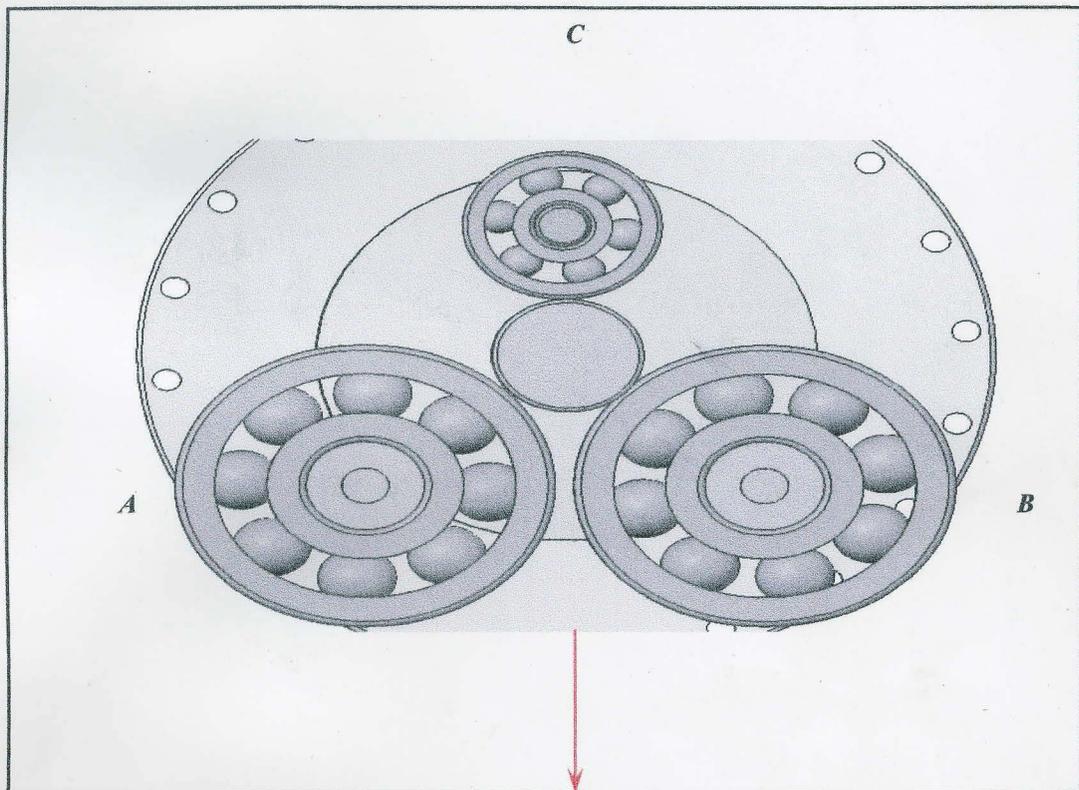


ISSN 1411-6553

# Jurnal Rekayasa Mesin

Vol. 7 – No. 1 Maret 2007



UNIVERSITAS SRIWIJAYA  
FAKULTAS TEKNIK  
JURUSAN TEKNIK MESIN

## **Jurnal Rekayasa Mesin**

### **PELINDUNG/PENASEHAT**

Dekan FT. Universitas Sriwijaya

### **KETUA PENGARAH**

Ketua Jurusan Teknik Mesin

### **DEWAN PENYUNTING**

Riman Sipahutar (Ketua)

Irwin Bizzy (Wk. Ketua)

Amrifan Saladin M. (Sekretaris)

### **PENYUNTING AHLI**

Masanori Kikuchi (SUT, Japan)

H. Abdurrachim (ITB)

Raldi A. Koestoer (UI)

A.I. Mahyuddin (ITB)

Yatna Yuwana M. (ITB)

Bambang Suharno (UI)

Hasan Basri (Unsri)

Riman Sipahutar (Unsri)

Kaprawi (Unsri)

### **PENYUNTING PELAKSANA**

M. Zahri Kadir

Darmawi Bayin

Hendri Chandra

Diah Kusuma P.

Nukman

Helmy Alian

Muhammad Yanis

### **PELAKSANA TATA USAHA**

Ellyanie

Dewi Puspitarsari

Irsyadi Yani

### **ALAMAT REDAKSI**

Jurusan teknik Mesin Fakultas Teknik

Universitas Sriwijaya

Jl. Raya Palembang-Prabumulih Km-32,

Inderalaya, Ogan Ilir, 30662

Telp. 0711-580272

Fax: 0711-580272

E-Mail:

[Mohruni\\_a\\_s@palembang.wasantara.net.id](mailto:Mohruni_a_s@palembang.wasantara.net.id)

### **CARA BERLANGGANAN**

Permintaan berlangganan dapat dikirimkan ke alamat redaksi di atas.

## **EDITORIAL**

Pada penerbitan Jurnal Rekayasa Mesin edisi Maret 2007 ini, jumlah makalah sebanyak 9 buah yang terdiri dari berbagai Kelompok Bidang Keahlian (KBK). Dari jumlah makalah yang diterbitkan pada edisi ini, terlihat adanya peningkatan minat para staf pengajar untuk mempublikasikan hasil penelitiannya melalui Jurnal rekayasa Mesin ini.

Komitmen dan keseriusan dari para staf pengajar untuk terus meneliti dan mempublikasikan hasil penelitiannya merupakan modal utama dalam menjaga kelangsungan jurnal ini yang sudah terjadwal secara berkala 2 (dua) kali setahun yaitu pada setiap bulan Maret dan September. Semoga niat tulus dari semua pihak yang terlibat langsung maupun tidak langsung dalam penerbitan jurnal ini dapat bermanfaat bagi kita semua. Kritik dan saran dari para pembaca yang budiman sangat diharapkan demi untuk meningkatkan mutu dan penampilan Jurnal Rekayasa Mesin ini.

Redaksi

---

---

## *Jurnal Rekayasa Mesin*

---

---

Diterbitkan oleh: Jurusan Teknik Mesin  
Fakultas Teknik  
Universitas Sriwijaya

---

---

## DAFTAR ISI

- Pembuatan perangkat lunak untuk pembentukan retakan permukaan pada pemodelan metode elemen hingga  
**Irsyadi Yani** ..... 1
- Analisa kegagalan pada alat penukar kalor  
**Riman Sipahutar** ..... 6
- Perbandingan biaya operasional total pada turbin gas dengan sistem kogenerasi dan sistem konvensional di PT. Pusri II  
**Aneka Firdaus** ..... 12
- Pengaruh holding time proses karburisasi pada baja karbon rendah terhadap laju korosi  
**Darmawi** ..... 20
- Pengaruh turbo cyclone terhadap aliran jet  
**Kaprawi** ..... 29
- Kaji eksperimental pengaruh perubahan diameter pipa dan konsentrasi larutan gula terhadap koefisien gesekan aliran  
**Dewi Puspitasari** ..... 34
- Perhitungan laju pengeringan kemplang menggunakan kompor berbahan bakar briket batubara  
**Ismail Thamrin** ..... 39
- Visualisasi analisis metode elemen hingga dengan AutoGL\_Library Post Processing  
**Teguh Budi S A** ..... 45
- Analisa lubrikasi bantalan bola akibat getaran dengan metode elemen hingga dan modifikasi struktur mesin penyeimbang mini  
**Hasan Basri** ..... 49

*Jurnal*

*Rekayasa Mesin*

**Vol. 7 – No. 1 Maret 2007**

# Analisis Lubrikasi Bantalan Bola akibat Getaran dengan Metode Elemen Hingga dan Modifikasi Struktur Mesin Penyeimbang Mini

Hasan Basri

Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Sriwijaya  
Jl. Raya Palembang-Prabumulih Km-32 Inderalaya, Ogan Ilir, 30662  
e-mail: hasan\_basri@unsri.ac.id

## Ringkasan

Mesin penyeimbang mini menggunakan dua bidang pemisah sebagai penentu mengevaluasi ketidak-seimbangan. Bagaimanapun ketidak-seimbangan massa dari rotor tidak dapat diperbaiki pada sembarang bidang keseimbangannya. Pada penelitian ini telah dilakukan modifikasi mesin penyeimbang dengan menggunakan metode elemen hingga dan evaluasi lubrikasi pada bantalan bola yang mengalami gaya sentrifugal. Lebih lanjut, keabsahan dan ketelitian dari pendekatan modifikasi dibuktikan dalam menjaga keseimbangan rotor.

**Kata Kunci:** *Mesin penyeimbang mini, FEM, getaran, lubrikasi, bantalan bola*

## ABSTRACT

The mini balancing machines utilize two-plane separation for the determination of equivalent imbalances. However, the imbalance masses of a rotor cannot be corrected at arbitrary locations of the balancing planes. This study has presented a modified of balancing machine by using the finite element method and evaluate the lubrication of ball bearing with centrifugal force. Furthermore, the validity and accuracy of the modified approach are verified in balancing practical rotor.

**Key words:** *mini balancing, FEM, vibration, lubrication, ball bearing*

## 1. PENDAHULUAN

Pada dasarnya setiap rotor berputar mengalami gaya sentrifugal, apabila terjadi ketidakseimbangan gaya sentrifugal pada salah satu bagian rotor, maka rotor akan mengalami ketidakseimbangan gaya dan menyebabkan terjadinya getaran. Ketidakseimbangan ini biasanya dapat dicegah dengan memberikan tambahan beban yang ditempatkan pada bagian sistem rotor yang berputar. Mesin yang dipakai untuk mendeteksi dan memperbaiki ketidakseimbangan ini disebut mesin penyeimbang (*balancing machines*).

Penelitian ini bertujuan menyempurnakan sistem yang sudah ada sebelumnya dengan memodifikasi sistem penggerak sabuk sehingga mudah digunakan, efektif dan efisien untuk pengukuran rotor berdiameter lebih besar dari 15 cm, dan juga menambahkan sistem suspensi pada agar mesin dapat kembali ke kondisi semula apabila terjadi getaran yang sangat tinggi pada waktu pengukuran. Penelitian dilakukan dengan menganalisa pengaruh getaran rotor terhadap bantalan

bola dan modifikasi struktur pada sistem penyeimbang mini berbasis metode elemen hingga dengan bantuan perangkat lunak komputer *Solidworks 2005, Cosmoworks, AutoCAD 2004*, dan *Visual Basic 6.0*.

Penelitian ini membahas bagaimana mendisain sistem penggerak sabuk yang optimal tanpa menambah beban ataupun mengurangi kekuatan struktur dari disain sebelumnya namun tetap kaku, dan menambah sistem suspensi serta mencari pengaruh getaran pada bantalan bola akibat rotor yang berputar pada kondisi dinamik, kemudian mencari solusi untuk mengurangi getaran pada bantalan bola akibat rotor yang berputar tadi dengan menganalisa lubrikasinya. Persyaratan struktur rangka pada mesin penyeimbang, sama halnya dengan struktur rangka pada mesin pekas, harus dirancang sekaku mungkin dengan konstanta kekakuan yang tetap dalam periode pemakaian yang selama mungkin. Hal ini

bertujuan untuk menjamin keakuratan pengukuran dalam proses penyeimbang dan oleh karena itu, biasanya jangkauan daerah frekuensi pribadi struktur rangka ini cukup lebar sehingga resonansi antara rotor yang akan diseimbangkan dengan struktur rangka tersebut dapat dihindari (frekuensi pribadi struktur rangka jauh di atas frekuensi putaran motor ketika diseimbangkan), dengan tetap mengacu pada parameter-parameter sebagai berikut:

- Kriteria kegagalan (*von misses*), defleksi, tegangan, dan faktor keamanan.
- Material untuk konstruksi struktur rangka dan komponennya dipilih yang ada di pasar.
- Analisa struktur dilakukan dengan bantuan metode elemen hingga yang terdapat pada perangkat lunak *Cosmos Works 2005* dan *Solid works 2005*, dan *Auto CAD 2004*, juga Analisa model struktur diasumsikan linier (termasuk material).

## 2. TINJAUAN PUSTAKA

Dari penelitian yang dilakukan sebelumnya (Alim, M., 2004) merancang mesin penyeimbang horisontal skala laboratorium yang dapat memperagakan fenomena ketidakseimbangan sebuah model rotor dengan piringan tipis. Rotor tersebut bergerak horisontal sesuai dengan arah gaya sentrifugal pada piringan, sehingga pada putaran tinggi rotor akan mengalami defleksi, yang pada akhirnya akan menyebabkan sistem bergetar. Fenomena sistem penyeimbang mini ini terbatas pada rotor-rotor yang berukuran kecil saja ( $\leq \text{Ø}10$  cm) sehingga untuk pengukuran rotor yang lebih besar lagi hasil yang didapat kurang akurat dikarenakan keterbatasan konstruksi struktur dan penumpunya. Selain itu pada model mesin penyeimbang ini terdapat keterbatasan, dari sisi desain bantalan pendukung rotor dan jenis penggerak rotor. Desain bantalan pendukung rotor atau penumpu rotor berbentuk bantalan pada mesin ini masih kurang kaku karena adanya celah atau ruang pada bantalan dan rel sehingga gerak rotor akibat gaya sentrifugal pada piringan menjadi tidak sempurna. Akibatnya koreksi terhadap ketidakseimbangan pada rotor memiliki kesalahan yang cukup besar.

Dalam penelitiannya (Jimmy, D. N., 2004) meneliti letak kesalahan alat penyeimbang mini yang dibuat oleh (Alim, M., 2004). Kelemahan sistem ini terletak pada bantalan pendukung rotornya, dan telah diperbaiki oleh (Farid, et.al., 2004) melalui aplikasi penggunaan sistem penumpu rotor tipe bantalan keras. Dengan 3 buah bantalan bola jenis satu baris alur dalam di pasang pada ujung-ujung tumpuan poros rotor, dengan posisi 2 buah bantalan bola dipasang mendatar sejajar dan satu buahnya lagi dipasang vertikal di atasnya sehingga konstruksinya membentuk segitiga sama kaki dengan 2 buah bantalan bola

berdiameter luar 72 mm dan 1 buah bantalan bola vertikal berdiameter luar 32 mm. Disini gerak rotor murni akibat gaya sentrifugal pada piringan yang berputar, Sehingga pada waktu rotor poros mengalami putaran yang sangat tinggi, ketidakseimbangan yang terukur pada rotor berputar yang pada akhirnya mengakibatkan getaran, ini murni berasal dari putaran rotor yang tidak seimbang.

Sistem ini mampu mengukur diameter rotor  $\geq 10$  cm. Namun keterbatasan lain terdapat pada desain sistem rel yaitu masih besarnya celah antara rel untuk penumpu rotor dan struktur rangka landasan yang berbentuk datar, dan masih kurang sempurnanya sambungan antara kaki pencengkram dan rel pada sistem rel. Hal ini disebabkan desain tersebut kurang layak sehingga banyak kesalahan yang muncul selama proses produksi.

Mesin penyeimbang mini yang dibuat oleh (Alim, M., 2004) dan (Farid, et.al., 2004) belum memiliki kondisi mampu balik pada bantalan pendukung, juga dikarenakan bantalan yang menumpu akan mengalami pergeseran akibat pembebanan dinamik dari ujung poros rotor yang tidak menentu pada saat operasi sehingga bantalan cenderung mengalami pergeseran akibat beban yang tidak merata tersebut. Serta mesin penyeimbang tersebut hanya terbatas pada dimensi rotor yang kecil saja yaitu berdiameter  $\leq 10$  cm.

### 2.1 Getaran Bebas Tanpa Redaman

Getaran bebas adalah gerak sistem tanpa adanya gangguan dari luar. Pada gerakan ini terjadi pertukaran energi potensial dan energi kinetik.

Dengan menggunakan hukum Newton II,

$$\sum F = m \ddot{x} \quad (1)$$

$$mg - (mg + kx) = m \ddot{x}$$

$$m \ddot{x} + kx = 0$$

$$\ddot{x} + (k/m)x = 0 \quad (2)$$

dimana:  $\sqrt{\frac{k}{m}}$  adalah frekuensi pribadi angular  $\omega$ .

Hubungan frekuensi angular dan frekuensi resiprok ( $f_n$ ) adalah

$$f_n = \frac{\omega_n}{2\pi} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{kg}{W}} \quad (3)$$

### 2.2 Definisi Ketidak-seimbangan

Bila sebuah rotor diputar terhadap sumbu tertentu, gaya sentrifugal akan timbul pada setiap komponen rotor. Jika gaya ini terdistribusi

simetris terhadap sumbu rotasi maka akan beraksi pada arah yang saling berlawanan dan saling menghilangkan satu sama lain. Ketidakteraturan distribusi massa dalam rotor akan menimbulkan perbedaan gaya sentrifugal yang disebut dengan ketidakseimbangan.

Penyebab timbulnya ketidakseimbangan pada sistem penyeimbang:

- bentuk rotor yang tidak simetris
- bentuk permukaan rotor sebelum dimesin tidak simetris.
- adanya celah pada pemasangan
- adanya deformasi akibat gaya sentrifugal

### 2.3 Definisi Keseimbangan

Memutar rotor yang memiliki ketidak-seimbangan dapat menimbulkan beberapa masalah di bawah ini:

- Seluruh mesin akan bergetar.
- Kebisingan akan muncul akibat getaran mesin.
- Terjadinya keausan abrasi pada bantalan yang akan memperpendek umur mesin sehingga perlu dilakukan penyeimbangan untuk memperbaiki prestasi mesin.

### 2.4 Teori Kegagalan untuk Material Ulet

Teori kegagalan yang sering digunakan dapat dilihat pada Tabel 1.

Tabel 1: Teori kegagalan

Material	Teori Kegagalan
Ductile	<i>Maximum Shear Stress Criterion, Von Misses Criterion</i>
Brittle	<i>Maximum Normal Stress criterion, Mohr's Theory</i>

Kriteria kegagalan yang digunakan adalah sebagai berikut :

#### 1. Kriteria Tegangan Geser Maksimum

Kriteria ini memerlukan selisih tegangan utama yang harus lebih kecil dari tegangan *yield* material. Persamaannya adalah:

$$|\sigma_1| \leq \sigma_y; |\sigma_2| \leq \sigma_y \text{ dan } |\sigma_1 - \sigma_2| \leq \sigma_y \quad (4)$$

Teori ini juga menyatakan bahwa tegangan *yield* pada geseran diberikan oleh persamaan:

$$\tau_y = 0,50 \sigma_y \quad (5)$$

#### 2. Kriteria Von Misses

Kriteria ini juga disebut teori energi distorsi maksimum, teori tegangan geser oktahedral atau teori *Maxwell-Huber-Hencky-Von Misses*. Teori ini merupakan teori yang terbaik untuk dipakai

pada bahan yang ulet. Secara matematis dinyatakan sebagai:

$$[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2] \leq 2 \sigma_y^2 \quad (6)$$

Teori kegagalan Von-Misses memberikan kegagalan dengan ketelitian yang tinggi pada semua kuadran. Maka faktor keamanan dalam desain menggunakan acuan tegangan Von-Misses dan tegangan *yield* material. Faktor keamanan ditentukan dengan persamaan:

$$\text{Factor of Safety (FOS)} = \frac{\sigma_{\text{yield}}}{\sigma_{\text{Von Misses}}} \quad (7)$$

### 2.5 Metode Elemen Hingga

Metode Elemen Hingga membagi model dalam banyak potongan kecil menjadi bentuk sederhana yang disebut dengan elemen efektif menggantikan suatu masalah kompleks sebagai masalah sederhana yang diperlukan untuk pemecahan simultan. Proses pembagian model kedalam potongan kecil disebut *meshing*. Kasus yang tidak bisa diselesaikan secara eksak akan tetapi dapat diselesaikan dengan menggunakan metode elemen hingga antara lain:

1. *Boundary Value Problems* (Masalah kesetimbangan).
2. *Eigen Value Problems* (nilai kritis) yang merupakan suatu fungsi waktu.
3. *Initial Value Problems* (masalah propagasi), fungsi waktu perambatan.

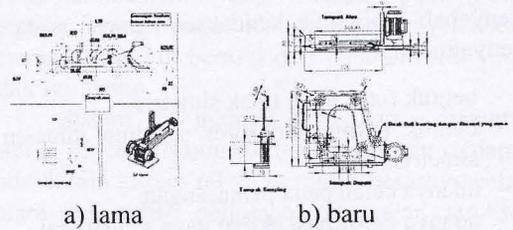
## 3. METODOLOGI

Adapun metode penelitian yang dilakukan sebagai berikut:

1. Studi pustaka untuk mendapatkan informasi dan data mengenai tipe dan konstruksi dari mesin penyeimbang komersial terbaru.
2. Melakukan perancangan sistem penggerak. Tahap ini dilakukan dengan menentukan topologi puli, jenis puli, sabuk dan rangka serta material yang akan digunakan, dengan kriteria desain sebagai berikut:
  - a. Letak puli tidak boleh melebihi panjang, lebar dan tinggi dari mesin penyeimbang mini.
  - b. Letak motor penggerak tidak boleh menghalangi gerakan bantalan pendukung rotor.
  - c. Jenis dan dimensi dari puli dan sabuk harus seragam disesuaikan dengan ketersediaan di pasar.
  - d. Letak rotor harus dapat mendukung struktur rangka yang ada.

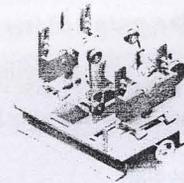
#### 4. ANALISA DAN PEMBAHASAN

##### 4.1 Konstruksi Sistem Penggerak Sabuk Lama dan Baru



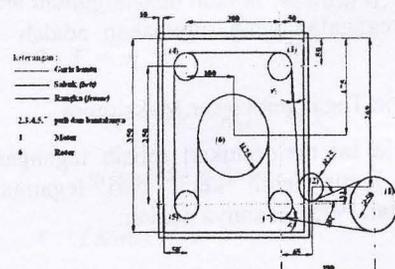
Gambar 1: Bentuk sistem kerangka penggerak sabuk

Selain merencanakan sistem penggeraknya, juga direncanakan sistem suspensi yang sebelumnya tidak menggunakan sistem suspensi sehingga jika ada pengukuran pada penyeimbang mini dengan getaran tinggi sekali maka mesin akan selalu kembali ke kondisi awal, seperti yang ditunjukkan Gambar 2.



Gambar 2: Sistem penyeimbang mini

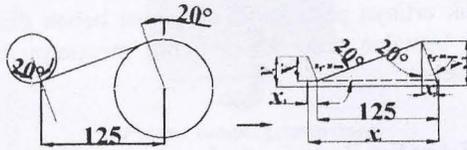
Perencanaan tata letak dari puli dapat dilihat pada Gambar 3.



Gambar 3: Topologi letak kerangka

Geometri dari puli 2 didapatkan dengan persamaan geometri parameter tambahan berupa jarak pusat puli penggerak dengan titik kontak pertama sabuk dengan puli pada sumbu x adalah sebesar 125 mm (lihat Gambar 4 dan Tabel 2).

3. Pemodelan 3D sistem sabuk dari struktur rangka yang lama didisain dengan menggunakan bantuan perangkat lunak *solid-work 2005*, kemudian dianalisa secara statik dengan tujuan untuk mencari kelemahan atau keterbatasan pada sistem penggerak sabuk yang lama. Analisis model 3D ini dianalisa dengan menggunakan perangkat lunak *Cosmos-work 2005* dengan pembebanan disimulasikan dengan beban maksimum yang mampu tumpu oleh sistem penggerak sabuk. Tujuannya tidak lain untuk mengetahui faktor keamanan dalam desain, daerah kritis dalam model (kriteria *von misses*), defleksi dan deformasi. Hasil analisis ini akan dijadikan bahan perbandingan terhadap sistem penggerak sabuk yang akan didasain secara optimal.
4. Pemodelan 3D sistem penggerak sabuk dari struktur rangka yang baru juga didisain dengan menggunakan bantuan perangkat lunak *solidwork 2005*, kemudian dianalisa secara statik dengan tujuan untuk mencari kelemahan atau keterbatasan pada sistem penggerak sabuk yang baru. Analisis model 3D ini juga dianalisa dengan menggunakan perangkat lunak *Cosmoswork 2005*, juga dengan pembebanan maksimum yang mampu ditumpu oleh sistem, kemudian hasil analisisnya akan dibandingkan dengan hasil disain sistem sabuk yang lama.
5. Pemodelan 3D sistem bantalan dengan dan tanpa pelumasan menggunakan perangkat lunak *solidworks 2005* dan dianalisa dengan menggunakan perangkat lunak *Cosmoworks 2005*.
6. Pemodelan 3D keseluruhan sistem dalam bentuk perakitan dari sistem yang lama dan yang baru lengkap dengan sistem suspensinya. Lalu dianalisa dengan *cosmowork 2005*.
7. *Detailing*, Pada tahap ini dilakukan modifikasi ringan seperti penambahan aksesories pada mesin, dan modifikasi ini tidak merubah sifat fisik mesin, tidak mempengaruhi kekuatan dan kekakuan struktur pada mesin secara keseluruhan.
8. Pabrikasi, memproduksi atau membuat alat yang dirancang tersebut.
9. Instalasi alat, disini perancang melakukan pemasangan alat apakah cocok dengan sistem penyeimbang mini yang ada dari hasil pabrikasi.
10. Pra uji, pengujian terhadap mesin balancing dengan sistem struktur penggerak sabuk yang baru dan suspensinya.
11. Uji penggerak yaitu menguji keakuratan pengukuran mesin penyeimbang dan suspensinya dengan memasang poros, apakah bisa mengukur rotor dengan diameter poros  $\geq 15$  cm.



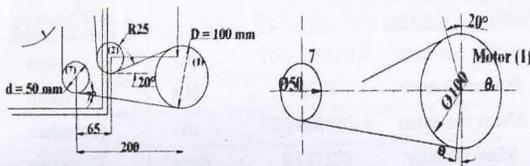
Gambar 4: Geometri Puli Penggerak dan Puli 2 dari Gambar 3,  $R_1 = 25$  mm, dan  $R_2 = 50$  mm

Tabel 2: Nilai dari beberapa variabel

Panjang	Nilai (mm)
$X_1$	8,55
$Y_1$	23,493
$X_2$	17,1
$Y_2$	46,985
$X_t$	134
$Y_t$	31

#### 4.2 Perancangan Puli Penggerak

Geometri dan dimensi puli penggerak ditunjukkan pada Gambar 5 dan Tabel 3.



Gambar 5: Tata Letak Puli Penggerak ( $L_1$ )

Tabel 3: Dimensi sabuk

Panjang Sabuk	Nilai (mm)
$L_1$	295,52
$L_2$	269,371
$L_3$	237,45
$L_4$	289,25
$L_5$	203,5
$L_6$	360,5
$L_7$	237,706

#### 4.3 Perancangan Sabuk

Pada sistem penggerak mesin penyeimbang ini direncanakan menggunakan sabuk datar. karena sabuk datar sangat efisien untuk kecepatan tinggi.

Sabuk yang direncanakan memiliki data-data sebagai berikut :

Daya motor  $P_{motor} = 125$  watt = 0,125 kW

Putaran motor  $n_1 = 2850$  rpm

Diameter Puli yang digerakkan  $d_n = 50$  mm

$n = 2, 3, 4, 5$  dan  $7$

Diameter rotor  $d_6 = 150$  mm (dirancang)

Gaya Rotor yang direncanakan = 100 N

Tipe sabuk adalah sabuk datar dengan data-data rencana sebagai berikut :

Bahan sabuk : kulit yang disamak  
 Koefisien gesek ( $\mu$ ) = 0,4  
 Tebal sabuk (t) =  $5/32'' \approx 4$  mm lebar  
 sabuk (b) = 0,6 "  $\approx 15$  mm  
 Berat sabuk =  $0,035$  lb/in<sup>3</sup>  
 =  $96,9 \times 10^{-8}$  kg/mm<sup>3</sup>

Jadi massa sabuk per millimeter (m) adalah:

$$m = \text{berat sabuk} \times \text{tebal} \times \text{lebar}$$

$$= (96,9 \times 10^{-8} \text{ kg/mm}^3) (4 \text{ mm}) (15 \text{ mm})$$

$$m = 58,14 \times 10^{-6} \text{ kg/mm}$$

Kekuatan tarik izin maksimum sabuk  $\sigma_u = (1 - 2)$  kpsi = (6890 - 13780) kpsi

Dari hasil perhitungan tegangan sabuk dari tiap-tiap puli dapat kita lihat pada Tabel 4 sebagai berikut:

Tabel 4: Tegangan sabuk

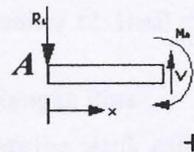
Puli	Tegangan Sabuk, $\sigma$ (kPa)	Gaya tarik awal $F_i$ (N)
1	3,100	18,527
2	14,752	20,164
3	3,750	16,555
4	2,033	14,902
5	0,832	13,814
6	0,080	13,185
7	17,849	17,882

#### 4.4 Perhitungan Sistem Suspensi Penyeimbang Mini

Tabel 5: Sifat Material AISI 1010 Steel

Sifat Mekanis	Nilai	Satuan	Jenis Nilai
Modulus Elastisitas	2e+011	N/m <sup>2</sup>	Konstan
Modulus Geser (G)	8e+010	N/m <sup>2</sup>	Konstan
Massa jenis	7870	kg/m <sup>3</sup>	Konstan
Tensile strength	3,25e+008	N/m <sup>2</sup>	Konstan
Yield strength	1,8e+008	N/m <sup>2</sup>	Konstan
Koef. Ekspansi termal	1,22e-005	/Kelvin	Konstan
Konduktivitas panas	51,9	W/(m.K)	Konstan
Panas jenis	448	J/(kg.K)	Konstan

Mencari momen reaksi yang bekerja pada suspensi pelat:



$$V = R_1 = F$$

$$M_A = R_1 \cdot x = F \cdot x$$

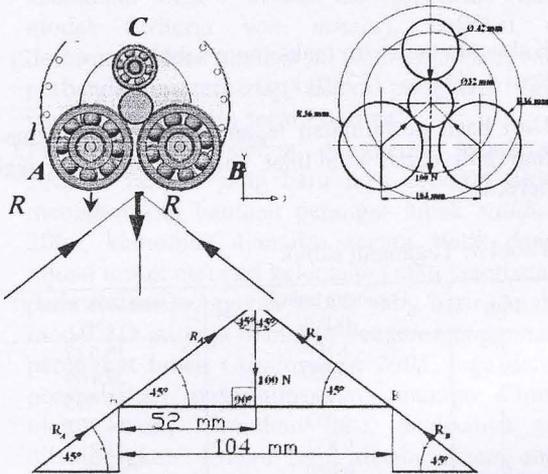
$$X = 0 \longrightarrow M_A = 0$$

$$X = 86 \text{ mm} \longrightarrow M_A = 86 F$$

Sehingga,  
 Besar gaya geser V adalah:  
 $V_y = W_{tot} = F_y = 111,43 \text{ N}$   
 Momen lentur (M) yang terjadi:  
 $M_{pelat} = 9,58298 \text{ N.m}$

**4.5 Perancangan Bantalan Pendukung**

Bantalan satu baris dan alur dalam pada penyeimbang mini ini direncanakan dipasang 8 buah bantalan bola dengan bahan AISI 52100 (baja karbon tinggi).



Gambar 6: Diagram benda bebas bantalan bola

$$L_{10} = \left( \frac{C}{P} \right)^p$$

Keterangan:

- $p = 3$ ..... untuk bantalan bola
- $p = 10/3$ ..... untuk bantalan rol
- $L_{10}$  : Umur rata-rata dasar 10 putaran dalam jutaan 2522,8
- $C_r$  : Kapasitas beban dinamik bantalan radial (N)
- $C_a$  : Kapasitas beban dinamik bantalan aksial (N)
- $P_r$  : Beban dinamik ekivalen bantalan bola radial (N)
- $P_r = C_1 \times V_1 \times F_{reaksi}$

dimana :

- $C_1$  = Faktor *shock* dan *impact* diambil 2 untuk *moderate shock*
- $V_1$  = Faktor rotasi diambil 1 untuk cincin dalam yang berputar
- $F_{reaksi} = R_A = R_B = 7,43 \text{ N}$

Maka :

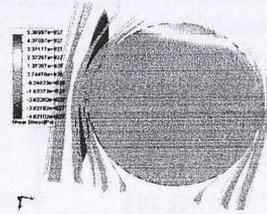
$$P_r = C_1 \times V_1 \times F_{reaksi} = 142,86 \text{ N}$$

$$\text{Jadi : } C = P_r \times L_{10}^{1/p} = 2489,3 \text{ N}$$

Dapat disimpulkan pada pembebanan dinamik maksimum 100 N bantalan mampu menumpu dengan

baik artinya pada kondisi operasi beban dinamik ini bantalan tetap aman untuk menumpu beban tersebut.

**4.6 Analisa Bantalan Bola**



Gambar 7: Analisa minyak gemuk dengan tekanan

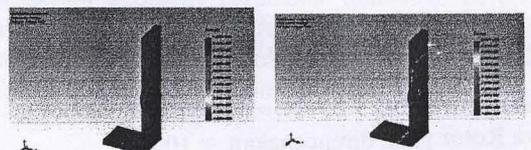
Dari hasil analisa kedua jenis pelumas ternyata minyak gemuk yang lebih baik dibandingkan dengan minyak pelumas, dikarenakan pada putaran tinggi getaran pada sistem mampu diredam dengan baik seperti terlihat pada Gambar 7.

Tabel 6: Sifat mekanis material AISI 52100

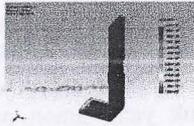
Property Name	Value	Units	Value Type
Elastic modulus	3.0458e+007	psi	Constant
Poisson's ratio	0.28	NA	Constant
Shear modulus	1.1458e+007	psi	Constant
Mass density	0.27818	lb/in <sup>3</sup>	Constant
Tensile strength	1e+005	psi	Constant
Yield strength	81000	psi	Constant
Thermal expansion coefficient	7.2222e-006	/Fahrenheit	Constant
Thermal conductivity	0.00066874	BTU/(in.s.F)	Constant
Specific heat	0.10989	Btu/(lb.F)	Constant
Hardening factor (0.0-1.0; 0.0=isotropic; 1.0=kinematic)	0.85	NA	Constant

**4.7 Analisa Suspensi dan Konstruksi Penggerak Sabuk**

Berikut adalah analisa suspensi akibat beban lelah dan frekuensi awal getaran dengan menggunakan bantuan perangkat lunak *cosmoswork 2005*, dengan kondisi operasi pada beban maksimum diukur untuk mencari umur suspension.

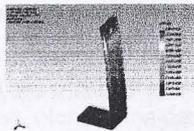


a) *Fatigue* kondisi maks      b) *Fatigue* dengan FOS tinggi



c) Fatigue dengan getaran tinggi

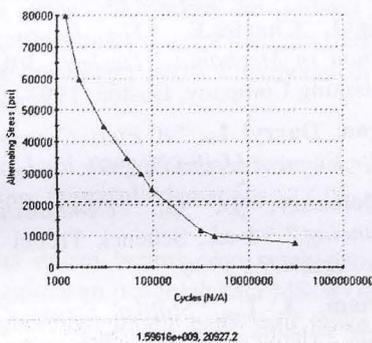
Gambar 8: Analisa Kegagalan



Gambar 9: Deformasi yang terjadi

Data analisa *cosmoswork 2005*:

Curva S-N: Curva-1  
 Deskripsi: Tegangan *Alternating* vs Siklus



Gambar 10: Grafik Tegangan *alternating* vs Siklus

Tabel 7: Data siklus dan tegangan

Siklus	Tegangan <i>Alternating</i> (psi)
1500	80000
3000	60000
10000	45000
30000	35000
60000	30000
1e+005	25000
1e+006	12000
2e+006	10000

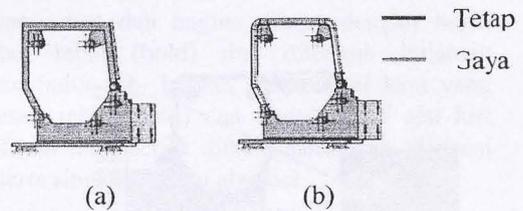
#### 4.8 Analisa kerangka Penggerak Sabuk yang baru dengan *Cosmosworks 2005*

Analisa ini dilakukan dengan bantuan perangkat *cosmoswork 2005*, dengan tujuan untuk mendapatkan hasil yang optimal dari hasil yang ada. Dengan data material ditunjukkan pada Tabel 8 dan kondisi pembebanannya diberikan sebagai berikut.

Tabel 8: Spesifikasi material rangka

Sifat fisik Baja paduan	Baja paduan
Modulus Elastisitas	2.1e+011 N/m <sup>2</sup>
Rasio Poisson's	0.28
Modulus Geser	7.9e+010 N/m <sup>2</sup>
Massa jenis	7700 kg/m <sup>3</sup>
Kekuatan tarik maksimum	7.2383e+008 N/m <sup>2</sup>
Kekuatan tarik <i>yield</i>	6.2042e+008 N/m <sup>2</sup>
Koefisien Ekspansi termal	1.3e-005 /Kelvin
Konduktivitas panas	50 W/(m.K)
Panas jenis	460 J/(kg.K)

Sebelum mengetahui beban maksimum yang dapat diterima oleh struktur rangka, terlebih dahulu di tiap titik pembebanan diberikan beban yang memiliki resultan sebesar 100 N dengan kondisi pembebanan ditunjukkan pada Gambar 11 (a).

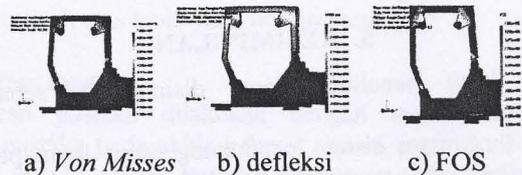


Gambar 11: Kondisi Pembebanan dan Tumpuan pada Rangka

Material yang digunakan pada pembuatan rangka adalah baja paduan yang dimodelkan sebagai material isotropi elastis linear. Spesifikasi dari material dapat dilihat pada Tabel 8 sama dengan material yang digunakan pada sistem penggerak sabuk yang lama.

#### 1. Rangka Plat

Hasil daripada analisa tegangan *Von Mises*, defleksi, dan faktor keamanan rangka plat ditunjukkan oleh Gambar 12.



Gambar 12: Hasil analisa untuk rangka plat

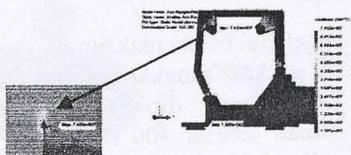
#### 2. Rangka Pipa

Analisa statik pada rangka pipa memberikan analisa tegangan *Von Mises*, defleksi, dan faktor keamanan pada Gambar 13.

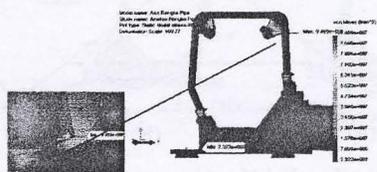


Gambar 13: Analisa rangka pipa

Desain rangka pelat setelah dianalisis ternyata mampu menahan beban maksimum sebesar 830 N. Beban maksimum yang dapat diterima rangka pipa adalah sebesar 660 N. Hal ini dapat dilihat pada analisis FOS pada masing-masing rangka.



Gambar 14: Daerah Tegangan Von Mises Rangka Plat



Gambar 15: Daerah Tegangan Von Mises Rangka Pipa

Besarnya nilai tegangan maksimum dan minimum beserta lokasinya dapat dilihat pada Tabel 9.

Tabel 8: Tegangan Maksimum dan Minimum yang terjadi

Rangka	Tipe	Minimum (N/M <sup>2</sup> )	Lokasi (mm)	Maksimum (N/m <sup>2</sup> )	Lokasi (mm)
Pipa	Tegangan Von Mises	232,233 Node : 3126	(-149,935; -49,7372; 41,3982)	9,468. 10 <sup>7</sup> Node: 134389	(102,548; 210,198; 76,0467)
Plat		156,517 Node : 3046	(-162,448; -10,4884; 14,3597)	7,435. 10 <sup>7</sup> Node: 104491	(-128,472; 250,278; 57,0552)

## 5. KESIMPULAN

Dari hasil penelitian dapat disimpulkan sebagai berikut:

5.1 Rancangan sistem pendukung yang lama perlu diperbaiki, terutama penambahan sistem suspensi pada pendukung bantalannya dikarenakan sistem belum mampu kembali ke kondisi awal apabila dilakukan pengukuran pada rotor dengan putaran tinggi. Sehingga dengan adanya sistem suspensi ini pendukung bantalanan akan dapat menyangga sistem agar kembali ke kondisi awal pada saat pengukuran rotor dengan mesin penyeimbang berakhir.

5.2 Dari hasil pengoptimasian dengan menggunakan perangkat lunak *solidworks* 2005 dan *cosmos* dapat disimpulkan untuk pembuatan sistem sabuk yang aman pada pembebanan maksimum 100 N maka rangka jenis pipalah yang paling aman dan efisien.

## 6. DAFTAR PUSTAKA

- [1] **Cosmosworks Teacher Guide**, "Basic Functionality of Cosmoswork", Reproducible Slide From Web.
- [2] <http://www.bocabearing.com>
- [3] <http://www.I-mecha.com>
- [4] <http://www.balancingTech.com>
- [5] <http://www.NTN.com>
- [6] **D.N, Jimmy**, "Perancangan Mesin Penyeimbang Horizontal Mini", Unpublished Research, 2004.
- [7] **Dobrovolsky V. Zablonsky**, "Machine Element", PHI, India, 1981.
- [8] **Knight, Charles.E**, "The Finite Element Method in Mechanical Design", PWS. Kent Publishing Company, Boston, 1993.
- [9] **Logan, Darryl L.**, "A First Course In The Finite Element Method", 1991.
- [10] **Stadelbauer, D. G.** "Fundamentals of Balancing," 3d ed., Schenck Trebel Corp., Deer Park,N.Y., 1990.
- [11] **Meriam, J. L.**, "Statika Struktur", Edisi Kedua, Erlangga, Jakarta, 1991.
- [12] **Schneider, H.** "Balancing Technology," 4th ed., Carl Schenck AG, Darmstadt, Germany, 1991.
- [13] **Shigley, E. Joseph, Gandhi Harahap, M. Eng.** "Perencanaan Teknik Mesin", Jilid 1 dan 2, Edisi kedua, Erlangga, Jakarta, 1995.
- [14] **Thomson, William.T, Terjemah Dra. Lea Prasetyo, MSc**, "Teori Getaran dengan Penerapan", Edisi Kedua, Erlangga, Jakarta, 1995.
- [15] **Usman, Farid, Irsyadi Yani, Jimmy, D.N**, "Perancangan Sistem Support Mesin Penyeimbang Mini Berbasis Metode Elemen Hingga", Unpublished Research, 2005.

# PANDUAN PENULISAN DI JURNAL REKAYASA MESIN (16 pt)

Penulis Pertama<sup>(1)</sup>, Penulis Kedua<sup>(2)</sup> dan Penulis Ketiga<sup>(3)</sup> (14 pt)

(1) Afiliansi Penulis Pertama dan (2) Afiliansi Penulis Kedua (12 pt)

(3) Afiliansi Penulis Ketiga (12 pt)

Jl. Raya Palembang-Prabumulih Km-32 Inderalaya, Ogan Ilir, 30662

E-Mail: [mohruni\\_a\\_s@palembang.wasantara.net.id](mailto:mohruni_a_s@palembang.wasantara.net.id)

## Ringkasan (10 pt)

Untuk menjamin keseragaman serta kelancaran proses pengeditan dan pencetakan, diperlukan suatu format penulisan naskah yang akan dikirim ke redaksi. Naskah asli yang diterima redaksi akan diperiksa oleh editor dan yang telah memenuhi ketentuan akan langsung dicetak sebagai isi Jurnal Rekayasa Mesin. Ketentuan dan pedoman ini sebaiknya diikuti sebagai salah satu persyaratan diterimanya naskah untuk diterbitkan di dalam jurnal. (10 pt)

**Keywords:** Journal, journal format, writing guidance

### 1. Pengiriman Naskah

Naskah asli harus dikirimkan ke redaksi Jurnal Rekayasa Mesin dalam CD dan 1 eksemplar dicetak pada kertas HVS putih ukuran A-4.

Naskah asli yang dikirimkan ke redaksi Jurnal Rekayasa Mesin harus belum pernah diterbitkan dan tidak sedang menunggu untuk diterbitkan di media tulis manapun.

Naskah dilengkapi dengan biografi ringkas, afiliasi, alamat lengkap, termasuk alamat e-mail (jika ada).

Naskah harus dalam bentuk siap cetak dan ditulis dengan menggunakan pengolah kata MS-WORD dan dicetak dengan tinta hitam pada satu muka kertas HVS putih ukuran A-4.

Naskah yang dianggap tidak sesuai untuk diterbitkan akan dikembalikan sedangkan naskah yang dimuat tidak akan dikembalikan dan kepada penulis utama akan dikirimkan 1 eksemplar jurnal Rekayasa Mesin secara cuma-cuma.

### 2. Format Penulisan

#### 2.1 Format penulisan

Panjang naskah maksimum adalah 8 halaman dan setiap halaman diberi nomor.

Margin Atas 2,0 cm, Margin Bawah 2,5 cm (bebas dari tulisan kecuali nomor halaman), Margin Kiri 2,5 cm dan Margin Kanan 2,0 cm, kecuali untuk ringkasan, Margin Kiri dan Margin Kanan masing-masing 4 dan 3 cm. Badan naskah harus dibuat dalam 2 kolom dengan jarak antar kolom 1 cm.

Naskah dicetak dengan huruf Times New Romans 10 pt dengan jarak antar baris 1 spasi dan jarak antar

paragraph 6 pt, sedangkan judul manuscript 16 pt, nama penulis 14 pt, afiliasi penulis 12 pt.

Judul manuscript dan bagian dibuat dengan huruf besar dan tebal (bold) dan ditengah halaman sedangkan judul sub- bagian hanya awal kata yang huruf besar, tebal (bold) dan dimulai dari sisi kiri kolom. Judul manuscript diikuti nama dan afiliasi penulis serta ringkasan atau abstract.

#### 2.2 Bahasa, Satuan, Persamaan dan Pustaka

1. Bahasa yang digunakan adalah bahasa Indonesia yang baik dan benar. Penggunaan bahasa dan istilah asing sedapat mungkin dihindari.
2. Satuan yang digunakan sebaiknya menggunakan sistem Satuan Internasional (SI).
3. Persamaan atau hubungan matematik harus dicetak dan diberi nomor sebagai berikut:

$$\sigma = \beta (3 + \delta) \dots\dots\dots (1)$$

#### 2.3 Gambar dan tabel

Keterangan gambar ditulis sesudah gambar dan penulis sebagai berikut: "Gambar 1: Blok Silinder", dan di dalam teks, pernyataan gambar 1 ditulis sebagai: "Gbr. 1" atau "Gambar 1", sedangkan nama table ditulis di atas table yang bersangkutan

#### 2.4 Daftar Pustaka

Penyitiran pustaka dilakukan dengan menuliskan nomor pustaka pada akhir kalimat seperti pada akhir kalimat ini [1]. Daftar Pustaka diletakkan pada akhir naskah dengan format sebagai berikut:

### 3. DAFTAR PUSTAKA

- [1] M. Okino dan K. Okada, "Isuzu New 8.4 L Diesel Engine", *Energy*, vol. 4, pp. 12-16, 1981.
- [2] D.Q. Kern, *Process Heat Transfer*, 20<sup>th</sup> ed. Tokyo: McGraw-Hill, 1982, p. 16.