

# Analisis Balancing Roda Metode Sudut Fasa pada Putaran Kritis

Rudi Hartono

Universitas Khairun , Program Studi Teknik Mesin, Ternate, Indonesia

E-mail : [rudi.hartono2107@gmail.com](mailto:rudi.hartono2107@gmail.com)

## Abstract

*Vibration on the vehicle causes problems on stability, comfort and reduced lifetime of part. Balancing is solution to reduce the vibration, This research discuss at methode phase angle balance, this metode can determine location the mass unbalance. The vibration that occur read by tranducer and accelerometer receive the signal and sent to computer. The Program Pico can read the characteristic of vibration and the marked of , photoelectric read. The distance of the mass unbalnce identified by location of the mark and amplitude. The rpm of whell is 400 -600, the location of the mass unbalance and the mass balance is 180 o. The balancing process and the mass balance. The peak of amplitudo vibration on 505 rpm and the location of the mass unbalance 9,390, and the balance performance is 0,74. Phase angle methode has a precision that can read the location appropriate unbalance mass and have good balance performance.*

*Key word : vibration, balancing, amplitude , unbalance*

## PENDAHULUAN

Getaran merupakan salah satu permasalahan penting pada bidang engineering karena dampak adanya getaran yang berlebihan pada sebuah sistem akan menimbulkan dampak yang merugikan pada umumnya, contohnya getaran yang terjadi pada sistem roda mobil, getaran pada pompa, turbin, mesin-mesin diesel pabrik, dan getaran pada mesin-mesin manufaktur. Kerugian yang muncul berupa dapat dikategorikan menjadi 3 yaitu menurunkan kualitas produk, mempercepat keausan suku cadang mesin dan mengurangi kenyamanan. Getaran pada sistem roda mobil adalah salah satu masalah yang penting karena berakibat langsung pada kenyamanan, keamanan dan umur komponen sistem roda mobil. Penyebab getaran pada roda mobil dapat di kategorikan menjadi 2 penyebab:

1. getaran yang diakibatkan karena respon dari jalan,
2. getaran yang diakibatkan dari dalam sistem sendiri, bisa dari keausan komponen pendukung sistem roda dan adanya ketidaksetimbangan (unbalance) pada roda mobil.

Salah satu penyebab getaran pada roda yang berputar adalah akibat adanya massa unbalance pada roda mobil yang menimbulkan gaya sentrifugal saat terjadi putaran, karena terjadi pergeseran titik pusat massa. Adanya massa unbalance terjadi karena kesalahan saat proses manufaktur velg, dan produksi ban, serta tingkat keausan ban yang tidak merata. Untuk membuat velg atau ban yang benar-benar

balance sangat membutuhkan mesin-mesin yang sangat presisi dan material yang sangat baik kualitasnya, tentu kompesasinya adalah membutuhkan biaya yang sangat besar dan tentu produk yang dibuat memiliki harga sangat tinggi.

Proses balancing adalah penyelesaian yang sangat efisien untuk memperbaiki ketidaksetimbangan pada mesin-mesin yang berputar. Proses balancing berkembang mulai awal abad ke-19 dan perkembangan semakin maju karena revolusi industri, walaupun saat itu masih menggunakan peralatan yang cukup sederhana, perkembangan dimulai dari balancing static, dilanjutkan oleh Henry Martinson (1870) yang mempatenkan mesin balancing yang menggunakan prinsip dinamic balancing dan two plane balancing. Proses balancing terus berkembang seiring perkembangan teknologi dengan mesin-mesin modern yang memiliki kecepatan putar sangat tinggi. Perkembangan mesin balancing modern dilengkapi dengan sensor getaran accelerator, transducer dan photoelectric. Ketika roda berputar maka massa unbalance menyebabkan ketidaksetimbangan pada sistem roda maka terjadi adalah pergeseran titik pusat massa dari sumbu putarnya.

Untuk mengurangi getaran pada sistem roda mobil maka yang harus dilakukan adalah proses balancing yaitu dengan memasang massa penyetimbang (counterweight) pada roda sebagai penyetimbang dari massa unbalance. Bahan counterweight adalah timah yang dibentuk sehingga mudah ditempelkan pada velg roda. Proses balancing tidak sederhana karena membutuhkan peralatan yang memiliki

ketelitian dengan sensor getaran yang memiliki teknologi yang tinggi, tingkat keberhasilan dari proses balancing tergantung dari ketelitian dan kemampuan alat atau mesin yang digunakan dan operator yang menjalankannya.

Beberapa penelitian yang membahas tentang permasalahan getaran akibat ketidakseimbangan pada sistem roda, sebelumnya telah dilakukanyaitu studi eksperimen dari proses balancing pada sistem roda dengan menggunakan metode sudut fasa(Almas Aprilana,2008). Pada penelitian ini dilakukan balancing pada roda 12", 13" ,14 " dan 15" menggunakan metode sudut fasa yaitu menentukan secara langsung proses balancing pada frekuensi dibawah frekuensi pribadi, pada frekuensi pribadi dan diatas frekuensi pribadi. Pada roda ring 12 dilakukan balancing pada putaran 457 (dibawah nilai frekuensi pribadi), roda ring 13 dan 14 dilakukan balancing pada putaran 510 rpm dan 457 rpm (pada frekuensi pribadi) dan roda ring 15 dilakukan balancing pada putaran 661 rpm (diatas nilai frekuensi pribadi). Penelitian berikutnya membahas performance balancing dengan metode sudut fasa (Harie satiyadi Jaya, 2010). Penelitian ini bertujuan mencari performance balancing paling tinggi dengan 2 tahap, pertama menentukan putaran yang menghasilkan performance balancing paling tinggi dari putaran 400 – 600 rpm dan tahap 3 menambah berat counterweight setiap 5 gram dan berhenti sampai overbalance, hasil final dicapai ketika didapatkan hasil performance balance maksimum.

Penelitian ini bertujuan untuk mencari performance balancing terbaik pada putaran kritis. Pada penelitian ini menggunakan mesin balancing pada Laboratorium Manufaktur Jurusan Teknik Mesin ITS. Proses balancing dilakukan pada velg ukuran 15", menggunakan metode sudut fasa untuk menentukan letak counterweight yang didapatkan dari variasi putaran. Untuk meningkatkan ketelitian dari performance balancing (BP) maka setiap letak counterweight dicek pada frekuensi pribadi (amplitudo getaran paling tinggi) dan ketika didapatkan BP paling baik, maka dilakukan penambahan massa penyetimbang.

## METODOLOGI

Tahapan penelitian yang dilakukan adalah sebagai berikut :

### Studi Literatur

Studi teori getaran yang berhubungan dengan balancing dan penelitian-penelitian yang telah dilakukan dan studi peralatan yang digunakan proses *balancing* dan alat uji untuk pengambilan data pengujian. Studi literatur diambil dari buku referensi, jurnal, diktat kuliah dan internet.

### Modifikasi mesin

Dalam hal ini dilakukan beberapa perubahan dan penambahan alat pada mesin yang ada. Motor listrik diganti dengan motor 2HP ; 3 phase ; 380 volt dan putaran 1420 rpm. Pulley pada motor listrik menggunakan diameter 150 mm dan pada poros digunakan diameter 200 mm. Perbandingan pulley ini bertujuan agar putaran poros dapat mencapai lebih dari 1000 rpm. Pengaturan kecepatan putaran motor dilakukan dengan inverter Toshiba <sup>TM</sup>VF-S11; 3 phase output dan input 1 phase 220 volt.

Ketirusan konis penekan yang berfungsi untuk mengatur keselarasan sumbu poros dan sumbu roda dimodifikasi agar dapat dipergunakan untuk berbagai ukuran roda.

### Eksperimen dan Pengambilan data

Dalam tahap ini proses *balancing* dilakukan sesuai dengan tahapan pengambilan data dengan metode sudut fasa seperti yang terdapat pada dasar teori. Tahap proses *balancing* dengan menggunakan metoda sudut fasa sebagai berikut :

1. Mesin diset dengan putaran rendah dibawah putaran frekuensi pribadi sampai diatas frekuensi pribadi, dicatat amplitudo *unbalancenya* ( $A_0$ ), beda waktu (mS) antara sinyal referensi dan puncak gelombang sinyal getaran (t) dibagi perioda gelombang (T) sehingga didapatkan beda fasanya ( $\alpha$ ) dengan persamaan berikut :

$$\alpha = \frac{t}{T} \times 360^0 \quad [\text{Victor Wowk,1994}]$$

.....[1]

2. Menghitung letak massa penyetimbang (mb) ( $\phi = \alpha + 180^0$ ) pada masing-masing putaran.
3. Memasang masa penyeimbang awal pada masing-masing sudut kemudian diputar pada putaran frekuensi pribadi.

4. Mencatat nilai amplitudo setelah dipasang masa penyeimbang awal ( $A_1$ ) dan beda fasa ( $\alpha_1$ ).
5. Menghitung *balance performance* masing-masing putaran.

$$BP = \frac{A_0 - A_1}{A_0} \times 100\% \quad [\text{Victor Wowk, 1994}]$$

.....[2]

dimana :

$A_0$  = amplitudo getaran awal sebelum proses balancing.

$A_1$  = amplitudo getaran setelah proses balancing.

6. Memilih nilai BP (*balance performance*) yang paling tinggi pada sudut beda fasa berapa, dan selanjutnya proses balancing diteruskan, bertahap ditambahkan massa mb, jika kondisi masih balance diteruskan penambahan massa mb dan berhenti jika kondisi sudah *overbalance*.
7. Eksperimen diulang dengan mengganti pegas kedua dan pegas ketiga pada mesin, dengan roda yang tetap.
8. Melakukan proses checking dengan standard *Balance quality requirement ISO 1940*. *Balance quality requirement ISO 1940* sebagai referensi, yang akan merekomendasikan besarnya sisa ketidakseimbangan (*residual unbalance*) maksimum dalam gram-mm, persyaratan untuk lolos adalah :  $u < U_{per}$ .

$$U_{per} = 9549 \times G \times \frac{W}{n}$$

[ISO 1940/1; *Balance Quality Requirement*]  
.....[3]

9. Membandingkan hasil eksperimen dari masing-masing pegas nilai BP (*balance performance*).
10. Mengambil kesimpulan dari keseluruhan hasil pengolahan data eksperimen.

#### *Desain peralatan pengujian balancing*

Daya motor listrik 2HP; 3 phase sebagai pemutar roda, putaran roda diatur dari 0 sampai 1000 rpm menggunakan *inverter Toshiba VF-S11*; output 3 phase; 220 volt. Getaran yang

terjadi saat roda berputar yang diakibatkan oleh *massa unbalance* dibatasi untuk satu arah saja yaitu arah horisontal yang ditahan dua buah pegas pada posisi berseberangan. Sebuah *piezoelectric accelerometer 4321 bruel&kjaer* yang merupakan alat untuk mengukur besarnya respon getaran yang terjadi, ditempatkan pada sisi pendulum tepat diatas pegas. Selanjutnya sinyal dari *accelerometer* diperkuat dengan *amplifier 2635* dan *picoscope ADC 206* merubah sinyal analog menjadi digital sehingga pada layar komputer terbaca berupa kurva sinusoidal. Sensor *photoelectric* mendeteksi tanda reflektif pada sebuah busur lingkaran yang dipasang pada shaft pemutar roda untuk *mentrigger* dan mengukur posisi sudut roda, pada penelitian ini sensor sengaja dirubah posisinya, yang semula ada pada bagian di sisi dalam roda yang karena getaran dari roda sulit mendapatkan sinyal yang baik. Sinyal dari *photoelectric* pada layar komputer terbaca berupa garis lurus, yang dipergunakan sebagai garis referensi pada proses *balancing* dengan menggunakan metoda sudut fasa.

#### *Peralatan Eksperimen*

Dalam studi eksperimen ini digunakan beberapa alat bantu percobaan sebagai berikut :

1. Roda kendaraan

Pada penelitian ini digunakan benda uji berupa roda kendaraan :

2. Massa penyetimbang

Massa pembalans yang digunakan adalah timah dengan beragam bobot, penempatannya ditempelkan pada velg.



Gambar 2.1.

Timah sebagai massa penyetimbang

3. *Analog Digital Converter* jenis PICO ADC 206

Alat ini berfungsi untuk merubah data pengukuran sistem analog ke sistem digital yang akan diproses dalam komputer.



Gambar 2.2. Analog Digital Converter

#### 4. Komputer

Sinyal dari ADC 206 berupa sinyal digital dengan menggunakan software Picoscope dan Mathcad yang terinstal pada komputer digunakan untuk menampilkan data sekaligus untuk menganalisa data hasil penelitian.



Gambar 2.3. Komputer dengan software Picoscope dan MathCAD

#### 5. Piezoelectric accelerometer tipe 4321 Bruel&Kjaer



Gambar 2.4. Accelerometer

Accelerometer digunakan untuk mengukur respon getaran yang terjadi.

#### 6. Charge Amplifier tipe 2635 Bruel&Kjaer



Gambar 2.5. Charge Amplifier

Alat ini berfungsi untuk memperkuat signal dari accelerometer.

#### 7. Sensor Photoelectric



Gambar 2.6. Photoelectric

Photoelectric digunakan sebagai referensi penentu posisi massa *unbalance*.

#### 8. Inverter Toshiba VF S11

Inverter ini digunakan untuk mengubah arus 1 fasa menjadi 3 fasa sebagai sumber daya motor listrik 3 fasa yang digunakan.



Gambar 2.7 Inverter Toshiba

#### 9. Tachometer

Fungsinya untuk mengukur kecepatan putaran roda.

Gambar 2.8 Tachometer.

### HASIL DAN PEMBAHASAN

Untuk mendapatkan data amplitudo getaran awal (sebelum dilakukan proses *balancing*) dan beda fasa, percobaan pertama yang dilakukan adalah memutar roda dari putaran 400 rpm dinaikan tiap 10 rpm sampai dengan 600 rpm. Besarnya amplitudo yang terbaca oleh software picoscope adalah *voltage range* (mV), untuk mengubahnya dalam menjadi *displacement* dalam mm digunakan persamaan 2.20 dan 2.21 (dari user manual amplifier bruel kjaer tipe 2635). Pengaturan pada amplifier disesuaikan dengan accelerometer yaitu sensitivity di set pada  $0.998 \text{ pC/ms}^{-2}$ , mV/unit out diset pada angka 10, dan unit out displacement pada angka 1. nilai *Voltage range*  $V_{FSD}$  adalah nilai amplitudo yang terbaca dalam mV pada picoscope.. Setelah alat penelitian selesai disiapkan dan pegas pertama sudah di pasang, tahap pertama percobaan adalah mendapatkan data amplitudo dan beda fasa antara getaran dan gaya eksitasi. Hasil percobaan dapat dilihat pada Tabel 4.1. Nilai  $t$  yaitu beda fasa antara puncak gelombang (letak massa *unbalance*) dan referensi dalam mS (milli second) dicek pada tiap-tiap putaran yang di tentukan yaitu dari 400-600 rpm , untuk mendefinisikan dalam nilai sudut maka nilai  $t$  (mS) dibagi dengan perioda T (mS) dan dikalikan 1 putaran atau  $360^{\circ}$  sehingga didapatkan nilai  $\alpha$  ( $^{\circ}$ ).

### Menentukan Letak Massa Unbalance ( $\mu$ )

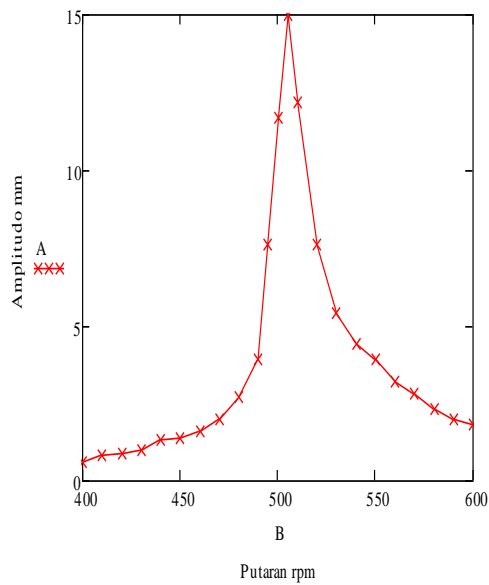
Letak massa unbalance diketahui dengan cara mengukur beda fasa antara puncak gelombang dan referensi  $0^\circ$ . Letak massa unbalance pada putaran dibawah putaran kritis, beda fasa (yang warna merah) adalah sudut fasa puncak gelombang mendahului referensi artinya letak massa unbalance adalah negatif atau ada pada  $360^\circ - \alpha$ , letak massa unbalance telah dibuktikan pada penelitian sebelumnya yaitu Almas Aprilana (2008) pada putaran dibawah putaran kritis letak massa unbalance berubah dengan sudut fasa  $180^\circ$  disebaliknya atau  $180^\circ - \alpha$ . Maka letak penyeimbang mb adalah pada putaran dibawah putaran kritis adalah pada  $360^\circ - \alpha$ . Contohnya pada putaran 400 rpm maka ketika diketahui fasa puncak gelombang mendahului referensi dengan  $\alpha = 110,8^\circ$  artinya letak massa penyeimbang mb ada pada  $360^\circ - 110,8^\circ = 249,2^\circ$  Pada putaran kritis dan diatas putaran kritis beda fasa adalah

tertinggal atau sudut puncak gelombang artinya letak massa unbalance adalah pada sudut fasa  $\alpha$  maka letak massa penyeimbang mb adalah pada  $180^\circ + \alpha$ . Menggunakan data amplitudo getaran pada Tabel 3.1 dan mengplotkan pada software MathCAD maka didapatkan gambar grafik amplitudo getaran sebelum balancing dilakukan yang dapat di lihat pada Gambar 3.1, pada grafik dapat dilihat kecenderungan dari amplitudo getaran, yaitu naik landai dari 400 ke 470 rpm, kemudian naik curam sampai pada 505 rpm (putaran kritis) terus turun curam sampai 520 rpm kemudian amplitudo turun agak landai sampai 600 rpm. Pada putaran kritis besar amplitudo getaran mencapai 150 mm, ini sangat tinggi sehingga harus diturunkan maka balancing dilakukan pada putaran ini. Beda fase antara gelombang getaran terhadap gaya eksitasi dapat dilihat pada Tabel 3.2 dan Gambar 3.2.

Tabel 3.1 Putaran terhadap amplitudo getaran dan letak mb

putaran (rpm)	A0 mV	A0 mm	t mS	T mS	beda fasa $\alpha_0$	letak massa Unbalance	letak mb $\alpha_b$
400	6	0.6	46.18	150.00	-110.83	69.17	249.17
410	8	0.8	44.62	146.34	-109.77	70.23	250.23
420	9	0.9	42.25	142.86	-106.47	73.53	253.53
430	10	1	40.71	139.53	-105.03	74.97	254.97
440	13	1.3	38.34	136.36	-101.22	78.78	258.78
450	14	1.4	37.55	133.33	-101.39	78.62	258.62
460	16	1.6	35.99	130.43	-99.33	80.67	260.67
470	20	2	35.21	127.66	-99.29	80.71	260.71
480	27	2.7	34.42	125.00	-99.13	80.87	260.87
490	39	3.9	31.29	122.45	-91.99	88.01	268.01
495	76	7.6	25.04	121.21	-74.37	105.63	285.63
500	117	11.7	15.64	120.00	-46.92	133.08	313.08
505	150	15	3.10	118.81	9.39	9.39	189.39
510	122	12.2	8.61	117.65	26.34	26.34	206.34
520	76	7.6	18.77	115.38	58.56	58.56	238.56
530	54	5.4	19.56	113.21	62.20	62.20	242.20
540	44	4.4	21.12	111.11	68.43	68.43	248.43
550	39	3.9	21.90	109.09	72.27	72.27	252.27
560	32	3.2	21.69	107.14	72.88	72.88	252.88
570	28	2.8	21.90	105.26	74.90	74.90	254.90
580	23	2.3	21.90	103.45	76.21	76.21	256.21
590	20	2	21.90	101.69	77.53	77.53	257.53
600	18	1.8	21.90	100.00	78.84	78.84	258.84

\*warna hijau : massa unbalance tertinggal dari referensi

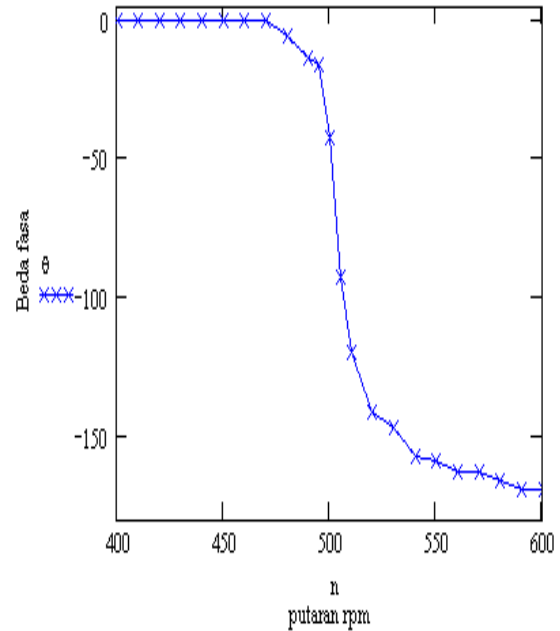


Gambar 3.1 grafik Amplitudo-putaran sebelum balancing dilakukan

Tabel 3.2 beda fasa antara getaran dan gaya eksitasi.

putaran (rpm)	A0 mV	A0 mm	beda fasa mS	T mS	beda fasa (derajat)
400	6	0.6	0.00	150.00	0.00
410	8	0.8	0.00	146.34	0.00
420	9	0.9	0.00	142.86	0.00
430	10	1	0.00	139.53	0.00
440	13	1.3	0.00	136.36	0.00
450	14	1.4	0.00	133.33	0.00
460	16	1.6	0.00	130.43	0.00
470	20	2	0.00	127.66	0.00
480	27	2.7	-2.10	125.00	-6.05
490	39	3.9	-4.69	122.45	-13.80
495	76	7.6	-5.48	121.21	-16.27
500	117	11.7	-14.08	120.00	-42.24
505	150	15	-30.51	118.81	-92.45
510	122	12.2	-39.12	117.65	-119.71
520	76	7.6	-45.38	115.38	-141.59
530	54	5.4	-46.16	113.21	-146.79
540	44	4.4	-48.51	111.11	-157.17
550	39	3.9	-48.12	109.09	-158.80
560	32	3.2	-48.41	107.14	-162.66
570	28	2.8	-47.73	105.26	-163.24
580	23	2.3	-47.73	103.45	-166.10
590	20	2	-47.73	101.69	-168.96
600	18	1.8	-46.94	100.00	-168.98

Data eksperimen pada Tabel 4.2 diatas di plot dengan software MathCAD maka didapat grafik beda fasa terhadap putaran berikut :



Gambar 3.2

Grafik beda fasa antara getaran dan gaya eksitasi

### 3.2 Menentukan Balancing Performance

Balancing pada tahap pertama ini adalah untuk menentukan letak massa penyeimbang yang dapat menghasilkan *balancing performance* paling tinggi. Nilai BP (*balancing performance*) didefinisikan sebagai besarnya penurunan amplitudo getaran dari awal sebelum dilakukan balancing dikurangi amplitudo getaran setelah balancing dibagi dengan amplitudo getaran awal. BP yang dinyatakan dalam prosentase dapat dirumuskan sebagai:

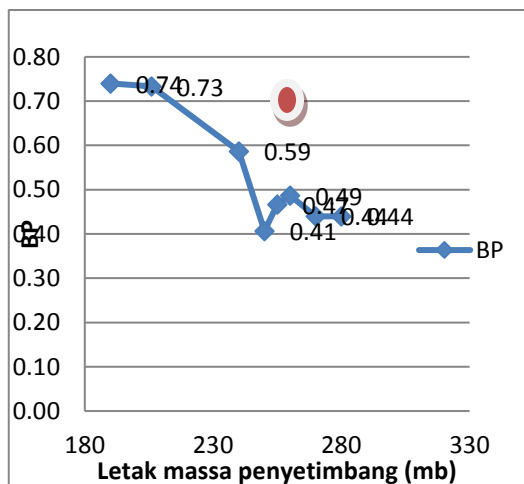
$$BP = \frac{A_0 - A_1}{A_0} \times 100\% \dots\dots\dots [4]$$

Pada tahap ini proses balancing dilakukan pada putaran kritis yaitu putaran 505 rpm yaitu putaran kritis yang mempunyai amplitudo getaran yang tertinggi. Massa penyeimbang mb ditentukan seberat 20 gram, eksperimen dilakukan pada tiap-tiap sudut massa penyeimbang mb yang didapatkan dari Tabel 3.1 yaitu pada sudut : 190°, 206°, 240°, 250°, 255°, 260°, 270°, 280°.

Tabel 3.3 *Balancing Performance* (BP) pada putaran kritis 505 rpm dengan massa mb 20 gram

putaran rpm	A0 mV	A0 mm	letak mb αb	A1 mV	A1 mm	BP
505	150	15	190.00	39	3.9	0.74
505	150	15	206.00	40	4	0.73
505	150	15	240.00	62	6.2	0.59
505	150	15	250.00	89	8.9	0.41
505	150	15	253.00	80	8	0.47
505	150	15	255.00	80	8	0.47
505	150	15	260.00	77	7.7	0.49
505	150	15	270.00	84	8.4	0.44
505	150	15	280.00	84	8.4	0.44

Pada Tabel diatas menunjukkan bahwa nilai BP paling tinggi yang didapatkan adalah 0.74 yaitu pada letak sudut massa mb =190°, terjadi penurunan amplitudo dari 15 mm menjadi 3.9 mm.



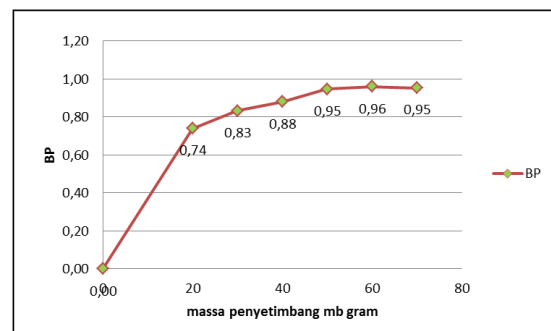
Gambar 3.3 grafik *Balancing Performance* (BP) s 505 rpm, massa mb 20 gram

Eksperimen berikutnya adalah menetapkan balancing pada sudut 190° kemudian massa mb dinaikan secara bertahap dengan penambahan 10 gram. Data eksperimen yang diambil yaitu amplitudo getaran yang terjadi dan beda fasa, kemudian dihitung nilai BP,. Pada Tabel 3.4 bahwa dengan penambahan massa mb maka nilai BP semakin naik dengan pertambahan berat massa mb (massa mb naik dengan bertahap 10 gram) sampai berat massa penyeimbang 60 gram dicapai BP = 0.96, selanjutnya ketika ditambah menjadi 70 gram, beda fasa menjadi -33.6° dan amplitudo naik ,ini menandakan mulai terjadi *overbalance*, jadi proses penambahan massa penyeimbang di

hentikan pada massa 70 gram. Balancing dengan massa mb 60 gram dan letak mb pada 190° mampu menurunkan amplitudo getaran pada putaran kritis dari 15 mm menjadi 0.6 mm, nilai penurunan amplitudo tersebut adalah 96 % dari amplitudo getaran awal. pada putaran kritis, ini sangat baik karena getaran pada putaran kritis mempunyai yang amplitudo getarannya cukup tinggi, dan hal ini sangat diperhatikan pada desain sebuah mesin.

Tabel 3.4 . Kenaikan massa penyeimbang terhadap BP

Massa mb (gr)	A1	t (mS)	beda fasa α (°)	BP	kondisi
0	15	3.1	9.39	0.00	
20	3.9	5.47	16.47	0.74	
30	2.5	4.6	13.8	0.83	
40	1.8	4.7	-14.24	0.88	
50	0.8	16.67	50.51	0.95	
60	0.6	8.5	25.76	0.96	balance
70	0.7	11.09	-33.60	0.95	over balance



Gambar 3.4 *Performance balance* terhadap massa penyeimbang pada putaran kritis 505 rpm

### 3.3 Amplitudo Getaran Setelah Balancing

Untuk melihat performance balance secara keseluruhan dari putaran 400-600 rpm maka dilakukan pengecekan amplitudo dari putaran 400-600 rpm hasilnya dapat dilihat pada Tabel 3.5. Untuk membandingkan amplitudo getaran maka dari Tabel 4.5 tersebut dapat dilakukan dengan bantuan software MatchCAD.

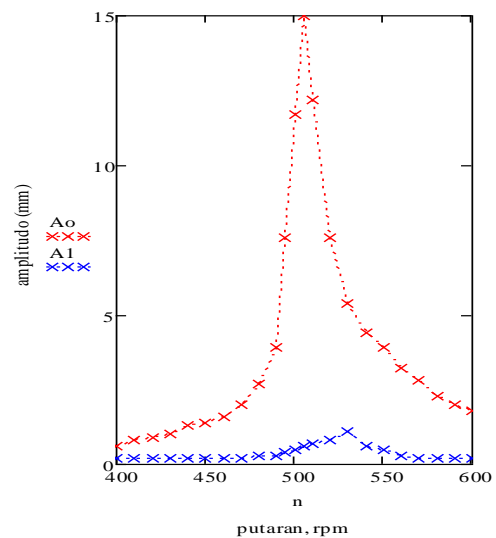
Data pada Tabel 4.5 di plotkan pada software MathCAD maka didapatkan grafik pada Gambar 3.5, grafik warna merah adalah amplitudo getaran unbalance sedangkan grafik warna biru adalah amplitudo getaran sesudah dilakukan balancing. Jika kedua grafik dibandingkan maka dapat dilihat pengaruh dari proses balancing sangat besar dan BP sangat



baik terlihat dari putaran rendah sampai tinggi terlihat perubahan amplitudo yang sangat signifikan.. Proses balancing dikatakan berhasil jika setelah dilakukan proses balancing, maka amplitudo getaran menurun cukup signifikan baik pada variasi putaran rendah , putaran kritis (frekuensi pribadi) dan putaran tinggi diatas putaran kritis.. Tingkat keberhasilan proses balancing sangat tergantung pada ketelitian setting alat, karena untuk mendapatkan beda fasa yang tepat, alat yang digunakan harus mempunyai ketelitian yang baik dan juga mampu menjangkau putaran yang harus dilakukan pengecekan fasa. Eksperimen pada pegas1 ini ditemukan sudut fasa yang menghasilkan adalah pada putaran kritis.

Tabel 3.5 Amplitudo getaran sebelum dan sesudah dibalancing pada sudut 190<sup>0</sup> dengan massa mb 60 gram

Putaran rpm	A0 mm	Wmb gram	Letak mb (derajat)	A1 mm
400	0.6	60	190.00	0.2
410	0.8	60	190.00	0.2
420	0.9	60	190.00	0.2
430	1	60	190.00	0.2
440	1.3	60	190.00	0.2
450	1.4	60	190.00	0.2
460	1.6	60	190.00	0.2
470	2	60	190.00	0.2
480	2.7	60	190.00	0.3
490	3.9	60	190.00	0.3
495	7.6	60	190.00	0.4
500	11.7	60	190.00	0.5
505	15	60	190.00	0.6
510	12.2	60	190.00	0.7
520	7.6	60	190.00	0.8
530	5.4	60	190.00	1.1
540	4.4	60	190.00	0.6
550	3.9	60	190.00	0.5
560	3.2	60	190.00	0.3
570	2.8	60	190.00	0.2
580	2.3	60	190.00	0.2
590	2	60	190.00	0.2
600	1.8	60	190.00	0.2



Gambar 3.5 Grafik perbandingan amplitudo getaran, A0 = sebelum dibalancing, A1 = sesudah dibalancing dengan massa mb 60gram dan sudut 190<sup>0</sup>.

## KESIMPULAN

Balancing pada roda dengan metode sudut fasa memberikan ketelitian yang lebih untuk menentukan secara tepat letak massa unbalance. Balance performance didapat lebih baik dengan balance pada putaran kritis sehingga hasil balancing mencapai 96% .

## DAFTAR PUSTAKA

- [1] Victor Wowk , 1994, “ *Machinery Vibration Balancing*”, Handbook by McGraw-Hill, USA
- [2] Suhardjono dkk ,2009, “ Studi Eksperimental Proses Penyeimbang Dinamik Piringan Tunggal dengan Metoda Fasa”, *Seminar Nasional Tahunan Teknik Mesin (SNTTM) ke-8* di Semarang.
- [3] Almas Aprilana,2008, “Studi Eksperimental Proses Balancing Rim and Tire Assembly dengan Menggunakan Metoda Sudut Fasa” Tugas Akhir Jurusan Teknik Mesin ITS.
- [4] Crowford, Arthur R, dan Crowford S.,1992 “*The Simplified Handbook Of Vibration Analysis*”, SCI, Knoxville.
- [5] R Keith Mobley, 1999, “*Vibration Fundamentals*”, Newness, USA.
- [6] Krodkiwski J.M, 2007 “*Mechanical Vibration*” 436-431 *Mechanic 4 unit 2*, The University of Melbourne.
- [7] Derek Norfield , 2006, "Practical Balancing of Rotating Machinery", Elsevier Ltd, UK.



- [8] Haris C.M & Piersol A.G, 1976. " Shock and Vibration Handbook", Columbia university New York,USA.
- [9] James Taylor, 1990, "Vibration Analysis Handbook" 2 nd edition, VCL ,2003
- [10] Mark S. Darlow , 1986, "Balancing of High-Speed Machinery ; Theory, Methods and Experimental Results, Rensselaer Polytechnic Institue, Troy, New York., U.S.A.
- [11] Clerence W. de Silva , 2005, "Vibration and Shock Handbook" CRC Press.
- [12] S Graham Kelly,2000, "Fundamental of Mechanical Vibration" The University of Akron, Mc GrawHill, New York , USA
- [13] Philip J Pritchard, 2010 "Mathcad: A Tool for Engineering Problem Solving" Mc GrawHill, New York , USA
- [14] Thomson William T , 1995, " Teori Getaran Dengan Penerapan", Erlangga, Bandung, indonesia