

PENGEMBANGAN METODE PENYEIMBANGAN LANGSUNG TANPA MENGGUNAKAN MASSA COBA

Oleh:

Ishak S. Iskandar, Zainal Abidin, Komang Bagiasna
Lab. Dinamika, PAU-Ilmu Rekayasa, ITB

Abstract

This paper deals with the development of direct balancing method that uses no trial mass. This activity is the continuation work of the previous research on semi automation of balancing machine that has been performed at the Dynamics Laboratory IUC-ES ITB. This method has been developed by using Frequency Response Function (FRF) data of a balancing machine as a function of frequency and rotors masses that will be balanced. These FRF data are used as a conversion factor of voltage, which is the output of velocity transducer, to unbalance force. Using this method, the balancing process can be performed faster and more accurately than that of conventional balancing methods.

Ringkasan

Dalam makalah ini dikemukakan hasil penelitian tentang pengembangan metode penyeimbangan langsung yang tidak memerlukan massa coba (trial mass). Kegiatan ini merupakan kelanjutan dari penelitian mengenai semi otomasi mesin penyeimbang yang telah dilakukan di Laboratorium Dinamika PAU-IR ITB. Adapun pengembangan metode penyeimbangan langsung tersebut dilakukan dengan memanfaatkan data hasil pengujian Fungsi Respon Frekuensi (FRF) total dari mesin penyeimbang sebagai fungsi dari frekuensi dan massa rotor yang akan diseimbangkan. Kemudian data FRF total tersebut dimanfaatkan sebagai faktor untuk konversi dari tegangan listrik keluaran sensor getaran menjadi gaya tak seimbang. Dengan metode ini diharapkan proses penyeimbangan dapat dilakukan lebih cepat dan teliti dibandingkan dengan metode penyeimbangan konvensional.

Keywords : Direct Balancing Method, Balancing Machine

Simbol	Keterangan	Satuan
c	koefisien redaman viskos	N/m/s
e	jarak radial dari pusat putaran ke massa tak seimbang	m
K	kekakuan struktur pedestal	N/m
k	kekakuan pegas	N/m
M	massa total sistem getar	kg
m	massa tak seimbang	kg
m_r	massa rotor	kg
V	amplitudo kecepatan pada kondisi tunak	m/s
X	amplitudo simpangan pada kondisi tunak	m
x	simpangan sistem getar	m
ϕ	sudut fasa antara gaya eksitasi dan simpangan	rad
ω	kecepatan putar rotor	rad/s
ω_n	frekuensi pribadi	rad/s
ζ	nisbah redaman	---

1. PENDAHULUAN

Pengembangan metode penyeimbangan langsung yang akan dikemukakan dalam makalah ini merupakan kelanjutan dari penelitian mengenai semi otomasi mesin penyeimbang yang telah dilakukan Abidin, et al. [1]. Dalam penelitian tersebut, proses otomasi hanya terbatas pada pengaturan kecepatan putar benda kerja dan

perhitungan amplitudo serta sudut fasa sinyal getaran. Dengan demikian, walaupun penelitian tersebut dapat mengurangi biaya, menghemat waktu dan peralatan yang dibutuhkan untuk proses penyeimbangan, namun proses penyeimbangannya sendiri belum diotomasi. Akibatnya waktu yang diperlukan untuk memberhentikan motor, memasang massa coba, memutar motor kembali dan mengambil data akan sangat banyak.

Dalam penelitian ini akan dikembangkan metode penyeimbangan langsung tanpa memerlukan massa coba. Penelitian ini akan memanfaatkan hasil yang telah diperoleh dari penelitian sebelumnya [1]. Selanjutnya, hasil dari penelitian ini akan diintegrasikan menjadi suatu perangkat lunak yang diharapkan mampu mengurangi waktu penyeimbangan sebesar mungkin. Disamping itu, teknik ini akan memungkinkan metode penyeimbangan suaian kurva lacakan orde [2] untuk diterapkan dengan mudah.

Jika dibandingkan dengan metode penyeimbangan konvensional, metode penyeimbangan langsung memiliki keunggulan-keunggulan, di antaranya adalah:

1. Mudah diotomasi dan diintegrasikan dengan pengaturan motor.
2. Cepat. Bila dilihat dari prosedurnya, kira-kira hanya diperlukan sepertiga dari prosedur yang digunakan untuk penyeimbangan statik dengan metode tiga massa coba. Karena itu, diperkirakan waktu yang dibutuhkannya juga lebih singkat daripada waktu untuk penyeimbangan dengan metode tiga massa coba. Perbedaan ini makin mencolok pada kasus penyeimbangan dinamik.
3. Dapat dipakai untuk berbagai putaran, sehingga mudah diterapkan pada penyeimbangan dengan metode suaian kurva lacakan orde.
4. Lebih teliti, terutama bila kalibrasi dilakukan secara seksama.

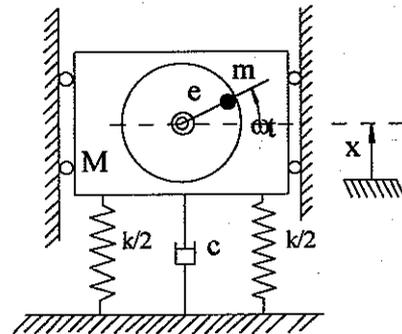
Metode penyeimbangan langsung merupakan metode yang dikembangkan dengan memanfaatkan data hasil pengujian FRF mesin penyeimbang sebagai fungsi dari frekuensi dan massa rotor yang akan diseimbangkan serta data sensitivitas vibrometer. Data FRF dari mesin penyeimbang akan diwakili dengan notasi $H_1(j\omega, m_r)$, sedangkan data sensitivitas vibrometer diwakili dengan notasi $H_2(j\omega)$. Data sensitivitas vibrometer diperoleh dengan cara mengkalibrasi vibrometer tersebut terhadap sensor akselerometer kalibrator.

Dari kedua data tersebut selanjutnya dapat dibentuk suatu fungsi transfer total $H_1(j\omega, m_r) \cdot H_2(j\omega)$ dari sistem mesin penyeimbang. Fungsi transfer total ini merupakan faktor konversi yang menghubungkan besaran tegangan listrik (mV) keluaran dari vibrometer menjadi gaya tak seimbang (N) yang terjadi pada rotor.

Dalam penelitian ini, proses pencuplikan sinyal dari sensor dilakukan dengan menggunakan kartu akuisisi data DAQPad-1200 [3,4,5]. Agar alat ini dapat digunakan dalam proses penyeimbangan, perlu dibuat dahulu suatu perangkat lunak yang mampu memanfaatkan data pengujian FRF dan sensitivitas vibrometer. Di samping itu, perangkat lunak tersebut juga diperlukan untuk menentukan besar dan posisi dari massa tak seimbang.

2. MODEL GETARAN AKIBAT ADANYA MASSA TAK SEIMBANG YANG BERPUTAR

Sistem getaran satu derajat kebebasan yang dieksitasi oleh adanya massa tak seimbang yang berputar dapat dimodelkan dengan massa, pegas dan peredam seperti yang ditunjukkan pada Gambar 1 berikut.



Gambar 1. Model getaran akibat adanya massa tak seimbang.

Dalam Gambar 1 terlihat bahwa x merupakan simpangan dari massa tak berputar ($M-m$) dari posisi statiknya. Dengan merujuk pada gambar tersebut, dapat diturunkan persamaan gerak sistem sebagai berikut.

$$M\ddot{x} + c\dot{x} + kx = (me\omega^2) \sin \omega t \quad (1)$$

Solusi keadaan tunak dari Persamaan (1) adalah :

$$x = X \cdot \sin(\omega t - \phi) \quad (2)$$

dengan

$$X = \frac{me\omega^2}{\sqrt{(k - M\omega^2)^2 + (c\omega)^2}} \quad (3)$$

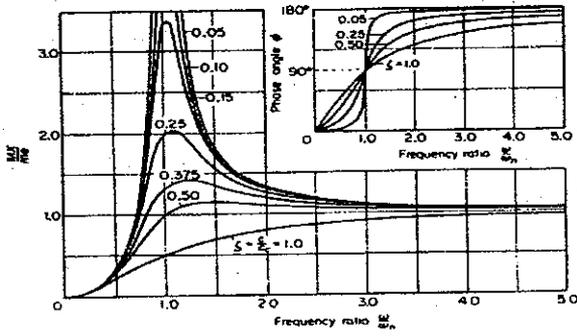
$$\phi = \tan^{-1} \frac{c\omega}{k - M\omega^2} \quad (4)$$

Selanjutnya, Persamaan (3) dan (4) dapat diubah menjadi bentuk tak berdimensi sebagai berikut:

$$\frac{MX_0}{me} = \frac{\left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2\right]^2 + \left[2\zeta \frac{\omega}{\omega_n}\right]^2}} \quad (5)$$

$$\phi = \tan^{-1} \left(\frac{2\zeta \frac{\omega}{\omega_n}}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2} \right) \quad (6)$$

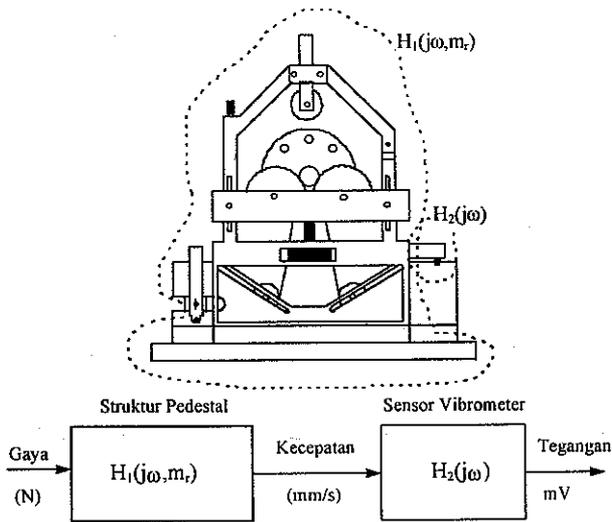
Persamaan (5) dan (6) dapat disajikan dalam bentuk grafik seperti terlihat pada Gambar 2 berikut.



Gambar 2. Amplitudo dan sudut fasa getaran akibat kondisi tak seimbang [6].

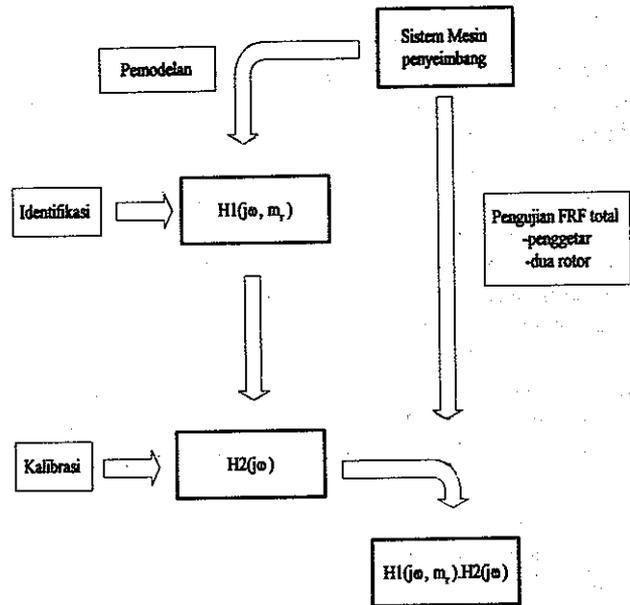
3. PEMODELAN DAN PENGUJIAN DINAMIK MESIN PENYEIMBANG

Dalam pengembangan metode penyeimbangan langsung ini, harga *mobility* struktur mesin penyeimbang dan sensitivitas *vibrometer* merupakan faktor-faktor yang mempengaruhi besar hasil pengukuran amplitudo getaran. Untuk memperoleh harga faktor-faktor ini diperlukan suatu model dinamik mesin penyeimbang yang komponen utamanya terdiri dari pedestal dan sensor *vibrometer*. Model dinamik mesin penyeimbang ditunjukkan pada Gambar 3 berikut.



Gambar 3. Model dinamik dan diagram blok dari mesin penyeimbang [7].

Diagram blok yang ditunjukkan pada bagian bawah dari Gambar 3 memperlihatkan fungsi $H_1(j\omega, m_r)$ dan $H_2(j\omega)$ yang masing-masing mewakili FRF dari struktur pedestal dan vibrometer. FRF $H_1(j\omega, m_r)$ besarnya belum diketahui dan perlu dicari. Jika fungsi ini berhasil diketahui maka $H_1(j\omega, m_r) \cdot H_2(j\omega)$ dapat diperoleh. $H_1(j\omega, m_r) \cdot H_2(j\omega)$ merupakan fungsi kompleks yang mengubah gaya tak seimbang (N) menjadi tegangan listrik keluaran dari vibrometer (mV). Fungsi ini dapat dicari dengan dua cara seperti yang diperlihatkan dalam Gambar 4 berikut.



Gambar 4. Alternatif cara mencari $H_1(j\omega, m_r) \cdot H_2(j\omega)$.

Cara pertama dilakukan dengan memodelkan FRF dari struktur pedestal $H_1(j\omega, m_r)$ dan mengalikannya dengan sensitivitas sensor $H_2(j\omega)$ hasil kalibrasi. Cara kedua dilakukan langsung dengan pengujian FRF total.

Untuk melakukan pemodelan maka mula-mula perlu dicari persamaan untuk FRF dari struktur pedestal. Salah satu FRF dari struktur pedestal adalah *mobility* yang dapat ditulis sebagai:

$$|H_1(j\omega, m_r)| = \frac{\text{Kecepatan}}{\text{Gaya}} = \frac{V}{m\omega^2} \quad (7)$$

Jadi dengan mensubstitusikan Persamaan (3) ke dalam Persamaan (7) akan diperoleh hubungan berikut:

$$|H_1(j\omega, m_r)| = \frac{\omega}{\sqrt{(K - (M + m_r) \cdot \omega^2)^2 + (c\omega)^2}} \quad (8)$$

Persamaan (7) akan digunakan sebagai dasar untuk pemodelan dinamik struktur pedestal. Parameter-parameter yang belum diketahui dalam pemodelan dinamik tersebut adalah kekakuan struktur (K), massa efektif struktur (M), massa efektif rotor (m_r) dan koefisien redaman struktur pedestal (c). Pertama kali akan dilakukan penyederhanaan dalam pemodelan dinamik tersebut dengan cara mengabaikan pengaruh massa rotor ($m_r = 0$). Jadi, dalam pemodelan dinamik yang dilakukan berikut ini hanya akan dibahas tentang identifikasi harga K, M dan c dari struktur pedestal.

3.1 Persamaan Untuk Menentukan Harga c

Untuk menghitung harga c dari kurva $H_1(j\omega, 0)$, mula-mula perlu dicari harga ζ dengan cara berikut. Untuk itu, Persamaan (4) akan ditulis dalam bentuk:

$$\tan \phi = \frac{2\zeta r}{1 - r^2} \quad (9)$$

di mana:

$$r = \frac{\omega}{\omega_n} \quad (10)$$

Jadi, harga rasio redaman ζ dapat diperoleh jika sudut fasa pada frekuensi tertentu dapat diketahui. Karena itu, Persamaan (9) dapat ditulis kembali menjadi:

$$\zeta = \frac{1 - r^2}{2r} \tan \phi \quad (11)$$

Bila ζ berhasil diperoleh dari persamaan di atas, maka besar c dapat dihitung dengan persamaan berikut :

$$c = \zeta \sqrt{4 \cdot K \cdot M} \quad (12)$$

3.2 Persamaan Untuk Menentukan Harga K dan M

Harga kekakuan pedestal, K dapat dihitung dengan memanfaatkan harga puncak dari kurva $H_1(j\omega, 0)$. Adapun frekuensi pribadi sistem (ω_n) dapat dihitung berdasarkan harga frekuensi puncak (ω_p) dengan menggunakan persamaan berikut:

$$\omega_n = \frac{\omega_p}{\sqrt{1 - 2\zeta^2}} \quad (13)$$

Selanjutnya, kekakuan pedestal dapat diturunkan dengan menggunakan Persamaan (7). Hasilnya adalah sebagai berikut:

$$K = \frac{\omega_p}{\frac{V_p}{m e \omega_p^2} \cdot 2\zeta \sqrt{1 - \zeta^2}} \quad (14)$$

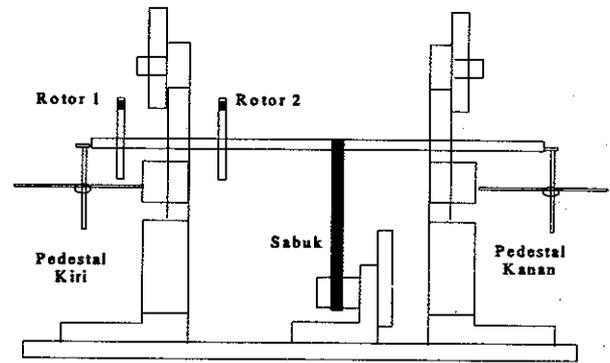
Jadi, massa efektif struktur pedestal (M) dapat dihitung dari hubungan berikut:

$$M = \frac{K}{\omega_n^2} \quad (15)$$

3.3 Identifikasi Parameter Struktur Pedestal

Persamaan (12), (14) dan (15) di atas siap digunakan untuk menghitung parameter-parameter Persamaan (8). Untuk keperluan identifikasi ini akan dilakukan pengujian dengan dua macam metode, yaitu pengujian dengan penggetar elektrodinamik dan pengujian dengan dua rotor.

Pada dasarnya pengujian dengan dua rotor tidak jauh berbeda dengan pengujian dengan penggetar, hanya saja pada pengujian dengan dua rotor gaya pengeksitasi dihasilkan oleh adanya massa tak seimbang yang berputar. Dalam pengujian ini, dua rotor dengan besar dan posisi massa tak seimbang yang sama dipasang simetri terhadap pedestal yang akan diuji. Skema pengujian dengan dua rotor dapat dilihat dalam Gambar 5 berikut ini.



Gambar 5. Skema pengujian dengan metode dua rotor.

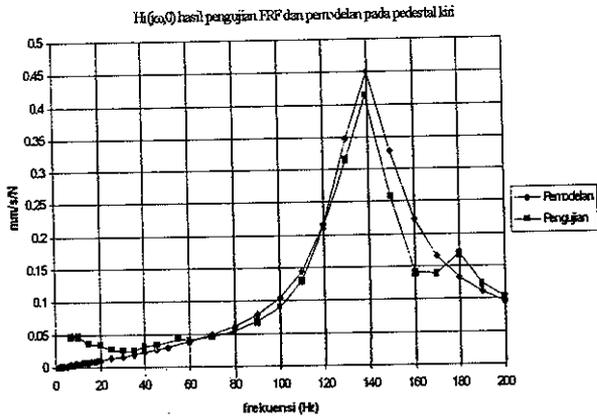
Adapun prosedur yang perlu dilakukan dalam pemodelan dinamik struktur pedestal adalah sebagai berikut :

- Lakukan pengujian FRF untuk menentukan harga $H_1(j\omega, 0)$ dengan penggetar elektrodinamik
- Hitung harga K , M dan c dengan menggunakan persamaan (12), (14) dan (15).
- Bandingkan kurva $H_1(j\omega, 0)$ dari hasil pemodelan dengan kurva $H_1(j\omega, 0)$ hasil pengujian FRF.
- Karena harga $H_2(j\omega)$ telah diketahui dari hasil kalibrasi sensor kecepatan, maka $H_1(j\omega, 0) \cdot H_2(j\omega)$ dapat dihitung. Dengan membandingkan hasil FRF total $H_1(j\omega, 0) \cdot H_2(j\omega)$ yang diperoleh dari pengujian dengan penggetar elektrodinamik dan pengujian dengan dua rotor dapat ditentukan apakah model yang diperoleh sudah cukup baik atau belum. Selain besar $H_1(j\omega, 0) \cdot H_2(j\omega)$, pergeseran sudut fasa yang terjadi juga dapat digunakan untuk memperkuat hasil pemodelan.

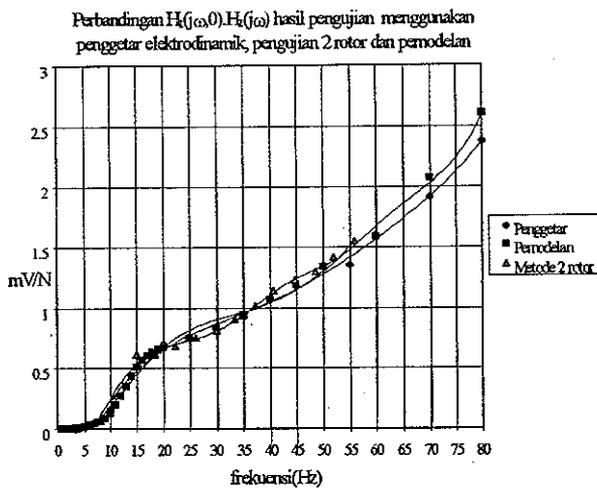
Sebagai ilustrasi, pemodelan dinamik pedestal kiri dilakukan dengan menggunakan hasil pengujian FRF dengan penggetar elektrodinamik pada pedestal kiri. Harga K , M dan c dapat dihitung, untuk harga $\zeta = 0,08$, $f_p = 139$ Hz dan $V_p/m e \omega_p^2 = 0,450$ diperoleh harga
 $K = 12.061.000$ N/m
 $M = 15,8$ kg
 $c = 2208,7$ N.s/m

Grafik FRF $H_1(j\omega, 0)$ hasil pengujian dengan penggetar elektrodinamik dan $H_1(j\omega, 0)$ hasil pemodelan disajikan dalam Gambar 6. Kemudian, harga FRF total dari pemodelan dihitung dan dibandingkan dengan FRF total hasil pengujian dengan dua rotor dan pengujian dengan penggetar elektrodinamik seperti yang diperlihatkan dalam Gambar 7. Dari hasil perbandingan antara model dengan kedua metode pengujian tersebut, terlihat bahwa harga $H_1(j\omega, 0) \cdot H_2(j\omega)$ yang diperoleh cukup baik.

Pada pemodelan di atas, pengaruh massa rotor yang tertumpu pada pedestal tidak diperhitungkan sedangkan pada kenyataannya harga $H_1(j\omega, m_r)$ dan $H_1(j\omega, m_r) \cdot H_2(j\omega)$ tidak hanya bergantung pada frekuensi saja tetapi juga bergantung pada massa yang tertumpu di atasnya.



Gambar 6. Perbandingan antara $H_1(j\omega, 0)$ hasil pengujian FRF dan hasil pemodelan.



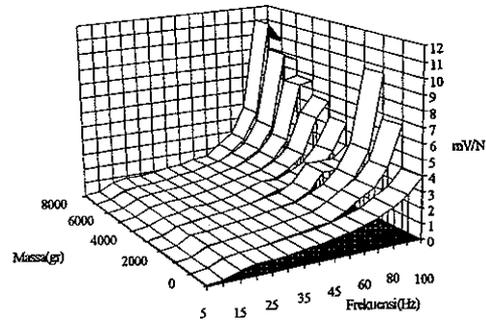
Gambar 7. Perbandingan antara $H_1(j\omega, 0).H_2(j\omega)$ hasil pemodelan dan pengujian.

Pemodelan $H_1(j\omega, m_r)$ dan $H_1(j\omega, m_r).H_2(j\omega)$ sebagai fungsi dari frekuensi (ω) dan massa rotor (m_r) cukup sulit dan membutuhkan waktu yang lama. Karena waktu yang tersedia terbatas sedangkan kebutuhan industri mendesak, maka akan dilakukan suatu cara lain yang lebih mudah. Cara ini dilakukan dengan pengujian FRF total. Penjelasan mengenai pengujian FRF total akan diuraikan pada bagian berikut ini.

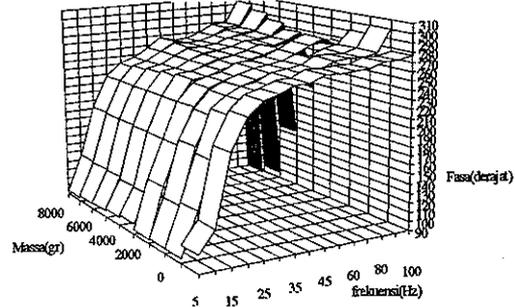
4. PENGUJIAN FRF TOTAL SECARA LANGSUNG

Pengujian FRF total merupakan cara untuk memperoleh harga $H_1(j\omega, m_r).H_2(j\omega)$ tanpa melalui proses pemodelan. Harga $H_1(j\omega, m_r).H_2(j\omega)$ yang diperoleh kemudian ditabelkan dan digunakan sebagai 'look up table'. Dengan menggunakan tabel ini maka hasil pengukuran dari sensor kecepatan (dalam mV) dapat langsung dikonversikan menjadi gaya tak seimbang (N). Contoh hasil pengujian FRF total baik *magnitude* maupun pergeseran sudut fasanya pada pedestal kiri mesin penyeimbang diperlihatkan pada Gambar 8.

Grafik *magnitude* $H_1(j\omega, m_r).H_2(j\omega)$ terhadap variasi massa pada pedestal kiri



Grafik fasa $H_1(j\omega, m_r).H_2(j\omega)$ terhadap variasi massa pada pedestal kiri



Gambar 8. Hasil pengujian FRF total pada pedestal kiri dengan penggetar elektrodinamik.

Dengan mengamati hasil pengujian ini pada rentang frekuensi yang tertentu, dapat ditunjukkan bahwa hasil tersebut tidak memenuhi Persamaan (8) yang telah diutarakan sebelumnya. Dalam Gambar 8 tampak bahwa pada frekuensi $\omega < \omega_n$ *magnitude* dari $H_1(j\omega, m_r).H_2(j\omega)$ tidak selalu naik sejalan dengan bertambahnya massa rotor yang tertumpu pada pedestal. Kondisi ini membuktikan bahwa pemodelan $H_1(j\omega, m_r)$ memang tidak mudah untuk dilakukan.

Gambar 8 di atas merupakan hasil yang diperoleh dengan melakukan pengujian FRF terhadap salah satu pedestal dengan menggunakan penggetar elektrodinamik. Prosedur pengujiannya adalah sebagai berikut:

1. Tempatkan penggetar elektrodinamik pada tempat dimana gaya pegeksitasinya mendekati posisi terjadinya gaya tak seimbang pada pedestal.
2. Jenis sinyal pegeksitasi yang digunakan dalam pengujian ini adalah sinyal *burst random*. Sementara itu, *load cell* dihubungkan dengan kanal 1 sedangkan sensor vibrometer dihubungkan dengan kanal 2.
3. Mula-mula pengujian dilakukan pada kedua pedestal tanpa massa pembeban dan selanjutnya dengan memasang beban seberat 1 kg, 2 kg, 3 kg, 4 kg, 5 kg, 6 kg, 7 kg dan 8 kg, dst. pada pedestal.
4. Harga sensitivitas (mV/N) dan pergeseran sudut fasa akibat struktur dan sensor kecepatan dapat diperoleh dari kurva FRF total.

Besar FRF $H_1(j\omega, m_r) \cdot H_2(j\omega)$ yang diperoleh selanjutnya diinterpolasi linear sesuai dengan harga massa dan frekuensi putar rotor. Harga inilah yang dibaca oleh perangkat lunak dan digunakan sebagai faktor konversi. Sedangkan data pergeseran sudut akan digunakan sebagai faktor koreksi pada setiap perhitungan fasa. Data pergeseran sudut fasa untuk masing-masing pedestal dapat didekati dengan suatu persamaan polinomial sebagai berikut:

Pedestal Kiri

untuk frekuensi (f) \leq 20 Hz

$$0,001777333.f^4 - 0,10030667.f^3 + 1,98496667.f^2 - 6,7153333.f + 90$$

untuk $f \geq$ 20 Hz

$$-0,0000251731.f^4 + 0,00478097.f^3 - 0,34003406.f^2 + 11,424711.f + 104,995$$

Pedestal Kanan (FRF total serupa dengan Gambar 8)

untuk $f \leq$ 20 Hz

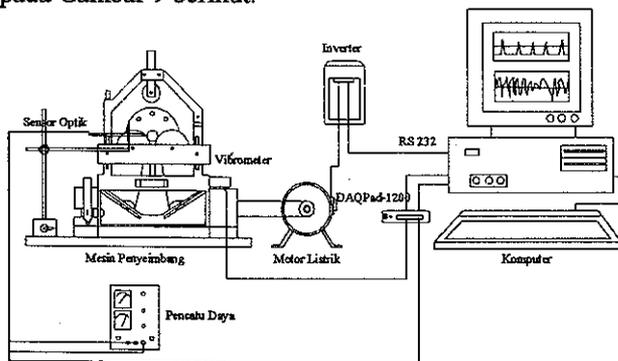
$$-0,001120667.f^4 + 0,009246667.f^3 + 0,74621667.f^2 - 2,5641667.f + 90$$

untuk $f \geq$ 20 Hz

$$-0,0000002737.f^4 + 0,00042207.f^3 - 0,07625552.f^2 + 4,9311325.f + 160,631$$

5. PENGUJIAN METODE PENYEIMBANGAN LANGSUNG

Pengujian ini dilakukan untuk mengetahui unjuk kerja dari metode penyeimbangan langsung dan membandingkannya dengan metode penyeimbangan konvensional, seperti metode sudut fasa dan metode tiga massa coba. Dua buah tolok ukur yang akan digunakan dalam penilaian unjuk kerja adalah prestasi penyeimbangan dan waktu yang dibutuhkan untuk menyeimbangkan benda kerja. Kaji perbandingan ini akan dilakukan pada mesin penyeimbang berkapasitas 100 kg untuk kasus tak seimbang statik dan dinamik dengan menggunakan rotor kalibrator. Adapun perangkat uji yang digunakan adalah seperti tampak pada Gambar 9 berikut.



Gambar 9. Perangkat uji untuk mengetahui unjuk kerja metode penyeimbangan langsung.

5.1 Kondisi tak seimbang statik

Pada pengujian ini, massa tak seimbang sebesar 10,38 gram ditempatkan pada posisi 0° terhadap referensi optik pada rotor. Adapun jarak tumpuan rotor adalah 301 mm dan rotor dipasang pada jarak 90 mm dari pedestal kiri. Selanjutnya, rotor diputar pada frekuensi yang diinginkan yaitu 25 Hz (1500 rpm).

Hasil perhitungan besar dan posisi massa penyeimbang rata-rata dari 5 kali pengujian untuk tiga macam metode penyeimbangan disajikan dalam Tabel 1. Dalam tabel ini juga disajikan beda massa, selisih fasa, prestasi dan waktu yang diperlukan oleh tiga metode penyeimbangan tersebut.

Tabel 1. Kaji Banding Prestasi Beberapa Metode Penyeimbangan Statik

Penyeimbangan statik	Metode langsung	Metode sudut fasa	Metode 3 massa coba
massa tak seimbang (gr)	10,38	10,38	10,38
massa penyeimbang (gr)	11,19	9,38	8,97
beda massa (%)	7,80	9,63	13,58
posisi massa tak seimbang	0	0	0
posisi massa penyeimbang	184,19	183,14	184,80
beda fasa	4,19	3,14	4,80
waktu (detik)	9,51	95,52	249
prestasi (%)	93,1	90,3	87,5

Dalam Tabel 1 terlihat bahwa perbedaan massa yang terkecil dicapai oleh metode penyeimbangan langsung, sedangkan perbedaan sudut fasa terkecil dicapai oleh metode sudut fasa. Disamping itu, waktu yang dibutuhkan oleh metode penyeimbangan langsung jauh lebih kecil bila dibandingkan dengan dua metode lainnya dan prestasi penyeimbangan yang capainya adalah yang tertinggi. Dari hasil perbandingan ini, metode penyeimbangan langsung dinilai lebih andal dan praktis. Untuk lebih menyakinkan lagi maka dalam Tabel 2 berikut ini disajikan data mengenai massa tak seimbang sisa pada rotor setelah proses penyeimbangan dan massa tak seimbang sisa maksimum yang diperbolehkan menurut ISO 1940/1 [8].

Tabel 2. Massa Tak Seimbang Sisa Pada Rotor dan Standar ISO 1940/1

Massa tak seimbang awal rotor	514,7 gr mm
Massa tak seimbang akhir rotor	19,85 gr mm
ISO 1940/1	46 gr mm

5.2 Kondisi tak seimbang dinamik

Pengujian ini dilakukan dengan menggunakan benda kerja yang memiliki dua buah rotor, dimana rotor pertama (kiri) diberi massa tak seimbang sebesar 10,38 gram pada posisi 0° terhadap referensi optik sedangkan rotor kedua (kanan) diberi massa tak seimbang sebesar 10,38 gram pada posisi 60° searah putaran rotor

terhadap referensi optik. Unjuk kerja ketiga metode penyeimbangan untuk rotor kiri dan rotor kanan ditunjukkan pada Tabel 3 berikut.

Tabel 3. Kaji Banding Prestasi Beberapa Metode Penyeimbangan Dinamik

Penyeimbangan rotor kiri	Metode langsung	Metode sudut fasa	Metode tiga massa coba
massa tak seimbang (gr)	10.38	10.38	10.38
massa penyeimbang (gr)	10,15	9,23	10,93
beda massa (%)	2.21	11.07	5.30
posisi massa tak seimbang	0	0	0
posisi massa penyeimbang	181,98	192,86	196,23
beda fasa	1.98	12.86	16.23
waktu (detik)	15.65	180	503
prestasi (%)	91.9	87.3	89.9

Penyeimbangan rotor kanan	Metode langsung	Metode sudut fasa	Metode tiga massa coba
massa tak seimbang (gr)	10.38	10.38	10.38
massa penyeimbang (gr)	12.59	9.78	9.3
beda massa (%)	11,65	5,78	10,40
posisi massa tak seimbang	60	60	60
posisi massa penyeimbang	248.72	230.57	226.53
beda fasa	8,72	9,43	13,47
waktu (detik)	15,65	180	503
prestasi (%)	86,1	90,2	86,7

Dalam Tabel 3 terlihat bahwa perbedaan massa dan fasa yang terkecil hasil penyeimbangan pada rotor kiri dicapai oleh metode penyeimbangan langsung. Sedangkan untuk hasil penyeimbangan pada rotor kanan terlihat bahwa perbedaan massa terkecil dicapai oleh metode sudut fasa dan perbedaan sudut fasa terkecil dicapai oleh metode penyeimbangan langsung.

Disamping itu, waktu yang dibutuhkan oleh metode penyeimbangan langsung jauh lebih kecil dibandingkan dengan metode lainnya dan prestasi penyeimbangan rata-rata pada kedua rotor adalah yang tertinggi.

Dari hasil perbandingan ini, dapat disimpulkan bahwa metode penyeimbangan langsung dinilai lebih andal dan praktis. Untuk lebih menyakinkan lagi maka dalam Tabel 4 berikut ini akan disajikan data mengenai massa tak seimbang sisa pada rotor setelah proses penyeimbangan dan massa tak seimbang sisa maksimum yang diperbolehkan menurut ISO 1940/1 [8].

Tabel 4. Massa Tak Seimbang Sisa Pada Rotor dan Standar ISO 1940/1

Massa tak seimbang awal rotor satu	395.15 gr mm
Massa tak seimbang akhir rotor satu	32,02 gr mm
ISO 1940/1	50 gr mm
Massa tak seimbang awal rotor dua	373,27 gr mm
Massa tak seimbang akhir rotor dua	49,85 gr mm
ISO 1940/1	50 gr mm

Dari hasil penyeimbangan dinamik dapat disimpulkan bahwa metode penyeimbangan langsung telah berhasil menurunkan kondisi tak seimbang sisa pada kedua rotor menjadi lebih kecil dari massa tak seimbang yang diperbolehkan menurut ISO 1940/1.

6. KESIMPULAN

Dalam makalah ini telah dibahas tentang pengembangan metode penyeimbangan langsung tanpa menggunakan massa coba. Dari pengujian yang dilakukan dapat ditarik beberapa kesimpulan:

1. Metode penyeimbangan langsung telah berhasil meningkatkan prestasi penyeimbangan statik dari 88,9% (dengan metode konvensional) menjadi 93,1% dan meningkatkan prestasi penyeimbangan dinamik dari 88,53% (dengan metode konvensional) menjadi 89 %.
2. Metode penyeimbangan langsung telah berhasil mengurangi waktu yang diperlukan untuk proses penyeimbangan statik dari 172,26 detik (dengan metode konvensional) menjadi 9,51 detik dan penyeimbangan dinamik dari 305,5 detik (dengan metode konvensional) menjadi 15,65 detik.
3. Dengan menggunakan metode penyeimbangan langsung dapat ditentukan besar massa tak seimbang sisa pada rotor. Informasi ini tidak tersedia pada metode penyeimbangan konvensional.

7. DAFTAR PUSTAKA

1. Abidin, Z., et al.: 'Semi Otomasi Mesin Penyeimbang', Majalah Mesin Volume XI No. 2, Jurusan Teknik Mesin ITB, Bandung, 1996.
2. Arcandra, : 'Pengembangan Teknik Penyeimbangan Dengan Metode Suaian Kurva Lacakan Orde', Tugas Sarjana S1, Jurusan Teknik Mesin ITB, Bandung, 1994.
3. ----, : 'NI-DAQ Use Manual for PC Compatibles', National Instrument Co., 1994.
4. ----, : 'NI-DAQ Function Reference Manual for PC Compatibles', National Instrument Co., 1994.
5. ----, : 'DAQPad-1200 User Manual', National Instrument Co., 1994.
6. Thomson, W.T.,: 'Theory of Vibration with Applications', Prentice Hall, New Jersey, 1975.
7. Iskandar, I. S.,: 'Pengembangan Metode Penyeimbangan Langsung dan Otomasi Mesin Penyeimbang Dengan Studi Kasus Pada Mesin Penyeimbang Berkapasitas 500 Kg', Tugas Sarjana S1, Jurusan Teknik Mesin ITB, Bandung, 1995.
8. ----, : 'Mechanical Vibration, Balance Quality of Rigid Rotors', International Standard 1940, 1st Ed., 1973.