



UNIVERSITAS INDONESIA

**PERHITUNGAN EKUIVALEN *STRESS* RANGKA UTAMA
SEPEDA LIPAT “*STUDENT VERSION*” MENGGUNAKAN
STRAIN GAGE DENGAN KOMBINASI KONFIGURASI
2-GAGE DAN 4-GAGE**

SKRIPSI

SYAIFUL ARIEF BUDIMAN ALCHAZIN

0606073631

**FAKULTAS TEKNIK
PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN
DEPOK
DESEMBER 2010**



UNIVERSITAS INDONESIA

**PERHITUNGAN EKUIVALEN *STRESS* RANGKA UTAMA
SEPEDA LIPAT “*STUDENT VERSION*” MENGGUNAKAN
STRAIN GAGE DENGAN KOMBINASI KONFIGURASI
2-GAGE DAN 4-GAGE**

SKRIPSI

Diajukan sebagai salah satu syarat untuk memperoleh gelar Sarjana Teknik

SYAIFUL ARIEF BUDIMAN ALCHAZIN

0606073631

**FAKULTAS TEKNIK
PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN
DEPOK
DESEMBER 2010**

HALAMAN PERNYATAAN ORISINALITAS

**Skripsi ini adalah hasil karya saya sendiri
dan semua sumber baik yang dikutip maupun dirujuk
telah saya nyatakan dengan benar**

Nama : Syaiful A.B. Alchazin

NPM : 0606073631

Tanda Tangan :



Tanggal : 22 Desember 2010

HALAMAN PENGESAHAN

Skripsi ini diajukan oleh


Nama : Syaiful Arief Budiman Alchazin
NPM : 0606073631
Program Studi : Teknik Mesin
Judul Skripsi : Perhitungan Ekuivalen *Stress* Rangka Utama Sepeda Lipat "*Student Version*" Menggunakan Strain Gage Dengan Kombinasi Konfigurasi 2-Gage dan 4-Gage

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 Dwi Saptioratri Budiono, Meng ()

Penguji : Dr. Ir. Gandjar Kiswanto, MEng ()

Penguji : Ir. Henky Suskito Nugroho, MT ()

Penguji : Dr. Ario Sunar Baskoro, ST, MT, MEng ()

Ditetapkan di : Depok

Tanggal : 7 Januari 2011

KATA PENGANTAR

Alhamdulillah, segala puji hanya milik Allah SWT atas berkat dan rahmat dari-Nya saya dapat menyelesaikan skripsi ini. Skripsi ini merupakan salah satu syarat yang harus untuk mendapatkan gelar Sarjana Teknik di Departemen Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Indonesia. Saya menyadari bahwa selama menyusun skripsi ini ada banyak sekali bantuan dan bimbingan yang saya terima, untuk itu saya ingin mengucapkan terima kasih saya kepada :

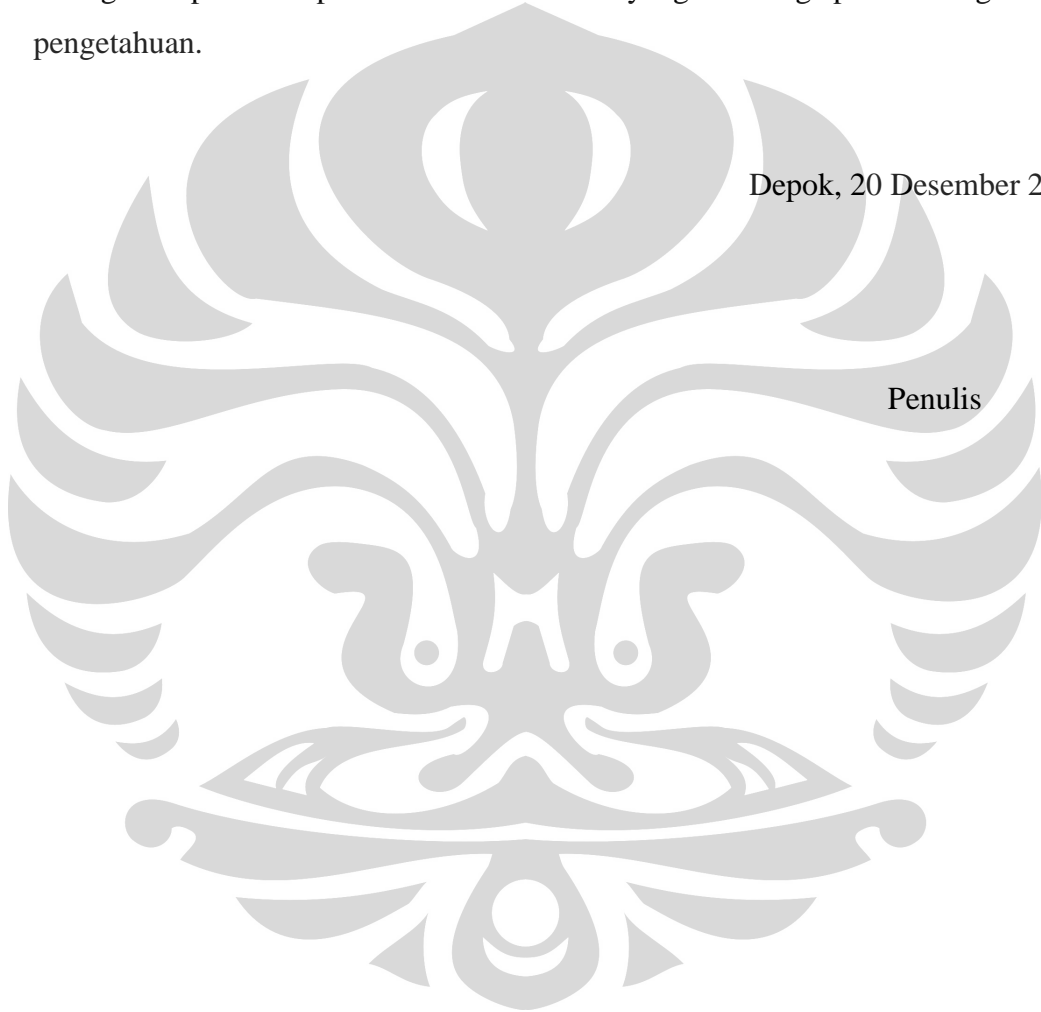
1. Ir. Hendri D.S. Budiono, M.Eng, selaku pembimbing kami yang telah meluangkan waktu, tenaga dan pikirannya untuk mengarahkan dan memberi dorongan kepada kami.
2. Yudi Irawadi, S.T. dan peneliti di Lab. Uji Konstruksi B2TKS PUSPIPTEK, yang telah membantu proses pengambilan data dan berbagi ilmu dan pengalamannya kepada kami.
3. Ardiyansyah, S.T., M.Eng, selaku pembimbing akademis.
4. Kedua orang tuaku dan ketiga adekku, yang sangat saya cintai dan sayangi, yang tak henti-hentinya memberikan doa, kasih sayang, dukungan dan semangat selama ini.
5. Pakde, bude, dan sepupu-sepupu sebagai keluarga terdekat saya ketika kuliah di Universitas Indonesia.
6. Diah Riyanitasari atas kebersamaan selama ini sehingga membuat saya terus termotivasi untuk menyelesaikan skripsi ini.
7. Sahabat saya Danu Kurnia P.W. yang sering ikut repot bersama saya, juga rekan saya Fery Hartanto, dan seluruh teman, dosen dan karyawan DTM FTUI yang tidak dapat saya sebutkan namanya satu persatu.
8. Teman-teman yang biasa di Gazebo, yaitu, Panji, Tegar, Faruq dan teman-teman lain generasi 4+.
9. Teman-teman dari Kebumen, khususnya PERHIMAK-UI '06.

10. Seluruh teman Teknik Mesin angkatan 2006 yang namanya tidak dapat disebutkan satu persatu atas dukungan moral dan semangat serta ilmunya selama menjalankan kuliah.

Semoga Allah SWT memberikan balasan yang lebih baik. Dan saya berdoa semoga skripsi ini dapat membawa manfaat yang luas bagi perkembangan ilmu pengetahuan.

Depok, 20 Desember 2010

Penulis



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

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

Nama : Syaiful Arief Budiman Alchazin

NPM : 0606073631

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 :

**PERHITUNGAN EKUIVALEN *STRESS* RANGKA UTAMA
SEPEDA LIPAT “*STUDENT VERSION*” MENGGUNAKAN
STRAIN GAGE DENGAN KOMBINASI KONFIGURASI
2-GAGE DAN 4-GAGE**

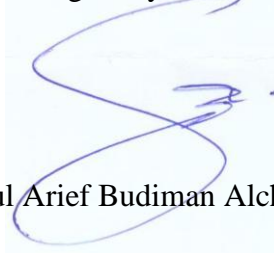
beserta perangkat yang ada (jika diperlukan). Dengan Hak Bebas Royalti Noneksklusif ini Universitas Indonesia berhak menyimpan, mengalihmedia/formatkan, mengelola dalam bentuk pangkalan data (*database*), merawat, dan memublikasikan tugas akhir saya selama tetap mencantumkan nama saya sebagai penulis/pencipta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

Demikian pernyataan ini saya buat dengan sebenarnya.

Dibuat di : Depok

Pada tanggal : 22 Desember 2010

Yang menyatakan



(Syaiful Arief Budiman Alchazin)

ABSTRAK

Nama : Syaiful Arief Budiman Alchazin
Program Studi : Teknik Mesin
Judul : Perhitungan Ekuivalen *Stress* Rangka Utama Sepeda Lipat
”*Student Version*” Menggunakan Strain Gage Dengan
Kombinasi Konfigurasi 2-Gage dan 4-Gage

Meningkatnya kebutuhan alat transportasi sepeda khususnya sepeda lipat harus diikuti dengan penelitian terhadap kekuatan rangka utama dan engselnya. Masalah *stress* konsentrasi akibat adanya engsel pada rangka sepeda lipat menjadi fokus penelitian ini. Pengujian yang dilakukan melingkupi pengujian statis dan dinamis menggunakan strain gage serta simulasi menggunakan *Finite Element Method*. Jenis pengujian dinamis dilakukan untuk melihat karakteristik desain terhadap pembebanan dalam suatu fungsi waktu, sekaligus memasukkan variabel pembebanan kejut dan berulang. Konfigurasi strain gage yang dipilih yaitu konfigurasi 2-gage dan 4-gage yang diharapkan bisa menghasilkan *bending stress* dan *axial stress* dengan tingkat sensitifitas 2 dan $2(1+\mu)$ kali daripada menggunakan konfigurasi 1-gage. Hasil pengolahan data dari pengujian statis pada strain gage dan simulasi FEM menghasilkan dimensi rancangan penampang engsel berupa persegi dengan sisi 10,91cm. Selanjutnya, hasil pengolahan data dari pengujian dinamis menggunakan strain gage pada rangka utama di dekat engsel menghasilkan nilai ekuivalen *stress* maksimum sebesar 141,487 Mpa dan faktor keamanan minimum sebesar 1,463.

Kata kunci:

pengujian dinamis, sepeda lipat, strain gage

ABSTRACT

Name : Syaiful Arief Budiman Alchazin
Study Program : Mechanical Engineering
Judul : Equivalent Stress Calculation of "Student Version" Folding Bike's Main Frame Using Strain Gage with Combination 2-Gage and 4-Gage Configurations

Growth of bicycle transportation demand, especially folding bike must be followed by a research of the main frame and hinges strenght. Stress consentration problem due to existence of hinges in main frame is our research focus. The test include static and dynamic tests using a strain gage as well as simulations using the Finite Element Method. Dynamic test is used to know the characteristic of design to load in time function, moreover including impact and cyclic load variables. Strain gage configuration which used is 2-gage configuration and 4-gage configuration. Both configurations can measure bending and axial stress in level sensitifity of 2 and $2(1+\mu)$ times bigger than 1-gage configuration. From strain gage and FEM data can be resulted the dimension cross section of hinges and the cross section is a square with 10,91cm of length. In addition, data analysis for dynamic test which use strain gagein main frame near hinges resulting value of maximum equivalent stress is 141,487 Mpa with minimum safety factor is 1,463.

Keywords:

dinamyc testing, folding bike, strain gage

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	i
HALAMAN PERNYATAAN ORISINALITAS	ii
HALAMAN PENGESAHAN	iii
KATA PENGANTAR	iv
HALAMAN PERNYATAAN PERSETUJUAN PUBLIKASI	vi
ABSTRAK	vii
ABSTRACT	viii
DAFTAR ISI	ix
DAFTAR GAMBAR	xiii
DAFTAR TABEL	xv
DAFTAR LAMPIRAN	xvi
DAFTAR SIMBOL DAN ISTILAH	xvii
BAB 1. PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Perumusan Masalah	5
1.3 Tujuan Penelitian	5
1.4 Pembatasan Masalah	5
1.5 Sistematika Penulisan	6
BAB 2. TINJAUAN PUSTAKA	8
2.1 Beban, Tegangan, dan Regangan	8
2.1.1 Bagian Kritis	8

2.1.2	Klasifikasi Beban dan Kesepakatan Tanda	8
2.1.3	Bidang Tegangan	11
2.1.4	Mohr's <i>Circle</i>	12
2.1.5	Regangan.....	13
2.2	Hubungan Tegangan-Regangan	14
2.2.1	Grafik Tegangan vs Regangan	14
2.2.2	Modulus Elastisitas/ <i>Modulus Young</i>	15
2.2.3	<i>Yield Strength</i>	15
2.2.4	<i>Ultimate Tensile Strength (UTS)</i>	15
2.3	<i>Normal, Bending, Transverse Shear Stresses</i> dan <i>Strains</i>	16
2.3.1	Pusat Benda (Centroid of Area/Center of Gravity).....	16
2.3.2	Daerah Momen Inersia (<i>Area Moment of Inertia</i>)	16
2.3.3	<i>Normal Stress</i>	19
2.3.4	<i>Bending Stress</i>	19
2.3.5	<i>Transverse Shear Stress</i>	21
2.4	<i>Distortion Energy Theory</i>	22
2.5	Faktor Keamanan (<i>Safety Factor</i>).....	23
2.6.	Sensor.....	23
2.6.1	<i>Stress, Strain, dan Poison Ratio</i>	23
2.6.2	Prinsip Kerja Strain Gage.....	25
2.6.3	Prinsip Pengukuran <i>Strain</i>	27
2.6.4	Tegangan Keluaran pada Sistem 1-Gage	28
2.6.5	Tegangan Keluaran pada Sistem 2-Gage	29
2.6.6	Tegangan Keluaran pada Sitem 4-Gage.....	31

BAB 3. METODE PENELITIAN	33
3.1 Kondisi Pembebanan dan Struktur <i>Prototype</i>	34
3.2 Simulasi FEM	34
3.3 Pengujian Menggunakan Strain Gage.....	36
3.3.1 Pemilihan Konfigurasi dan Jenis Strain Gage.....	37
3.3.2 Pemasangan Strain Gage.....	39
3.3.3 Instalasi <i>Data Logger</i>	41
3.3.4 Kalibrasi	43
3.3.4 Pengambilan Data	46
BAB 4. PEMBAHASAN	49
4.1. Pengujian Statis	49
4.1.1. Hasil Simulasi FEM	49
4.1.2 Hasil Pengujian Strain Gage	50
4.1.3 Perhitungan Dimensi Engsel	52
4.2 Pengujian Dinamis	54
4.2.1 Melewati Polisi Tidur.....	54
4.2.2 Pengereman Berulang	56
4.2.3 Perhitungan Ekuivalen <i>Stress</i> dan Faktor Keamanan	57
BAB 5. KESIMPULAN DAN SARAN	59
5.1 Kesimpulan	59
5.1.1 Pengujian Statis.....	59
5.1.2 Pengujian Dinamis	59
5.2 Saran.....	59
DAFTAR REFERENSI	61



DAFTAR GAMBAR

Gambar 1. 1. SeliqUI Tipe Urban1.2	2
Gambar 1. 2. Alur Pengembangan SeliqUI Tipe Urban 1.2	3
Gambar 1. 3. Prototipe SeliqUI <i>Student Version</i>	4
Gambar 1. 4. Letak Penempelan Strain Gage	6
Gambar 2. 1. Beban Diklasifikasikan Menurut Lokasi dan Metode Aplikasinya ..	9
Gambar 2. 2. Beban Terpusat dan Terdistribusi	10
Gambar 2. 3. Gaya pada Batang	11
Gambar 2. 4. Kondisi Umum Tegangan Tiga Dimensi dan Dua Dimensi	11
Gambar 2. 5. Mohr's <i>Circle Diagram</i>	13
Gambar 2. 6. Grafik <i>Stress vs Strain</i> pada <i>Ductile</i> dan <i>Britel</i> Material.....	14
Gambar 2. 7. <i>Bending Stres</i>	20
Gambar 2. 8. <i>Shear Stress</i>	21
Gambar 2. 9. Batang yang Mengalami Tarik dan Tekan	23
Gambar 2. 10. Struktur Pembentuk Strain Gage.....	26
Gambar 2. 11. Aplikasi Jembatan Wheatstone pada Strain Gage.....	28
Gambar 2. 12. Pengukuran <i>Bending</i> dengan Konfigurasi Sistem 1-gage	28
Gambar 2. 13. Aplikasi Sistem Konfigurasi 2-gage pada Batang.....	29
Gambar 2. 14. Sistem 2-gage Konfigurasi 1	30
Gambar 2. 15. Sistem 2-gage Konfigurasi 2	30
Gambar 2. 16. Sistem 4-gage	32

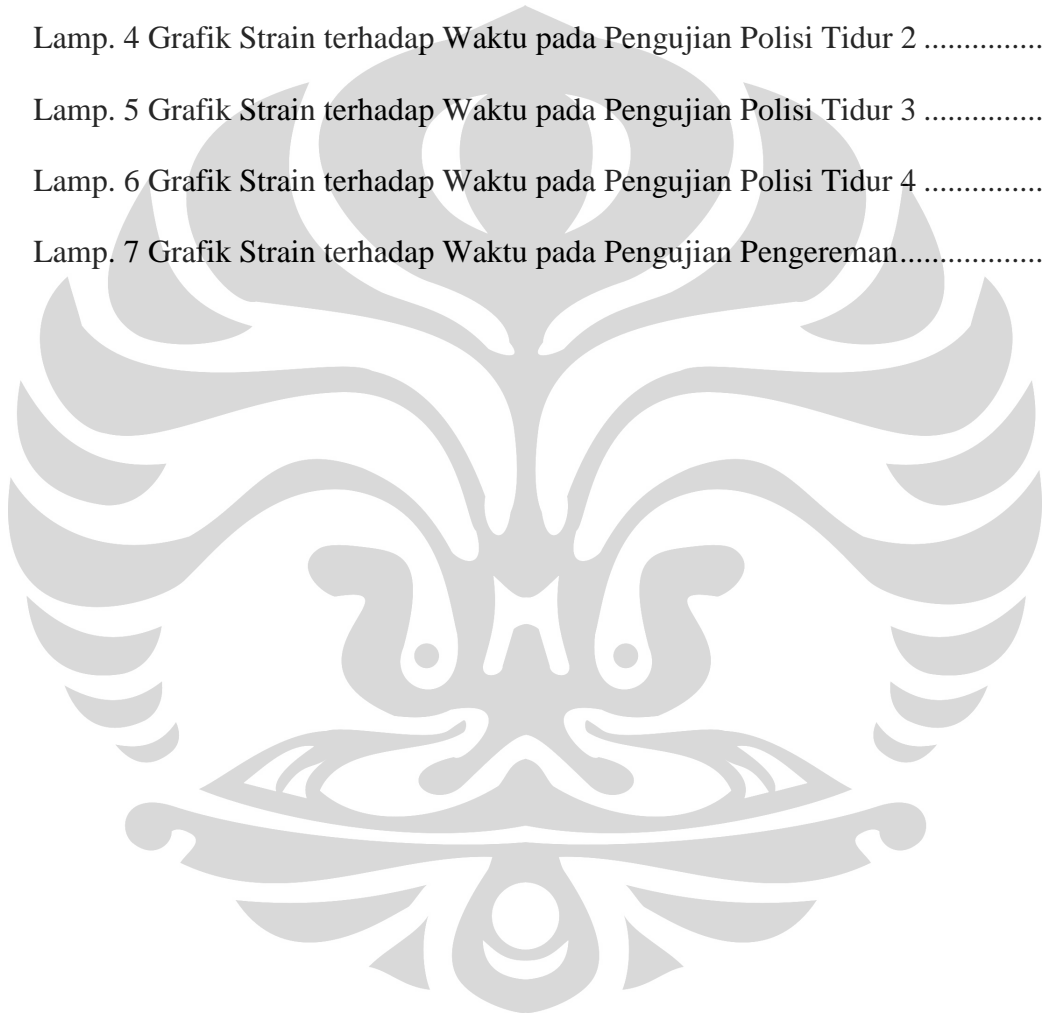
Gambar 3. 1. Diagram Alir Penelitian	33
Gambar 3. 2. Lukisan Gaya-gaya yang Terjadi pada Sepeda	34
Gambar 3. 3. Konfigurasi Strain Gage untuk Mengukur <i>Bending Stress</i>	37
Gambar 3. 4. Konfigurasi Strain Gage untuk Mengukur <i>Axial Stress</i>	38
Gambar 3. 5. Jenis Strain Gage yang Digunakan.....	38
Gambar 3. 6. Proses Pengamplasan	40
Gambar 3. 7. Penentuan Titik Tengah Batang pada Saat <i>Marking</i>	40
Gambar 3. 8. Peralatan dan Kelengkapan Data Logger	42
Gambar 3. 9. Pengaturan <i>Software</i> Data Logger DC-7104 Controller	43
Gambar 3. 10. Kalibrator Eksternal	43
Gambar 3. 11. Hasil Kalibrasi.....	45
Gambar 3. 12. Penomoran <i>Channel</i> Konfigurasi Strain Gage.....	46
Gambar 3. 13. Konfigurasi Pemasangan Strain Gage.....	47
Gambar 3. 14. Pembebanan Sebelum Pengujian	48
Gambar 4. 1. Ekuivalen <i>Stress</i> Hasil Simulasi FEM	49
Gambar 4. 2. Faktor Keamanan Hasil Simulasi FEM.....	50
Gambar 5. 1. Konfigurasi Strain Gage untuk Mengukur <i>Shear Stress</i>	60

DAFTAR TABEL

Tabel 2. 1. <i>Centroid, Area Moment of Inertia</i> dan <i>Area</i>	17
Tabel 2. 2. <i>Mass dan Massmoment of Inertia</i> untuk Beberapa Bentuk Solid.....	18
Tabel 2. 3. <i>Maximum Shear Stress</i> untuk Berbagai Penampang Melintang	22
Tabel 2. 4. <i>Mechanical Properties of Industrial Materials</i>	25
Tabel 3. 1. <i>Material Properties Rangka Sepeda</i>	35
Tabel 3. 2. <i>Strain Gage Spesification</i>	38
Tabel 3. 3. Kalibrasi Smart Dynamic Strain Recorder DC-7104.....	45
Tabel 4. 1. Hasil Pengujian Statis (μ strain)	50
Tabel 4. 2. <i>Average Stress</i> Pengujian Statis (MPa).....	51
Tabel 4. 3. Hasil Pengujian Dinamis Polisi Tidur 1 (μ strain).....	54
Tabel 4. 4. Hasil Pengujian Dinamis Polisi Tidur 2 (μ strain).....	55
Tabel 4. 5. Hasil Pengujian Dinamis Polisi Tidur 3 (μ strain).....	55
Tabel 4. 6. Hasil Pengujian Dinamis Polisi Tidur 4 (μ strain).....	55
Tabel 4. 7. <i>Stress</i> Pengujian Dinamis Polisi Tidur (MPa)	56
Tabel 4. 8. <i>Stress</i> Pengujian Dinamis Pengereman (μ strain).....	56
Tabel 4. 9. <i>Stress</i> Pengujian Dinamis Pengereman (MPa)	57

DAFTAR LAMPIRAN

Lamp. 1 Konfigurasi Rangkaian Strain Gage pada Jembatan Wheatstone	62
Lamp. 2 Grafik Strain terhadap Waktu pada Pengujian Statis.....	65
Lamp. 3 Grafik Strain terhadap Waktu pada Pengujian Polisi Tidur 1	66
Lamp. 4 Grafik Strain terhadap Waktu pada Pengujian Polisi Tidur 2	67
Lamp. 5 Grafik Strain terhadap Waktu pada Pengujian Polisi Tidur 3	68
Lamp. 6 Grafik Strain terhadap Waktu pada Pengujian Polisi Tidur 4	69
Lamp. 7 Grafik Strain terhadap Waktu pada Pengujian Pengereman.....	70



DAFTAR SIMBOL DAN ISTILAH

Simbol	Keterangan	Satuan
A	Luasan	$[m^2]$
E	<i>Modulus Young</i>	[pascal]
e	Tegangan Keluaran	[volt]
E_{exc}	Tegangan eksitasi	[volt]
F	Gaya	[N]
g	Percepatan Gravitasi	[N/kg]
I	Momen Inersia Luasan	$[m^4]$
j	Faktor Koreksi	
K	<i>Gage Factor</i>	
L	Bentangan <i>plate</i> dan <i>stick</i>	[m]
ΔL	Perubahan panjang	[m]
m	Massa	[kg]
M	Momen gaya	[Nm]
N	Gaya Normal	[N]
n_s	<i>Safety Factor</i>	
R	Gaya Reaksi	[N]
R	Hambatan	$[\Omega]$
ΔR	Perubahan Hambatan	
r	jari-jari	[m]
$S.D.$	Deviasi Standar	
V	Gaya Geser	[N]

ν	Poisson Rasio	
Y_s	<i>Yield Strength</i>	[pascal]
ε	<i>Strain</i>	
σ_m	<i>Equivalent Stress</i>	[pascal]
S_u	<i>Ultimate stress</i>	[pascal]



BAB 1

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Masyarakat sudah mulai menyadari bahwa penggunaan bahan bakar fosil berdampak negatif terhadap kehidupan dan lingkungan sehingga kendaraan dengan teknologi ramah lingkungan mulai menjadi pertimbangan dalam memilih jenis kendaraan yang akan digunakan. Salah satu kendaraan ramah lingkungan yaitu sepeda.

Sepeda adalah salah satu alternatif yang banyak dipilih sebagai alat transportasi karena praktis dan harga yang murah. Sepeda merupakan salah satu alat transportasi yang sudah sangat lama dikenal sejak abad ke-18 [1]. Sebagai alat transportasi, sepeda memiliki banyak keuntungan dibandingkan alat transportasi lainnya. Selain hemat energi dan ramah lingkungan, dengan mengendarai sepeda semua otot-otot akan bekerja dan bergerak secara teratur sehingga mengendarai sepeda merupakan salah satu cara berolah raga yang dapat menjaga kesehatan. Akibatnya, timbul kecenderungan dari masyarakat untuk selalu membawa sepeda jika bepergian.

Namun, bila jarak terlalu jauh tidaklah efisien jika kita terus menggunakan sepeda. Ada kalanya kita perlu menggabungkan sepeda dengan alat transportasi masal lainnya, semisal bus atau kereta. Dari rumah menuju stasiun kita gunakan sepeda kemudian membawa sepeda naik ke kreta dan setelah sampai stasiun berikutnya, gunakan sepeda lagi untuk menuju lokasi yang diinginkan.

Membawa dan menyimpan sepeda akan menimbulkan masalah baru bagaimana membawa sepeda di dalam kendaraan dan bagaimana menyimpan sepeda agar lebih praktis dan tidak memakan tempat yang besar. Diketahui satu unit sepeda mempunyai ukuran panjang lebih kurang 1,6 meter dan tinggi lebih kurang 1,2 meter maka tidak praktis membawa sepeda di dalam mobil atau kendaraan umum [2].

Solusi untuk permasalahan di atas adalah dengan menciptakan sepeda yang dapat dilipat. Fungsi alat transportasi dari sepeda tetap ada tetapi dengan dimensi yang bisa diatur atau diubah ketika ingin membawa atau menyimpannya.

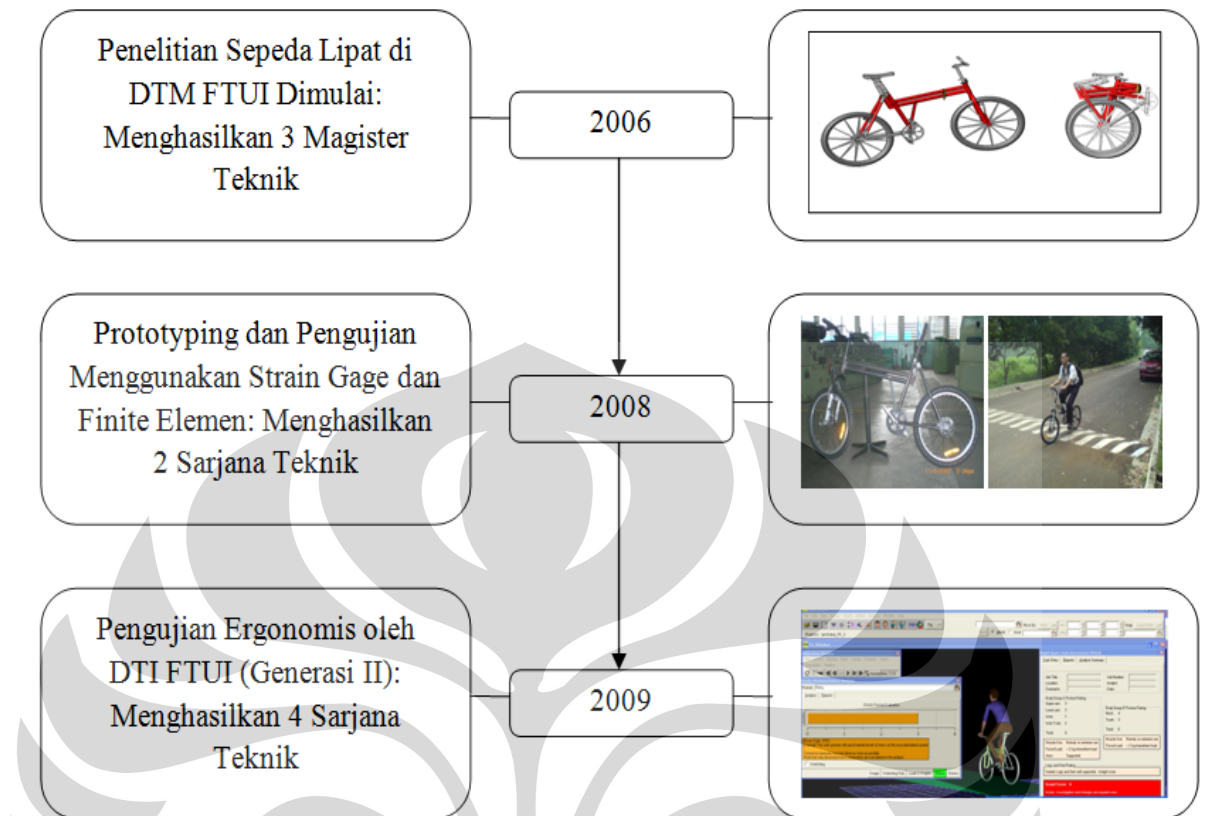
Penelitian tentang sepeda lipat ini telah dilakukan sejak tahun 2006 oleh Departemen Teknik Mesin FTUI dan telah menghasilkan suatu produk sepeda lipat yang dinamakan SeliqUI [2]. Sampai dengan saat ini, Departemen Teknik Mesin FTUI telah berhasil mengembangkan SeliqUI tipe Urban 1.2 (Gambar 1.1) sampai memasuki tahap produksi dan telah dijual untuk kalangan terbatas.



Gambar 1. 1. SeliqUI Tipe Urban1.2

Produksi SeliqUI tipe Urban 1.2 dapat terwujud karena penelitian tidak berhenti sebatas gambar atau *prototype* semata tetapi terus berlanjut. Maka rangkaian alur pengembangan produk harus dijalankan yang meliputi perancangan, *prototyping*, dan pengujian lebih lanjut untuk memperoleh data yang dapat digunakan untuk memprediksikan kegagalan dan kekuatan rancangan agar pada akhirnya rancangan ini dapat menjadi produk yang bermanfaat di masyarakat [3].

Alur penelitian dan pengembangan SeliqUI seperti diperlihatkan pada Gambar 1.2 dilakukan secara bergantian dan berurutan oleh beberapa alumni mahasiswa Departemen Teknik Mesin UI dan Departemen Teknik Industri UI sebagai tugas akhir mereka.



Gambar 1. 2. Alur Pengembangan SeliqUI Tipe Urban 1.2

Pengembangan SeliqUI terus dilakukan dan telah menghasilkan desain baru dengan nama *Student Version* dengan harapan mempunyai harga yang lebih murah dibandingkan tipe Urban. Sebuah *prototype Student Version* (Gambar 1.3) telah dibuat dan perlu dilakukan penelitian lebih lanjut agar *prototype* ini siap diproduksi untuk dipasarkan.



Gambar 1. 3. Prototipe SeliqUI Student Version

Layaknya sebuah sepeda lipat lainnya, maka rangka utama dan engsel merupakan bagian yang menanggung beban eksternal. Terlebih dengan kondisi ekstrim berupa jalan yang tidak rata atau adanya polisi tidur. Oleh karena itu, penelitian ini dimaksudkan untuk menguji apakah *prototype* yang diciptakan telah aman untuk digunakan dalam kondisi biasa maupun ekstrim.

Penelitian seperti ini telah dilakukan sebelumnya pada *prototype* Urban. Proses penelitian meliputi simulasi menggunakan FEM dan pengujian dinamis menggunakan strain gage pada kondisi ekstrim berupa polisi tidur [4]. Pengujian dinamis menggunakan strain gage yang dipasang dengan konfigurasi 1-gage saja. Hasil yang didapatkan berupa *stress* yang terjadi pada rangka utama disekitar engsel.

Namun, hasil yang didapatkan hanya berupa tegangan tanpa bisa membedakan antara *bending stress* dan *axial stress*. Padahal jika kita mendapatkan besarnya *bending stress* dan *axial stress* maka bisa dilakukan perhitungan ekuivalen *stress* pada batang tersebut. Inilah peluang dari penelitian kali ini yaitu mendapatkan *bending stress* dan *axial stress* pada batang di sekitar engsel melalui metode pemilihan strain gage yang berbeda dari penelitian sebelumnya agar dapat dihitung ekuivalen stress yang terjadi.

1.2 Perumusan Masalah

Rangka utama dari sepeda lipat yang dikenai beban eksternal akan mengakibatkan terjadinya *stress* di dalam rangka tersebut. Beban eksternal bisa berupa penggunaan sepeda dalam kondisi sehari-hari. Stress yang terjadi bisa dihitung dengan mengukur strain yang terjadi pada rangka tersebut.

Strain gage mampu mengukur tegangan yang terjadi di dalam rangka tersebut. Namun, perlu dilakukannya pemilihan konfigurasi strain gage agar hasil yang diharapkan maksimal. Kombinasi konfigurasi 2-gage dan 4-gage dapat mengukur *bending stress* dan *axial stress* yang terjadi pada rangka. Selain itu, dengan kombinasi konfigurasi ini pengukuran yang didapatkan besarnya 2 kali lipat untuk *bending stress* dan $2(1+\mu)$ kali lipat untuk *axial stress* sehingga data yang didapatkan lebih sensitif.

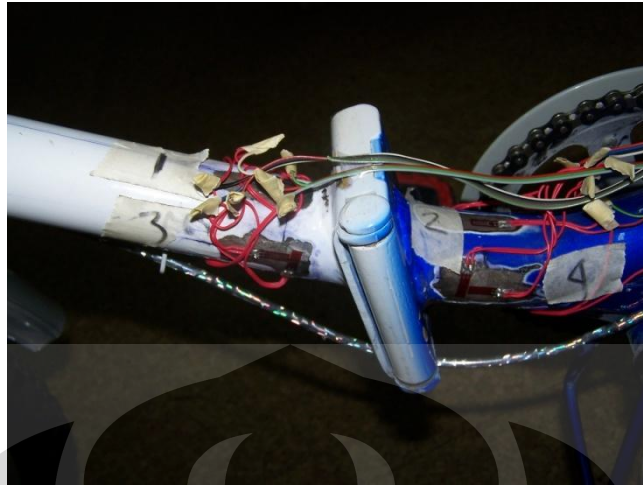
1.3 Tujuan Penelitian

Ada beberapa tujuan dari penelitian ini, yaitu :

1. Memperoleh data pembandingan terhadap simulasi menggunakan metode *Finite Element* sehingga didapatkan dimensi engsel.
2. Memperoleh besarnya ekuivalen *stress* pada saat dinamis menggunakan strain gage sehingga didapatkan faktor keamanan pada kondisi ekstrim.

1.4 Pembatasan Masalah

Penelitian ini dibatasi untuk mengetahui tegangan pada rangka utama sekitar engsel. Oleh sebab itu, pengukuran dilakukan pada titik kritis di dekat sambungan rangka utama dengan engsel atau tepatnya berjarak 1,5 cm dari dinding engsel baik depan maupun belakang sesuai Gambar 1.4.



Gambar 1. 4. Letak Penempelan Strain Gage

Kekasaran permukaan yang akan dipasang strain gage dianggap memenuhi standard berdasarkan prosedur pengamplasan tanpa harus diukur menggunakan *roughness tester*. Pengukuran dilakukan dengan kondisi temperatur lingkungan yang sesuai temperatur kerja strain gage sehingga tidak diperlukan pengaturan kompensasi temperatur pada strain gage.

1.5 Sistematika Penulisan

Untuk membantu memudahkan pembaca dalam memahami isi laporan, maka sistematika penulisan yang dilakukan dalam laporan ini adalah sebagai berikut:

➤ **BAB 1. PENDAHULUAN**

Dalam bab ini diuraikan tentang latar belakang diadakannya penelitian, perumusan masalah, tujuan penelitian, pembatasan masalah, dan sistematika penulisan.

➤ **BAB 2. TINJAUAN PUSTAKA**

Pada bab ini akan dibahas mengenai dasar teori mengenai ilmu gaya dan gaya-gaya yang akan ditemui dalam pengujian. Bagian ini juga menjelaskan dasar teori dari pengukuran regangan serta instalasi sensor dan akuisisi data.

➤ **BAB 3. METODE PENELITIAN**

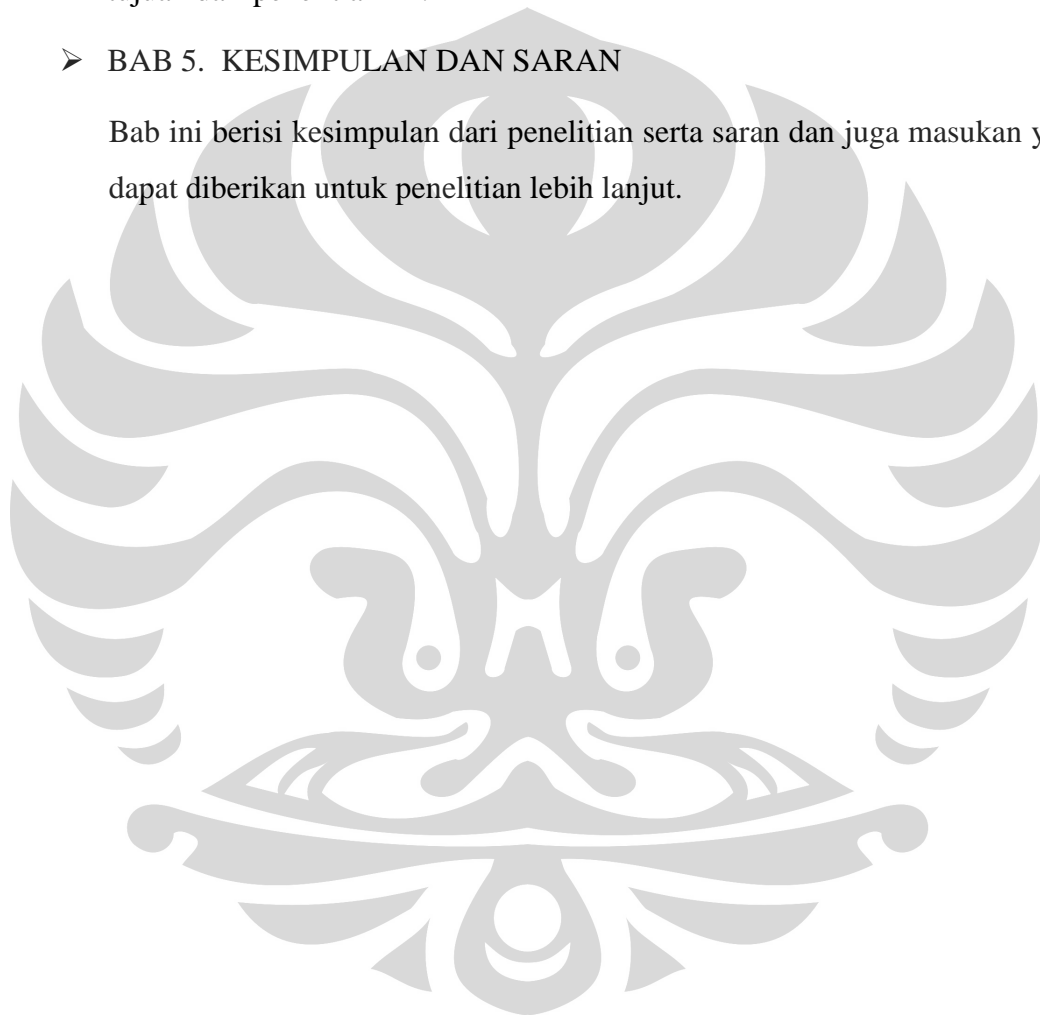
Bab ini berisi penjelasan tentang diagram alir penelitian dan penjelasan tiap tahapan dalam diagram alir tersebut.

➤ **BAB 4. PEMBAHASAN**

Bab ini berisi tentang pengolahan data dan analisis lebih lanjut dari data yang diperoleh. Pengolahan data dan analisis bertujuan untuk mendapatkan tujuan dari penelitian ini.

➤ **BAB 5. KESIMPULAN DAN SARAN**

Bab ini berisi kesimpulan dari penelitian serta saran dan juga masukan yang dapat diberikan untuk penelitian lebih lanjut.



BAB 2

TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Beban, Tegangan, dan Regangan

2.1.1 Bagian Kritis

Untuk menentukan kapan suatu elemen mesin atau suatu struktur akan mengalami kegagalan, seorang perancang harus memperhitungkan tegangan, regangan dan kekuatan pada bagian yang kritis. Bagian kritis atau lokasi dimana desain akan mengalami tegangan internal terbesar dan kemungkinan terjadi kegagalan harus mendapatkan perhatian lebih sebagai suatu prioritas yang harus dipertimbangkan. Untuk menetapkan bagian kritis dan pembebanan kritis, seorang perancang harus mempertimbangkan beberapa hal yaitu:

1. Mempertimbangkan beban eksternal yang diaplikasikan pada mesin.
2. Mempertimbangkan beban eksternal yang diaplikasikan pada elemen yang terhubung dengan mesin.
3. Menentukan bagian kritis termasuk pada elemen mesin.
4. Mendeskripsikan beban yang diterima pada bagian kritis.

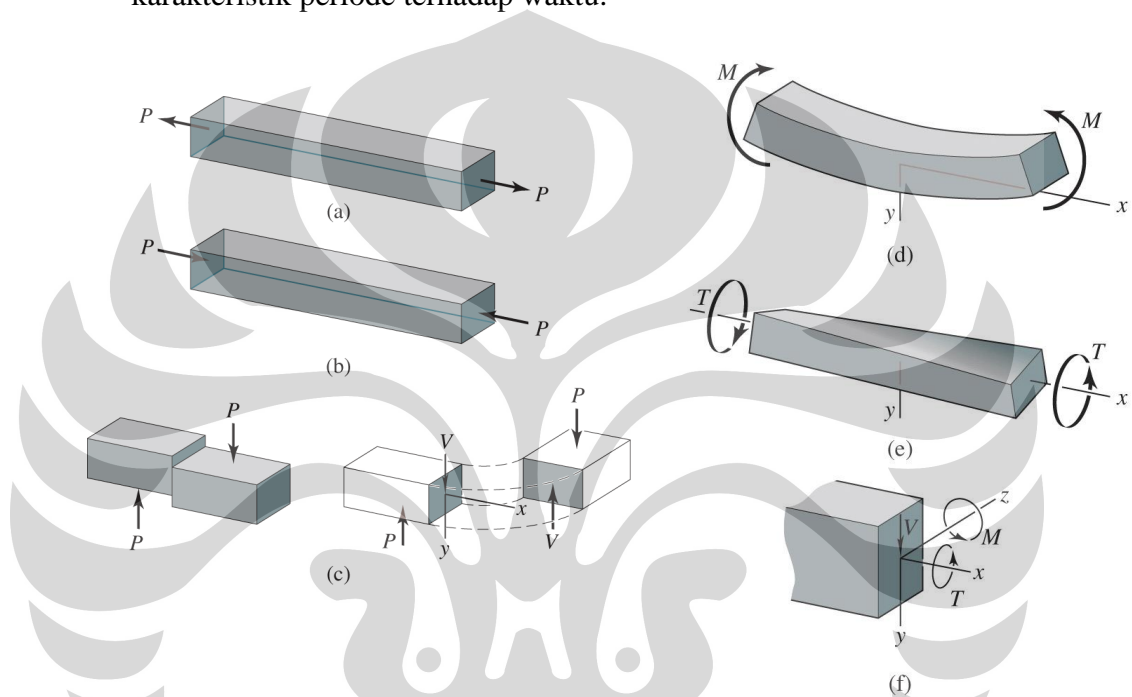
Secara menyeluruh, bagian kritis akan terjadi pada lokasi dimana bentuk geometrisnya tidak *uniform* atau seragam contohnya seperti pada perubahan bentuk di sebuah poros yang diberi *fillet*. Juga lokasi dimana beban diaplikasikan atau ditransmisikan juga memungkinkan terjadinya bagian kritis. Sehingga area-area tersebut membutuhkan analisis lebih lanjut.

2.1.2 Klasifikasi Beban dan Kesepakatan Tanda

Setiap beban yang diaplikasikan dapat diklasifikasikan dengan hubungannya terhadap waktu menjadi beberapa jenis yaitu:

1. *Static Load* → Beban yang diaplikasikan pada suatu lokasi dengan kondisi dimana keseimbangan tercapai dan waktunya relatif singkat, tidak ada efek dinamis.

2. *Sustained Load* → Beban yang terkandung, contohnya berat dari struktur itu sendiri dimana terjadinya konstan terhadap waktu.
3. *Impact Load* → Beban yang diaplikasikan secara cepat dan tiba-tiba, biasanya dipengaruhi pula oleh energi hasil impak terhadap struktur.
4. *Cyclic Load* → Beban yang bervariasi dan juga berulang yang memiliki karakteristik periode terhadap waktu.

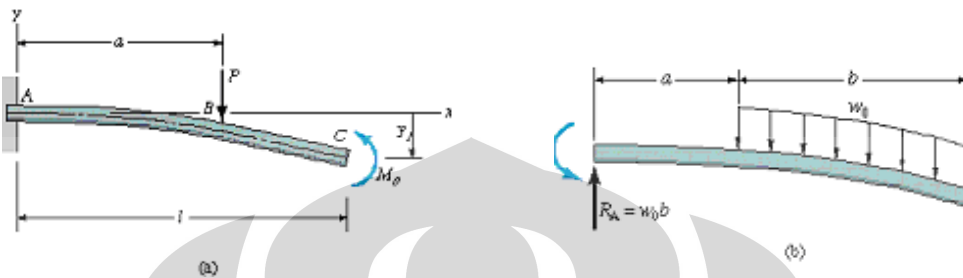


Gambar 2. 1. Beban Diklasifikasikan Menurut Lokasi dan Metode Aplikasinya [5]

(a) *normal, tensile*; (b) *normal, compressive*; (c) *shear*; (d) *bending*; (e) *torsion*; (f) kombinasi
Beban juga dapat diklasifikasikan menurut area dimana dia diaplikasikan:

1. *Concentrated Load* (Gambar 2.2.a) → Beban yang diaplikasikan terkonsentrasi pada area yang jauh lebih kecil bila dibandingkan dengan luas permukaan keseluruhan area. Contohnya beban yang diaplikasikan pada area yang luasnya 100 kali lebih kecil dari permukaan secara keseluruhan maka dapat dianggap beban diaplikasi pada titik di permukaan tersebut.

2. *Distributer Load (Gambar 2.2.b)* → Beban yang diaplikasikan tersebar melingkupi suatu area. Sebagai contoh yaitu beban dari berat lantai jembatan marmer dengan ketebalan yang *uniform*.



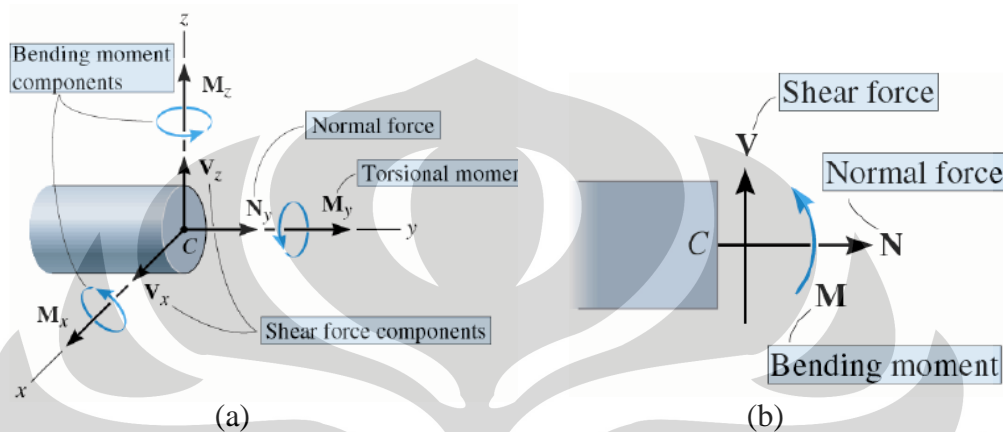
Gambar 2. 2. Beban Terpusat dan Terdistribusi [5]

Beban juga dapat diklasifikasikan menurut lokasi dan metode aplikasinya. Selain itu kesepakatan arah dan kordinat juga penting untuk mempresentasikan beban yang diaplikasikan. Berdasarkan lokasi dan metode aplikasinya beban dibagi menjadi:

1. *Normal Load* → Beban yang searah dengan sumbu benda, kesepakatan tandanya yaitu mengalami tarik atau pemuluran maka nilainya positif sedangkan mengalami tekan atau pemendekan maka nilainya negatif. Lihat Gambar 2.1 poin (a) dan (b).
2. *Shear Load* → Beban yang mengakibatkan pergeseran bidang pada benda yang menumpunya. Lihat Gambar 2.1 poin (c).
3. *Bending Load* → Beban yang diaplikasikan tertransfer tegak lurus dengan sumbu longitudinal. Ini dipengaruhi oleh momen yang diberikan pada benda. Lihat Gambar 2.1 poin (d).
4. *Torsion Load* → Beban diberikan dengan gerakan memutar benda yang mengakitkannya menjadi terpuntir. Torsi positif dapat dilihat pada Gambar 2.1 poin (e).

5. *Combined Load* → Gambar 2.2 (f) menunjukkan kombinasi dari dua atau lebih beban yang terdefinisi sebelumnya. Sebagai catatan di gambar ini dapat dilihat kondisi positif dari *shear*, *bending* dan *torsion*.

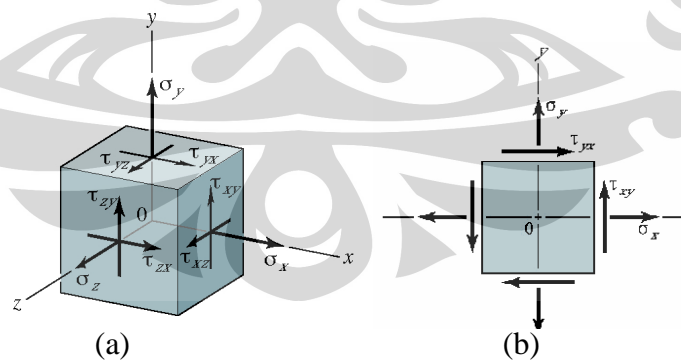
Gambar 2.3 adalah contoh kondisi dan pengaplikasian gaya pada batang.



Gambar 2. 3. Gaya pada Batang [5]

2.1.3 Bidang Tegangan

Secara umum kondisi yang dialami sebuah benda terhadap gaya yang diterimanya dapat dirangkum seperti pada Gambar 2.4.



Gambar 2. 4. Kondisi Umum Tegangan Tiga Dimensi dan Dua Dimensi [5]

Principal Normal Stress atau nilai maksimum dan minimum dari *normal stress* dapat diketahui menggunakan

$$(\sigma_x)_{\min}^{\max} = \sigma_1, \sigma_2 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (2.1)$$

Dimana dalam kondisi ini besarnya *shear stress*

$$\tau_{x'y'} = 0 \quad (2.2)$$

Principal Shear Stress atau nilai maksimum dan minimum dari *shear stress* dapat diketahui menggunakan

$$\tau_{\max}^{\min} = \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (2.3)$$

Dalam kondisi ini maka

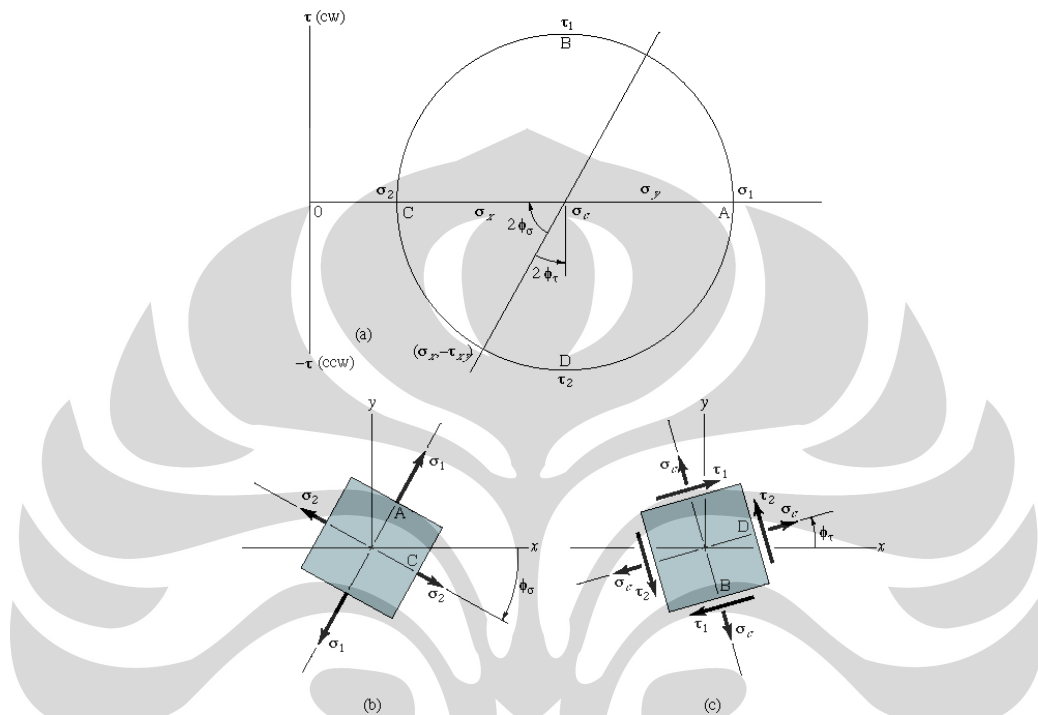
$$\sigma' = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \quad (2.4)$$

2.1.4 Mohr's Circle

Mohr's circle adalah metode untuk memvisualisasikan secara grafis nilai dari stress pada berbagai kemiringan bidang. Diagram dari Mohr's circle ditunjukkan pada Gambar 2.5. Poin-poin penting dalam lingkaran Mohr's yaitu:

1. *Normal stress* digambarkan sebagai sumbu absis atau sumbu x; dan *shear stress* digambarkan sebagai sumbu ordinat atau sumbu y.
2. Lingkaran yang menggambarkan semua kondisi stress adalah ekuivalen.
3. Kondisi *biaxial stress* pada setiap orientasi dapat langsung diskalakan dari lingkaran.
4. *Principal Normal Stress* (nilai ekstrim dari *normal stress*) adalah pada lokasi dimana lingkaran memotong sumbu x (dimana *shear stress* = 0).
5. *Maximum Shear Stress* adalah sama dengan jari-jari dari lingkaran.

6. Rotasi dari bidang *stress* referensi dalam bidang nyata sejauh Φ setara dengan merotasikan 2Φ dari titik referensi dalam bidang di Mohr's Circle.



Gambar 2. 5. Mohr's Circle Diagram [5]

2.1.5 Regangan

Regangan dapat didefinisikan sebagai perpindahan per unit panjang yang diakibatkan oleh *stress*. Seperti halnya *stress*, *strain* atau regangan juga memiliki *normal* dan *shear strain*. *Normal strain* yang biasa disimbolkan dengan ϵ digunakan untuk mendeskripsikan ukuran pertambahan panjang atau kontraksi segmen linier dari elemen yang terkena *stress*. *Normal strain* rata-rata adalah

$$\epsilon_{avg} = \frac{\delta_{avg}}{l} = \frac{elongation.avg}{original.length} \quad (2.5)$$

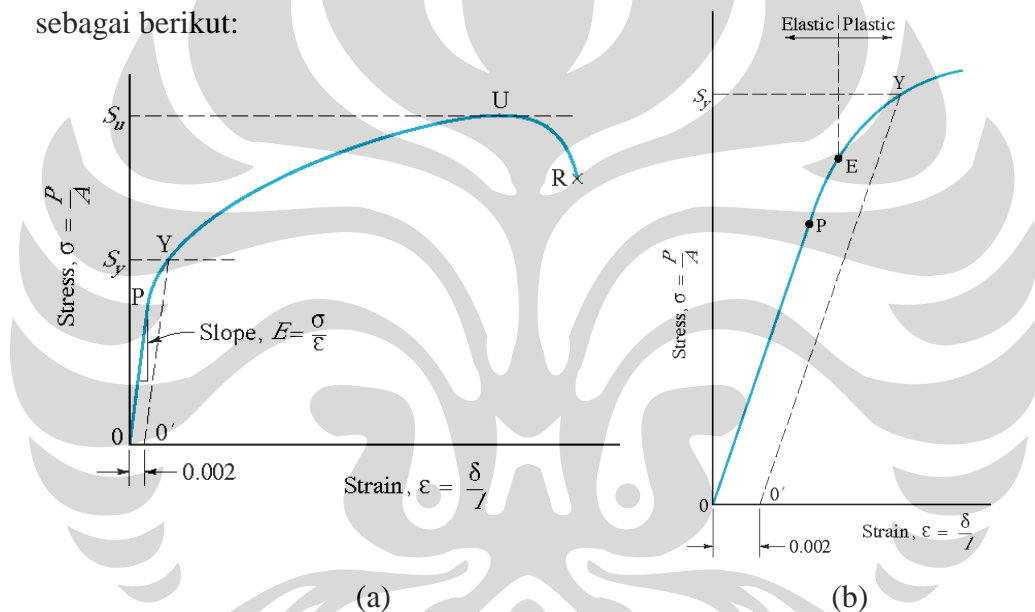
Dalam konteks aplikasi, *strain* dihubungkan dengan deformasi dan dapat dimanfaatkan untuk mengukur *stress* dan deformasi yang dialami suatu elemen.

Sensor yang memanfaatkan fenomena tegangan-regangan yaitu *strain gage* yang akan dibahas lebih detail pada bab selanjutnya.

2.2 Hubungan Tegangan-Regangan

2.2.1 Grafik Tegangan vs Regangan

Hubungan tegangan dan regangan seringkali digambarkan dalam grafik tegangan vs regangan, grafik ini dapat menjadi gambaran karakteristik suatu material. Grafik (Gambar 2.6) dapat diperoleh dengan menggambarkan *stress* (σ) pada sumbu y dan *strain* (ϵ) pada sumbu x. Sehingga akan diperoleh grafik sebagai berikut:



Gambar 2. 6. Grafik *Stress vs Strain* pada *Ductile* dan *Britel* Material [5]

Dalam grafik *stress-strain* dikenal dua jenis grafik, yaitu grafik *true stress-strain* dan grafik *engineering stress-strain*. Perbedaan antara keduanya adalah pada definisi luas permukaan (A) yang dijadikan pembagi terhadap gaya untuk mendapatkan besaran stress. Pada grafik *engineering stress-strain* nilai A dianggap sama dengan A mula-mula sehingga rumus tegangannya adalah:

$$\sigma = \frac{P}{A_0} \quad (2.6)$$

Sedangkan pada grafik *true stress-strain* perubahan luas pada setiap perubahan gaya yang diberikan diperhitungkan sehingga rumusnya menjadi sebagai berikut,

$$\sigma = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta P}{\Delta A} \quad (2.7)$$

2.2.2 Modulus Elastisitas/*Modulus Young*

Modulus elastisitas adalah kemiringan atau gradien dari area linier pada kurva tegangan-regangan (lihat Gambar 2.6 (a)). Sesuai dengan Hukum Hooke, Modulus Elastisitas (E) dirumuskan sebagai berikut

$$E = \frac{\sigma}{\varepsilon} \quad (2.8)$$

Nilai E berbeda-beda untuk tiap jenis material, dan menjadi salah satu *properties* dari material.

2.2.3 *Yield Strength*

Yield Strength (S_y) adalah tingkat *stress* yang dibutuhkan untuk memulai terjadinya deformasi plastis. Apabila tegangan yang diterima suatu material telah melewati *Yield Strength*-nya maka deformasinya bukan lagi deformasi elastis melainkan akan mengalami deformasi plastis. Besarnya *Yield Strength* dapat dilihat pada kurva *stress-strain*, yaitu pada bagian dimana pertambahan regangan tidak lagi linier dengan pertambahan tegangan (lihat Gambar 2.6), perubahan ini mungkin dapat mudah dilihat pada material *ductile* atau liat, tetapi pada material *brittle* atau getas agak sulit dilihat. Untuk itu pada material getas digunakan metode *offset*, yaitu dengan membuat garis yang sejajar dengan garis linier sejauh 0,2% atau 0,002. Perpotongan kurva dengan garis *offset* itulah nilai *Yield Strength*-nya.

2.2.4 *Ultimate Tensile Strength* (UTS)

Ultimate Tensile Strength adalah tegangan maksimum yang dapat ditahan oleh suatu material. Apabila beban atau tegangan yang diberikan melebihi UTS,

pada material *brittle* akan langsung terjadi *fracture*, dan pada material *ductile* akan mulai mengalami proses *necking*.

2.3 Normal, Bending, Transverse Shear Stresses dan Strains

2.3.1 Pusat Benda (Centroid of Area/Center of Gravity)

Centroid of area atau *center of gravity* adalah pusat massa dari benda. Dimana secara matematik digambarkan dengan persamaan:

$$\int_A (y - \bar{y}) dA = 0 \quad (2.9)$$

$$\int_A (x - \bar{x}) dA = 0 \quad (2.10)$$

Sehingga kordinat pusat massanya adalah:

$$\bar{y} = \frac{\int_A y \cdot dA}{\int_A dA} = \frac{\int_A y \cdot dA}{A} = \frac{A_1 \bar{y}_1 + A_2 \bar{y}_2 + \dots}{A_1 + A_2 + \dots} \quad (2.11)$$

$$\bar{x} = \frac{\int_A x \cdot dA}{\int_A dA} = \frac{\int_A x \cdot dA}{A} = \frac{A_1 \bar{x}_1 + A_2 \bar{x}_2 + \dots}{A_1 + A_2 + \dots} \quad (2.12)$$

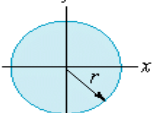
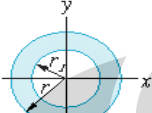
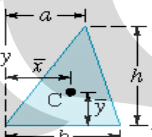
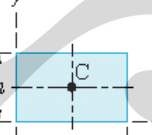
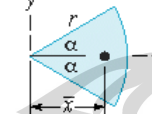
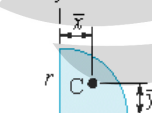
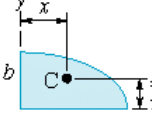
2.3.2 Daerah Momen Inersia (*Area Moment of Inertia*)

Area momen inersia atau dapat juga disebut momen kedua dari area, dimana momen pertama dihubungkan dengan *centroid* atau pusat massa. Persamaan yang menggambarkannya yaitu:

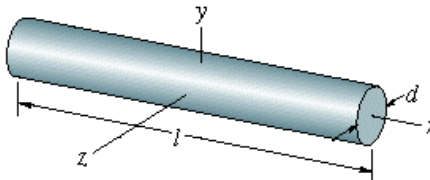
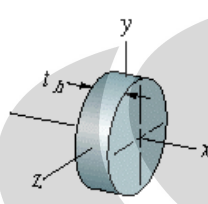
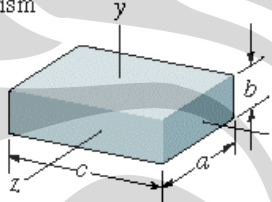
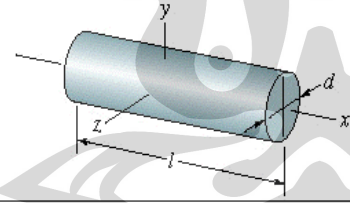
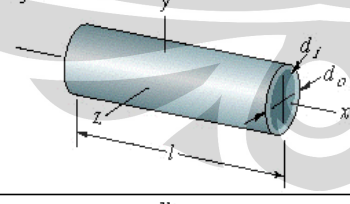
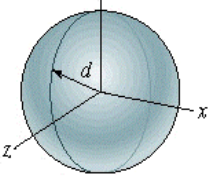
$$I_x = \int_A y^2 dA \text{ dan } I_y = \int_A x^2 dA \quad (2.13)$$

Perhitungan pusat massa, momen inersia pada beberapa penampang batang ditunjukkan Tabel 2.1 dan pada bentuk solid ditunjukkan Tabel 2.2.

Tabel 2. 1. Centroid, Area Moment of Inertia dan Area [5]

Cross section	Centroid	Area moment of inertia	Area
Circular area 	$\bar{x} = 0$ $\bar{y} = 0$	$I_x = I_y = \frac{\pi}{4} r^4$ $I_y = I_x = \frac{\pi}{4} r^4$ $J = \frac{\pi}{2} r^4$	$A = \pi r^2$
Hollow circular area 	$\bar{x} = 0$ $\bar{y} = 0$	$I_x = I_y = \frac{\pi}{4} (r^4 - r_i^4)$ $I_y = I_x = \frac{\pi}{4} (r^4 - r_i^4)$ $J = \frac{\pi}{2} (r^4 - r_i^4)$	$A = \pi (r^2 - r_i^2)$
Triangular area 	$\bar{x} = \frac{a+b}{3}$ $\bar{y} = \frac{h}{3}$	$I_x = \frac{bh^3}{12}, I_{\bar{x}} = \frac{bh^3}{36}$ $I_y = \frac{bh(b^2 + ab + a^2)}{12}$ $I_{\bar{y}} = \frac{bh(b^2 - ab + a^2)}{36}$ $\bar{J} = \frac{bh}{36} (b^2 + h^2)$	$A = \frac{bh}{2}$
Cross section	Centroid	Area moment of inertia	Area
Rectangular area 	$\bar{x} = \frac{b}{2}$ $\bar{y} = \frac{h}{2}$	$I_x = \frac{bh^3}{3}, I_{\bar{x}} = \frac{bh^3}{12}$ $I_y = \frac{hb^3}{3}, I_{\bar{y}} = \frac{hb^3}{12}$ $\bar{J} = \frac{bh}{12} (b^2 + h^2)$	$A = bh$
Area of circular sector 	$\bar{x} = \frac{2}{3} \frac{r \sin \alpha}{\alpha}$	$I_x = \frac{r^4}{4} (\alpha - \frac{1}{2} \sin 2\alpha)$ $I_y = \frac{r^4}{4} (\alpha + \frac{1}{2} \sin 2\alpha)$ $J = \frac{1}{2} r^4 \alpha$	$A = r^2 \alpha$
Quarter-circular area 	$\bar{x} = \bar{y} = \frac{4r}{3\pi}$	$I_x = I_y = \frac{\pi r^4}{16}$ $I_{\bar{x}} = I_{\bar{y}} = (\frac{\pi}{16} - \frac{4}{9\pi}) r^4$ $J = \frac{\pi r^4}{8}$	$A = \frac{\pi r^2}{4}$
Area of elliptical quadrant 	$\bar{x} = \frac{4a}{3\pi}$ $\bar{y} = \frac{4b}{3\pi}$	$I_x = \frac{\pi ab^3}{16}, I_{\bar{x}} = (\frac{\pi}{16} - \frac{4}{9\pi}) ab^3$ $I_y = \frac{\pi a^3 b}{16}, I_{\bar{y}} = (\frac{\pi}{16} - \frac{4}{9\pi}) a^3 b$ $J = \frac{\pi ab}{16} (a^2 + b^2)$	$A = \frac{\pi ab}{4}$

Tabel 2. 2. Mass dan Massmoment of Inertia untuk Beberapa Bentuk Solid [5]

Shape	Equations
Rod 	$m_s = \frac{\pi d^2 l \rho}{4}$ $I_{yy} = I_{zz} = \frac{m_s d^2}{12}$
Disk 	$m_s = \frac{\pi d^2 t \rho}{4}$ $I_{xx} = \frac{m_s d^2}{8}$ $I_{yy} = I_{zz} = \frac{m_s d^2}{16}$
Rectangular prism 	$m_s = abc\rho$ $I_{xx} = \frac{m_s (a^2 + b^2)}{12}$ $I_{yy} = \frac{m_s (a^2 + c^2)}{12}$ $I_{zz} = \frac{m_s (b^2 + c^2)}{12}$
Shape	Equations
Cylinder 	$m_s = \frac{\pi d^2 l \rho}{4}$ $I_{xx} = \frac{m_s d^2}{8}$ $I_{yy} = I_{zz} = \frac{m_s (3d^2 + 4l^2)}{48}$
Hollow cylinder 	$m_s = \frac{\pi \rho (d_o^2 - d_i^2) l}{4}$ $I_{xx} = \frac{m_s (d_o^2 - d_i^2)}{8}$ $I_{yy} = I_{zz} = \frac{m_s (3d_o^2 + 3d_i^2 + 4l^2)}{48}$
Sphere 	$m_s = \frac{\pi d^3 \rho}{6}$ $I_{xx} = I_{yy} = I_{zz} = \frac{m_s d^2}{10}$

2.3.3 Normal Stress

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:

$$\sigma = \frac{P}{A} \quad (2.14)$$

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:

$$\varepsilon = \frac{\delta l}{l} \text{ atau } \delta l = \varepsilon \cdot l \quad (2.15)$$

keterangan: ε = regangan.

δl = perubahan panjang pada benda.

l = panjang awal dari benda.

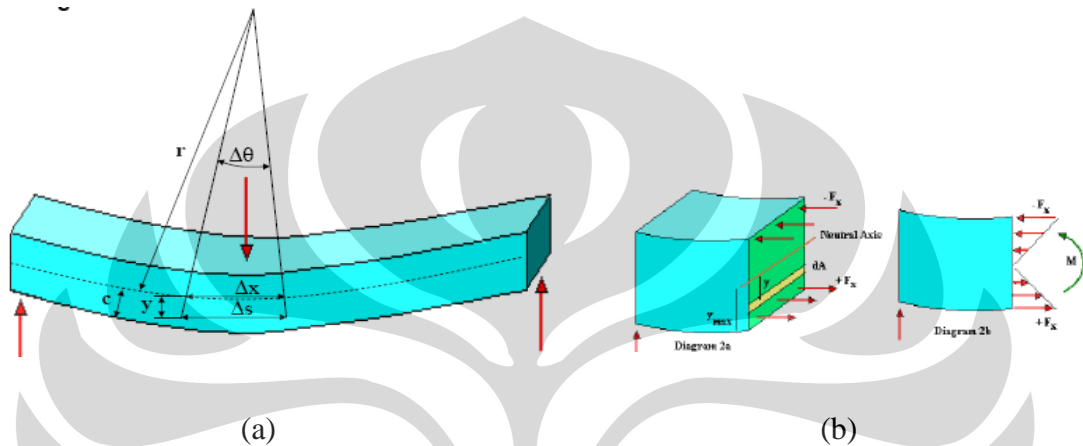
2.3.4 Bending Stress

Bending sangat diperhitungkan dalam mendesain berbagai bentuk dan rancangan. Dalam aplikasinya pertimbangan yang diambil seringkali juga mempertimbangkan efek deformasi dari *bending* sebagai pertimbangan yang signifikan. Dalam pembahasan ini ada beberapa asumsi yang diterapkan yaitu:

1. Penampang melintang adalah simetris dalam bidang yang dibebani (terhadap sumbu y).
2. Material padat yang digunakan sebagai batang terbuat secara seragam dan memiliki elastisitas yang linier.

Material yang mengalami *bending* akan mengakibatkan bagian atasnya mengalami tekanan atau *compression* yang juga berakibat pada pemendekan. Sedangkan pada bagian bawahnya akan mengalami penarikan atau *tensile* yang mengakitkannya mengalami pemuluran.

Bending Stress pada Batang Lurus



Gambar 2.7. *Bending Stress* [5]

Gambar 2.7 di atas dijabarkan menjadi perhitungan seperti di bawah ini.

$$\varepsilon = \lim_{\Delta x \rightarrow 0} \frac{\Delta s - \Delta x}{\Delta x}$$

$$\Delta x = r\Delta\theta$$

$$\Delta s = (r + y)\Delta\theta$$

$$\varepsilon = \lim_{\Delta x \rightarrow 0} \frac{(r + y)\Delta\theta - r\Delta\theta}{r\Delta\theta} = \frac{y}{r}$$

$$\frac{\varepsilon}{\varepsilon_{\max}} = \frac{y/r}{c/r}$$

$$\varepsilon = \frac{y}{c} \varepsilon_{\max} \quad (2.16)$$

$$\sigma = \frac{y}{c} \sigma_{\max} \quad (2.17)$$

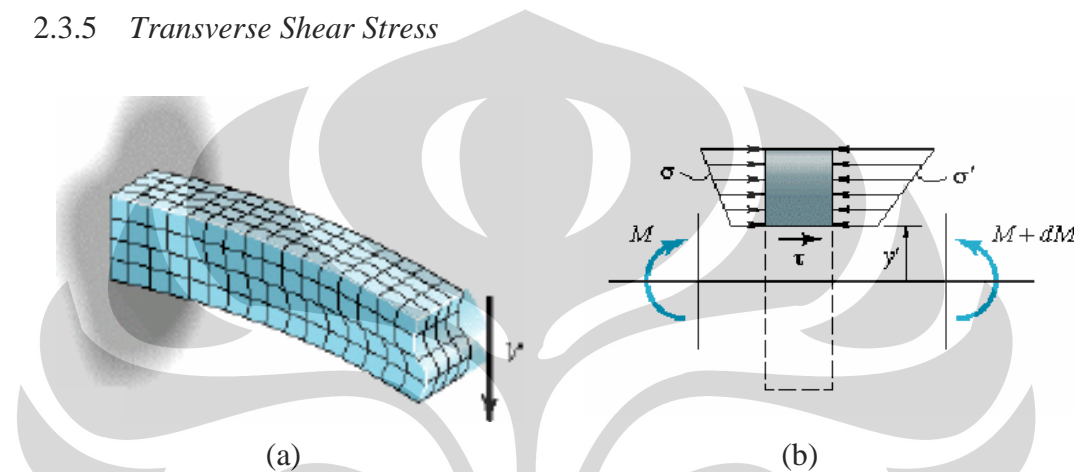
dengan menghitung momen maka dapat diperoleh besarnya *stress maximum* yaitu sebesar:

$$M = \int_A y dP = \int_A y \sigma dA = \frac{\sigma_{\max}}{c} \int_A y^2 dA$$

$$\therefore \sigma_{\max} = \frac{Mc}{I} \quad (2.18)$$

Sehingga *stress* pada setiap jarak y adalah: $\sigma = \frac{My}{I}$ (2.19)

2.3.5 Transverse Shear Stress



Gambar 2. 8. *Shear Stress* [5]

Gambar 2.8 di atas dijabarkan menjadi perhitungan seperti di bawah ini.

$$\tau = \frac{dF}{dx t} = \frac{dM \bar{A} y}{dx \cdot I t} \quad \text{and} \quad \frac{dM}{dx} = V$$

maka:

$$\tau = \frac{V \cdot \bar{A} y}{I t} \quad \text{atau} \quad \tau = \frac{VQ}{I t} \quad (2.20)$$

dimana:

V = *shear maksimum* yang dapat diperoleh dari diagram V

A = luas penampang melintang




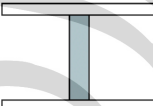
y = jarak dari *neutral axis* ke pusat area A

I = *momen of inertia*

t = lebar dari penampang melintang yang mengalami shear

Universitas Indonesia

Tabel 2. 3. *Maximum Shear Stress* untuk Berbagai Penampang Melintang [5]

Cross section	Maximum shear stress
 Rectangular	$t_{max} = \frac{3V}{2A}$
 Circular	$t_{max} = \frac{4V}{3A}$
 Round tube	$t_{max} = \frac{2V}{A}$
 I-beam	$t_{max} = \frac{V}{A_{web}}$

Tabel 2.3 di atas menunjukkan *maximum shear stress* pada berbagai penampang melintang batang.

2.4 *Distortion Energy Theory*

Distortion energy theory atau dikenal dengan *criteria* von mises adalah sebuah postulat untuk memprediksi kegagalan yang disebabkan *energy elastic* yang berhubungan dengan deformasi geser (*shear deformation*). Teory ini hanya berlaku untuk material *ductile* dan memprediksi *yield* dibawah pembebanan kombinasi dengan tingkat kekakuratan yang lebih tinggi dibandingkan dengan teori kegagalan yang lain.

Ekuivalen *stress* pada teori Von mises dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_1 + \sigma_2 - \sigma_1 \cdot \sigma_2} \quad (2.21)$$

Dimana σ_1 dan σ_2 adalah *principal stress*.

2.5 Faktor Keamanan (*Safety Factor*)

Didefinisikan sebagai besarnya perbandingan antara batas *stress* yang diijinkan (berdasarkan material) dengan besarnya *stress* yang dibuat pada desain.

$$n_s = \sigma_{all} / \sigma_d = S_y / \sigma_e \quad (2.22)$$

σ_{all} = allowable normal stress, Pa

σ_d = design normal stress, Pa

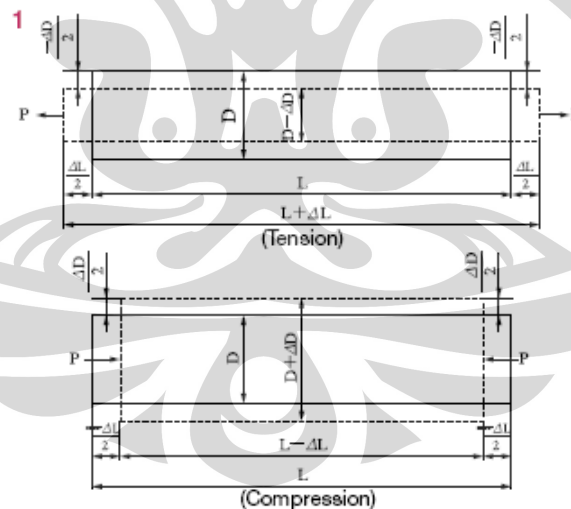
S_y = yield strenght

σ_e = von misses

2.6. Sensor

2.6.1 Stress, Strain, dan Poisson Ratio

Ketika sebuah material menerima gaya tarik (*tensile force*) P , material akan mengalami tekanan (*stress*) yang berhubungan dengan gaya yang dialaminya itu. Secara proporsional dengan tekanan tersebut, penampang akan berkontraksi dan bertambah panjang sebesar ΔL dari panjang material mula-mula L .



Gambar 2. 9. Batang yang Mengalami Tarik dan Tekan [6]

Rasio dari pertambahan panjang dengan panjang mula-mula disebut *tensile strain* dan dirumuskan sebagai berikut:

$$\varepsilon = \frac{\Delta L}{L} \quad (2.23)$$

ε : *Strain*

L : Panjang mula-mula

ΔL : Pertambahan panjang

Perhatikan gambar bagian bawah dari Gambar 2.9. Apabila material menerima gaya tekan (*compressive force*), maka material akan mengalami *compressive strain* yang dirumuskan sebagai berikut:

$$\varepsilon = \frac{-\Delta L}{L} \quad (2.24)$$

Sebagai contoh, apabila sebuah gaya tarik membuat material dengan panjang 100mm bertambah panjang sebesar 0,01mm, *strain* yang terjadi pada material tersebut adalah:

$$\varepsilon = \frac{\Delta L}{L} = \frac{0,01}{100} = 0,0001 = 100 \times 10^{-6} \quad (2.25)$$

Strain adalah bilangan absolut dan dituliskan dengan nilai numeriknya beserta $\times 10^{-6}$ *strain*, $\mu \varepsilon$ atau $\mu\text{m/m}$.

Hubungan dari *stress* dan *strain* yang diinisiasikan pada sebuah material yang menerima gaya dirumuskan oleh hukum Hooke sebagai berikut:

$$\sigma = E\varepsilon \quad (2.26)$$

σ : *Stress*

E : *Elastic modulus*

ε : *Strain*

Stress diperoleh dengan mengkalikan *strain* dengan *elastic modulus* material. Ketika material mengalami gaya tarik maka material akan memanjang pada arah *axial* dan juga akan berkontraksi pada arah transversal. Perpanjangan pada arah *axial* dinamakan *longitudinal strain* dan kontraksi pada arah transversal dinamakan *transverse strain*. Nilai absolut dari perbandingan antara longitudinal

strain dan transverse *strain* dinamakan *Poisson's ratio*, yang dirumuskan sebagai berikut:

$$\nu = \left| \frac{\varepsilon_2}{\varepsilon_1} \right| \quad (2.27)$$

ν : *Poisson's ratio*

ε_1 : *Longitudinal strain* $\frac{\Delta L}{L}$ atau $-\frac{\Delta L}{L}$ (Gambar 2.9)

ε_2 : *Transverse strain* $\frac{\Delta D}{D}$ atau $-\frac{\Delta D}{D}$ (Gambar 2.9)

Poisson's ratio berbeda-beda tergantung dari material. Berikut adalah *properties* dari material yang sering digunakan pada aplikasi industri, termasuk pada *properties* tersebut adalah *Poisson's ratio* (Tabel 2.4).

Tabel 2. 4. *Mechanical Properties of Industrial Materials* [6]

Material	Young's Modulus E (GPa)	Shearing Modulus G (GPa)	Tensile Strength** (MPa)	Poisson's Ratio ν
Carbon steel (C0.1 - 0.25%)	205	78	363 - 441	0.28 - 0.3
Carbon steel (C > 0.25%)	206	79	417 - 569	0.28 - 0.3
Spring steel (quenched)	206 - 211	79 - 81	588 - 1667	0.28 - 0.3
Nickel steel	205	78	549 - 657	0.28 - 0.3
Cast iron	98	40	118 - 235	0.2 - 0.29
Brass (casting)	78	29	147	0.34
Phosphor bronze	118	43	431	0.36
Aluminum	73	27	186 - 500	0.34
Concrete	20 - 29	9 - 13	—	0.1

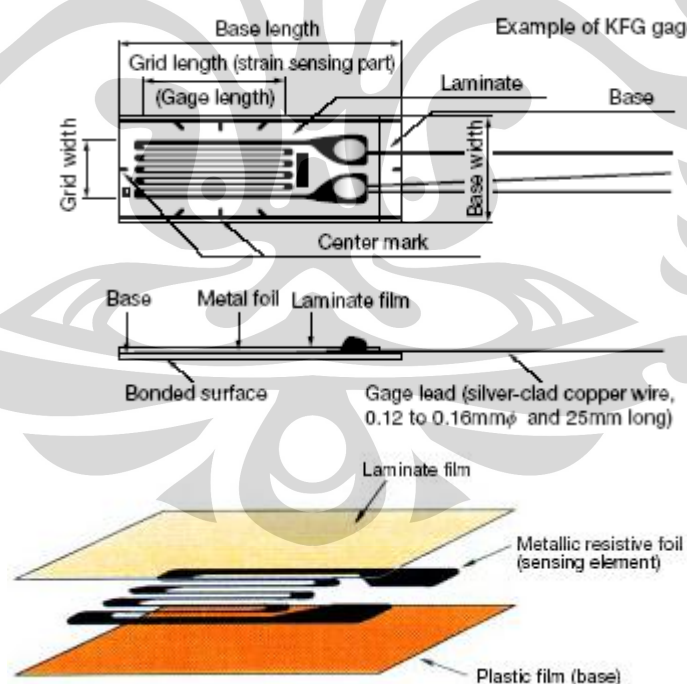
2.6.2 Prinsip Kerja Strain Gage

Setiap material memiliki hambatan yang spesifik. Sebuah gaya tarik (gaya tekan) akan menambah (mengurangi) hambatan dengan menambah panjang (mengkontraksi) material. Misalkan hambatan mula-mula adalah R dan *strain* menginisiasikan perubahan hambatan sebesar ΔR , maka kita dapat menyimpulkan persamaan sebagai berikut:

$$\frac{\Delta R}{R} = K_s \frac{\Delta L}{L} = K_s \cdot \varepsilon \quad (2.28)$$

Dimana, K_s adalah *gage factor*, sebuah koefisien yang mengekspresikan sensitivitas dari *strain gage*. Pada umumnya *strain gage* menggunakan *copper-nickel* atau *nickel-chrome alloy* sebagai elemen resistif, dan *gage factor* yang dihasilkan dari *alloy* ini adalah sekitar 2. Walaupun *strain gage* mampu mendeteksi besarnya *strain* yang terjadi pada elemen dan mengkonversi mekanisme *strain* ini menjadi perubahan hambatan listrik, tetapi karena *strain* merupakan fenomena *infinitesimal* yang tak tampak, jadi perubahan hambatan yang terjadi sangat kecil. Agar hambatan listrik yang kecil ini mampu untuk dihitung maka diperlukan suatu *amplifier* dengan menggunakan sirkuit elektrik yang disebut dengan jembatan Wheatstone.

Sebuah foil *strain gage* memiliki *metal foil photo-etched* dengan pola berliku-liku pada sebuah *insulator* elektrik yang terbuat dari resin yang tipis dan di bagian pangkalnya juga terdapat *gage leads*. Deskripsi *strain gage* dapat terlihat pada Gambar 2.10.



Gambar 2. 10. Struktur Pembentuk Strain Gage [7]

Strain gage direkatkan pada objek yang akan diukur dengan menggunakan bahan adesif tertentu. *Strain* yang terjadi pada bagian objek yang akan diukur ini ditransfer menuju elemen peraba melalui dasar *gage* (*gage base*). Untuk memperoleh pengukuran yang akurat, *strain gage* dan bahan adesifnya harus cocok dengan material yang diukur dan kondisi operasi termasuk suhu.

2.6.3 Prinsip Pengukuran *Strain*

Strain menginisiasikan perubahan hambatan dengan sangat kecil. Oleh karena itu, untuk pengukuran *strain* sebuah jembatan Wheatsone (Gambar 2.11) digunakan untuk mengkonversi perubahan hambatan menjadi perubahan tegangan. Misal pada gambar 2.13, hambatan (Ω) adalah R_1 , R_2 , R_3 , dan R_4 dan tegangan jembatan (V) adalah E_{exc} . Maka, tegangan keluaran e_0 (V) dapat diperoleh dengan persamaan sebagai berikut:

$$e_0 = \frac{R_1 R_3 - R_2 R_4}{(R_1 + R_2)(R_3 + R_4)} \cdot E_{exc} \quad 2.29$$

Misalkan hambatan R_1 adalah *strain gage* dan berubah besarnya sebanyak ΔR akibat *strain*. Maka, tegangan keluaran adalah,

$$e_0 = \frac{(R_1 + \Delta R)R_3 - R_2 R_4}{(R_1 + \Delta R + R_2)(R_3 + R_4)} \cdot E_{exc}$$

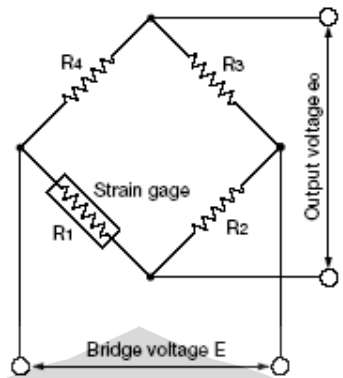
Apabila, $R_1 = R_2 = R_3 = R_4 = R$,

$$e_0 = \frac{R^2 - R\Delta R - R^2}{(2R + \Delta R)2R} \cdot E_{exc}$$

Sejak R dianggap jauh lebih besar dari nilai ΔR ,

$$e_0 = \frac{1}{4} \cdot \frac{\Delta R}{R} \cdot E = \frac{1}{4} \cdot K_s \cdot \varepsilon \cdot E_{exc} \quad 2.30$$

Berdasarkan persamaan di atas, diperoleh keluaran hambatan yang proporsional dengan perubahan hambatan, sebagai contoh akibat perubahan *strain*. Keluaran tegangan yang sangat kecil ini diampifikasi untuk pembacaan analog atau pun indikasi digital dari *strain*.



Gambar 2. 11. Aplikasi Jembatan Wheatstone pada Strain Gage [6]

2.6.4 Tegangan Keluaran pada Sistem 1-Gage

Seperti yang diilustrasikan Gambar 2.12, sebuah *strain gage* dilekatkan pada permukaan atas dari batang yang memiliki penampang kotak. Apabila beban W diberikan pada ujung batang, daerah perekatan *strain gage* memiliki besar tegangan permukaan σ :

$$\sigma = \varepsilon_0 \cdot E$$

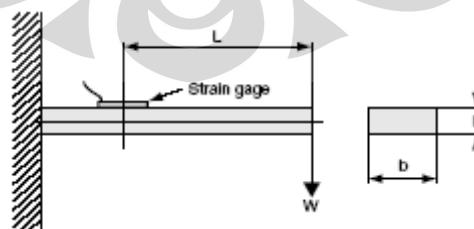
Strain ε_0 diperoleh dengan persamaan sebagai berikut:

$$\varepsilon_0 = \frac{6WL}{Ebh^2} \quad (2.31)$$

Dimana, b : Lebar dari batang

h : Tebal dari batang

L : Jarak dari titik beban ke bagian tengah *strain gage*



Gambar 2. 12. Pengukuran *Bending* dengan Konfigurasi Sistem 1-gage [7]

2.6.5 Tegangan Keluaran pada Sistem 2-Gage

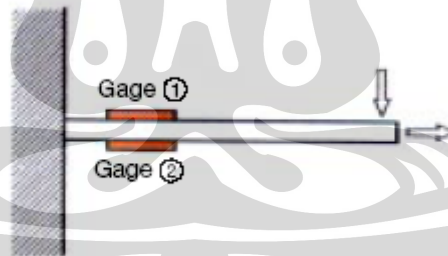
Terdapat dua metode konfigurasi pada sistem *2-gage*, dimana setiap metode memiliki kegunaan masing-masing. Metode pertama adalah pemasangan seperti pada Gambar 12.14. Keluaran tegangan yang terjadi pada rangkaian ini adalah:

$$e = \frac{1}{4} \left(\frac{\Delta R_1}{R_1} - \frac{\Delta R_2}{R_2} \right) E_{exc} \quad \text{atau, } e = \frac{1}{4} K(\varepsilon_1 - \varepsilon_2) E_{exc} \quad (2.32)$$

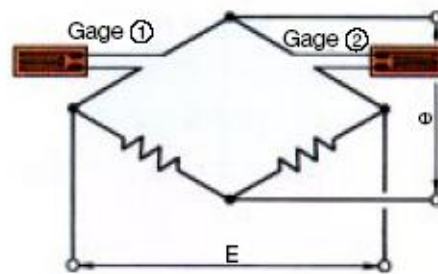
Sementara itu, metode kedua adalah untuk kasus pemasangan sesuai dengan Gambar 12.15, keluaran tegangan yang terjadi adalah:

$$e = \frac{1}{4} \left(\frac{\Delta R_1}{R_1} + \frac{\Delta R_2}{R_2} \right) E_{exc} \quad \text{atau, } e = \frac{1}{4} K(\varepsilon_1 + \varepsilon_2) E_{exc} \quad (2.33)$$

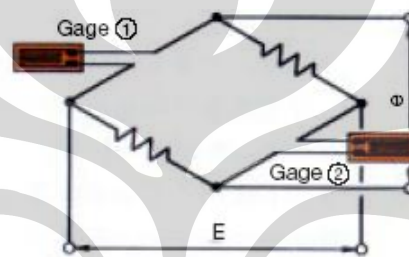
Berdasarkan rumusan di atas dapat dikatakan bahwa, *strain* yang dihasilkan oleh *strain gage* kedua akan mengurangi/menambah *strain* yang dihasilkan oleh *strain gage* pertama, bila pemasangan kedua *strain gage* berada pada sisi yang bersebelahan/berlawanan.



Gambar 2. 13. Aplikasi Sistem Konfigurasi 2-gage pada Batang [7]



Gambar 2. 14. Sistem 2-gage Konfigurasi 1 [7]



Gambar 2. 15. Sistem 2-gage Konfigurasi 2 [7]

Sistem *2-gage* umum digunakan pada kasus sebagai berikut. Untuk mengetahui secara terpisah dari parameter regangan akibat *bending* atau *tensile* yang dihasilkan batang yang terkena gaya, dua buah *strain gage* diletakkan pada posisi yang sama masing-masing pada setiap sisi atas dan bawah, seperti yang terlihat pada Gambar 2.13. Kedua *strain gage* ini terhubung pada jembatan Wheatstone dengan dua konfigurasi yang berbeda, yakni bersebelahan atau berlawanan sisi, setiap konfigurasi dapat mengukur regangan akibat *bending* atau *tensile* secara terpisah. Prinsip kerjanya adalah sebagai berikut, *strain gage 1* akan merasakan regangan tarik (positif) dan *strain gage 2* akan merasakan regangan tekan (negatif). Nilai absolut dari kedua regangan adalah serupa, yang berbeda hanya polaritasnya saja, hal ini karena kedua *strain gage* memiliki jarak yang sama terhadap ujung terkenanya gaya.

Untuk mengukur *bending stress* saja hal yang dilakukan adalah melakukan *offset* dari regangan tarik dengan cara mengkonfigurasi *strain gage 2* pada sisi

yang bersebelahan dengan *strain gage 1* pada jembatan Wheatstone. Maka tegangan keluaran yang terjadi adalah:

$$e = \frac{1}{4} K(\varepsilon_1 - \varepsilon_2) E_{exc} \quad (2.34)$$

Apabila batang mengalami tarikan (*tensile stress*), kedua *strain gage* akan merasakan regangan tarik yang sama-sama bernilai positif, sehingga dari persamaan akan menghasilkan keluaran 0 ($\varepsilon_1 - \varepsilon_2$). Sementara itu, *bending stress* akan mengakibatkan *strain gage 1* bernilai positif dan *strain gage 2* bernilai negatif, dari persamaan $e = \frac{1}{4} K(\varepsilon_1 - \varepsilon_2) E_{exc}$, maka nilai *strain gage 2* akan menambah nilai *strain gage 1*, sehingga diperoleh keluaran tegangan dengan nilai dua kali lipat. Oleh karena itu, rangkaian seperti Gambar 2.14 hanya dapat mengukur *bending stress* saja.

Apabila *strain gage 2* dihubungkan pada sisi yang berlawanan dengan *strain gage 1*, tegangan keluaran dari jembatan Wheatstone adalah:

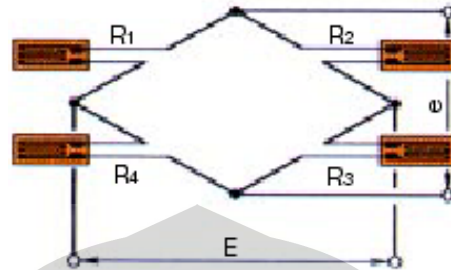
$$e = \frac{1}{4} K(\varepsilon_1 + \varepsilon_2) E_{exc} \quad (2.35)$$

Persamaan ini berlawanan dengan persamaan sebelumnya, tegangan keluaran jembatan Wheatstone akan nol bila mengalami *bending strain* dan akan mengeluarkan keluaran dua kali lipat bila mengalami *tensile strain*. Maka dari itu, konfigurasi jembatan seperti pada Gambar 2.15 dapat menghilangkan pengaruh *bending strain*, akan tetapi tetap mampu mengukur *tensile strain*.

2.6.6 Tegangan Keluaran pada Sitem 4-Gage

Sistem 4-gage memiliki 4 buah *strain gage* yang dirangkai pada setiap sisi dari jembatan (Gambar 2.16.). Meskipun sistem ini jarang digunakan dalam pengukuran regangan, akan tetapi sistem ini sering digunakan dalam transduser *strain gage*. Ketika keempat *strain gage* mengalami perubahan hambatan menjadi masing-masing $R_1 + \Delta R_1$, $R_2 + \Delta R_2$, $R_3 + \Delta R_3$, dan $R_4 + \Delta R_4$, maka tegangan keluaran dari jembatan adalah:

$$e = \frac{1}{4} \left(\frac{\Delta R_1}{R_1} - \frac{\Delta R_2}{R_2} + \frac{\Delta R_3}{R_3} - \frac{\Delta R_4}{R_4} \right) E_{exc} \quad (2.36)$$



Gambar 2. 16. Sistem 4-gage [7]

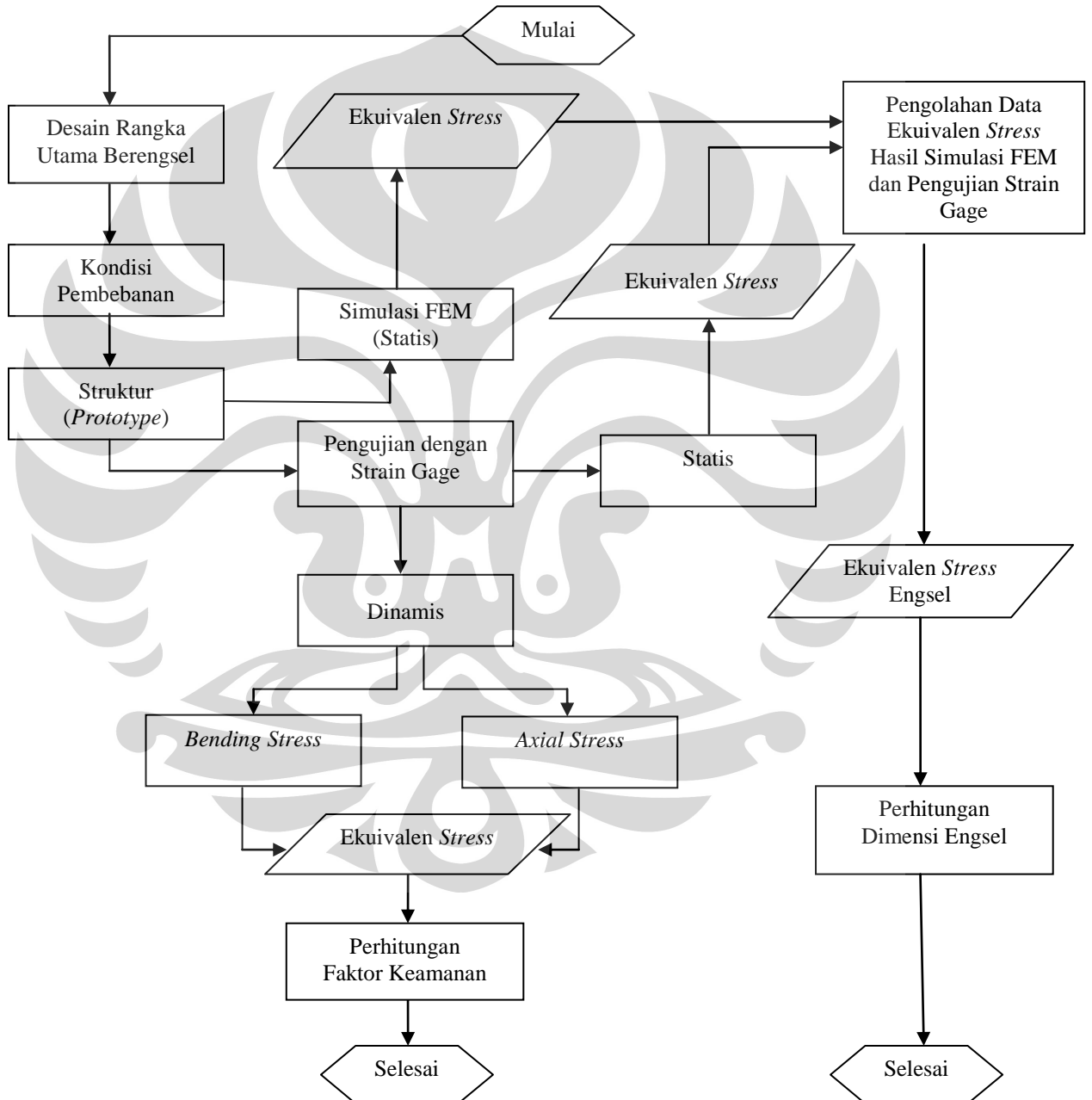
Apabila strain gage pada keempat sisi memiliki spesifikasi yang serupa, termasuk *gage factor*, K , dan menerima *strain* masing-masing ε_1 , ε_2 , ε_3 , dan ε_4 , maka persamaan (2.36) menjadi:

$$e = \frac{1}{4} \cdot K (\varepsilon_1 - \varepsilon_2 + \varepsilon_3 - \varepsilon_4) E_{exc} \quad (2.37)$$

BAB 3

METODE PENELITIAN

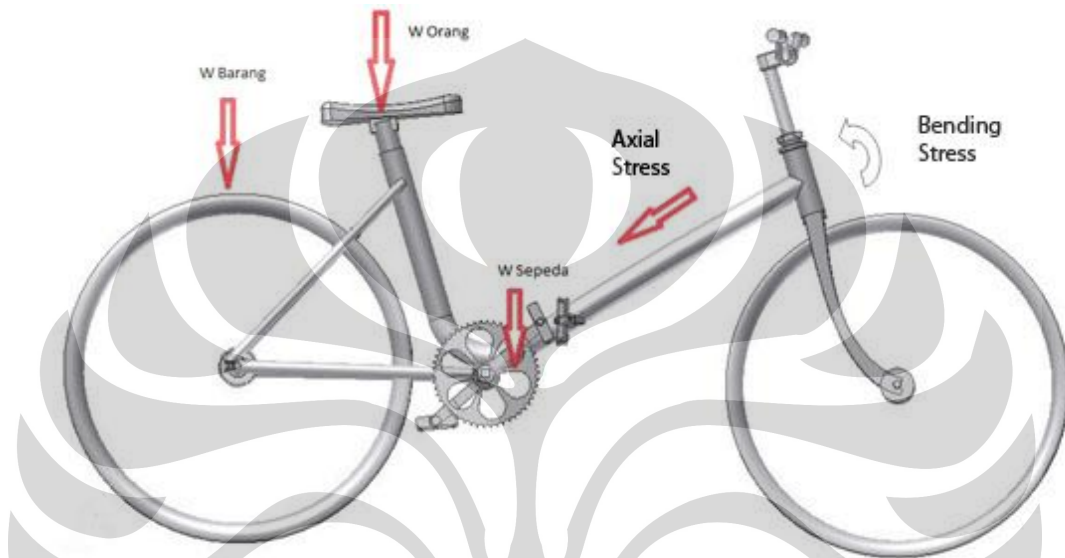
Bab ini berisi tentang diagram alir penelitian yang disertai dengan penjelasan penjelasan tiap langkah pada diagram tersebut. Gambar 3.1. menunjukkan diagram alir penelitian ini.



Gambar 3. 1. Diagram Alir Penelitian

3.1 Kondisi Pembebanan dan Struktur *Prototype*

Asumsi pembebanan selain berat pengendara, ditambahkan pula beban barang bawaan yang terdapat di boncengan guna mendukung penelitian selanjutnya berupa perancangan *addon* keranjang belanja ditunjukkan Gambar 3.2.



Gambar 3. 2. Lukisan Gaya-gaya yang Terjadi pada Sepeda

Pembuatan *prototype* sepeda berdasarkan desain sepeda lipat yang telah dibuat. Dengan menggunakan desain tersebut, diteliti kembali apakah desain gambar dan *prototype* adalah sama. Untuk itu terlebih dulu mengukur *prototype* yang dibuat untuk kemudian dibandingkan dengan desain gambar. Setelah dilakukan pengukuran hasilnya ternyata sama dengan desain gambar maka dinyatakan desain gambar dan *prototype* adalah sama. Perbedaan terjadi hanya pada beberapa titik rangka yang tidak signifikan. Hal tersebut karena pada kondisi sebenarnya bahwa material tidak bersifat homogen.

3.2 Simulasi FEM

Analisa dengan menggunakan *software* Autodesk Inventor 2010 bertujuan untuk melihat pengaruh pembebanan terhadap perubahan tegangan pada struktur. Hasil dari pemodelan ini nantinya akan dibandingkan dengan kondisi pengukuran

secara nyata dengan menggunakan strain gage pada kondisi statis. Untuk itu kondisi-kondisi pemodelan akan disamakan dengan pengukuran secara nyata dengan menggunakan strain gage tersebut tetapi dianggap dalam tidak memiliki engsel.

Berikut ini adalah variabel-variabel yang disamakan dengan kondisi kenyataan:

1. Desain sepeda
2. Material rangka sepeda
3. Beban

Menurut sumber yang membuat *prototype* sepeda material yang digunakan sebagai rangka sepeda lipat adalah ST 37. Pada data base *software* dimasukkan material yaitu steel dengan *properties* sesuai Tabel 3.1.

Tabel 3. 1. Material Properties Rangka Sepeda

Steel	
<i>Young's Modulus</i>	2.1e+005 MPa
<i>Poisson's Ratio</i>	0.3
<i>Mass Density</i>	7.85e-006 kg/mm ³
<i>Tensile Yield Strength</i>	207.0 MPa
<i>Tensile Ultimate Strength</i>	345.0 MPa

Dengan menyamakan kondisi-kondisi tersebut maka diharapkan hasil yang didapatkan dari hasil pemodelan dengan menggunakan *software* dan pengukuran dengan menggunakan strain gage dapat digunakan untuk menghitung dimensi engsel.

Pada pemodelan dengan menggunakan *software* ada beberapa hal yang harus diperhatikan, yaitu pada model material diasumsikan:

- *Linear*

Tegangan (*stress*) adalah secara langsung proportional terhadap regangan (*strain*) yang terjadi. Semakin besar *stress* pada bagian material maka *strain* yang dihasilkan akan semakin besar pula dan begitu pula sebaliknya.

- Konstan

Semua karakteristik dari material tidak berpengaruh terhadap panas dan perubahannya.

- *Homogeneous*

Karakteristik material tidak berubah sepanjang volume dari part. Setiap titik material mempunyai *properties* yang sama. Karakteristik tersebut berdasarkan pendefinisian jenis material yang telah ditentukan pemakai.

- *Isotropic*

Karakteristik dari material adalah identik dalam semua arah. Tidak ada perbedaan karakteristik terhadap arah yang satu terhadap arah yang lain.

3.3 Pengujian Menggunakan Strain Gage

Sebelum melakukan pengujian, ada beberapa hal yang harus diperhatikan dan dipersiapkan dengan baik. Terutama terkait dengan jenis pengujian yang bersifat dinamis. Secara umum, pengujian pada suatu rancangan terbagi menjadi beberapa jenis pengujian yang jenisnya hampir sama dengan jenis-jenis pembebanan yang akan dialami suatu struktur. Secara garis besar dibagi menjadi dua jenis pengujian yaitu:

1. Pengujian Statis

2. Pengujian Dinamis

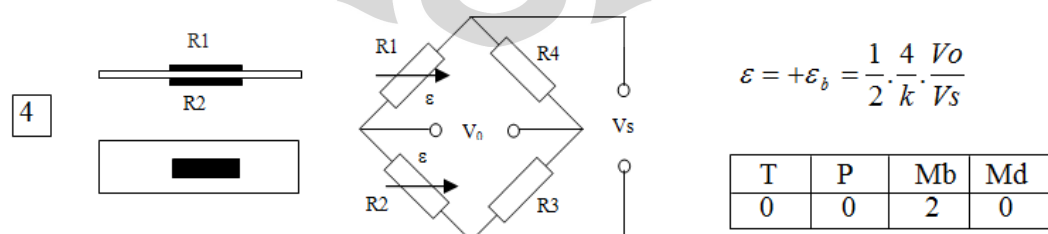
Pengujian statis adalah pengujian yang mengaplikasikan pembebanan statis pada suatu benda uji untuk mengetahui karakteristiknya. Ini pengujian standar yang biasa dilakukan pada laboratorium. Uji statis sendiri terbagi dua yaitu *destructive* dan *non-destructive* test atau uji merusak dan tidak merusak.

Sedangkan uji dinamis juga dapat dibagi-bagi lagi diantaranya *impact testing* (uji impak), *cyclic testing* (uji pembebanan berulang), dan juga termasuk *fatigue testing*. Semua pengujian tersebut dapat digunakan untuk mengetahui kekuatan dan kriteria kegagalan yang akan dialami suatu material

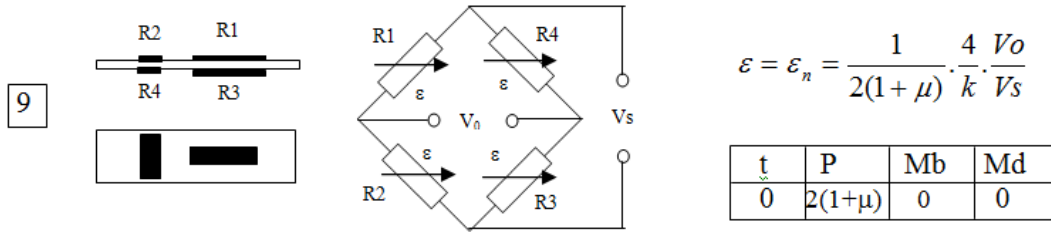
Pada intinya pengujian dinamis yaitu pengujian dengan memasukkan variabel waktu dan variabel-variabel lainnya yang dirasakan mewakili kondisi-kondisi yang akan dialami oleh *prototype* pada aplikasi sebenarnya. Untuk memasukkan variabel tersebut dalam pengujian ada beberapa cara diantaranya dengan *driving test* langsung menggunakan *prototype* pada kondisi yang dibutuhkan untuk pengujian. Atau bisa juga dengan melakukan manipulasi efek yang akan diterima dengan menggunakan alat simulasi pengujian dinamis.

3.3.1 Pemilihan Konfigurasi dan Jenis Strain Gage

Sebelum melakukan pengujian terlebih dahulu kita harus menentukan tipe konfigurasi yang sesuai dengan tujuan pengujian. Tujuan pengujian yaitu ingin mendapatkan besarnya *bending* dan *axial/tension* stress baik pada saat statis maupun dinamis. Oleh karena itu, setelah meninjau berbagai jenis konfigurasi strain gage yang terdapat di lampiran maka diputuskan konfigurasi no. 4 dan no. 9 sesuai Gambar 3.3. dan Gambar 3.4.



Gambar 3. 3. Konfigurasi Strain Gage untuk Mengukur *Bending Stress*



Gambar 3. 4. Konfigurasi Strain Gage untuk Mengukur Axial Stress

Kenapa dipilih konfigurasi tersebut karena nilai dari masing-masing pengukuran bernilai murni untuk *bending* dan *tension* dan hasilnya telah dikalikan 2 dan $2(1+\mu)$ sehingga lebih sensitif.

Kedua tipe konfigurasi tersebut tidak perlu menggunakan *dummy* sebagai *temperature compensation*. Agar lebih akurat digunakan jenis strain gage dengan spesifikasi *self temperature compensation* untuk bahan steel, berikut ini adalah spesifikasi dari strain gage yang dipakai (Gambar 3.5 dan Tabel 3.2):



Gambar 3. 5. Jenis Strain Gage yang Digunakan

Tabel 3. 2. Strain Gage Spesification

Merk	TML
Type	FLA-6-11
Gage Length	6 mm

<i>Gage Resistance</i>	$120 \pm 0,3 \Omega$
<i>Gage Faktor</i>	$2,1 \pm 1 \%$
<i>Temp compensation for</i>	<i>Steel</i>
<i>Coefficient of Thermal Expansion</i>	$11,8E5 / ^\circ C$
<i>Temp coefficient of Gage Factor</i>	$+0,1 \pm 0,05 \%/10 ^\circ C$
<i>Tolerance</i>	$\pm 0,85 (\mu m/m) / ^\circ C$

Dari *datasheet* yang disertakan bersama strain gage dipastikan temperatur kompensasi dari *strain gage* sendiri masih bekerja efektif untuk temperatur pengujian antara temperatur 27-35 °C, sehingga kondisi pengujian yang tidak terlalu lama apalagi dilakukan pada saat intensitas cahaya matahari tidak terlalu tinggi yaitu sore hari diharapkan dapat menghilangkan pengaruh dari temperatur terhadap pengujian.

3.3.2 Pemasangan Strain Gage

Sebelum strain gage dipasang maka persiapkan dahulu bagian yang akan dipasang. Mulai dari pengamplasan sesuai prosedur sehingga didapatkan tingkat kekasaran yang diharapkan kemudian pembuatan *marking* posisi strain gage agar tidak salah ketika penempelan. Gambar 3.6. & 3.7. menunjukkan proses persiapan sebelum pemasangan.



Gambar 3. 6. Proses Pengamplasan



Gambar 3. 7. Penentuan Titik Tengah Batang pada Saat Marking

Urutan pemasangan *strain gage* yang telah dilakukan berdasarkan prosedur yang dibuat oleh Kepala Lembaga Uji Kontruksi B2TKS PUSPIPTEK, Bapak Yudi Irawadi, ST adalah sebagai berikut:

1. Persiapkan alat untuk proses pemasangan strain sage.
2. Rangkaikan strain sage dan terminal menggunakan selotip, kerjakan di atas kertas teflon.
3. Amplas bagian yang akan dipasang strain gage, amplas dengan pola melingkar. Untuk Al: (#220-#330), untuk Steel: (#120-#180).

Universitas Indonesia

4. Tandai lokasi pemasangan, kemudian bersihkan dengan menggunakan acetone dan kertas tisu lalu gosok satu arah saja sampai tidak ada kotoran membekas di kertas tisu.
5. Posisikan strain sage pada *marking* yang sudah dibuat.
6. Pastikan strain gage bisa dibuka seperti engsel.
7. Berikan lem pada bagian bawah strain gage dan permukaan benda uji.
8. Segera tempelkan strain gage ke benda uji dan tekan seluruh permukaannya dengan ibu jari selama 60 detik. Gunakan kertas teflon sebagai pelapis untuk melindungi ibu jari.
9. Buka selotip dengan hati-hati, jangan sampai merusak strain gage.
10. Solder kaki strain gage dengan terminal.

3.3.3 Instalasi *Data Logger*

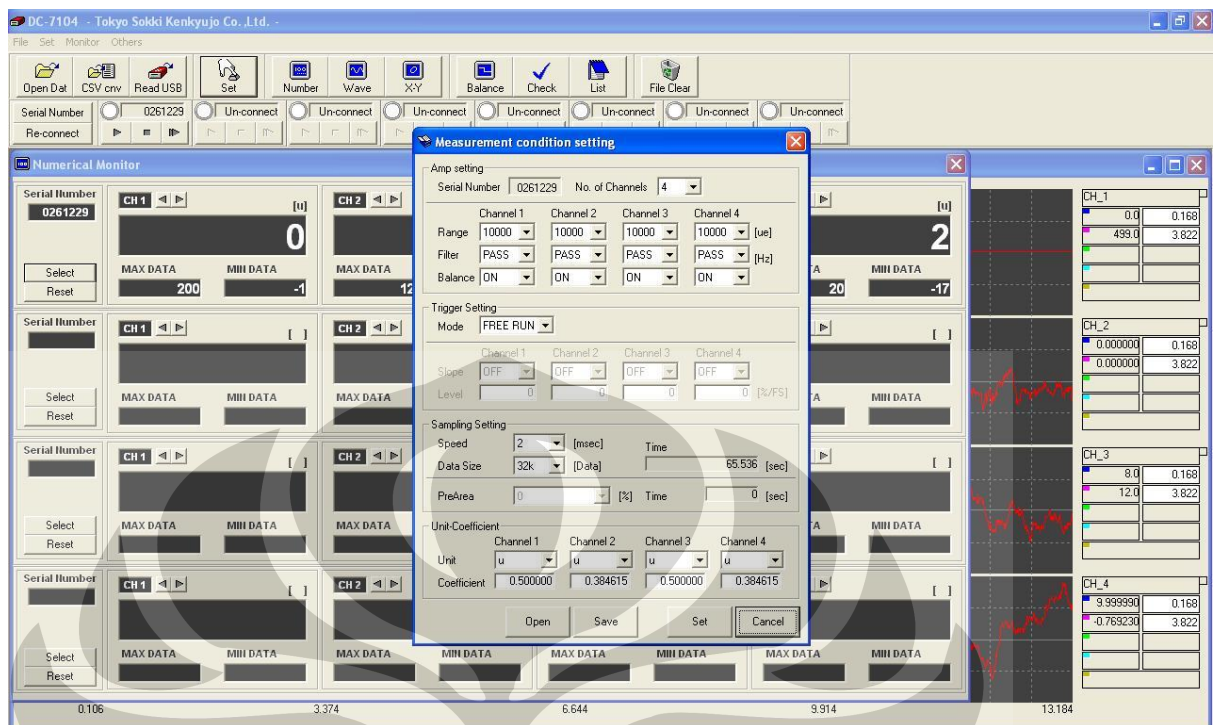
Setelah semua sensor dan kabel terpasang maka selanjutnya adalah merangkaikan *channel* pada *data logger* (Gambar 3.8.). Dalam satu kali pengambilan data hanya dapat dilakukan pada 4 channel secara bersamaan, ini karena slot yang tersedia pada *data logger* hanya berjumlah 4 slot. Setiap slot memiliki *jack* khusus yang berfungsi menghubungkan kabel sensor dengan *data logger*. Namun, selain sebagai penghubung, *jack* ini juga berfungsi sebagai *wheatstone bridge*.



Gambar 3. 8. Peralatan dan Kelengkapan Data Logger

Dari *data logger* data dapat dilihat dan diolah melalui *interface software* menggunakan penghubung berupa kabel data. Proses *nulling* dan kalibrasi secara software dapat dilakukan melalui proses ini. Adapun dalam mode pengambilan data secara mobile, proses *nulling* dapat dilakukan dengan menekan dan menahan tombol utama. Dalam mode ini data akan terekam dalam *memory card*.

Dalam proses ini kita juga menentukan jenis *trigger* yang akan dipakai, range waktu pengambilan *sample*, *setting filtering* dan besarnya *file* per data. *Trigger* yang digunakan adalah *mobile trigger* dengan pengambilan *sampling free run* per 2 *milisecond* dengan besarnya satu *file* sekitar 32kb (Gambar 3.9.).



Gambar 3. 9. Pengaturan Software Data Logger DC-7104 Controller

3.3.4 Kalibrasi

Metode kalibrasi yang digunakan yaitu dengan menggunakan kalibrator eksternal, yang fungsinya menghasilkan sinyal elektrik ekuivalen terhadap regangan tertentu. Sinyal ini merupakan daya jembatan yang dinyatakan dalam mV/V. Metode ini merupakan metode yang praktis dan akurat karena mampu mengeliminir kesalahan akibat pemakaian kabel yang panjang. Gambar 3.10. menunjukkan kalibrator eksternal yang digunakan.



Gambar 3. 10. Kalibrator Eksternal

Proses yang dilakukan yaitu memberikan variasi perbandingan tegangan eksitasi input-output dengan menggunakan kalibrator eksternal dan membandingkannya dengan nilai tegangan teoritis. Tegangan teoritis dapat diperoleh berdasarkan konfigurasi wheatstone *bridge* yang dipakai. Rangkaian wheatstone *bridge* yang dipakai yaitu 2-gage dan 4-gage dengan persamaan tegangan untuk 2-gage sistem yaitu:

$$e = \frac{1}{2} \cdot \frac{\Delta R_1}{R_1} \cdot E$$

$$\text{atau : } e = \frac{1}{2} \cdot K \cdot \varepsilon_1 \cdot E$$

Dimana:

K = *Gage factor*

E = Tegangan input

e = Tegangan output

Dengan menggunakan kalibrator eksternal, yang akan diberikan adalah variasi e/E , sehingga pada data logger dapat dibaca berapa besar ε (*strain*) yang kemudian dibandingkan dengan nilai teoritisnya yang diperoleh melalui persamaan berikut:

$$\frac{E}{e} = \frac{1}{2} \cdot \frac{4}{K \cdot \varepsilon_1}$$

$$b \frac{mV}{V} = \frac{b}{1000} = \frac{2}{K \cdot \varepsilon_1}$$

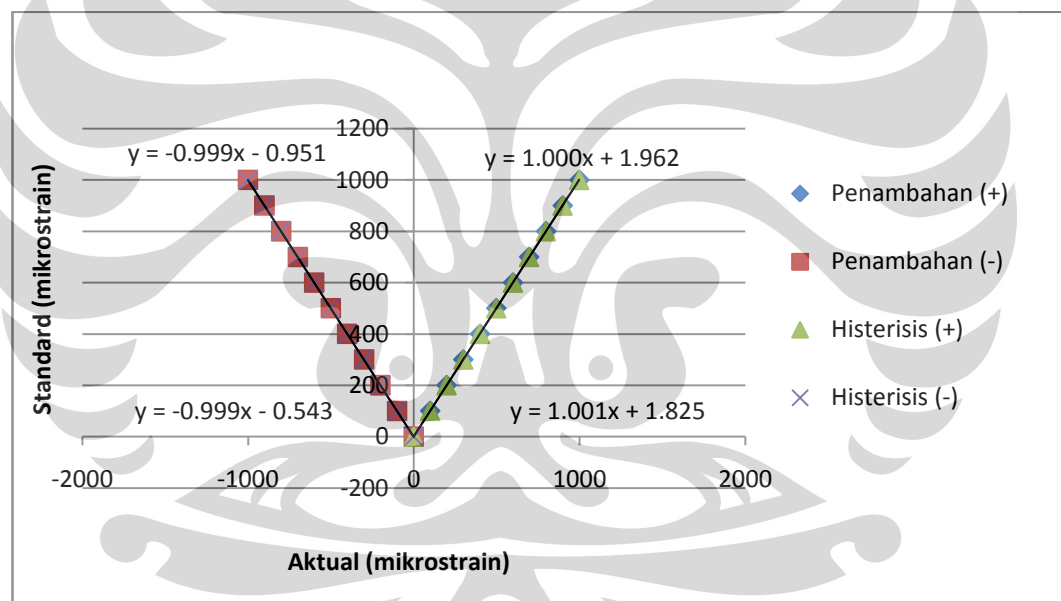
sehingga :

$$\varepsilon_1 = \frac{2000}{K \cdot b}$$

dimana nilai b adalah bentuk perbandingan tegangan output dengan tegangan input yang diberikan oleh kalibrator eksternal. Hasil kalibrasinya sesuai Tabel 3.3 dan Gambar 3.11.

Tabel 3. 3. Kalibrasi Smart Dynamic Strain Recorder DC-7104

Kalibrator (mv/v)	Standard (μ strain)	Penambahan		Histerisis	
		+	-	+	-
0	0	-1	-1	-1	-1
0.05	100	98	-101	98	-101
0.1	200	197	-201	197	-200
0.15	300	298	-300	298	-300
0.2	400	399	-402	399	-401
0.25	500	497	-501	497	-501
0.3	600	598	-602	598	-601
0.35	700	695	-700	695	-700
0.4	800	797	-800	797	-802
0.45	900	898	-902	898	-901
1	1000	999	-1001	998	-1001



Gambar 3. 11. Hasil Kalibrasi

Penambahan (+) : $y = 1,000x + 1,962$

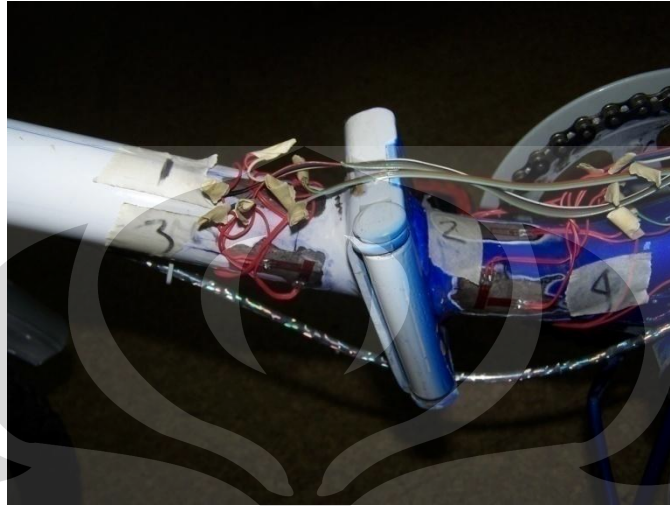
Penambahan (-) : $y = -0,999x - 0,951$

Histerisis (+) : $y = 1,001x + 1,825$

Histerisis (-) : $y = -0,999x - 0,543$

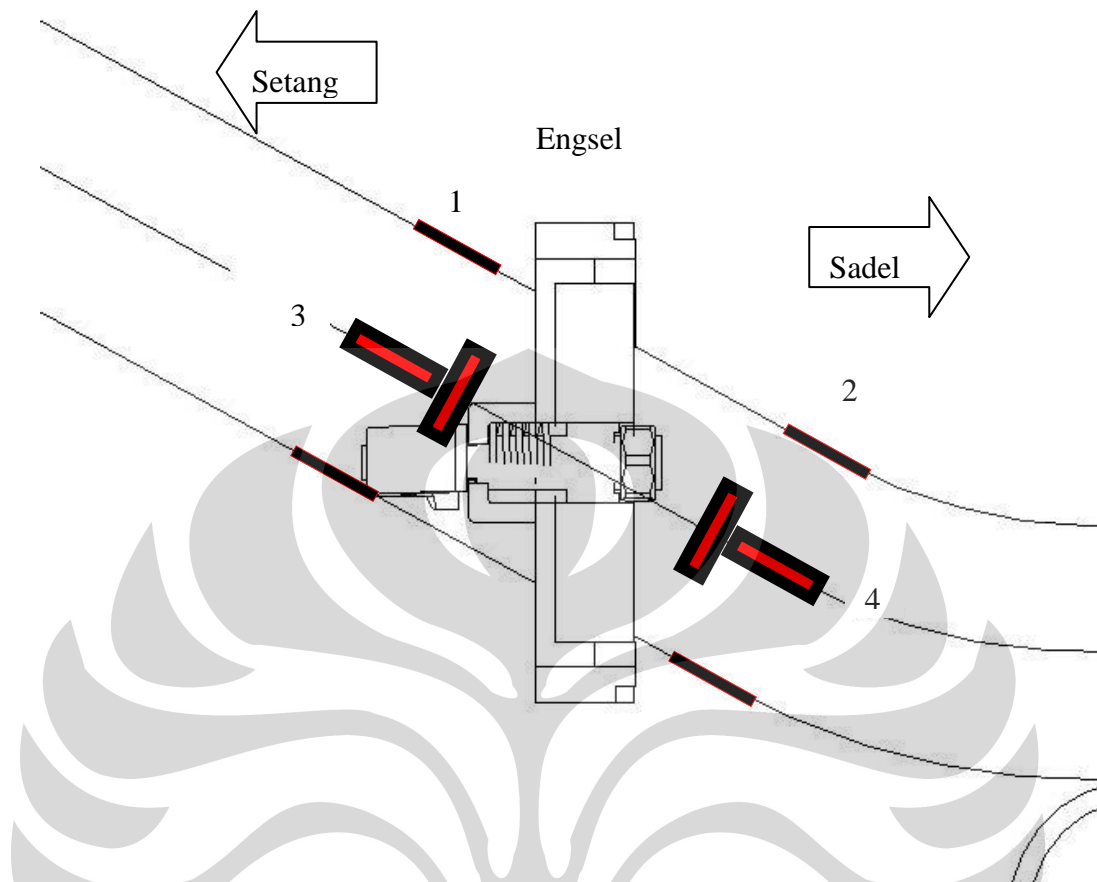
3.3.4 Pengambilan Data

Berikut ini adalah lokasi penempelan strain gage dan penomoran *channel*-nya (Gambar 3.12.):



Gambar 3. 12. Penomoran Channel Konfigurasi Strain Gage

Channel 1 dan 2 bertugas mengukur *bending strain* pada bagian depan dan belakang engsel. Masing-masing *channel* terangkai dari 2 strain gage yang terpasang pada kedua sisi bidang batangnya (atas dan bawah). Sedangkan *channel* 3 dan 4 bertugas menghitung *axial strain*. Masing-masing *channel* terangkai dari 4 strain gage yang terpasang sesuai gambar terpasang pada kedua sisi bidangnya (kanan dan kiri) sesuai Gambar 3.13.



Gambar 3. 13. Konfigurasi Pemasangan Strain Gage

Proses pengambilan data dilakukan enam kali yaitu satu kali untuk statis dan empat kali untuk dinamis melewati polisi tidur dan terakhir sekali untuk keadaan pengereman. Untuk memenuhi asumsi pengendara 60kg maka ditambah beban 10kg yang dimasukkan ke dalam tas karena berat pengendara dan perlengkapan *data logger* berkisar 50kg. Selain itu, pada boncengan ditambahkan beban 20kg sesuai Gambar 3.14.



Gambar 3. 14. Pembebanan Sebelum Pengujian

Data recorder dihubungkan dengan kabel yang tersambung pada strain gage, kemudian *unit data recorder* dimasukkan dalam tas punggung dan dibawa dalam proses pengambilan data. Data yang diperoleh direkam dalam *memory card* untuk selanjutnya diolah menggunakan *software DC-7104 Controller*.

BAB 4

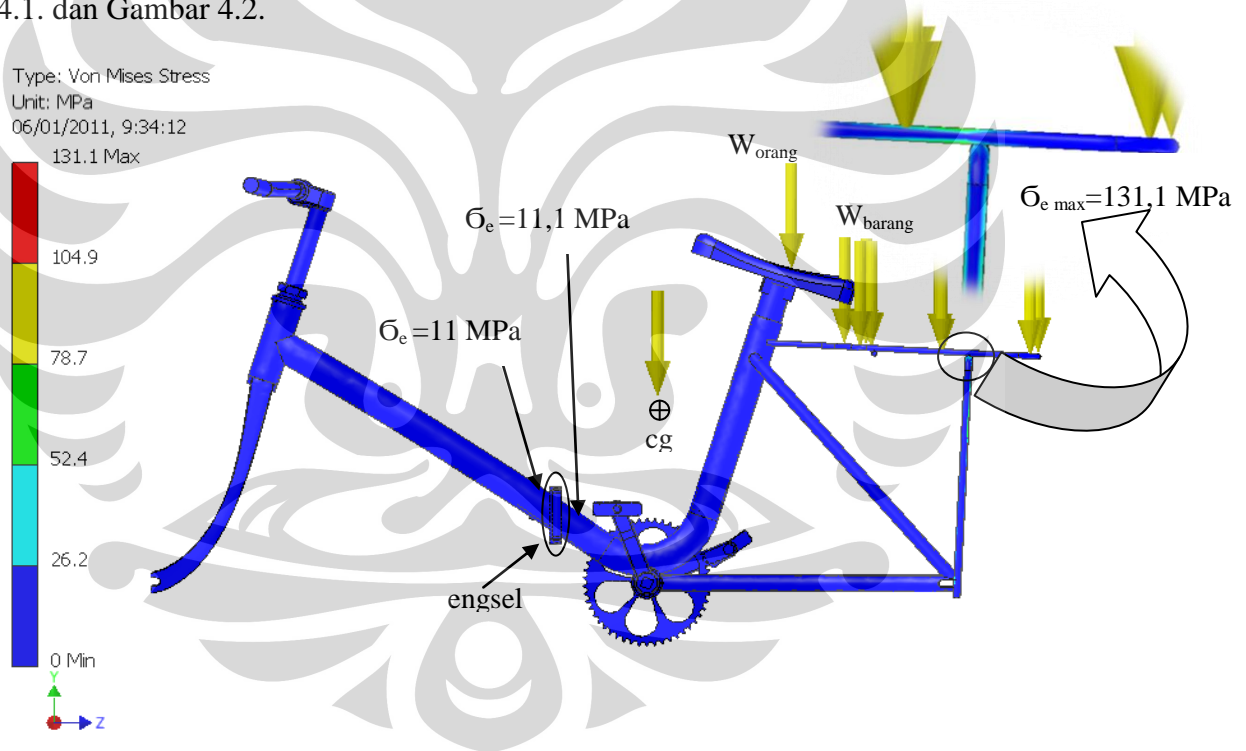
PEMBAHASAN

Semua grafik hasil pengujian baik statis, dinamis polisi tidur maupun dinamis pengereman diolah menggunakan *software* DC-7104 Controller terlampir.

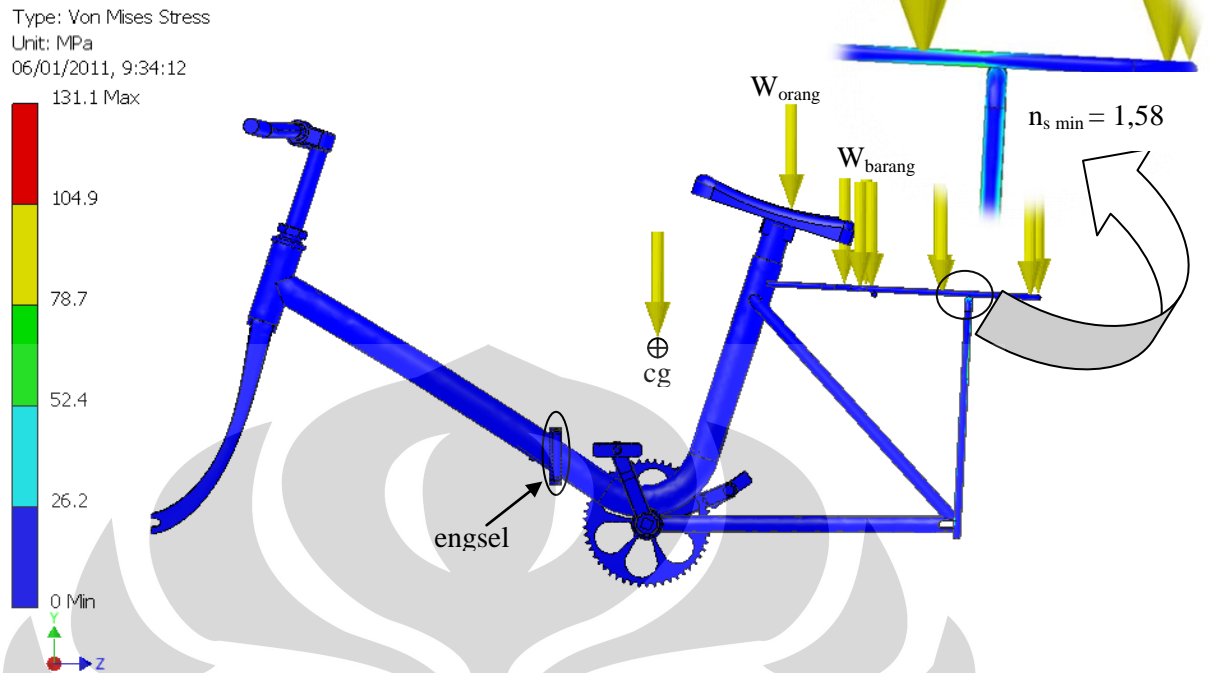
4.1. Pengujian Statis

4.1.1. Hasil Simulasi FEM

Simulasi FEM menggunakan *software* Autodesk Inventor 2010. Hasil simulasi FEM berupa ekuivalen *stress* dan faktor keamanan ditunjukkan Gambar 4.1. dan Gambar 4.2.



Gambar 4. 1. Ekuivalen *Stress* Hasil Simulasi FEM



Gambar 4. 2. Faktor Keamanan Hasil Simulasi FEM

Dari simulasi FEM dengan kondisi statis dan pembebanan sesuai dengan pengujian statis menggunakan strain gage dihasilkan σ_e di batang sebelah belakang engsel sebesar 11,1MPa dan di batang sebelah depan engsel sebesar 11MPa. Nilai maksimal σ_e terdapat pada tulang penyangga boncengan sebesar 131,1Mpa dengan nilai faktor keamanan terendah sebesar 1,58.

4.1.2 Hasil Pengujian Strain Gage

Hasil dari grafik pengujian statis dijabarkan pada Tabel 4.1 berikut ini:

Tabel 4. 1. Hasil Pengujian Statis (μ strain)

	Channel 1	Channel 2	Channel 3	Channel 4
Maksimum	-190	-76,923	1	-20,769
Minimum	-198	-81,538	-3	-26,154
Average	-194,4	-79,041	-1	-23,422

Berdasarkan Tabel 4.1 pada keempat *channel*-nya mempunyai nilai *strain* dengan rentang yang kecil. Ini menunjukkan karakteristik dari pengujian statis. Pada pengujian ini sepeda hanya diberi beban tanpa dikendarai. Bila dikalikan dengan *Modulus Young* sebesar $2,1 \times 10^5$ Mpa maka akan menghasilkan *average stress* seperti pada Table 4.2.

Tabel 4. 2. Average Stress Pengujian Statis (MPa)

	<i>Channel 1</i>	<i>Channel 2</i>	<i>Channel 3</i>	<i>Channel 4</i>
<i>Average</i>	-40,824	-16,599	-0,21	-4,919

Ternyata tegangan yang signifikan terletak pada *channel 1* dan *channel 2* yang artinya *bending stress* lebih dominan ketika sepeda terkena beban statis. *Bending stress* terbesar terletak pada *channel 1* atau sebelah depan engsel.

Ekuivalen *stress* (σ_e) di depan engsel didapatkan dengan memasukkan hasil pengujian di *channel 1* dan *channel 3* ke dalam persamaan DET. Namun, sebelumnya harus dihitung terlebih dahulu *Principal Normal Stress* agar *shear stress* yang terjadi bisa diabaikan atau nol.

$$\sigma_1, \sigma_2 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

$$\sigma_1, \sigma_2 = \frac{-40,824 - 0,21}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{-40,824 - 0,21}{2}\right)^2 + 0}$$

$$\sigma_1 = 0 \quad \sigma_2 = -41,034 \text{ Mpa}$$

Setelah didapatkan *Principal Normal Stress* maka selanjutnya menghitung ekuivalen *stress* bagian depan engsel.

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - 2\sigma_1\sigma_2}$$

$$\sigma_e = \sqrt{0 - 41,034^2 - 0}$$

$$\sigma_e = 41,034 \text{Mpa}$$

Ekuivalen *stress* (σ_e) di belakang engsel didapatkan dengan memasukkan hasil pengujian di *channel* 2 dan *channel* 4 ke dalam persamaan DET. Namun, sebelumnya harus dihitung terlebih dahulu *Principal Normal Stress* agar *shear stress* yang terjadi bisa diabaikan atau nol.

$$\sigma_1, \sigma_2 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

$$\sigma_1, \sigma_2 = \frac{-16,599 - 4,919}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{-16,599 - 4,919}{2}\right)^2 + 0}$$

$$\sigma_1 = 0 \quad \sigma_2 = -21,518 \text{Mpa}$$

Setelah didapatkan *Principal Normal Stress* maka selanjutnya menghitung ekuivalen *stress* bagian belakang engsel.

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - 2\sigma_1\sigma_2}$$

$$\sigma_e = \sqrt{0 - 21,518^2 - 0}$$

$$\sigma_e = 21,518 \text{Mpa}$$

4.1.3 Perhitungan Dimensi Engsel

Dari perhitungan data strain gage dan pengujian FEM maka didapatkan perbedaan ekuivalen *stress* baik dari depan engsel maupun belakang engsel.

Perbedaan pada bagian depan engsel yaitu :

$$\Delta\sigma_e = 41,034 - 11 = 30,034 \text{Mpa}$$

Perbedaan pada bagian belakang engsel yaitu :

$$\Delta\sigma_e = 21,518 - 11,1 = 10,418 \text{Mpa}$$

Perbedaan terbesar terjadi pada bagian depan engsel, maka bagian depan engsel yang akan digunakan sebagai referensi perhitungan dimensi engsel yaitu dengan

perbedaan ekuivalen *stress* sebesar 30,034Mpa. Inilah ekuivalen *stress* terbesar yang bekerja di engsel.

Sebelum menghitung dimensi engsel maka perlu dicari terlebih dahulu momen dan gaya aksial yang bekerja pada batang sebelah depan engsel. Pada bagian depan engsel, dari pengujian strain gage didapatkan besarnya *bending stress* sebesar -40,824Mpa dan *axial stress* sebesar -0,21Mpa.

Selanjutnya angka tersebut dimasukkan ke dalam persamaan perhitungan *bending stress* dan *axial stress* untuk mendapatkan besarnya momen dan gaya *axial* yang bekerja.

$$-40,824.10^6 = \frac{Mc}{I}$$

$$-40,824.10^6 = \frac{M.2.10^{-2}}{\frac{\pi}{4} \left[(4.10^{-2})^4 - (3,8.10^{-2})^4 \right]}$$

$$M = -761,3676 \text{ Nm}$$

$$-0,21.10^6 = \frac{F}{A}$$

$$-0,21.10^6 = \frac{F}{\pi \left[(4.10^{-2})^2 - (3,8.10^{-2})^2 \right]}$$

$$F = 102,92 \text{ N}$$

Momen dan gaya aksial inilah yang akan bekerja juga pada engsel. Oleh karena itu, dimensi engsel dengan asumsi bentuk engsel adalah persegi. Dengan acuan perhitungan di sisi paling luar engsel maka dengan ekuivalen *stress* sebesar 30,034Mpa didapatkan *normal stress* sebesar -30,034Mpa. Maka perhitungan dimensi engsel menjadi,

$$\frac{Mc}{I} + \frac{F}{A} = -30,034.10^6$$

$$\frac{M \cdot \frac{1}{2}s}{\frac{1}{12}s^4} + \frac{F}{s^2} = \frac{\frac{1}{2}M}{\frac{1}{12}s^3} + \frac{F}{s^2} = -30,034 \cdot 10^6$$

$$\frac{-380,6838}{0,0833s^3} - \frac{102,92}{s^2} = -30,034 \cdot 10^6$$

$$-4570,034 - 102,92s = -30,034 \cdot 10^6 \cdot s^3$$

$$s_1 = -0,1129, \quad s_2 = 0,1091, \quad s_3 = i$$

maka kita ambil $s = 0,1091 \text{ m} = 10,91 \text{ cm}$

4.2 Pengujian Dinamis

Dari hasil pengujian dinamis maka didapatkan data dengan frekuensi yang tinggi tetapi amplitudo tidak terlalu besar yaitu ketika sepeda dikayuh. Selain itu didapatkan pula data dengan frekuensi yang rendah tetapi amplitudo sangat besar yaitu ketika sepeda menabrak polisi tidur atau direm secara mendadak.

Beban kejut secara tiba-tiba dengan nilai yang besar. Ini terjadi ketika kondisi ekstrim misalnya menabrak polisi tidur atau di rem mendadak. Oleh karena itu, dari empat kali pengujian menabrakkan polisi tidur dan sekali pengereman dicari tegangan rata-ratanya dari tiap *channel*-nya.

4.2.1 Melewati Polisi Tidur

Hasil pengujian dinamis (polisi tidur) dijabarkan pada tabel-tabel di bawah ini:

Tabel 4. 3. Hasil Pengujian Dinamis Polisi Tidur 1 (µstrain)

	<i>Channel 1</i>	<i>Channel 2</i>	<i>Channel 3</i>	<i>Channel 4</i>
Maksimum	118	20,769	28	1,538
Minimum	-541	-219,231	3	-81,538
<i>Average</i>	-207	-82,951	15,3	-28,13

Tabel 4. 4. Hasil Pengujian Dinamis Polisi Tidur 2 (μ strain)

	<i>Channel 1</i>	<i>Channel 2</i>	<i>Channel 3</i>	<i>Channel 4</i>
Maksimum	174	30,769	27	1,538
Minimum	-709	-276,923	3	-91,538
<i>Average</i>	-222,1	-88,26	14,3	-29,643

Tabel 4. 5. Hasil Pengujian Dinamis Polisi Tidur 3 (μ strain)

	<i>Channel 1</i>	<i>Channel 2</i>	<i>Channel 3</i>	<i>Channel 4</i>
Maksimum	156	36,154	33	0,769
Minimum	-663	-258,461	2	-92,308
<i>Average</i>	-203,6	-79,824	15,4	-27,679

Tabel 4. 6. Hasil Pengujian Dinamis Polisi Tidur 4 (μ strain)

	<i>Channel 1</i>	<i>Channel 2</i>	<i>Channel 3</i>	<i>Channel 4</i>
Maksimum	99	21,538	25	4,615
Minimum	-791	-306,922	1	-83,846
<i>Average</i>	-212,2	-83,455	13,1	-26,972

Berdasarkan Tabel 4.3 hingga 4.6 pada keempat *channel*-nya mempunyai nilai *strain* dengan rentang yang besar bahkan nilai *tensile* bisa berubah *compressive*. Ini menunjukkan karakteristik dari pengujian dinamis. Bila dilakikan dengan *Modulus Young* sebesar $2,1 \times 10^5$ Mpa maka akan menghasilkan *stress* seperti pada Table 4.7.

Tabel 4. 7. *Stress Pengujian Dinamis Polisi Tidur (MPa)*

	Channel 1	Channel 2	Channel 3	Channel 4
Maksimum	28,717	5,735	5,933	0,444
Minimum	-141,96	-55,731	0,473	-18,325
<i>Average</i>	-44,357	-17,561	3,05	-5,9

Pada pengujian melewati polisi tidur didapatkan *bending stress* terbesar pada *channel 1* di sebelah depan engsel diikuti *channel 2* dengan *bending stress* di sebelah belakang engsel. *Channel 3* dan *4* menunjukkan *axial stress* yang hasilnya tidak terlalu besar dan tidak terlalu berbeda dengan pengujian statis. Namun, terjadi perubahan signifikan pada *channel 3* dimana pada pengujian statis bernilai negatif atau *compressive* sedangkan pada pengujian dinamis melewati polisi tidur justru positif atau *tensile*. Ini diakibatkan karena adanya gaya yang melawan dari arah depan yaitu polisi tidur sehingga menimbulkan efek berhenti sesaat bagian depan tetapi roda depan masih mempunyai momentum untuk melaju kedepan sehingga batang sebelah depan engsel justru sedikit tertarik.

4.2.2 Pengereman Berulang

Hasil pengujian dinamis (pengereman) dijabarkan pada Tabel 4.8.

Tabel 4. 8. *Stress Pengujian Dinamis Pengereman (μ strain)*

	<i>Channel 1</i>	<i>Channel 2</i>	<i>Channel 3</i>	<i>Channel 4</i>
Maksimum	218	29,231	29	-3,846
Minimum	-673	-258,461	-5	-99,231
<i>Average</i>	-255	-102,457	15,3	-36,643

Berdasarkan Tabel 4.8 pada keempat channelnya mempunyai nilai *strain* dengan rentang yang besar bahkan nilai *tensile* bisa berubah *compressive* sama

seperti pada pengujian melewati polisi tidur. Bila dilakikan dengan *Modulus Young* sebesar $2,1 \times 10^5$ Mpa maka akan menghasilkan *stress* seperti pada Table 4.9.

Tabel 4. 9. Stress Pengujian Dinamis Pengereman (MPa)

	<i>Channel 1</i>	<i>Channel 2</i>	<i>Channel 3</i>	<i>Channel 4</i>
Maksimum	45,78	6,139	6,09	-0,808
Minimum	-141,33	-54,277	0,473	-20,839
<i>Average</i>	-53,55	-21,516	1,05	-7,695

Pada pengujian melewati dengan kondisi pengereman berulang-ulang didapatkan *bending stress* terbesar pada *channel 1* di sebelah depan engsel diikuti *channel 2* dengan *bending stress* di sebelah belakang engsel. *Channel 3* dan *4* menunjukkan *axial stress* yang hasilnya tidak terlalu besar dan tidak terlalu berbeda dengan pengujian statis. Namun, sama seperti halnya pengujian pada polisi tidur, pengujian pengereman juga terjadi perubahan signifikan pada *channel 3* dimana pada pengujian statis bernilai negatif atau *compressive* sedangkan pada pengujian dinamis pengereman justru positif atau *tensile*. Ini diakibatkan karena adanya gaya yang melawan dari arah depan yaitu gaya gesek sehingga menimbulkan efek berhenti sesaat bagian depan tetapi roda depan masih mempunyai momentum untuk melaju kedepan sehingga batang sebelah depan engsel justru sedikit tertarik.

4.2.3 Perhitungan Ekuivalen *Stress* dan Faktor Keamanan

Dari grafik tegangan pada kondisi jalan bergelombang (polisi tidur) dan dikendarai dengan pengereman mendadak berulang, nilai paling ekstrim yaitu pada nilai minimum pada pengujian melewati polisi tidur. Tegangan ekstrim ini terjadi pada sebelah depan engsel yang terekam pada *channel 1* dan *3*.

Ekuivalen *stress* (σ_e) didapatkan dengan memasukkan hasil pengujian di *channel 1* dan *channel 3* ke dalam persamaan DET. Namun, sebelumnya harus

Universitas Indonesia

dihitung terlebih dahulu *Principal Normal Stress* agar *shear stress* yang terjadi bisa diabaikan atau nol.

$$\sigma_1, \sigma_2 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

$$\sigma_1, \sigma_2 = \frac{-141,96 + 0,473}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{-141,96 - 0,473}{2}\right)^2 + 0}$$

$$\sigma_1 = 0 \quad \sigma_2 = -141,487 \text{ Mpa}$$

Setelah didapatkan *Principal Normal Stress* maka selanjutnya menghitung ekuivalen *stress* bagian depan engsel.

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - 2\sigma_1\sigma_2}$$

$$\sigma_e = \sqrt{0 - 141,487^2 - 0}$$

$$\sigma_e = 141,487 \text{ Mpa}$$

Setelah didapatkan ekuivalen *stress* maka faktor keamanannya yaitu,

$$n_s = \frac{s_y}{\sigma_e}$$

$$n_s = \frac{207}{141,487} = 1,463$$

BAB 5

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Dari penelitian yang telah dilakukan dapat dihasilkan beberapa kesimpulan, yaitu:

5.1.1 Pengujian Statis

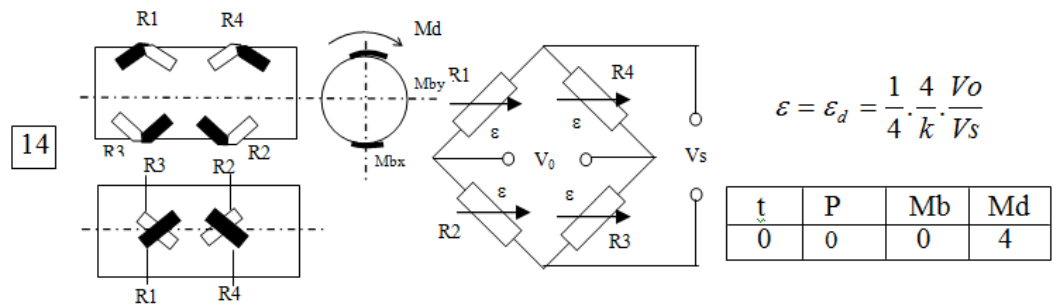
1. Besarnya selisih ekuivalen *stress* dari hasil pengujian strain gage dengan simulasi FEM yaitu:
 - Pada sebelah depan engsel sebesar 30,034 Mpa
 - Pada sebelah belakang engsel sebesar 10,418 Mpa
2. Alternatif dimensi penampang engsel yang sesuai berupa persegi dengan sisi 10,91cm.

5.1.2 Pengujian Dinamis

1. Besarnya ekuivalen *stress* maksimum rangka utama dari hasil pengukuran menggunakan strain gage terjadi pada sebelah depan engsel pada saat melewati polisi tidur sebesar 141,487 Mpa.
2. Nilai faktor keamanan pada saat kondisi ekuivalen *stress* maksimum adalah 1,463. Dengan nilai faktor keamanan sebesar 1,463 pada beban kejut ekstrim maka dapat dinyatakan bahwa di titik kritis (sekitar engsel) rangka utama sepeda lipat aman.

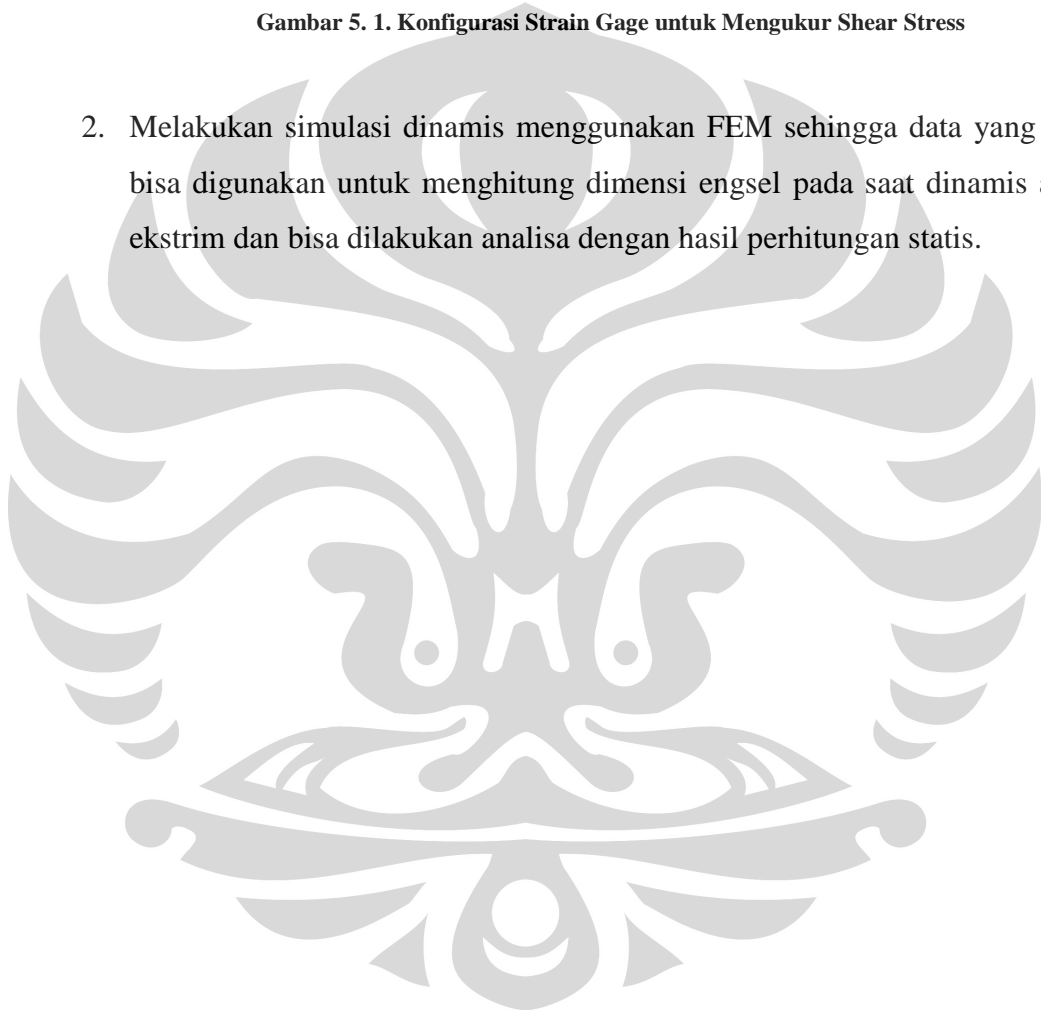
5.2 Saran

1. Penelitian ini masih mempunyai kekurangan yaitu menggunakan teori *principal normal stress* dengan menganggap tegangan geser adalah nol. Padahal dalam kenyataannya tegangan geser itu ada. Oleh karena itu, saran untuk penelitian lebih lanjut adalah mengukur juga tegangan geser yang terjadi menggunakan strain gage dengan konfigurasi no. 14 pada lampiran sesuai Gambar 5.1.



Gambar 5. 1. Konfigurasi Strain Gage untuk Mengukur Shear Stress

- Melakukan simulasi dinamis menggunakan FEM sehingga data yang ada bisa digunakan untuk menghitung dimensi engsel pada saat dinamis atau ekstrim dan bisa dilakukan analisa dengan hasil perhitungan statis.

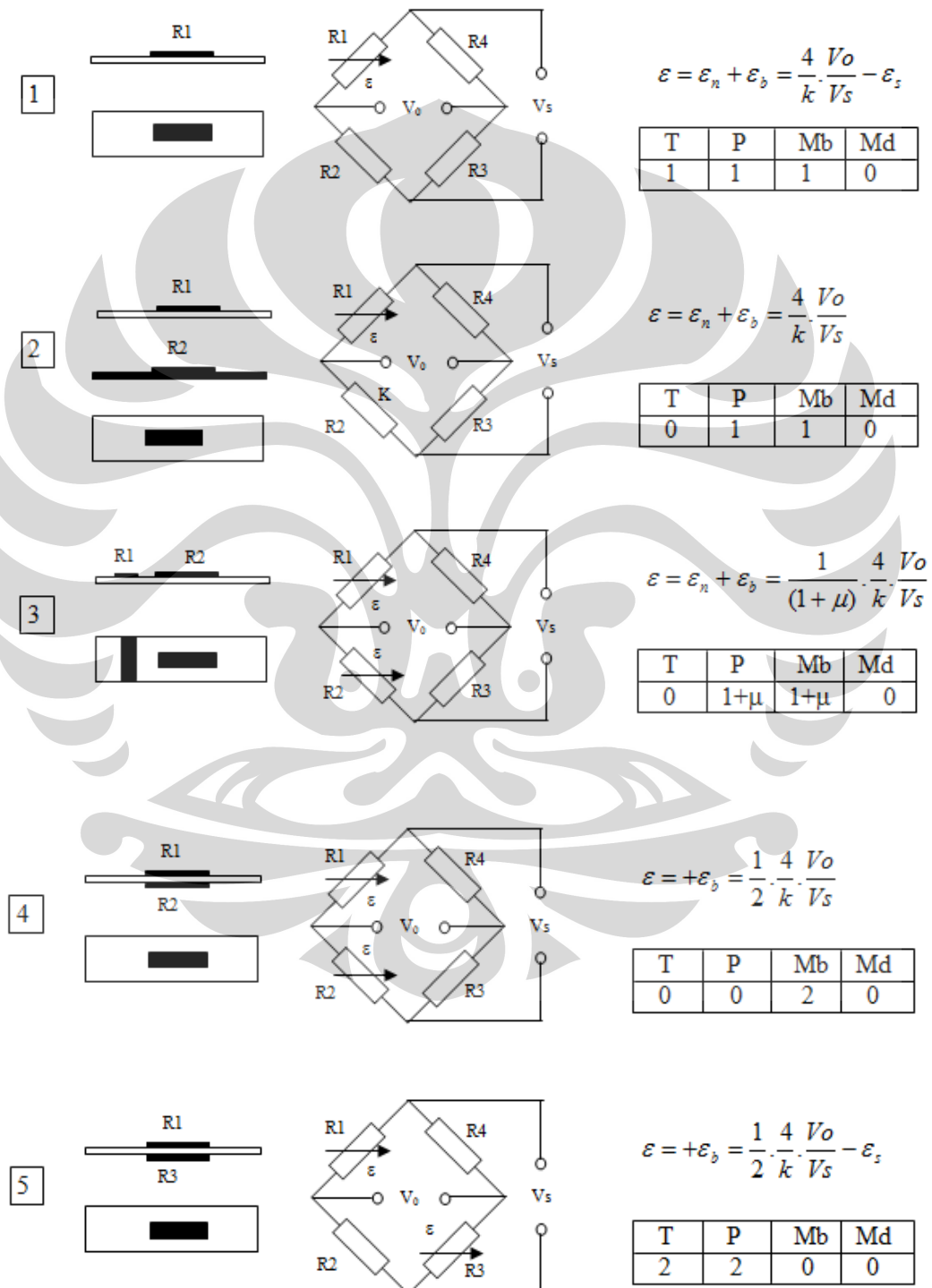


DAFTAR REFERENSI

- [1] Nurhadi, Sofyan. (Maret 2008). Evolusi Sepeda dari Kayu ke Metal. *Jejak*, Vol I/1, Maret 2008.
- [2] Zamri, Aidil. (2007). *Penerapan Analytic Hierachy Process Pada Pemilihan Konsep Desain Sepeda Lipat*. Tesis Departemen Teknik Mesin UI.
- [3] Muda, Iskandar. (2008). *Pengujian Dinamis Pada Rangka Sepeda Lipat Menggunakan Strain Gage*. Skripsi Departemen Teknik Mesin UI.
- [4] Rachmat, Dedy. (2008). *Pengujian Dinamis Rangka Sepeda Lipat Dengan Menggunakan Metode Elemen Hingga Autodesk Inventor 2008*. Skripsi Departemen Teknik Mesin UI.
- [5] Hamrock, Bernard J., Bo Jacobson., & Steven R. Schmid. (1999). *Fundamentals of Machine Element*. Singapore: McGraw-Hill.
- [6] Kyowa Electronic Instrument. *How Strain Gages Work*. (n.d.). 3 November 2010. <http://www.kyowa-ei.co.jp/english/product/gages/pdf/howsg.pdf>
- [7] Kyowa Electronic Instrument. *Whats a Strain Gage*. (n.d.). 3 November 2010. <http://www.kyowa-ei.co.jp/english/product/gages/pdf/kfg-01.pdf>
- [8] Popov, E.P. (1983). *Mechanics of Materials*. New Jersey: Prentice-Hall.
- [9] Khurmi, R.S, & Gupta, J.K, (1991). *Machine Design Third Edition*. New Delhi: McGraw-Hill.
- [10] Sationo, Aries, & Sisminto. (2010). *Autodesk Inventor Professional 2009*. Yogyakarta: ANDI.

LAMPIRAN

Lamp. 1 Konfigurasi Rangkaian Strain Gage pada Jembatan Wheatstone
(Arsip Lab. Uji Konstruksi B2TKS PUSPIPTEK)



Universitas Indonesia

lanjutan

6

$$\varepsilon = \varepsilon_n + \varepsilon_b = \frac{1}{2(1+\mu)} \cdot \frac{4}{k} \cdot \frac{V_o}{V_s}$$

t	P	Mb	Md
0	$2(1+\mu)$	$2(1+\mu)$	0

7

$$\varepsilon = \varepsilon_n = \frac{1}{2} \cdot \frac{4}{k} \cdot \frac{V_o}{V_s}$$

t	P	Mb	Md
0	2	0	0

8

$$\varepsilon = \varepsilon_b = \frac{1}{4} \cdot \frac{4}{k} \cdot \frac{V_o}{V_s}$$

t	P	Mb	Md
0	0	4	0

9

$$\varepsilon = \varepsilon_n = \frac{1}{2(1+\mu)} \cdot \frac{4}{k} \cdot \frac{V_o}{V_s}$$

t	P	Mb	Md
0	$2(1+\mu)$	0	0

10

$$\varepsilon = \varepsilon_b = \frac{1}{2(1+\mu)} \cdot \frac{4}{k} \cdot \frac{V_o}{V_s}$$

t	P	Mb	Md
0	0	$2(1+\mu)$	0

11

$$\varepsilon = \varepsilon_b = \frac{1}{2(1+\mu)} \cdot \frac{4}{k} \cdot \frac{V_o}{V_s}$$

t	P	Mb	Md
0	0	$2(1+\mu)$	0

lanjutan

12

$$\varepsilon = \varepsilon_b = \frac{1}{2} \cdot \frac{4}{k} \cdot \frac{V_0}{V_s}$$

t	P	Mb	Md
0	0	2	0

13

$$\varepsilon = \varepsilon_d = \frac{1}{4} \cdot \frac{4}{k} \cdot \frac{V_0}{V_s}$$

t	P	Mb	Md
0	0	0	4

14

$$\varepsilon = \varepsilon_d = \frac{1}{4} \cdot \frac{4}{k} \cdot \frac{V_0}{V_s}$$

t	P	Mb	Md
0	0	0	4

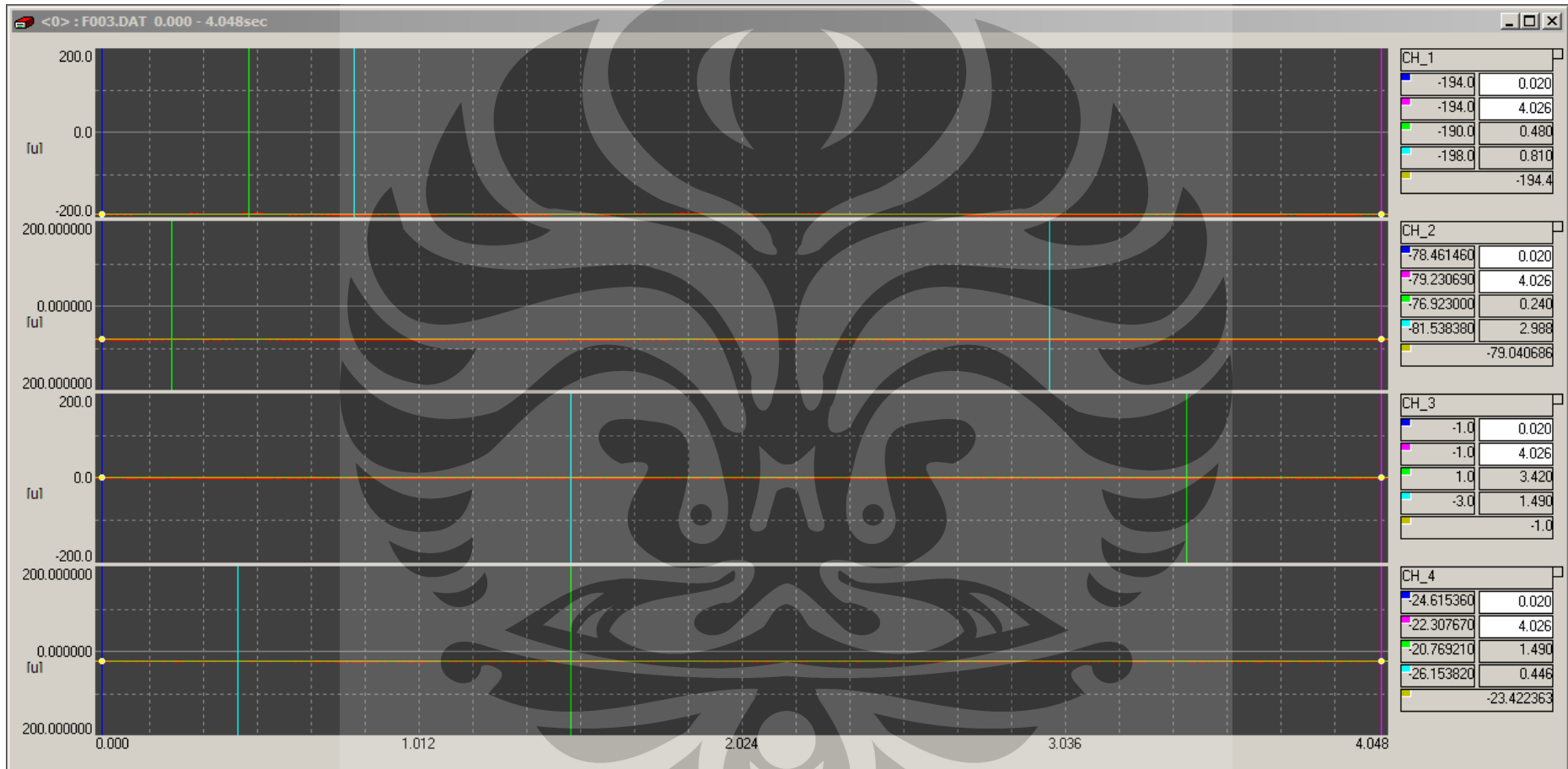
15

$$\varepsilon = \varepsilon_d = \frac{1}{4} \cdot \frac{4}{k} \cdot \frac{V_0}{V_s}$$

t	P	Mb	Md
0	0	0	4

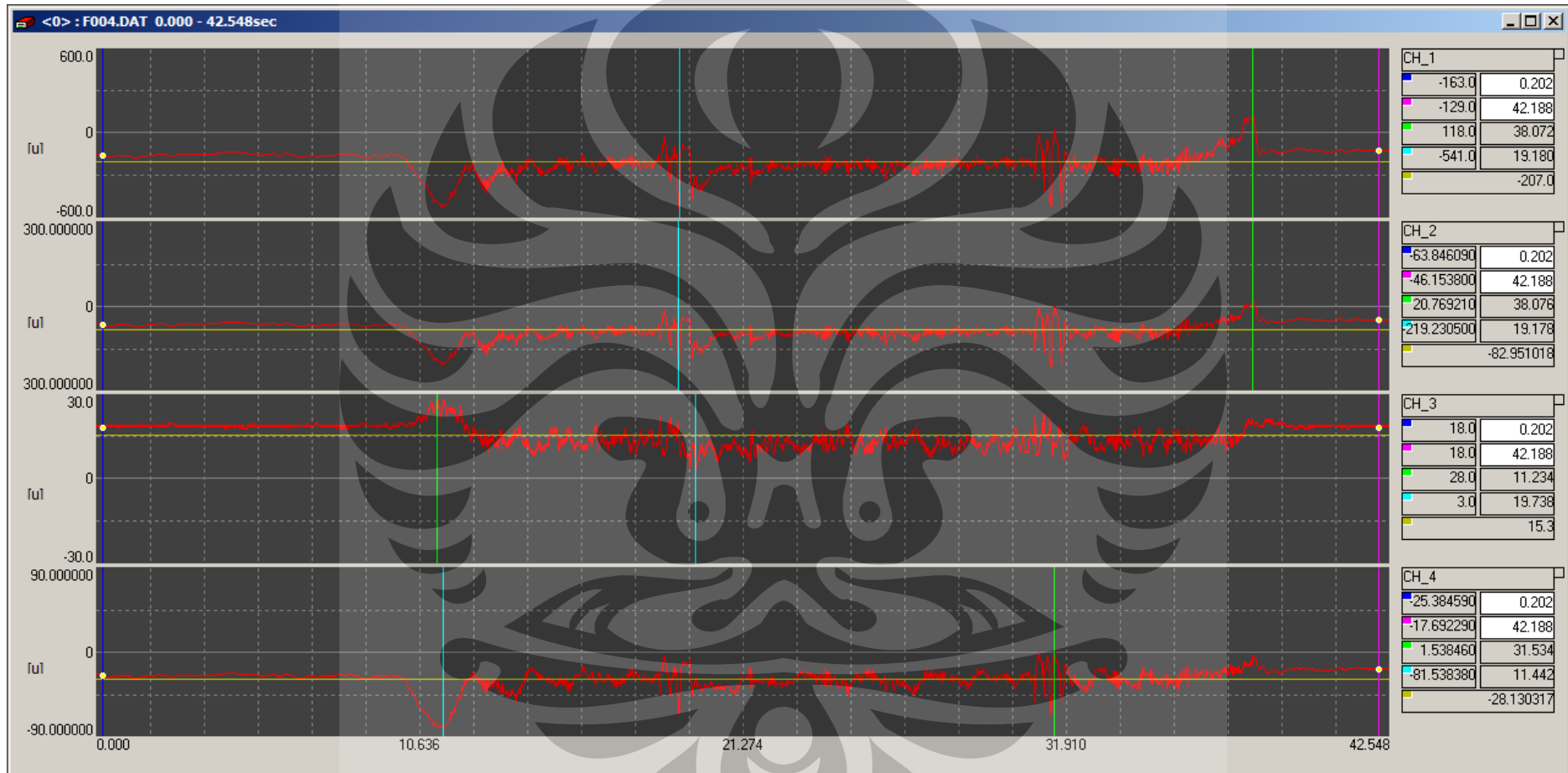
- Keterangan :
- Strain Gauge aktif
 - Strain Gauge Kompensasi temperatur
 - Strain Gauge pasif atau Tahanan
 - t Pengaruh temperatur
 - P Gaya normal
 - Mb Momen bending
 - Md Momen torsi

Lamp. 2 Grafik *Strain* terhadap Waktu pada Pengujian Statis



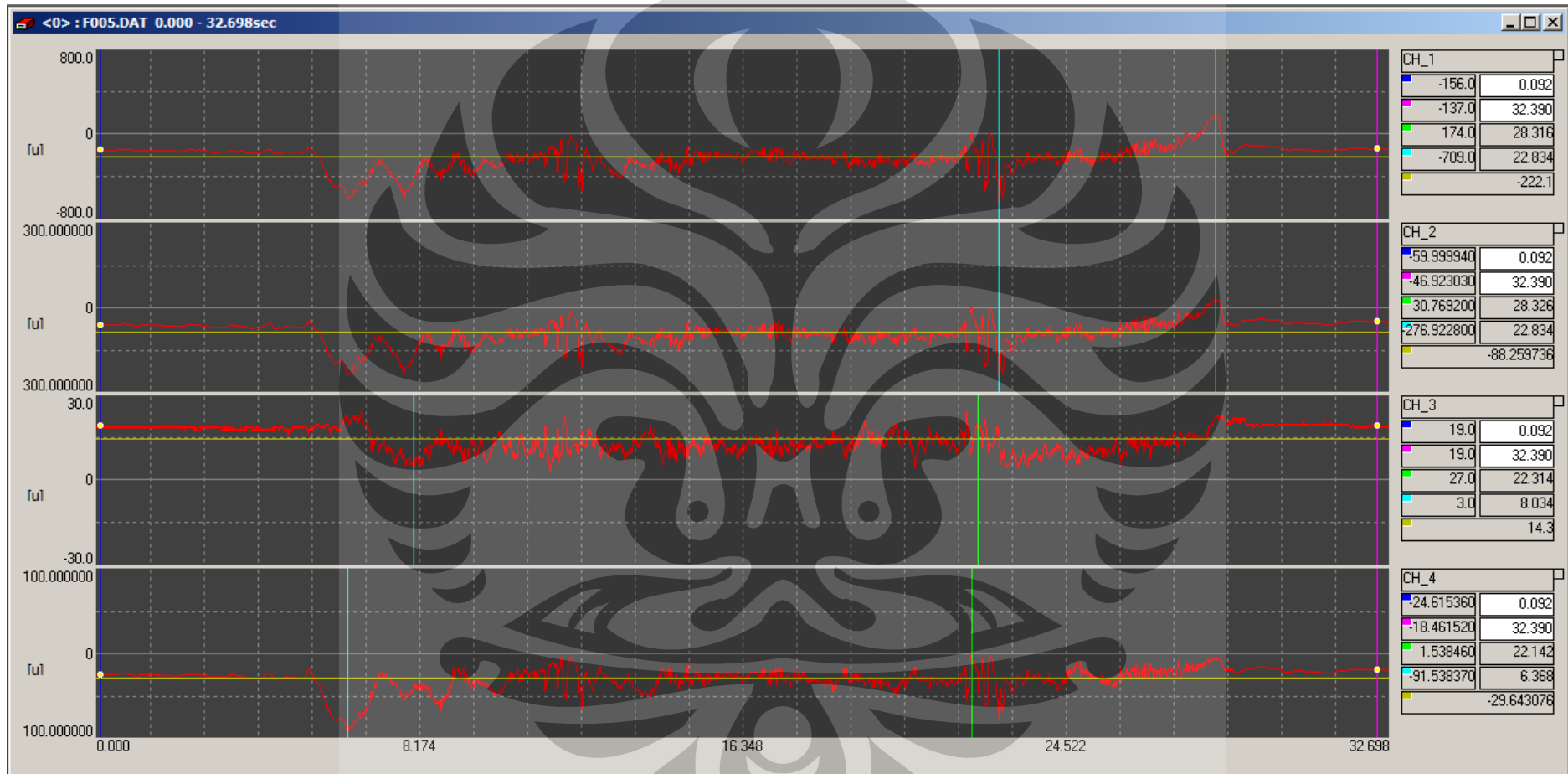
■ Nilai Awal
 ■ Nilai Akhir
 ■ Nilai Maksimal
 ■ Nilai Minimal
 ■ Nilai Rata-rata

Lamp. 3 Grafik *Strain* terhadap Waktu pada Pengujian Dinamis (Polisi Tidur 1)

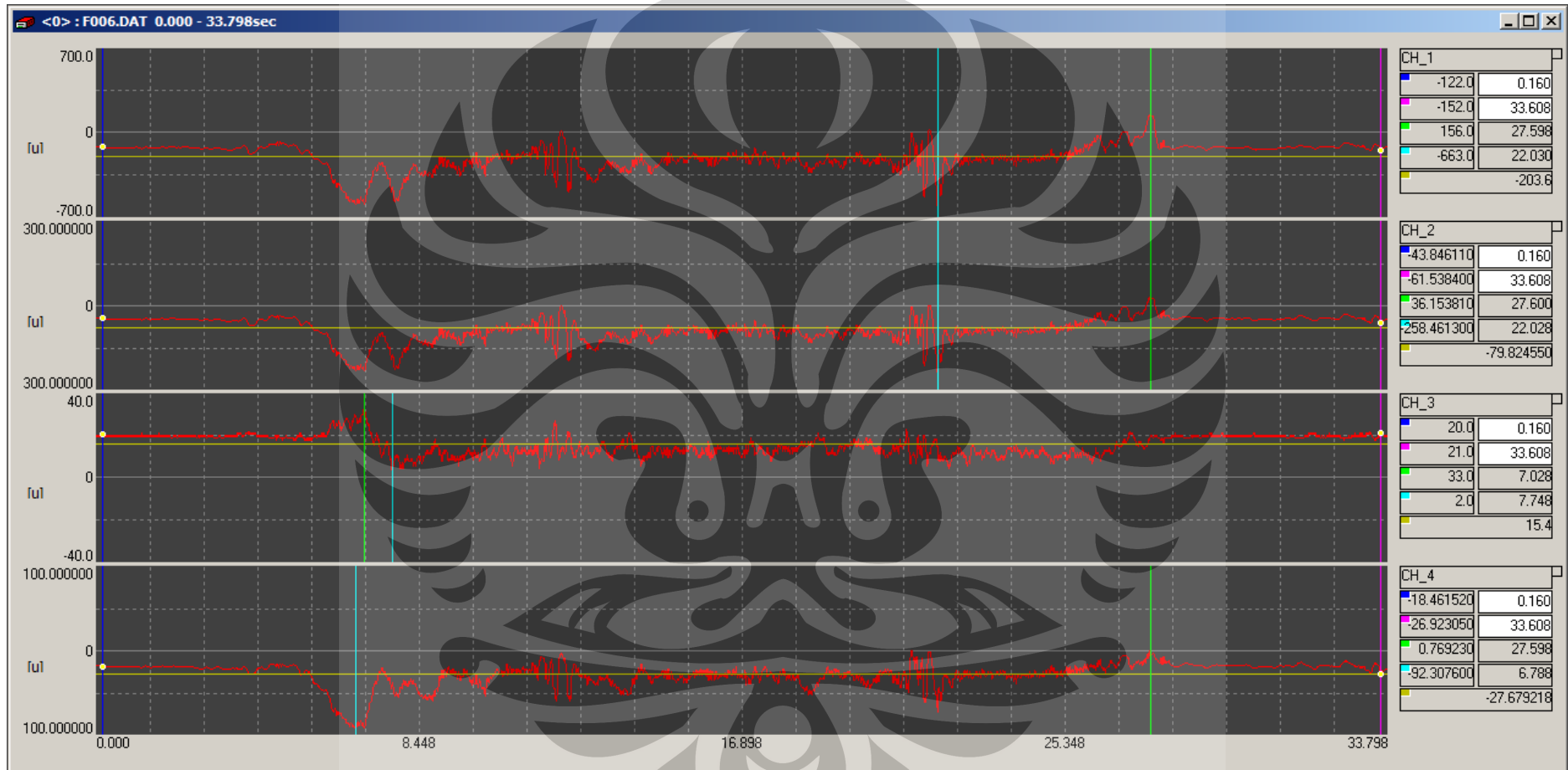


■ Nilai Awal
 ■ Nilai Akhir
 ■ Nilai Maksimal
 ■ Nilai Minimal
 ■ Nilai Rata-rata

Lamp. 4 Grafik *Strain* terhadap Waktu pada Pengujian Dinamis (Polisi Tidur 2)



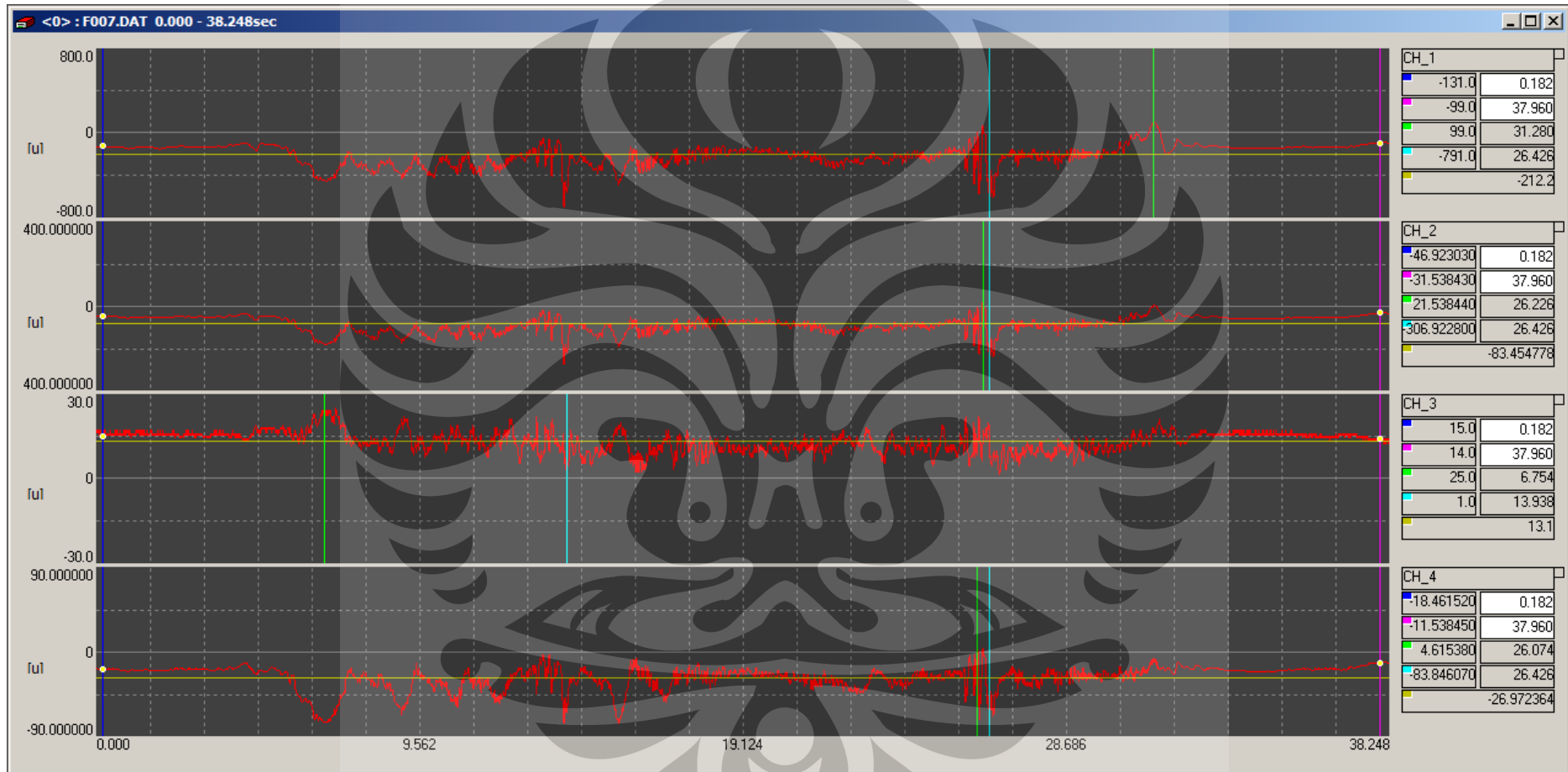
■ Nilai Awal
 ■ Nilai Akhir
 ■ Nilai Maksimal
 ■ Nilai Minimal
 ■ Nilai Rata-rata

Lamp. 5 Grafik *Strain* terhadap Waktu pada Pengujian Dinamis (Polisi Tidur 3)

■ Nilai Awal
 ■ Nilai Akhir
 ■ Nilai Maksimal
 ■ Nilai Minimal
 ■ Nilai Rata-rata

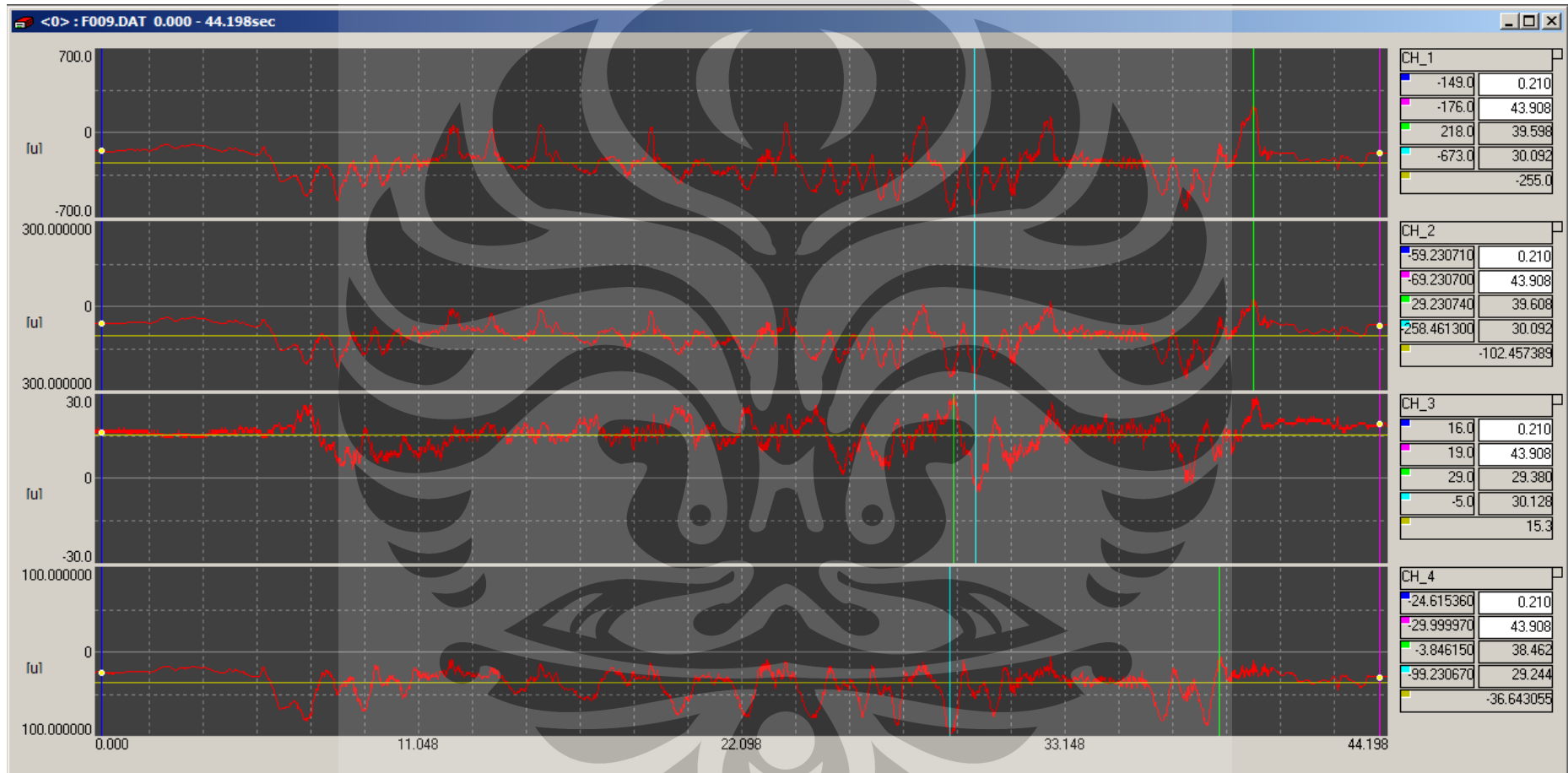
Universitas Indonesia

Lamp. 6 Grafik *Strain* terhadap Waktu pada Pengujian Dinamis (Polisi Tidur 4)



■ Nilai Awal
 ■ Nilai Akhir
 ■ Nilai Maksimal
 ■ Nilai Minimal
 ■ Nilai Rata-rata

Lamp. 7 Grafik *Strain* terhadap Waktu pada Pengujian Dinamis (Pengereman)



■ Nilai Awal
 ■ Nilai Akhir
 ■ Nilai Maksimal
 ■ Nilai Minimal
 ■ Nilai Rata-rata