapat memperkirakan material yang akan digunakan melalui nilai *yield strength*, harus lebih dulu diketahui perkiraan *safety factor* dari alat ukur yang dirancang.

Langkah selanjutnya menentukan *safety factor* dari desain. Dalam proses penghitungan nilai *safety factor* berdasarkan cara *Puglsey*, kita menggunakan tabel 2.5 dan 2.6.

Characteristic		B			
		vg	g	f	P
A = vg	$C = \begin{cases} vg \\ g \\ f \\ p \end{cases}$	1.1	1.3	1.5	1.7
		1.2	1.45	1.7	1.95
		1.3	1.6	1.9	2.2
		1.4	1.75	2.1	2.45
A = g	$C = \begin{cases} vg \\ g \\ f \\ p \end{cases}$	1.3	1.55	1.8	2.05
		1.45	1.75	2.05	2.35
		1.6	1.95	2.3	2.65
		1.75	2.15	2.95	2.95
A = f	$C = \begin{cases} vg \\ g \\ f \\ p \end{cases}$	1.5	1.8	2.1	2.4
		1.7	2.05	2.4	2.75
		1.9	2.3	2.7	3.1
		2.1	2.55	3	3.45

Universitas Indonesia

A = p	C =	vg	1.7	2.15	2.4	2.75
		g	1.95	2.35	2.75	3.15
		f	2.2	2.65	3.1	3.55
		p	2.45	2.95	3.45	3.95

- A = kualitas materials, pekerja, perawatan dan inspeksi.
- B = aplikasi pembebanan berlebih pada komponen
- C = akurasi dari analisa tegangan, data eksperimen atau pengalaman dengan komponen yang sama

Characteristic	D			
	ns	s	Vs	
E =	ns	1.0	1.2	1.4
	s	1.0	1.3	1.5
	vs	1.2	1.4	1.6

vs = Sangat serius, s = serius, and ns = tidak serius

D = Bahaya bagi manusia

E = Dampak ekonomi.

Adapun proses penghitungan nilai *safety factor* itu sendiri, dengan cara sebagai berikut :

$$n_s = n_{sx} \times n_{sy} \quad (3.38)$$

n_{sx} merupakan karakteristik yang diinginkan sesuai pada Table 3.4. Untuk nilai A material dikategorikan ke dalam, kondisi f = fine, yang artinya material diperkirakan akan dibuat dalam proses yang cukup terawasi dan terkontrol dan dengan menggunakan material yang berkualitas, dan dengan perawatan yang cukup. Kemudian nilai B dikategorikan dalam kondisi g = good, dimana diperkirakan terdapat kemungkinan base material akan mendapatkan kelebihan beban yang kecil. Selanjutnya nilai C termasuk dalam kondisi g = good. Hal tersebut dipilih karena analisa tegangan telah diperhitungkan, material yang digunakan tidak pernah dicoba dibawah kondisi lingkungan, beban, dan tegangan rata-rata tetapi kemungkinan untuk mencapai kondisi yang tidak diperhitungkan masih sangat besar, sehingga diperoleh $n_{sx} = 1,25$

n_{sy} disini merupakan karakteristik yang diinginkan sesuai dengan Tabel 2.6. Adapun karakteristik dari nilai D dikategorikan dalam $n_s = not\ serious$. Hal ini disebabkan apabila terjadi kerusakan maka kondisi yang terjadi tidaklah terlalu mengganggu operator yang menjalankan alat ukur ini. Kemudian nilai E juga dimasukkan ke dalam kategori $n_s = not\ serious$. Hal ini disebabkan karena kerusakan pada *base material* dapat diganti dengan yang baru yang harganya tidak mahal. Dengan demikian nilai dari $n_{sy} = 1.0$ Sehingga nilai *safety factor* = $(1,25).(1.0) = 1,25$

3.7.4 Perbandingan *Material Properties*

Dalam proses merancang alat pengukur kestabilan putaran roda ini, kemampuan *base material* sebagai komponen dari alat yang akan dilekati *strain gage* sangat penting. Untuk mengetahui kemampuan material tersebut dalam melakukan bending, maka perhitungan dilakukan pengamatan terhadap nilai *yield strength* material.

Tabel 3.3 *Material Properties* Beberapa Jenis Logam

Material	Modulus of Elasticity, psi x 10 ⁶ (GPa)	Yield Strength, ksi (MPa)	Ductility, % EL in 2in
Iron	30 (207)	19 (130)	45
Gray Cast iron	<i>variable</i>	-	-
Low Carbon Steel	30 (207)	43 (295)	37
High Carbon Steel	30 (207)	55 (380)	25
Stainless Steel (ferritic)	29 (200)	50 (345)	20
Stainless Steel (Austenitic)	28 (193)	30 (207)	60
Aluminium alloy 6061	10 (68)	40 (275)	12
Aluminium (> 99,5%)	10 (68)	2.5 (17)	25
Aluminium alloy 2014	10.5 (72)	14 (97)	18

Sumber : (Fundamentals of Machine Elements, Bernard J Hamrock; hal 899-900)

Setelah melakukan perbandingan dari properties material berupa metal pada tabel di atas dan mempertimbangkan mengenai kebutuhan penggunaan alat pengukur kemiringan roda depan sepeda motor, maka sebagai pilihan awal material yang dipilih sebagai bahan baku adalah aluminium alloy 6061, dengan nilai *yield strength* sebesar 275 MPa. Untuk memastikannya, maka harus menggunakan perbandingan kriteria *bending* sebagai berikut.

$$\sigma_e \leq \frac{Y_s}{n_s}$$

Nilai σ_e diperoleh dari perhitungan sebelumnya yaitu sebesar 187 Mpa. Demikian juga nilai *safety factor* telah diperhitungkan yaitu sebesar 1,25. Sehingga perbandingan di atas menjadi:

$$187 \text{ Mpa} \leq \frac{275 \text{ MPa}}{1,25}$$

$$187 \text{ Mpa} \leq 220 \text{ Mpa}$$

Terbukti bahwa material berupa aluminium alloy 6061 merupakan pilihan yang tepat untuk dijadikan bahan baku bagi alat pengukur kemiringan roda depan sepeda motor.

3.7.5 Analisa Perhitungan

Pada perhitungan *base material* yang telah dilakukan, didapatkan nilai *stress* ekuivalen sebesar 187 N yang diaplikasikan pada batang sensor yang ditentukan besar defleksi maksimal 1 mm. Hasil perhitungan dari teori kegagalan *Von-Mises* menyatakan bahwa material aluminium aman terhadap besar gaya yang terjadi akan tetapi perbedaan nilainya sangat kecil yaitu

$$187 \text{ Mpa} \leq 220 \text{ Mpa}$$

Allowable stress yang telah dihitung juga hanya menggunakan *safety factor* yang kecil yaitu 1,25. Tentunya hal ini sangat riskan terhadap keamanan dari *base material*. Oleh karena itu untuk penelitian lebih lanjut, akan sangat baik untuk menggunakan material untuk bahan sensor yang mempunyai nilai *yield strength* yang lebih besar seperti *stainless steel* dengan nilai *yield strength* 345 Mpa.

Selain memperhatikan material dari batang sensor, akan sangat baik pula penelitian berikutnya memperhatikan rigiditas dari perancangan alat, sebab hal ini akan sangat mempengaruhi hasil dari pengukuran *roundness*.

Walaupun secara umum rigiditas/kekakuan dan elastisitas dari sebuah material tidaklah sama karena modulus elastisitas merupakan sifat dari penyusun material sedangkan rigiditas/kekakuan merupakan sifat dari *solid body* yang tergantung pada jenis material, bentuk, dan kondisi batas. Akan tetapi keduanya mempunyai hubungan seperti yang digambarkan dalam suatu formula kekakuan

$$k = \frac{AE}{L}$$

Dimana $k = \text{stiffness}$

$A = \text{cross sectional area}$

$E = \text{modulus elastisitas}$

$L = \text{panjang batang}$

Dari formula tersebut dapat kita ketahui bahwa dalam rancangan alat pengukur *roundness* yang telah dibuat dari alumunium 6061 dan mempunyai nilai $E = 68$ Gpa merupakan nilai modulus elastisitas yang cukup besar untuk menyebabkan defleksi pada seluruh *camber* atau lengan yang ada pada alat ukur dan akibatnya akan mempengaruhi hasil pengukuran *roundness* dan *spooring*.

Untuk mendapatkan kekakuan yang optimal selain dengan cara menggunakan material yang mempunyai nilai modulus elastisitas yang lebih kecil dan panjang batang yang lebih pendek, maka cara alternatifnya adalah dengan memberikan besi siku pada tiap sambungan antara batang yang membentuk sudut tegak lurus.

3.7.6 Perhitungan *Fatigue Base Material*

Base meterial yang digunakan sebagai sensor pengukur ketidakbulatan rim akan mendapatkan beban *bending* yang berulang-ulang, oleh sebab itu diperlukan perhitungan *fatigue* untuk mengetahui batasan-batasan tentang besar beban yang dapat diterima material dalam siklus tertentu.

1. Perhitungan untuk mencari besarnya gaya yang dapat menyebabkan kegagalan *fatigue* jika digunakan dalam rentang siklus tertentu. Menggunakan persamaan 2.39

$$S'_f = 10^C (N'_t)^{b_s}$$

Dimana

$$b_s = -\frac{1}{3} \log \left(\frac{S'_l}{S'_e} \right)$$

Untuk nilai S'_l dan S'_e didapat dari persamaan 2.31 (A) dan 2.33 (A) karena tipe beban atau gaya yang terkena *base material* adalah bending maka nilai $S'_l = 0,9 S_u$ untuk 1000 siklus dan $S'_e = 0,5 S_u$ untuk siklus 10^6 dan nilai *ultimate tensile stress* (S_u) untuk aluminium 6061 = 310 MPa, maka nilai b_s

$$b_s = -\frac{1}{3} \log \left(\frac{0,9 S_u}{0,5 S_u} \right) = -0,08509$$

Dan besar nilai C didapat dari persamaan 2.38

$$C = 2 \log \left(\frac{S'_l}{S'_e} \right) + \log S'_e = \log \left[\frac{(S'_l)^2}{S'_e} \right]$$

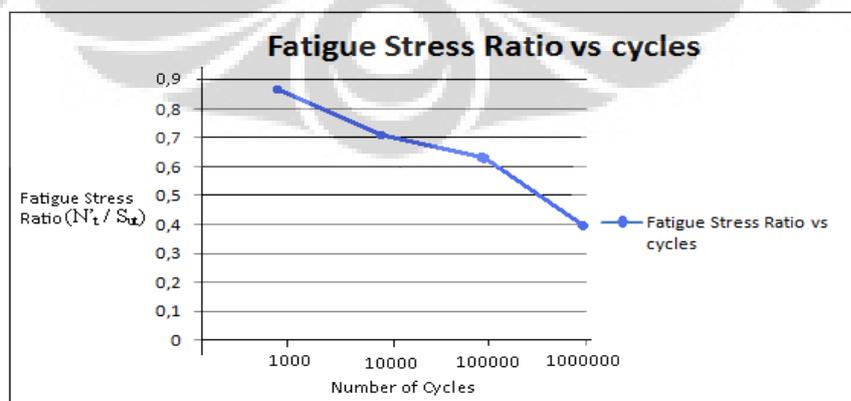
$$C = \log \left[\frac{(0,9)^2 \cdot (310)^2}{0,5 \cdot 310} \right] = 2,7$$

Maka besarnya gaya untuk *range* siklus $1000 \leq N'_t \leq 10^6$ sebelum terjadi kegagalan adalah

$$S'_f = 10^{2,7} (N'_t)^{-0,08509}$$

Tabel 3.4 Hasil Perhitungan *Stress Ratio* dari Berbagai Siklus

Siklus (N'_t)	Gaya (S'_f)	Stress Ratio (N'_t / S'_u)
1.000	278 Mpa	0,89
10.000	228 Mpa	0,73
100.000	188 Mpa	0,61
1.000.000	154 MPa	0,49



Gambar 3.32 Kurva Perbandingan Rasio Tegangan *Fatigue* dan Siklus

Universitas Indonesia

Dari perhitungan dapat diketahui bahwa dengan siklus sebanyak 10000 kali maka besar gayanya adalah 228 Mpa. Pada perhitungan *von-mises* didapat nilai stress sebesar 187 Mpa, itu berarti masa pakai *base material* sekitar 10^5 siklus. Besar gaya ini adalah batas besar gaya yang akan menyebabkan kegagalan *fatigue* pada *base material*. Dari kurva dapat kita ketahui bahwa semakin kita menginginkan waktu pakai yang lebih lama maka besar gaya yang dikenakan pada suatu material akan semakin menurun besarnya.

2. Jumlah Regangan Total Akibat Beban *Fatigue*

Perhitungan tentang total regangan diperlukan agar *desainer* mengetahui *total strain amplitude* sebagai jumlah dari elastis dan plastis *strain amplitude* dengan menggunakan persamaan Manson-Coffin (pers 2.30)

$$\frac{\Delta \varepsilon}{2} = \frac{\sigma'_f}{E} (2N')^a + \varepsilon'_f (2N')^\alpha$$

Dengan menggunakan tabel 2.4 didapat nilai $\varepsilon'_f = 0,42$, $a = -0,106$, $\alpha = -6,5$ dan $E = 68$ Gpa. Catatan bahwa besar nilai *bending fatigue* didapatkan dari perhitungan *Von-Mises* sebelumnya yaitu $\sigma'_f = 187$ Mpa

Tabel 3.5 Hasil Perhitungan Total *Strain* pada Beberapa Siklus

Number of Cycles	$\Delta \varepsilon$
1000	$3,57 \cdot 10^{-8}$
10000	$2,8 \cdot 10^{-8}$
100000	$2,18 \cdot 10^{-8}$
1000000	$1,72 \cdot 10^{-8}$

3. Perhitungan Nilai Tegangan Rata-Rata, *Range of Stress*, Amplitudo Tegangan, rasio Tegangan, dan rasio Amplitudo dari Beban *Fatigue*

Perhitungan *Von-Mises* tentang *base material* didapatkan besar nilai *bending* maksimum dan minimum sebesar 187273169,5 Pa dan -199998,75 Pa.

Tegangan rata-rata didapat dari persamaan 2.25

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = \frac{187273169,5 \text{ Pa} - 199998,75 \text{ Pa}}{2} = 93536585,38 \text{ Pa}$$

Range of Stress didapat dari persamaan 2.26

$$\sigma_r = \sigma_{max} - \sigma_{min} = 187273169,5 \text{ Pa} - (-199998,75 \text{ Pa}) = 187473168,3 \text{ Pa}$$

Amplitudo tegangan didapat dari persamaan 2.27

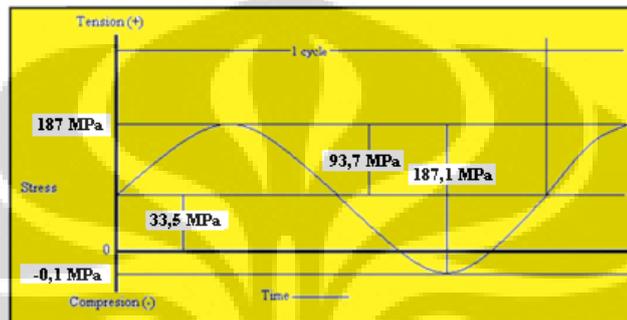
$$\sigma_a = \frac{\sigma_r}{2} = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = \frac{187473168,3 \text{ Pa}}{2} = 93736584,13 \text{ Pa}$$

Rasio tegangan didapatkan dari persamaan 2.28

$$R_s = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} = \frac{-199998,75 \text{ Pa}}{187273169,5 \text{ Pa}} = -1,07 \cdot 10^{-3}$$

Rasio amplitudo didapat dari persamaan 2.29

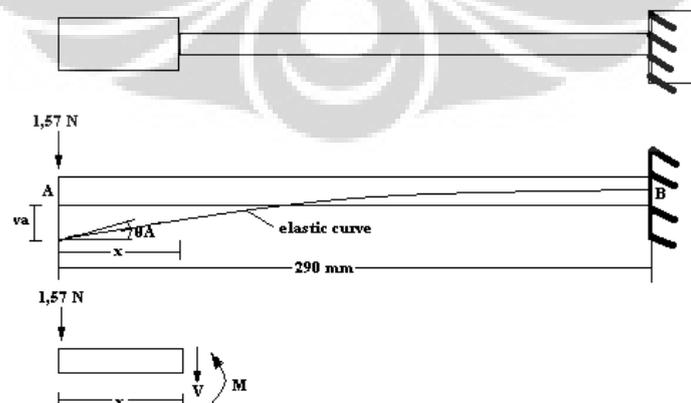
$$A_a = \frac{\sigma_a}{\sigma_m} = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{\sigma_{max} + \sigma_{min}} = \frac{1 - R_s}{1 + R_s} = \frac{187473168,3 \text{ Pa}}{187073170,8 \text{ Pa}} = 1$$



Gambar 3.33 Kurva Perhitungan *Cyclic Stresses*

1.8 DEFLEKSI PADA BATANG *SPOORING*

Pada batang *sporing* untuk alat pengukur kemiringan roda bagian depan dan belakang mendapatkan gaya dari berat material itu sendiri ditambah dengan berat laser. Batang akan mengalami defleksi yang terjadi untuk memastikan bahwa defleksinya tidak akan mengganggu hasil pengukuran *sporing*. Untuk dimensi batang *sporing* depan memiliki panjang 290 mm dan berat 160 gram dan untuk batang *sporing* belakang dimensinya hampir sama jadi dengan menghitung bagian depan saja maka telah dapat mewakili hasil defleksi yang akan terjadi.



Gambar 3.34 *Free Body Diagram* Batang *Sporing*

Momen internal dapat diwakili sepanjang batang dengan menggunakan *single cordinat* x . fungsi momen terlihat dari *free body diagram*, dengan M arah positif, maka dengan menggunakan perhitungan yang sama dengan defleksi *base material*

$$M = -Px$$

dengan menggunakan persamaan 2.56 dan mengintegrasikannya dua kali didapat

$$EI \frac{d^2v}{dx^2} = -Px$$

$$EI \frac{dv}{dx} = -\frac{Px^2}{2} + C_1$$

$$Elv = -\frac{Px^3}{6} + C_1x + C_2$$

Dengan menggunakan kondisi batas $dv/dx = 0$ pada $x = L$ dan $v = 0$ pada $x = L$ maka persamaan menjadi

$$0 = -\frac{PL^2}{2} + C_1$$

$$0 = -\frac{PL^3}{6} + C_1L + C_2$$

Didapatkan nilai $C_1 = PL^2/2$ dan $C_2 = -PL^3/3$. Substitusi hasil tersebut ke dalam persamaan maka kita dapatkan $\Theta = dv/dx$. Dan hasilnya

$$v = \frac{P}{6EI} (-x^3 + 3L^2x - 2L^3)$$

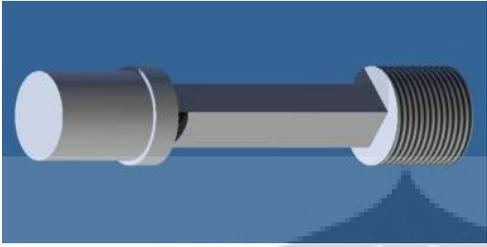
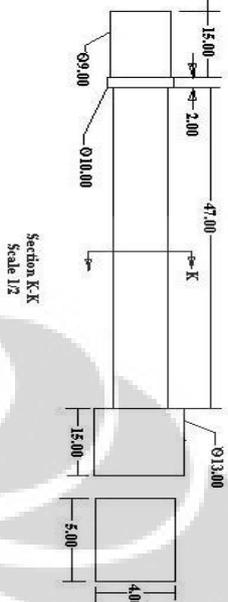
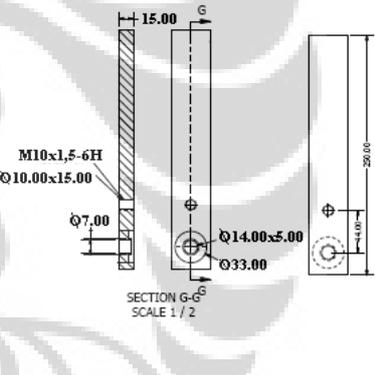
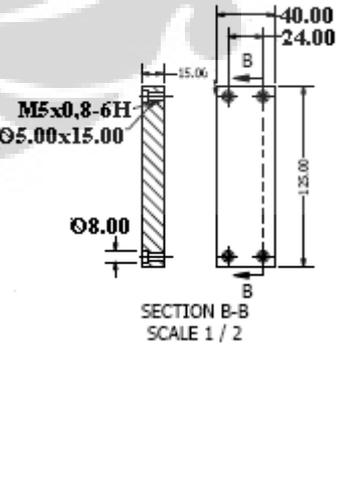
Maksimum defleksi terjadi pada A ($x = 0$), maka

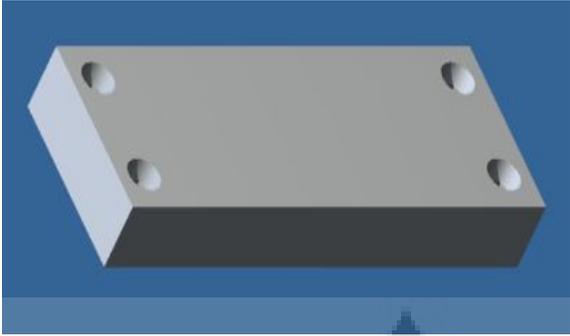
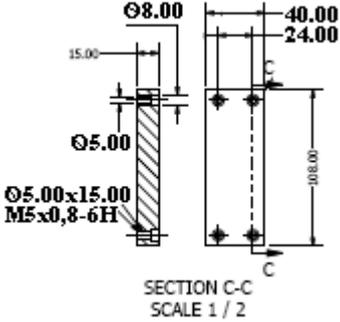
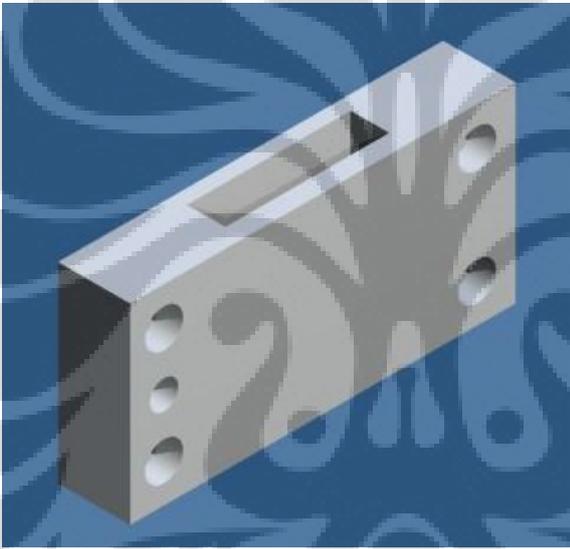
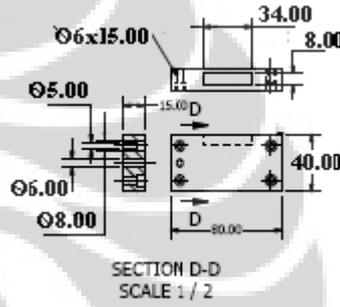
$$v_A = -\frac{PL^3}{3EI}$$

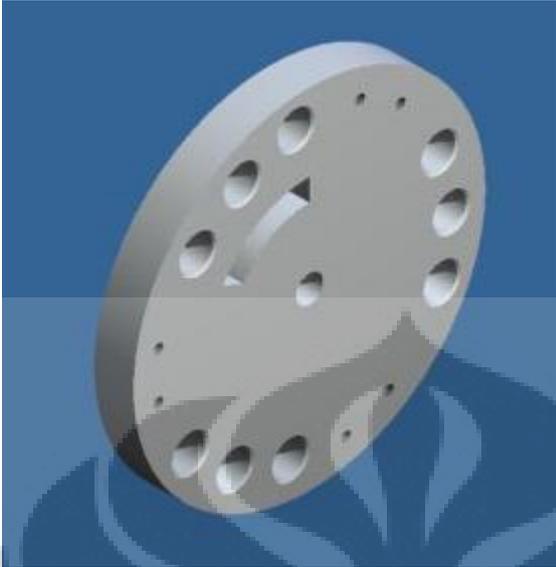
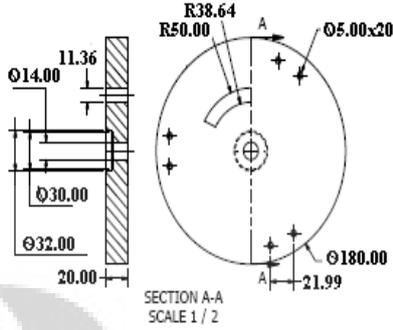
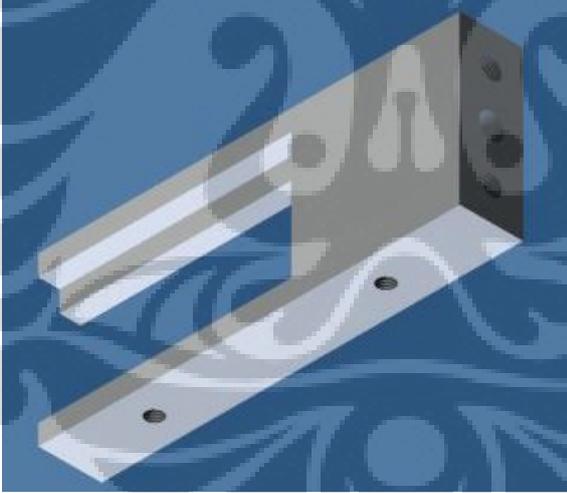
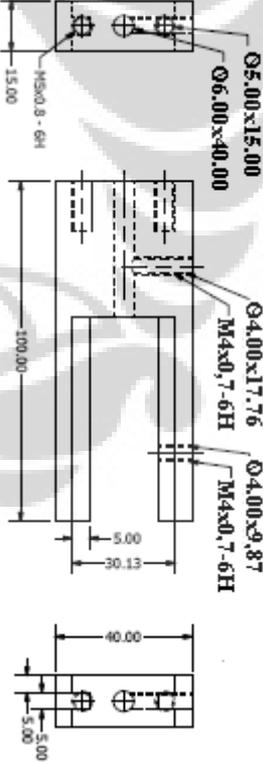
Dengan E (modulus elastisitas) dari *gray cast iron* sebesar 109 Gpa, inersia dari bentuk tubular batang *sporing* sebesar $7,065 \cdot 10^{-6} \text{ m}^4$, dan panjang batang 290 mm = 0,29 m didapat nilai defleksi sebesar **$-1,657 \cdot 10^{-8} \text{ m}$** (tanda negatif menyatakan defleksi ke arah bawah)

Dari hasil perhitungan dapat dilihat bahwa nilai defleksi sangat kecil jadi kita bisa menganggap defleksi yang terjadi tidak ada.

Tabel 3.6 Ringkasan Gambar Detil

NO	PART	DIMENSI
1	 <p style="text-align: center;"><i>Base Material</i> Material : Alumunium 6061</p>	
2	 <p style="text-align: center;">Batang Dasar Material : Alumunium 6061</p>	
3	 <p style="text-align: center;"><i>Camber Atas</i> Material : Alumunium 6061</p>	
4		

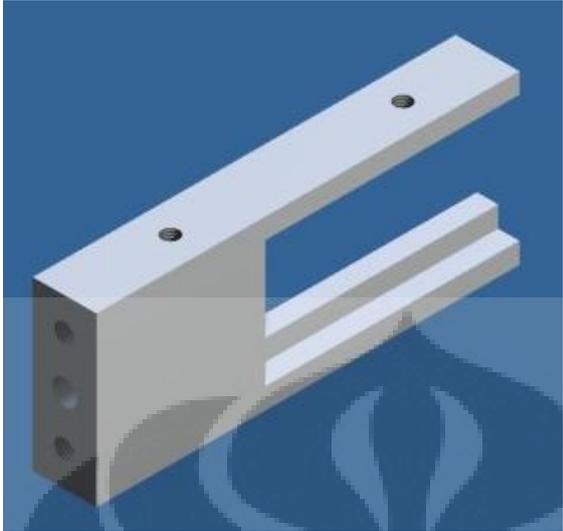
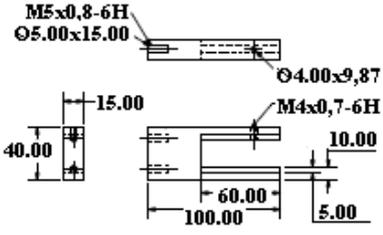
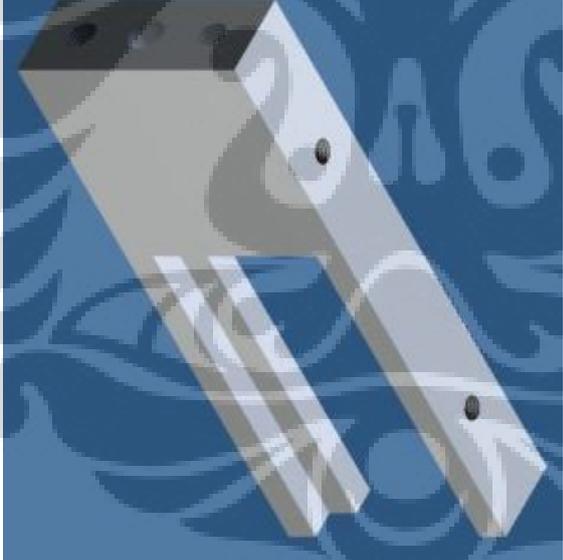
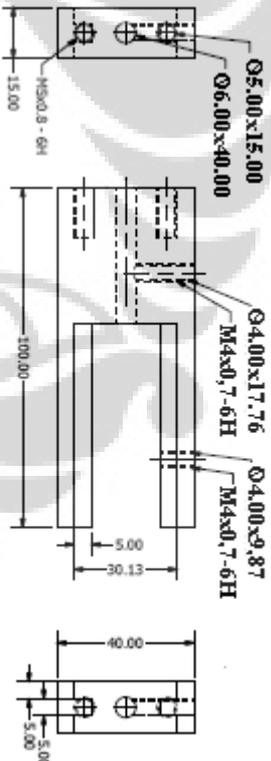
		 <p style="text-align: center;">SECTION C-C SCALE 1 / 2</p>
<p style="text-align: center;">5</p>		 <p style="text-align: center;">SECTION D-D SCALE 1 / 2</p>
<p style="text-align: center;">6</p>		

		 <p>SECTION A-A SCALE 1 / 2</p>
<p>7</p>		
<p>8</p>		

Plat Dasar
Material : Alumunium 6061

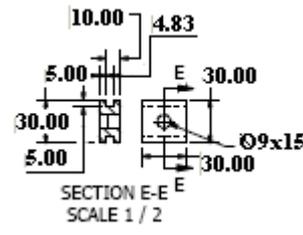
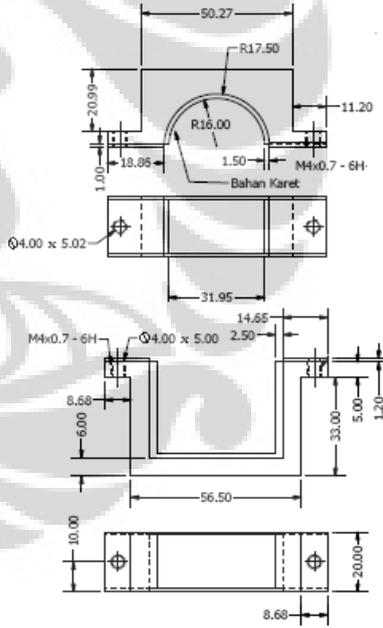
Lengan Kiri

Material : Alumunium 6061

		
<p>9</p>		
<p>10</p>		

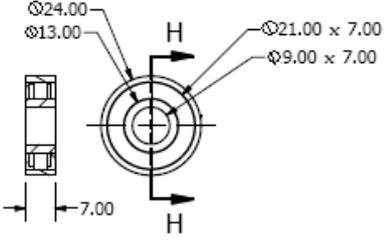
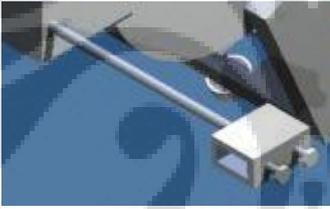
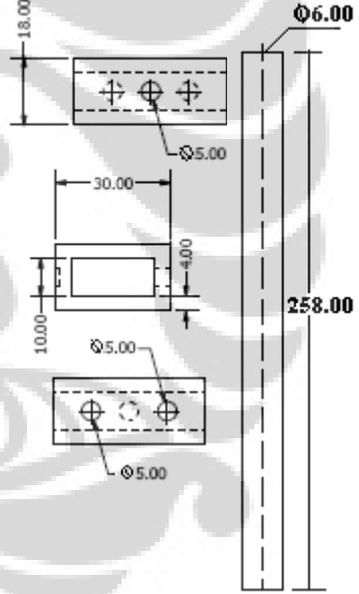
Lengan Atas
Material : Alumunium 6061

Lengan Bawah
Material : Alumunium 6061

		 <p>SECTION E-E SCALE 1 / 2</p>
<p>11</p>		
<p>12</p>		

Slider
Material : Alumunium 6061

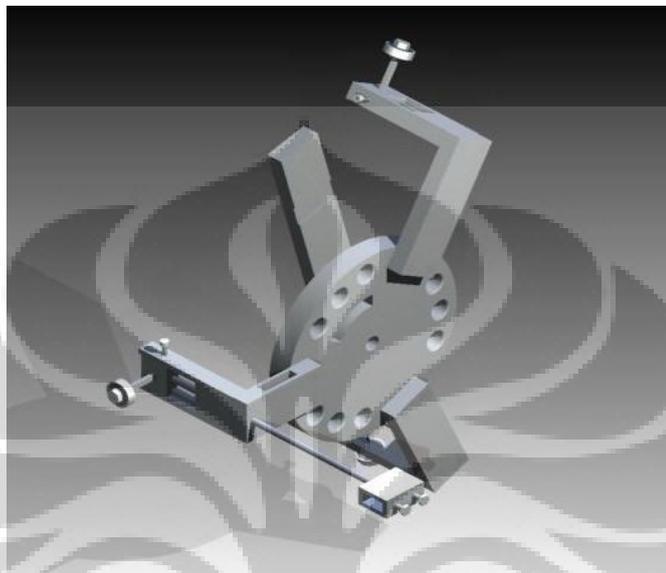
Cekam
Material : Alumunium 6061

	 <p style="text-align: center;"><i>Bearing</i> Material : Alumunium 6061</p>	 <p style="text-align: center;">SECTION H-H SCALE 1 : 1</p>
13	 <p style="text-align: center;"><i>Batang Sporing</i> Material : Alumunium 6061</p>	

Gambar detail 2D alat ukur terdapat pada lampiran 15

BAB 4 PEMODELAN

4.1 RANCANGAN ALAT



Gambar 4.1 Alat Ukur Kemiringan dan *Roundness* Pada Roda Depan



Gambar 4.2 Pemisahan Alat Pengukur Kemiringan dan *Roundness* Roda Depan

Gambar 4.1 merupakan desain akhir alat ukur kemiringan roda depan sepeda motor. Pada gambar 4.2 terlihat beberapa part yang menyusun alat ukur akan tetapi alat tersebut dapat disederhanakan menjadi 6 komponen dan ada beberapa komponen tersebut memiliki beberapa part penyusunnya sendiri. Selanjutnya akan dibahas secara lebih rinci mengenai komponen-komponen penyusun alat serta proses assembly dan pemasangan di sepeda motor, komponen yang ada pada alat ukur dapat dipisah-pisah menjadi komponen-komponen berikut ini.

4.1.1 Batang Dasar

Komponenudukan dasar merupakan komponen yang akan menanggung keseluruhan beban dari alat ukur. Jika digambarkan secara terpisah, maka komponenudukan dasar tersebut akan terlihat seperti gambar 4.2 di bawah ini



Gambar 4.3 Batang Dasar

Dudukan dasar merupakan komponen alat ukur yang akan menempel dengan *shockbreaker* sepeda motor. Mempunyai dimensi Karena komponen ini akan menerima getaran dari sepeda motor maka dudukan dasar ini harus bersifat rigid supaya tidak terjadi *fatigue*. Selain itu, rangka utama juga harus tetap bersifat ringan supaya tidak terjadi kesalahan pengukuran akibat massa komponen berat.

4.1.2 Plat Dasar

Plat dasar berguna sebagai tempat dudukan lengan (*camber*) pemegang *slider* dan *base material*.

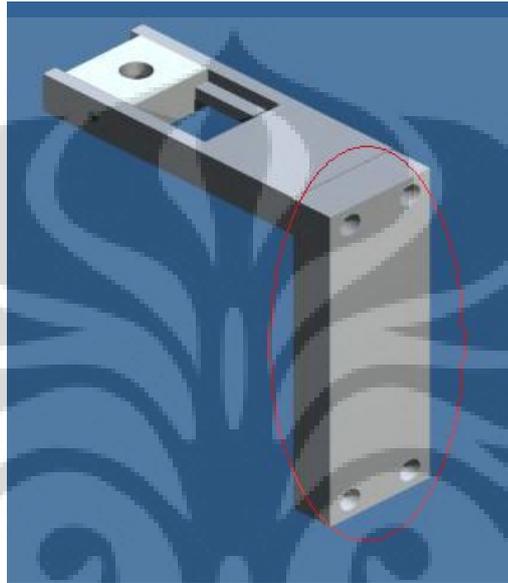


Gambar 4.4 Plat Dasar

Plat dasar yang menjadi komponen sebagai dudukan dasar tersebut berbentuk lingkaran berdiameter 180 mm dan tebal plat 20 mm. Untuk proses *assembly part* tersebut, digunakan baut sebagai sambungannya pada lubang yang dilingkari warna hitam, dengan pertimbangan lebih mudah, murah, dan kekuatan sambungan sama dengan proses las. Bagian yang dilubangi dan dilingkari warna merah bertujuan untuk memangkas beban berat dari komponen itu sendiri.

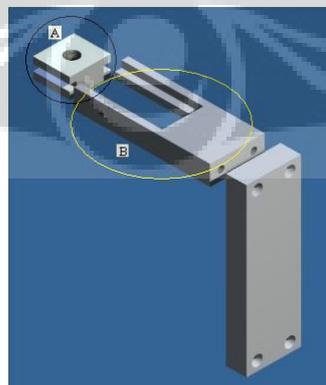
4.1.3 Lengan Atas (*Camber Atas*)

Komponen yang ditunjukkan pada gambar 4.4 dinamakan komponen lengan atau *camber* atas karena rangkaian komponen tersebut digunakan untuk mengukur kemiringan roda pada arah vertikal dan membentuk sudut *camber* ke arah *base material* yang terletak di bagian atas. Perhatikan gambar 4.4 berikut.



Gambar 4.5 *Camber Atas*

Bagian yang diberi tanda lingkaran merupakan bagian dari komponen *camber* atas yang akan disambungkan dengan komponen lengan *slide* dan *slider* sebagai tempat dudukan *base material*. Ada 3 bagian dari part *camber* atas, seperti yang ditunjukkan oleh gambar 4.5 berikut.

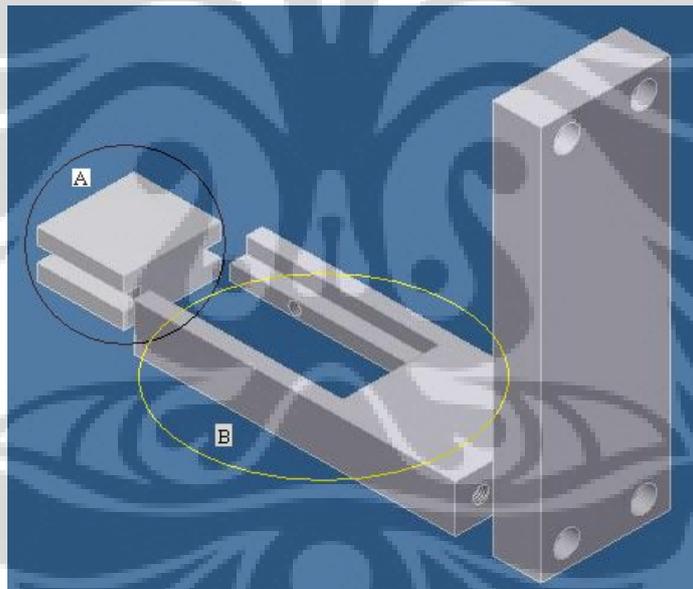


Gambar 4.6 *Camber Atas dan Part Penyusunnya*

Part yang perlu diperhatikan dari komponen *camber atas* adalah part yang dilingkari warna hitam dan kuning karena menyusun mekanisme *sliding*, dengan B sebagai rel dan A sebagai *slider*. Mekanisme *sliding* ini digunakan untuk melakukan *adjustment* terhadap roda depan supaya pengukuran dapat dilakukan dengan benar. *Sliding* dapat dilakukan kearah depan maupun belakang.

4.1.4 Lengan Bawah (*Camber Bawah*)

Sama seperti *camber atas*, *camber bawah* ini merupakan rangkaian komponen yang digunakan untuk membentuk komponen pengukur kemiringan roda pada arah vertikal. Bedanya, *camber bawah* berfungsi untuk mengukur kemiringan roda bagian bawah. Berikut adalah rangkaian part penyusun *camber bawah*.

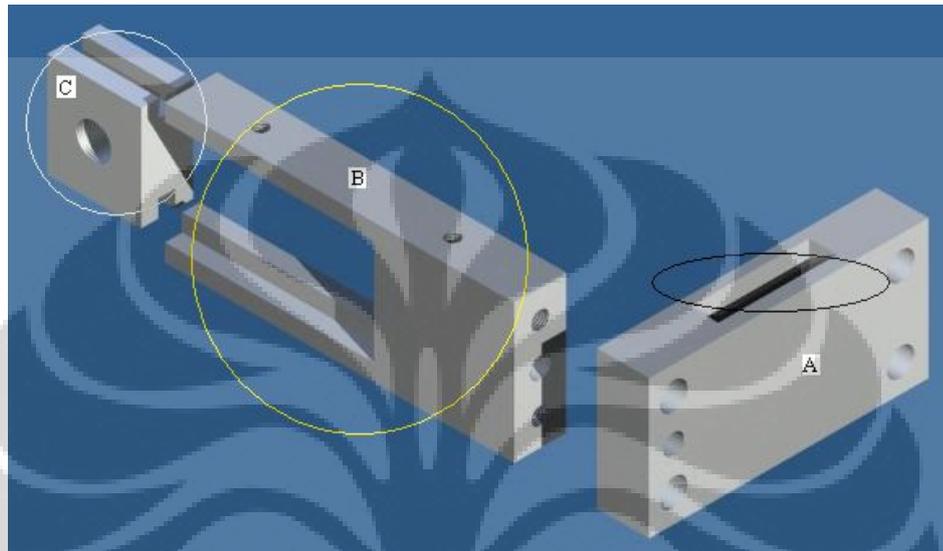


Gambar 4.7 *Camber Bawah* dan Part Penyusunnya

Sama halnya dengan komponen *camber atas*, pada gambar 4.6 terlihat bahwa komponen *camber bawah* juga menggunakan mekanisme *sliding* sebagai metode *adjustment* untuk membantu proses pemasangan alat ukur pada sepeda motor. Mekanisme *sliding* itu dilakukan oleh part B dan C, sedangkan part lengan bawah menyambung dengan komponen dudukan dasar.

4.1.5 Lengan Kiri (*Camber Kiri*)

Yang dimaksud dengan komponen *camber* kiri adalah komponen pada alat ukur yang berguna untuk mengukur kemiringan pada arah horizontal sebelah kiri seperti gambar 4. Berikut ini.



Gambar 4.8 *Adjuster Slip A*

Selain sebagai tempat sambungan dengan plat dasar, *camber* kiri (A) juga berguna sebagaiudukan sistem sliding yang terdiri dari *slide* (B) dan *slider* (C). Pada *camber* kiri juga terdapat coakan yang akan digunakan sebagai tempat *waterpas* untuk memudahkan mendapatkan posisi *camber* kiri yang datar terhadap permukaan tanah karena kedataran tersebut akan sangat mempengaruhi hasil pengukuran *spooring*.

4.1.6 *Base Material*

Base material adalah komponen yang akan terkena secara langsung gaya lateral dari kemiringan roda. *Base material* yang secara keseluruhan berjumlah 3 buah, akan dipasang pada 3 *slider*. Diperlukan juga 3 *bearing* yang dipasang pada setiap *base material*. Fungsi dari *bearing* ini adalah untuk melakukan kontak langsung dengan *rim* yang berputar, karena jika *base material* kontak langsung

dengan *rim* akan merusak *base material* itu sendiri dan pastinya akan merusak rim juga karena *rim* dan *base material* bergesekan saat alat ukur diuji.



Gambar 4.9 *Base Material*



Gambar 4.10 Pemasangan *Base Material* dengan Bearing dan Slide



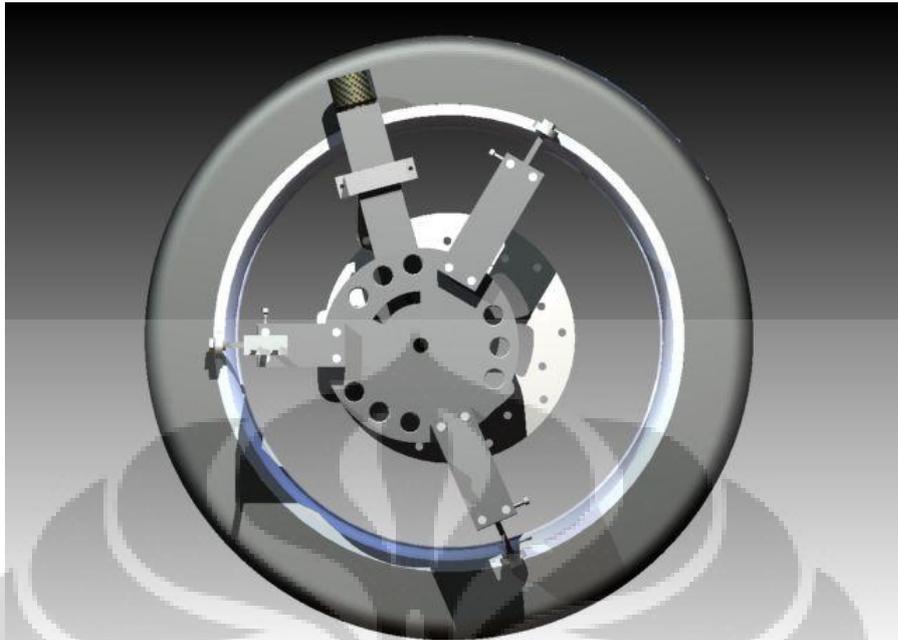
Gambar 4.11 Posisi *Base Material* pada Rim

Untuk memastikan supaya *bearing* dapat melakukan kontak secara langsung dengan *rim* roda sepeda motor, maka sebelum melakukan pengujian diperlukan *adjustment* pada slider agar *base material* benar-benar menyentuh rim.

Berikut adalah gambar posisi pemasangan alat ukur terhadap roda dari berbagai sudut pandang.



Gambar 4.12.a Posisi Pemasangan Alat Pengukur Terhadap Roda (sudut pandang ISO)



Gambar 4.12.b Posisi Pemasangan Alat Pengukur Terhadap Roda (sudut pandang samping)



Gambar 4.12.c Posisi Pemasangan Alat Pengukur Terhadap Roda (sudut pandang depan)

4.2 KOMPONEN TAMBAHAN SEBAGAI PENGIKAT ALAT UKUR TERHADAP *SHOCKBREAKER* RODA DEPAN

Dalam proses pemasangan alat ukur terhadap roda, perlu diperhatikan beberapa hal di bawah ini:

- Alat ukur dipasang pada *shockbreaker*
- Memastikan *bearing* pada *base material* melakukan kontak secara tepat dengan *rim* roda
- Memasang pengunci pada Batang dasar dengan benar

Kendala dalam penyesuaian posisi alat ukur terhadap roda sudah dapat diatasi dengan mekanisme *adjustment* yang diterapkan pada komponen-komponen alat ukur. Tetapi untuk pemasangan alat ukur pada *shockbreaker*, maka diperlukan sebuah komponen tambahan yang berfungsi untuk meyakinkan bahwa posisi alat ukur tidak akan mengalami penyimpangan terhadap posisi *shockbreaker* karena akan mengakibatkan hasil pengukuran yang tidak baik.

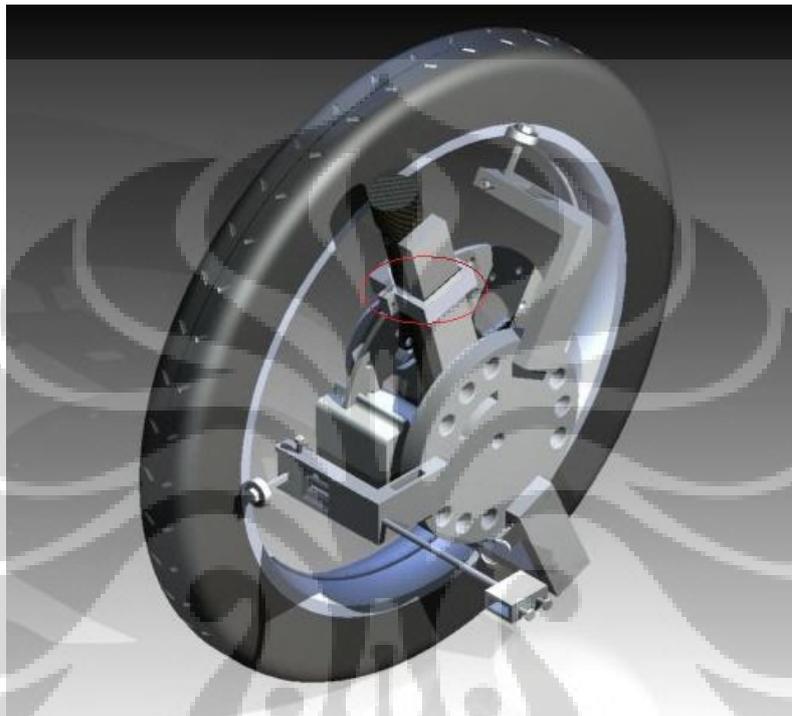


Gambar 4.13 Alat Cekam

Alat cekam ini terdiri dari 2 part, seperti pada gambar 4.12 dan pada permukaan dalam dari cekam dilapisi oleh karet yang bertujuan agar saat digunakan sebagai penahan beban berat alat ukur pada *shockbreaker* tidak akan merusak alat ukur maupun *shockbreaker* dari sepeda motor.

Universitas Indonesia

Alat cekam tersebut digunakan untuk menjepit *shockbreaker* dengan alat ukur, sehingga alat ukur lebih kokoh dan dapat melakukan pengukuran dengan baik. Berikut ini adalah posisi penjepitan alat cekam pada *shockbreaker* dan alat ukur pada roda depan.



Gambar 4.14Posisi Penjepitan Alat Cekam

BAB 5 KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Salah satu masalah yang terjadi pada sepeda motor adalah posisi roda belakang dan depan yang miring terhadap *body* sepeda motor. Untuk mengetahui kemiringan roda tersebut, diperlukan alat yang bisa melakukan pengukuran terhadap roda. Dalam merancang alat pengukur kemiringan roda belakang sepeda motor tersebut, perlu diperhatikan beberapa hal, yaitu:

1. Ketidaklurusan roda menyebabkan timbulnya penyimpangan pada arah horisontal dan vertikal
2. Kemiringan roda menyebabkan adanya gaya lateral yang merupakan proyeksi dari gaya yang bekerja pada horisontal dan vertikal pada beberapa kondisi jalan.
3. Diperlukan komponen sensor (*base material*) yang akan digunakan untuk tempat pemasangan *strain gauge*, yang berfungsi untuk menerima gaya lateral dan kemudian mengalami *bending*.
4. Konstruksi dari *base material* cukup kuat, terbukti dengan perhitungan stress yang diterima lebih kecil dibandingkan dengan *allowable stress*
5. Waktu pakai *base material* berkisar 10^5 siklus, didapat dari perhitungan kekuatan *fatigue* material
6. Batang *spooring* tidak begitu mengalami defleksi yang dapat menyebabkan pengaruh ke hasil pengukuran *spooring*
7. Pengujian dilakukan pada kecepatan sepeda motor 40 km/jam karena pada kecepatan ini menghasilkan gaya lateral yang paling besar dan nilainya masih dibawah nilai gaya maksimum yang mengakibatkan defleksi 1 mm.

8. Hasil akhir rancangan :



Gambar 5.1 Rancangan Akhir

9. Adanya *adjustment* dengan mekanisme *sliding* dan penguncian untuk memudahkan pemasangan.
10. Digunakan alat cekam untuk menjepit alat ukur pada *shockbreaker*.

11. Posisi pemasangan terhadap roda depan:



Gambar 5.2 Posisi Pemasangan Alat Ukur pada *Shockbreaker* dan Roda Sepeda Motor

5.2 Saran

Untuk penelitian berikutnya ada beberapa hal yang akan sangat baik untuk dilakukan, antara lain adalah,

1. Kekutan dan geometri *base material*.
2. *Rigidity* (kekakuan) alat ukur baik tiap komponen maupun assembly secara keseluruhan.
3. Kekuatan cekam (klem) dari alat ukur pada pegangannya.
4. Pemilihan pegangan/penempelan alat ukur pada sepeda motor yang kuat dan tidak menyebabkan error pada pengukuran.

DAFTAR ACUAN

Hamrock, Bernard J. Steven R. Schmid, Bo O Jacobson. [*Fundamentals of Machine Elements*](#)

Wong, J.Y. *Theory of Ground Vehicles*, 3rd Edition

H. Suganda, Diktat Mekanika Automobil, Bagian Mesin Institut Teknologi Bandung, Bandung, 1971.

J.L.Meriam, L.G. Kraige, Statika, Jilid 1, Ed. 2, terjemahan, Penerbit Erlangga, Jakarta, 1991.

T. D. Gillespie, *Fundamental of Vehicle Dynamic*, Society of Automotive Engineers Inc, Washington, 1992.

Cossalter, V. and Doria, A.: '*Model Simulation: the Latest Dynamic Simulation Developments for Motorcycle Tires*', pp. 38–41.

Cossalter, V. and Lot, R., 'A motorcycle multi-body model for real time simulations based on the natural coordinates approach', *Vehicle System Dynamics*, 423–447.

Pacejka, H.B., *Tyre and Vehicle Dynamics*, Butterworth Heinemann, Oxford.

Lot, Roberto. *A Motorcycle Tire Model for Dynamic Simulations: Theoretical and Experimental Aspects*. Department of Mechanical Engineering, University of Padova.

Versteden, W.D. *Improving a Tyre Model for Motorcycle Simulations*. Master's thesis Eindhoven University of Technology Department Mechanical Engineering. Eindhoven, June, 2005

Sharp, R.S. S. Evangelou and D.J.N. Limebeer. *Advances in the Modelling of Motorcycle Dynamics*. Electrical and Electronic Engineering, Imperial College London, South Kensington Campus,

Lampiran 1: Gambar *Assembly* Alat Ukur



Lampiran 2: Gambar Pemasangan Alat Ukur Terhadap Roda Depan



Lampiran 3: Gambar Part Plat



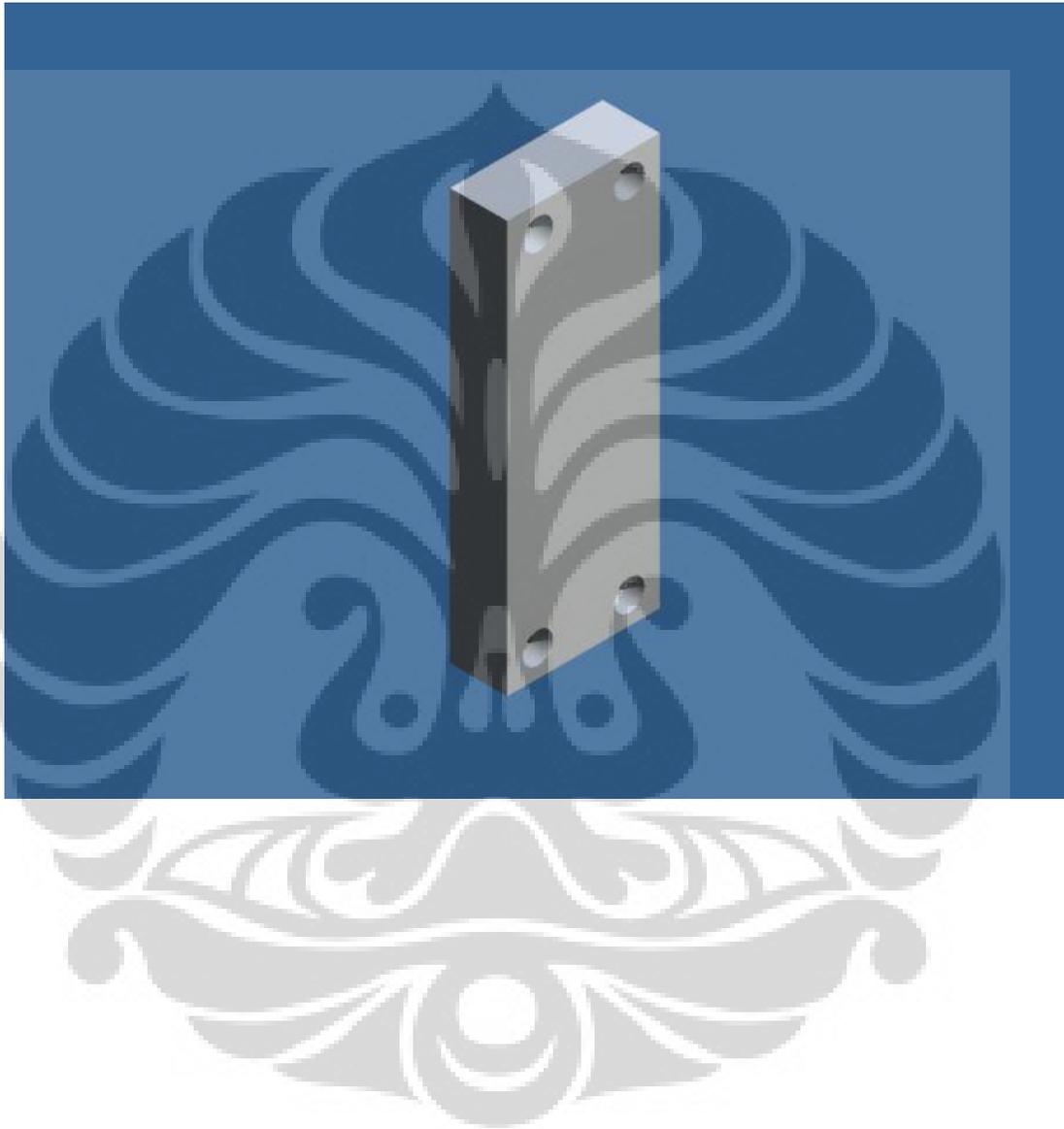
Lampiran 4: Gambar Part Lengan Kiri



Lampiran 5: Gambar Part Lengan Atas



Lampiran 6: Gambar Part Lengan Bawah



Lampiran 7: Gambar Part Slide Lengan Atas



Lampiran 8: Gambar Part Slide Lengan Kiri



Lampiran 9: Gambar Part Slide Lengan Bawah



Lampiran 10: Gambar Part Slider



Lampiran 11: Gambar Part Base Material



Lampiran 12: Gambar Part Batang Utama



Lampiran 13: Gambar Part Spooling



Lampiran 14: Gambar Part Cekam

