

## MENGURANGI 'KOGEL' PADA GERGAJI BELAH DENGAN CEPAT DAN EFISIEN

Agung Eko Sucahyono

---

### ABSTRAK

Proses penyeimbangan biasanya dilakukan dengan memberikan gaya sentrifugal baru untuk melawan gaya sentrifugal yang telah ada atau dengan mereduksi gaya sentrifugal awal tersebut. Pada artikel ini, kami menggunakan konsep penyeimbangan dengan menambah atau mengurangi massa menggunakan prinsip mesin penyeimbang dengan satu piringan koreksi yang bertujuan untuk memberi keseimbangan terintegrasi dengan menghubungkan persamaan-persamaan matematis dari perumusan yang digunakan dalam perhitungan keseimbangan. Massa penyeimbang adalah massa yang ditambahkan pada satu muka piringan koreksi untuk melawan dampak dari massa tak seimbang. Idealnya penambahan massa ini dilakukan sekali saja, namun pada kenyataannya hal ini sangat sulit terpenuhi. Hal ini disebabkan karena faktor error yang tidak mungkin dihindari. Jadi kita melakukannya lebih dari satu kali. Proses itu dapat dilakukan secara otomatis dengan menggunakan proses looping dan setiap kali proses memberikan sinyal getaran yang berbeda dan memberikan amplitudo getaran yang semakin rendah hingga tercapai kondisi getaran yang kita inginkan. Ada beberapa variabel yang kami gunakan; massa tak seimbang, posisi radial, posisi massa penyeimbang.

Kata Kunci : Proses Penyeimbangan, Gergaji

### ABSTRACT

*Balancing process usually give another centrifugal force to fight initial centrifugal force (balancer mass) or reduce the first centrifugal force (unbalance mass reduction). In this paper, we use balancing process concept by giving or reducing mass in balancing machine at single corrector plate to make balance automatically and get relation on mathematic equation. Adding mass in a single face was done to fight the effect of unbalance mass. In order to get balance condition, ideally adding mass only is conducted once but actually it is difficult, because we have error. So it should be done more than once. To make the process automatically, looping process was conducted and every looping gave a different vibration signal in vibration transducer, amplitude should be lower until desired vibration condition in severe chart was found. There are some variables we use in this paper; unbalance mass, radial position, Balancer Mass position.*

Keywords : Balancing Process, Saw

---

<sup>1)</sup>Agung Eko Sucahyono, Balai Besar Kerajinan dan Batik

## **PENDAHULUAN**

Pada mesin-mesin gergaji belah atau gergaji potong, seringkali kita mendapatkan ketidakseimbangan putaran yang seringkali disebut *Kogel*. Hal ini dapat terjadi karena proses manufaktur mesin tersebut, pemasangan sistem transmisi dan sebab-sebab lainnya. Ketidakseimbangan pada mesin berputar atau lebih sering disebut dengan poros rotor ini, akan menyebabkan getaran pada mesin tersebut. Getaran yang terjadi akan menimbulkan hasil yang kurang presisi, memperpendek umur mesin, menimbulkan kebisingan dan dampak-dampak lain yang tidak menguntungkan. Untuk itu maka perlu dilakukan proses penyeimbangan (*balancing process*). Ada 2 macam langkah yang bisa dilakukan yaitu :

1. Memberikan gaya sentrifugal dengan menambahkan massa untuk melawan gaya sentrifugal yang sudah ada
2. Menghilangkan gaya sentrifugal dengan mengurangi massa sebagai kompensasi dari ketidakseimbangan tersebut.

Pada kasus ini yang paling memungkinkan untuk kita pilih adalah langkah pertama yaitu dengan menambahkan massa penyeimbang pada lempeng gergaji yang bertindak selaku lempeng koreksi.

## **Latar Belakang**

Proses penyeimbangan secara manual membutuhkan proses yang lama karena adanya kesalahan perhitungan maupun pengukuran yang sangat mungkin terjadi. Untuk itulah perlu dikembangkan proses penyeimbangan yang terpercaya, akurat dan mudah untuk diaplikasikan.

## **Definisi dan Lingkup Permasalahan**

Penyebab utama getaran pada poros yang berputar adalah karena terdapat ketidakseimbangan massa. Ketidak-seimbangan ini bisa ditimbulkan oleh beberapa faktor diantaranya, material yang tidak homogen, proses manufaktur, lubang pasak, slot dsb. Ketidakseimbangan ini lalu menimbulkan gaya yang tidak seimbang yang akan diteruskan pada *bearing* dan struktur *bearing* dan akan memperpendek umur komponen tersebut. Dan tentu saja hal itu akan mempengaruhi kinerja mesin.

Pada batas tertentu, getaran yang ditimbulkan oleh ketidakseimbangan massa ini masih dapat diterima. Jika kemudian getaran yang ditimbulkan sudah melampaui batas yang diperbolehkan, maka perlu dilakukan proses penyeimbangan. Proses penyeimbangan ini bisa dilakukan dengan memberikan gaya sentrifugal yang akan melawan gaya sentrifugal awal yang menyebabkan ketidakseimbangan. Hal ini kita kenal dengan pemberian massa penyeimbang (*Balancer mass* atau *BM*).

## **Asumsi dan batasan masalah**

Pada karya tulis berikut ini, kami menggunakan beberapa asumsi dan batasan masalah, yaitu:

1. karakteristik poros kaku dan keras.
2. karakteristik *bearing* diasumsikan kaku dan keras.
3. getaran sepenuhnya disebabkan oleh massa tidak seimbang.
4. piringan koreksi adalah fasilitas pada mesin yang dapat kita gunakan untuk melakukan koreksi (dalam hal ini piringan gergaji).

5. proses penyeimbangan diselesaikan dengan teori matematika.
6. konsep fisika dijelaskan secara sistematis.
7. piringan gergaji sebagai piringan koreksi.

### **Tujuan**

Tujuan karya tulis ini untuk mengembangkan sistem dimana dimungkinkan melakukan koreksi langsung di tempat tanpa mesin harus mengalami pembongkaran (*overhaul*). Selain memper-pendek proses, keunggulan lain dari pengembangan metode ini adalah dapat mempersingkat waktu.

## **DASAR TEORI**

### **Penelitian sebelumnya**

Ling, J dan Cao, Y (8) memperkenalkan respon dari ketidakseimbangan berdasarkan frekuensi, dan menganalisa hubungan antara fungsi respon terhadap frekuensi dan nilai koefisien secara teoritis, lalu mengubahnya ke dalam bentuk persamaan matematis untuk penyeimbangan poros rotor putaran tinggi. Hubungan antara massa tidak seimbang pada rotor dengan fungsi respon frekuensi juga dianalisa berdasarkan metode penyeimbangan awal dan persamaan matematis terhadap pengaruh keseimbangan dinamis dan keseimbangan statis.

Turpin, A dan Sharan, A.M (7) dalam kenyataan mengaplikasikan sistem multi-disk-rotor membcbani kekakuan *bearing* secara tidak linear. Penyeimbangan pada mekanisme tersebut pada putaran tinggi merupakan peluang yang cukup sulit.

### **Sumber Getaran**

Massa tidak seimbang pada peralatan yang berputar akan menimbulkan gaya sentrifugal yang menyebabkan terjadinya getaran. Penyebab utama getaran pada rotor dalam poros yang berputar adalah ketidakseimbangan. Ketidakseimbangan ini bisa disebabkan karena material yang tidak homogen, proses produksi, lubang pasak, dll.

### **Memperkecil Sumber Getaran**

Hal pertama yang harus dipikirkan untuk mengontrol getaran adalah mencoba untuk mengubah sumber getaran sehingga menghasilkan getaran yang lebih kecil. Metode ini sangat mungkin tidak selalu dapat dilakukan. Beberapa sumber getaran yang tidak dapat diperkecil diantaranya gempa bumi, turbulensi, bentuk jalan, pembakaran mesin yang tidak stabil. Selain itu ada sumber-sumber getaran yang bisa diperkecil; contohnya ketidakseimbangan pada poros mesin berputar. Hal ini dapat dilakukan biasanya dengan menyeimbangkan peralatan tersebut atau dengan pembuatan komponen sepresisi mungkin. Manfaat dari toleransi yang sangat kecil dan proses penyelesaian akhir yang lebih baik dari pembuatan sebuah komponen dapat membuat kemungkinan mesin mengalami getaran yang jauh lebih kecil.

### **Penyeimbangan (*Balancing Process*)**

Titik putar yang tidak eksentris atau ketidakseimbangan massa pada piringan yang berputar menyebabkan getaran, yang mungkin dapat diterima sampai pada batas tertentu. Jika getaran itu sudah sampai pada taraf yang tidak dapat diterima, maka kemudian kita harus melakukan proses penyeimbangan. Proses ini dapat dilakukan dengan menghilangkan massa yang

tidak simetris atau dengan memberi massa yang sama pada posisi tertentu sehingga dapat menghilangkan efek dari massa awal yang tidak seimbang tersebut. (Rao. S.S. 1995).

Proses penyeimbangan merupakan suatu tindakan koreksi sehingga dua sumbu; yaitu sumbu utama dan sumbu putar dapat sedekat mungkin sehingga tingkat getaran yang timbul dapat diterima. (Hadi MM 1997)

Prosedur awal yang harus kita lakukan adalah menentukan besar dan letak dari ketidaktepatan massa melalui percobaan. (*unbalance mass*). (Hadi MM 1997)

Jadi parameter utama yang harus kita ketahui secara analisa teoritis adalah besar massa tidak seimbang dan letak massa tidak seimbang tersebut. Posisi massa tidak seimbang tersebut termasuk dalam arah radial, angular maupun dalam arah axial. (Hadi MM 1997)

$$m = \frac{W_T}{g} = \frac{\text{coupling} + \text{Shaft Weight}}{\text{gravitation}} \dots (2.1)$$

#### Jarak Tidak Seimbang

Jarak dalam arah radial adalah jarak antara sumbu utama poros dengan posisi titik berat massa. Nama lain untuk jarak ini adalah eksentrisitet. Sumbu utama poros tergantung pada bentuk dan letak komponen yang ada di dalamnya.

(*eccentricity = e = radial distance = radial position*) [cm][mm][ $\mu\text{m}$ ][in][mil].

Jika poros rotor berputar, maka massa tidak seimbang akan menimbulkan gaya sentrifugal yang dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$F_C = m \cdot e \cdot \omega^2 \dots \dots \dots (2.2)$$

substitusi persamaan (2.1) dan (2.2) kita dapatkan:

$$F_C = \frac{W_T}{g} \cdot e \cdot \left(\frac{2\pi n_B}{60}\right)^2 \dots \dots \dots (2.3)$$

Karena berat poros, rotor dan gaya sentrifugal, total gayanya :

$$F_T = W_r + W_s + F_C \dots \dots \dots (2.4)$$

Dan jika :

$$W_T = W_r + W_s \dots \dots \dots (2.5)$$

Jadi

$$F_T = W_T + F_C \dots \dots \dots (2.6)$$

Dengan menggunakan sensor tekanan kita bisa mendapatkan besar gaya tekan pada *bearing* A ( $F_a$ ) dan besar gaya tekan pada *bearing* B ( $F_b$ ), dan dari teori keseimbangan statis diperoleh :

$$F_T = F_A + F_B \dots\dots\dots (2.7)$$

substitusi persamaan (2.4) dan (2.6) :

$$W_T + F_C = F_A + F_B \dots\dots\dots (2.8)$$

Dari persamaan (2.7) kita dapatkan:

$$F_C = F_A + F_B - W_T \dots\dots\dots (2.9)$$

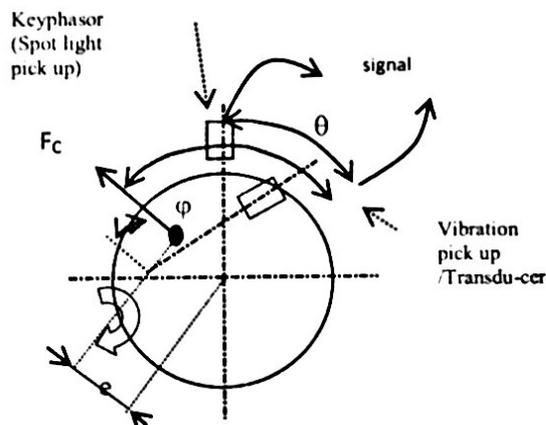
substitusi persamaan (2.2) dan (2.8) kita dapatkan e (jari-jari eksentrisitet pada rotor) dirumuskan menjadi :

$$e = \frac{F_A + F_B - W_T}{\frac{W_T}{g} \cdot \left( \frac{2\pi \cdot n_B}{60} \right)^2} \dots\dots\dots (2.10)$$

dimana: e dalam mm  
 $F_A, F_B, W_T$  dalam Newton  
 $n_B$  dalam rpm

**Posisi Angular**

Merupakan besar sudut yang terbentuk antara massa tidak seimbang dengan Spot light (*Spot light*) yang diletakkan tetap pada rotor atau lempeng koreksi dan kita dapat mengambil sudut phase dengan jarak yang tergambar pada alatpenguukur getaran. Dimana Amplitudo maksimal akan tampak seperti sebagai berikut :



Gambar 1. Posisi Massa Tidak Seimbang dari Spot light

Dimana:

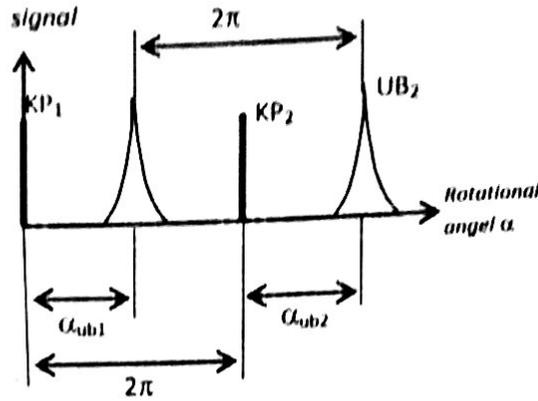
$\phi = \text{Vi}$  : Sudut antara Spot light dengan massa tak seimbang

$\theta = \text{Theta}$  : Sudut antara Penanda Spot light dengan penanda getaran yang terpasang secara tetap pada mesin  $\alpha_{ub} = \theta + \phi \dots\dots\dots (2.11)$

m = Massa tak seimbang

$F_c$  = Gaya sentrifugal yang ditimbulkan oleh massa tak seimbang m

Jadi getaran akibat gaya sentrifugal yang ditimbulkan oleh massa tak seimbang bila dibandingkan terhadap waktu dapat dibuat dalam bentuk grafik sbb:

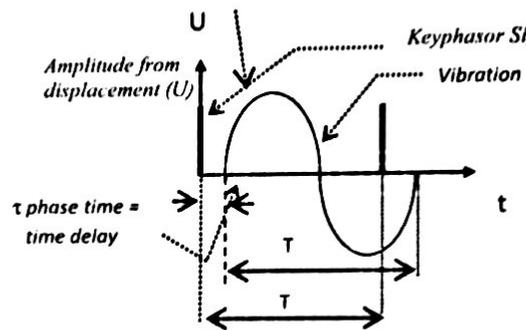


Gambar 2. Sinyal antara Spot light dan Gaya tak seimbang

$T = \text{Time period}$

$$T = \frac{2 \cdot \pi}{\omega} = \frac{2 \cdot \pi}{2 \cdot \pi \cdot n} = \frac{60}{n} \text{ [sec]} \dots \dots \dots (2.12)$$

Dari pembacaan sinyal pada Spot light signal kita dapatkan grafik sebagai berikut:



Gambar 3. Signal pick up antara Spot light signal dan Unbalance Force

Dimana:

KP = Spot light Signal

UB = Gaya sentrifugal/Unbalance Force (Fc) Signal

$\alpha_{ub}$  = Posisi Angular dari massa tak seimbang dari Spot light seperti dijelaskan pada persamaan (2.11) yang dapat ditentukan dari Gambar sinyal (Signal Plot)

Sudut Phase  $\phi$  adalah posisi angular antara massa tak seimbang dengan Spot light yang besarnya berbeda-beda terhadap kecepatan putar  $n$  dan waktu phase :  $\tau$  [sec]

Dari persamaan 2.7 kita peroleh :

$$\phi = \alpha_{ub} - \theta \dots \dots \dots (2.13)$$

Dari grafik, kita ketahui bahwa:

$$\alpha_{ub} = \omega \cdot \tau \dots \dots \dots (2.14)$$

Dimana:

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} \dots \dots \dots (2.15)$$

substitusi persamaan (2.11), (2.14) dan (2.15) :

$$\varphi + \theta = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} \cdot \tau \dots \dots \dots (2.16)$$

$$\varphi = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} \cdot \tau - \theta$$

$$\varphi = \frac{\pi \cdot n}{60} \cdot \tau - \theta \text{ [Rad]} \dots \dots \dots (2.17a)$$

atau

$$\varphi = \frac{\pi \cdot n}{30} \cdot \tau \cdot 57,3^\circ - \theta^\circ \text{ [Deg]}$$

$$\varphi = 6 \cdot n \cdot \tau - \theta^\circ \text{ [}^\circ\text{]} \dots \dots \dots (2.17b)$$

$\tau$  = *phase log time* antara *spot light* dari massa tak seimbang

$$\tau = \frac{\theta \cdot (\varphi + \theta)}{2 \cdot \pi \cdot n} \dots \dots \dots (2.18)$$

Posisi tersebut menunjukkan ketidak seimbangan terdapat setelah *spot light* pada sudut  $\varphi$ .

Jika *Spot light* sama dengan penanda Getaran maka:  $\theta = 0$ , sehingga:

$$\varphi = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} \cdot \tau \text{ [rad]} \dots \dots \dots (2.19)$$

$$\varphi = 6 \cdot n \cdot \tau \text{ [}^\circ\text{]} \dots \dots \dots (2.20)$$

### Posisi Axial

Merupakan posisi massa tak seimbang yang dapat ditentukan dari takik pada *bearing* dalam arah axial.

#### Jarak *Bearing*

$$l = l_{AB} = a + b \dots \dots \dots (2.21)$$

a: Posisi massa tak seimbang dari *bearing* A.

b: Posisi massa tak seimbang dari *bearing* B.

Untuk mengetahui titik berat dalam arah axial dapat kita bagi menjadi 3:

1. *Tak seimbang Statis.*
2. *Tak seimbang Dynamis.*
3. *Tak seimbang Static + Dynamis*

*Bearing distance* dari persamaan (2.21)  $l = a + b$  telah didapat, tetapi a ; b ; e

(eccentricitas) dan posisi angular  $\phi$  belum diketahui.

*Tak seimbang Statis:*

Kita asumsikan bahwa total gaya berat  $W_t$  dan gaya sentrifugal  $F_c$  dalam tempat yang sama saat kondisi statis  $n = 0$ , *transducer* akan menunjukkan:

Gaya berat pada *bearing* A =  $W_{tA}$

Gaya berat pada *bearing* B =  $W_{tB}$

Berat Total ( $W_t$ ):

$$W_t = W_{tA} + W_{tB} \text{ [kgf]} \dots \dots \dots (2.22)$$

Dari teori keseimbangan statis kita dapatkan jarak ketidakeimbangan dalam arah axial:

$$a_s = \frac{W_{tB}}{W_t} \cdot l \text{ [cm]} \dots \dots \dots (2.23)$$

$$b_s = l - a_s \quad \text{or} \quad b_s = \frac{W_{tA}}{W_t} \cdot l \text{ [cm]} \dots \dots \dots (2.24)$$

*Ketidakeimbangan Dinamis :*

Ketika kita asumsikan pada kondisi dinamis:  $n \neq 0$ ; *Transducer* akan menunjukkan data sebagai berikut:

Gaya pada *bearing* A

$$F_A = W_{tA} + F_{cA} \dots \dots \dots (2.25)$$

Gaya pada *bearing* B

$$F_B = W_{tB} + F_{cB} \dots \dots \dots (2.26)$$

Substitusi persamaan (2.7) dengan (2.25) dan (2.26) akan menjadi Gaya Total ( $F_t$ ):

$$F_t = W_{tA} + W_{tB} + F_{cA} + F_{cB} \dots \dots \dots (2.27)$$

Dari persamaan (2.6) dan persamaan (2.22)

$$F_c = F_{cA} + F_{cB} \dots \dots \dots (2.28)$$

Jadi jarak total massa tidak seimbang dalam arah axial : (Static + Dynamic)

$$a_d = \frac{F_B}{F_t} \cdot l \text{ [cm]} \dots \dots \dots (2.29)$$

$$b_d = l - a_d \quad \text{or} \quad b_d = \frac{F_A}{F_t} \cdot l \text{ [cm]} \dots \dots \dots (2.30)$$

$a$  (statis)  $\neq$   $a$  (dinamis) akan terjadi jika titik berat dari poros tidak sama dengan titik berat rotor.

Catatan :

1. Jika :  $a(\text{statis}) = a(\text{dinamis})$  kondisi itu terjadi jika murni tak seimbang statis.
2. Jika :  $a(\text{statis}) \neq a(\text{dinamis})$  dan jika tak seimbang statis dihilangkan, maka ini berarti tak seimbang dinamis.
3. Jika :  $a(\text{statis}) \neq a(\text{dinamis})$  dan jika tak seimbang statis diperhitungkan maka ini berarti tak seimbang statis-dinamis.

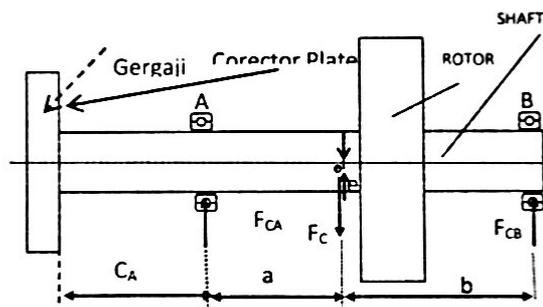
### Posisi Radial

Posisi Radial dapat disesuaikan kondisinya sesuai dengan kondisi yang kita inginkan. Jarak antara pusat lingkaran poros dan posisi seimbang dalam arah radial adalah jari-jari gaya sentrifugal. Hal ini menimbulkan dampak pada besarnya massa penyeimbang. Semakin besar jari-jari maka semakin kecil massa penyeimbang dan begitu pula sebaliknya.

## METODOLOGI

### Menerapkan gaya pada piringan koreksi (Corrector Plate) : CP.

Dalam kasus ini yang berfungsi sebagai piringan koreksi adalah piringan gergaji belah.



Gambar 4. Gaya pada Poros Rotor

Dari teori Penyeimbangan  $\sum F_y = 0$ , maka  
 $F_{CA} + F_{CB} = F_C = F_{CP} \dots \dots \dots (2.31)$

$\sum$  Momen pada bearing B = 0 maka rumusan yang kita peroleh;  
 $F_{CA}(a+b) - F_{CE}(a+b+c_A) = 0 \dots \dots \dots (2.32)$

substitusi kedua persamaan:

$$F_e = \left[ \frac{b}{(a+b+c_A)} \right] \cdot F_C = X \cdot F_C \dots \dots \dots (2.33)$$

Di sini :  $X = \left[ \frac{b}{\{a+b+c_A\}} \right] \dots \dots (2.34)$

Pada kondisi diam/statis, massa tidak seimbang pada CP dapat dilihat sbb:

$$W_{CP} = X \cdot W_T \dots \dots \dots (2.35)$$

Kondisi ini menimbulkan gaya sentrifugal pada CP. Jadi kita dapatkan rumus :

$$F_e = \frac{W_e}{g} \cdot e_e \cdot \left( \frac{2\pi n}{60} \right)^2 \dots \dots \dots (2.36)$$

**Reaksi Gaya pada Bearing**

Dari teori keseimbangan statis, karena gaya sentrifugal, Kita dapat kalkulasi gaya yang terjadi pada bearing A (Fca) dan pada bearing B (Fcb), yang dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$F_a \cdot (a + b) - F_c \cdot b = 0$$

$$F_a = F_c \cdot \frac{b}{a + b} \dots \dots \dots (2.37)$$

Dengan proses yang sama, maka kita peroleh:

$$F_b = F_c \cdot \frac{a}{a + b} \dots \dots \dots (2.38)$$

**Menghitung kekakuan bearing pada mesin**

Untuk dapat mengetahui harga konstanta pegas, kita gunakan kalibrator. Atau dapat pula dengan mudah kita menanyakan pada vendor penyuplainya. Bila kita ingin menghitung dengan kalibrato maka dari piringan kalibrasi dan poros kalibrasi dengan berat Wc dan eccentricitas e<sub>cal</sub> yang tetap, kita dapatkan gaya sentrifugal pada alat kalibrasi ini:

$$F_{cal} = \frac{W_{cal}}{g} \cdot e_{cal} \cdot \left( \frac{2\pi n}{60} \right)^2 \dots \dots \dots (2.39)$$

Dengan menggunakan tranduser getaran pada bearing A dan bearing B, kita akan mendapatkan amplitudo pada bearing A (U<sub>A</sub>) dan amplitudo pada bearing B (U<sub>B</sub>) dari alat pengolah data ( mengubah perpindahan secara mekanis pada tranduser, kemudian dikonversikan kedalam bentuk arus listrik yang kemudian oleh alat ADC (*analog to digital converter*) arus tersebut diubah ke dalam bentuk digital sehingga terbaca pada layar monitor). Jika kekakuan bearing A dan B dilambangkan K<sub>A</sub> [kgf/cm] and K<sub>B</sub> [kgf/cm] dimana K<sub>A</sub> ≠ K<sub>B</sub> = konstanta maka reaksi gaya pada A dan B dapat dirumuskan menjadi:

$$F_a = K_A \cdot U_A \dots \dots \dots (2.40)$$

$$F_b = K_B \cdot U_B \dots \dots \dots (2.41)$$

$$K_A = \frac{b \cdot \left( \frac{W_{cal}}{g} \cdot e_{cal} \cdot \left( \frac{2\pi n}{60} \right)^2 \right)}{(a+b) \cdot U_{a0}} \dots \dots (2.42)$$

$$K_B = \frac{a \cdot \left( \frac{W_{cal}}{g} \cdot e_{cal} \cdot \left( \frac{2\pi n}{60} \right)^2 \right)}{(a+b) \cdot U_{b0}} \dots \dots (2.43)$$

**Jarak Ketidak seimbangan pada piringan koreksi ( Corrector Plate)**

Jarak radial merupakan jarak dari pusat putaran ke pusat konsentrasi massa yang terletak pada piringan koreksi (*corrector plate*). Dari persamaan sebelumnya, jarak tak seimbang pada piringan koreksi dirumuskan menjadi:

$$e_{cp} = \frac{F_{cp} \cdot g}{W_e \left( \frac{2\pi n}{60} \right)^2} \dots\dots\dots (2.44)$$

**Proses Penyeimbangan**

**Putaran Mesin Penyeimbangan**

Putaran mesin penyeimbangan ( $n_B$ ) dibatasi oleh daya motor ( $P_{Balancing Machine}$ ) karena daya untuk memutar rotor tidak dapat melebihi daya motor.

$$(P_{Balancing Machine}) > W_T \cdot n^2 \dots\dots\dots (2.45)$$

$$n_B < \sqrt{\frac{P_{Balancing Machine}}{W_T}}$$

**Massa Penyeimbang**

Dalam metode massa penyeimbang, kita meletakkan massa pada piringan koreksi yang dapat memperkecil gaya sentrifugal awal.

$$F_{hm} = \frac{W_{hm}}{g} R_u \left( \frac{2\pi n_b}{60} \right)^2 \dots\dots\dots (2.50)$$

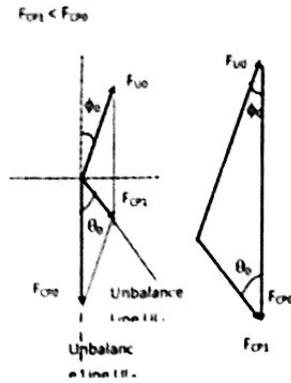
$$W_{hm} = \left( \frac{W_{cp}}{R_u} \right) e_{cp} \dots\dots\dots (2.51)$$

$$F_{cp} = \frac{W'_{cp}}{g} e_p \left( \frac{2\pi n_b}{60} \right)^2 \dots\dots\dots (2.52)$$

**HASIL DAN PEMBAHASAN**

Secara ideal proses ini hanya dilakukan sekali saja, akan tetapi dalam prakteknya hal itu sangat sulit sekali akibat adanya *error* ( $\phi$ ), jadi kita melakukannya lebih dari satu kali ( $n$  proses). Karena adanya sudut *error*, penambahan massa awal pada piringan koreksi memberikan gaya sentrifugal  $F_{U0}$ .

Sekarang pada piringan koreksi terdapat dua gaya  $F_{U0}$  dan  $F_{cp0}$  yang akan memberikan resultan gaya  $F_{cp1}$  yang lebih kecil daripada  $F_{cp0}$ . Kita mengetahui kondisi ini dari respon amplitudo sinyal  $U_{new}$  yang ditunjukkan oleh transduser getaran yang lebih kecil atau lebih halus. Menggunakan teorema cosinus, resultan gaya  $F_{cp1}$  dapat diketahui.



Gambar 5. Resultan gaya setelah dilakukan proses penyeimbangan

Proses selanjutnya tidak boleh tumpang tindih dengan proses sebelumnya, karena akan menimbulkan perhitungan yang tidak tepat. Posisi penempatan massa penyeimbang  $i+1$  menggunakan perumusan sbb:

$$\Delta\phi_i = \frac{D_m}{R_{U_i}} \dots \dots \dots (2.53)$$

$$\phi_{i+1} = \phi_i + \Delta\phi_i \dots \dots \dots (2.54)$$

$$e_{CP1} = \frac{F_{CP1} \cdot g}{W_{P1} \cdot \left(\frac{2\pi \cdot n}{60}\right)^2} \dots \dots \dots (2.55)$$

Untuk sekedar mengingatkan bahwa  $R_{U_i}$  telah diketahui karena merupakan jarak dari pusat poros ke alat pemasang massa dan begitu selanjutnya untuk  $R_{U_{i+1}}$ .

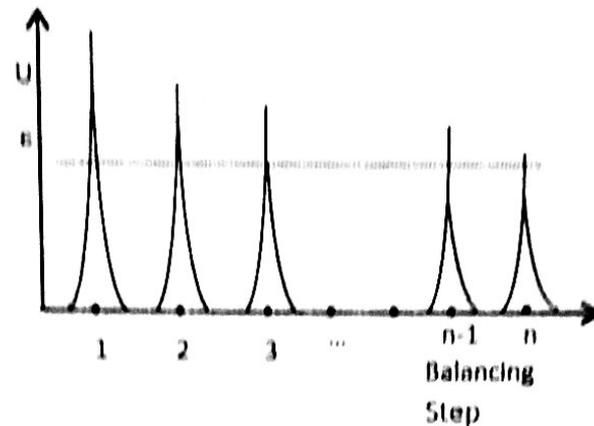
Proses penambahan massa berlangsung hingga  $e_{CPnew} = 0$ ,  $e_{CPnew}$  aktual  $\neq 0$ .

Proses penambahan massa pada piringan koreksi dapat ditunjukkan dengan tabel 1.

Tabel 1. Amplitudo {Dimana  $\epsilon$  adalah amplitudo maksimum yang kita inginkan (merujuk pada tabel standar keamanan getaran pada mesin)}.

Langkah ke-	WCP	eCP	RUMAR	$\phi$	FCP	U	Kriteria
1	WCP0	eCP0	RUMAR0	$\phi_0$	FCP1	U1	$U1 > \epsilon$
2	WCP1	eCP1	RUMAR1	$\phi_1$	FCP2	U2	$U1 > \epsilon$
3	WCP2	eCP2	RUMAR2	$\phi_2$	FCP3	U3	$U3 > \epsilon$
...	...	...	...	...	...	...	...
n-1	WCPn-2	ECPn-2	RUMARn-2	$\phi_{n-2}$	FCPn-1	Un-1	$Un-1 > \epsilon$
N	WCPn-1	ECPn-1	RUMARn-1	$\phi_{n-1}$	FCPn	Un	$Un < \epsilon$

Dampak dari perubahan amplitudo dapat ditunjukkan diagram dibawah ini :



Gambar 6. Efek Amplitudo pada setiap proses penyeimbangan

Kita memerlukan beberapakali proses secara berulang dan setiap kali pengulangan proses akan menimbulkan kondisi keseimbangan yang semakin baik hingga hasil yang kita inginkan.

**Jarak tak selimbang pada *Bearing***

Eksentrisitas pada piringan koreksi setelah proses penyeimbangan.

Dari persamaan (2.37) kita dapatkan :

$$F_C = \frac{F_{ce} \cdot (a + b)}{b} \text{ [N]} \dots \dots \dots (2.59)$$

Substitusi persamaan (2.40) dan (2.59) diperoleh perumusan :

$$F_C = \frac{K_A \cdot U_A \cdot (a + b)}{b} \text{ [N]} \dots \dots \dots (2.60)$$

Substitusi persamaan (2.33) dan (2.60) kita peroleh:

$$F_{CP} = \frac{X \cdot K_A \cdot U_A \cdot (a + b)}{b} \text{ [N]} \dots \dots \dots (2.61)$$

Dari persamaan (2.61)  $K_A$  diperoleh :

$$K_A = \frac{F_{CP} \cdot b}{X \cdot U_A \cdot (a + b)} \text{ [N/mm]} \dots \dots \dots (2.62)$$

Substitusi persamaan (2.36) dan (2.62)

$$K_A = \frac{\left\{ \frac{W_{CP}}{g} \cdot e_{CP} \cdot \left( \frac{2\pi \cdot n}{60} \right)^2 \right\} \cdot b}{X \cdot U_A \cdot (a+b)} \quad [\text{N/mm}] \quad (2.63)$$

Setelah proses penyeimbangan, eksentrisitas pada piringan koreksi akan berubah, dimana harga  $K_A$  dan  $K_B$  tetap:

$$\frac{\left\{ \frac{W_{CPold}}{g} \cdot e_{CPold} \cdot \left( \frac{2\pi \cdot n}{60} \right)^2 \right\} \cdot b}{X \cdot U_{Aold} \cdot (a+b)} = \frac{\left\{ \frac{W_{CPnew}}{g} \cdot e_{CPnew} \cdot \left( \frac{2\pi \cdot n}{60} \right)^2 \right\} \cdot b}{X \cdot U_{Anew} \cdot (a+b)}$$

$$\frac{W_{CPold} \cdot e_{CPold}}{U_{Aold}} = \frac{W_{CPnew} \cdot e_{CPnew}}{U_{Anew}}$$

Kita peroleh :

$$e_{CPnew} = \left( \frac{W_{CPold} \cdot U_{Anew}}{W_{CPnew} \cdot U_{Aold}} \right) \cdot e_{CPold} \quad [\text{mm}] \quad (2.64)$$

Eksentrisitas pada *bearing* setelah proses. kita dapat eksentrisitas pada *bearing* A,  $e_A$  :

$$\left\{ \frac{W_A}{g} \cdot e_A \cdot \left( \frac{2\pi \cdot n_B}{60} \right)^2 \right\} = K_A \cdot U_A \quad (2.65a)$$

$$K_A = \frac{\left\{ \frac{W_{TA}}{g} \cdot e_A \cdot \left( \frac{2\pi \cdot n_B}{60} \right)^2 \right\}}{U_A} \quad [\text{N/mm}] \quad (2.65b)$$

$$\frac{\left\{ \frac{W_{TAold}}{g} \cdot e_{Aold} \cdot \left( \frac{2\pi \cdot n_B}{60} \right)^2 \right\}}{U_{Aold}} = \frac{\left\{ \frac{W_{TAnew}}{g} \cdot e_{Anew} \cdot \left( \frac{2\pi \cdot n_B}{60} \right)^2 \right\}}{U_{Anew}}$$

Lalu kita peroleh :

$$e_{Anew} = \left( \frac{W_{TAold} \cdot U_{Anew}}{W_{TAnew} \cdot U_{Aold}} \right) \cdot e_{Aold} \quad [\text{mm}] \quad (2.66)$$

Dengan cara yang sama dapat diperoleh :

$$e_{Bnew} = \left( \frac{W_{TBold} \cdot U_{Bnew}}{W_{TBnew} \cdot U_{Bold}} \right) \cdot e_{Bold} \quad [\text{mm}] \quad (2.67)$$

## KESIMPULAN DAN SARAN

### Kesimpulan

Dari penelitian ini dapat disimpulkan bahwa teknologi penyeimbangan dalam perhitungan diatas dilakukan secara otomatis. Pada prakteknya proses penyeimbangan pada eksperimen ini dilakukan dengan menambahkan massa penyeimbang untuk melawan gaya sentrifugal awal pada poros rotor.

Proses penyeimbangan ini dilakukan secara iterasi dengan mengurangi kesalahan yang terjadi setelah beberapa kali proses secara otomatis (*n* looping). Variabel awal untuk proses ini yang harus diketahui adalah besar massa tidak seimbang pada piringan koreksi, massa tidak seimbang, massa penyeimbang, posisi radial, sudut  $\varphi$  (sudut antara *spot light pick up* dan massa tak seimbang) memakai *spot light* dan *vibration pick up*,  $R_{\varphi}$  and posisi  $\varphi$  selanjutnya. Dengan informasi ini pekerjaan dapat dilanjutkan dengan BM proses. Pada setiap proses akan dihasilkan sinyal getaran atau amplitudo pada transducer getaran dengan kriteria keamanan keseimbangan dari grafik seperti yang kita inginkan  $U_{UB} \leq \varepsilon$  dimana  $\varepsilon$  adalah amplitudo ketidak seimbangan yang akurat.

#### Saran

1. Perlu ditingkatkan konstruksi mesin penyeimbang ini
2. Perlu dibuat alat pengontrol untuk mesin ini.
3. Konsep fisik untuk mesin ini dengan metode massa penyeimbang perlu dikembangkan pula pada kopling
4. Eksperimen dengan asumsi poros rotor fleksibel

#### DAFTAR PUSTAKA

1. Barkov, A., Barkova, M., Shablinsky, A., 1994, "Rotor Balancing For Multi Conditions Machines, "Proceeding of the transport and noise conference., ed. Kovinskaya S., Saint Petersburg, Russia, Oktober 4-6, 53-56
2. Barkova, M., Shablinsky, A., "Diagnostics Of Rotating Machines Prior To Balancing, "VibroAcoustical System and Technology, Inc.
3. Buscarello, R.T., 1994, "Practical Solutions To Machinery and Maintenance Vibration Problems," Revised edition, Update International, Inc. Colorado USA.
4. Hadi, M.M., 1997, "Theory & Practice Balancing Machine & Total Alignment," Program Kerja Sama ARCO-PPT MIGAS - Jurusan Teknik Mesin FTI. ITS, Jakarta
5. Ling, J., Cao, Y., 1996, "Improving Traditional Balancing Methods for High-Speed Rotor," (Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, January 1996, Vol 118/95).
6. Rao, J.S., 1983, "Rotor Dynamics," (John Wiley & Sons, New York, 1983)
7. Rao, .S.S., 1995, "Mechanical Vibrations," (Third Edition, Addison-Wesley Publishing Company, Inc. USA,
8. Shablinsky A.G., "Machine Balancing in Field Condition," VibroAcoustical System and Technology, Inc. (VAST), 22, Rosenshteine, St. Petersburg, 198095, Russia
9. Turpin, A., Sharan, A.M., 1994, "Balancing of Rotor Supported on *Bearing* Having Nonlinear Stiffness Characteristics," (journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Juli 1994, Vol 116/719).