

Estimasi Faktor Dinamis Roda Gigi Miring

Mukhtar Rahman

Jurusan Mesin Fakultas Teknik Universitas Hasanuddin,
Jl. P. Kemerdekaan KM.10 Makassar-90245, Indonesia
email: mukhtarrahman73@yahoo.co.id

Abstrak

Tujuan dari penelitian ini adalah untuk menentukan pengaruh perubahan kepala gigi terhadap getaran yang dihasilkan dan mengestimasi faktor dinamis roda gigi. Getaran pada roda gigi standar masih cukup tinggi yang disebabkan oleh kesalahan rambatan statis. Upaya untuk mengurangi kesalahan rambatan statis ini dicoba memodifikasi bentuk profil gigi roda gigi, terutama pada kepala gigi. Metode yang digunakan untuk menyelesaikan masalah adalah memprediksi pengupasan kepala gigi roda gigi yang optimum dan menentukan faktor dinamis berdasarkan G.Niemann, 1990. Hasil penelitian memberikan rumusan faktor dinamis pada roda gigi miring sebagai berikut,

$$K_v = \frac{1,87}{n^{0,0062} \cdot k^{0,0222}}$$

K_v adalah faktor dinamis, n adalah putaran roda gigi (rpm) dan k adalah faktor kekakuan kontak gigi (N/m). Kesimpulan lain dari penelitian ini yaitu, Prilaku amplitudo getaran pada kontak gigi roda gigi sangat bervariasi. Hasil pengukuran memperlihatkan kecenderungan turun dan kemudian naik, sehingga amplitudo yang optimum terjadi pada daerah pengupasan ujung kepala gigi sebesar 0,80 mm. Estimasi faktor dinamis adalah sebesar 1,4145 yang cenderung naik dengan naiknya putaran dan naiknya beban dinamis. Faktor kekakuan kaitan gigi diperoleh sebesar 71160,2833 N/m pada frekuensi kaitan gigi sebesar 7050 CPM juga cenderung turun dengan naiknya frekuensi kaitan gigi. Hasil penelitian ini diharapkan dapat menjadi salah satu acuan untuk mendisain roda gigi miring.

Kata-kata kunci: Faktor dinamis roda gigi, putaran roda gigi, faktor kekakuan kontak gigi.

Pendahuluan

Roda gigi pada konstruksi mesin sebagai alat transmisi daya, gaya maupun gerakan yang telah berkembang dengan cepat. Gerakan dalam bentuk perputaran, yang berarti memiliki kecepatan sudut dan mungkin akan bervariasi. Kecepatan sudut yang bervariasi akan memberikan percepatan sudut yang akhirnya akan menimbulkan suatu fenomena dinamis seperti gaya kelembaman dan gaya kelembaman simultan akan menciptakan gaya getar pada suatu konstruksi. Gaya getar yang dibiarkan terus menerus, disamping menimbulkan kebisingan juga memungkinkan bahan konstruksi menjadi lelah. Gaya getar atau gaya dinamis kalau diamati, gaya ini tidak terlalu besar, akan tetapi karena pengulangan dan terus-menerus dapat dengan mudah merusak konstruksi.

Gigi dari roda gigi dewasa ini telah dibuat dengan profil atau modul yang standar dengan perencanaan yang berdasarkan kekuatan bahan, dengan suatu

faktor dinamis coba-coba, akan tetapi masalah bunyi dan getaran yang ditimbulkan masih tetap bermasalah.

Untuk meredam bunyi dan getaran dapat diatasi dengan pelumasan dan getaran-getaran akibat gaya getar kebanyakan diredam dengan suatu landasan yang elastis. Kegiatan-kegiatan yang semacam ini, memang akan mengurangi bunyi dan getaran, akan tetapi gaya getar masih bekerja terus berarti masih terdapat suatu kerugian. Getaran yang merambat melalui poros dan bantalan menyebabkan bunyi pada kotak roda gigi (*gear box*). Disamping itu sumber utama penyebab getaran pada sistem roda gigi adalah komponen-komponen yang tidak balansing (*unbalance*), sehingga gigi dari roda gigi akan menimbulkan kesalahan rambatan statis yang akhirnya dapat merubah profil gigi dan keausan.

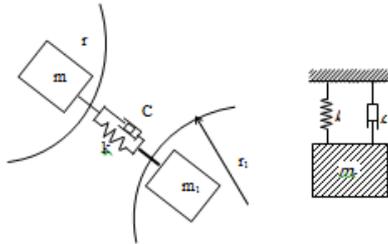
Situasi permasalahan di atas dapat disimpulkan dengan pertanyaan sebagai berikut: bagaimana mengurangi bunyi dan getaran pada pasangan roda gigi. Yang penyebabnya adalah gaya kelembaman

yang berupa gaya getar akibat percepatan, konstruksi yang tidak balansing, pemasangan poros dan bantalan yang tidak tepat serta pengambilan faktor dinamis perencanaan yang tidak tepat.

Faktor dinamis

Getaran massa roda gigi akan menimbulkan tambahan gaya pada roda gigi, sehingga pasangan kaitan gigi dapat dianalogikan sebagai kerja pegas [Niemann, 1990].

Untuk suatu perhitungan yang sederhana pasangan roda gigi dapat dikembalikan sebagai sistem satu massa seperti diperlihatkan pada Gambar 1.



Gambar 1. Pemodelan pinion dan roda sebagai sistem yang disederhanakan.

Karakteristik roda gigi sangat dipengaruhi oleh tekukan dan putaran poros. Oleh karena itu diambil jalan pintas dengan perkiraan perhitungan yang disederhanakan, yaitu faktor pengaruh ditentukan melalui pengukuran pada roda gigi yang berjalan.

$$K_v = \frac{F_{total}}{F_{stat}} = \frac{(F_{stat} + F_{din})}{F_{stat}} = \frac{F_{din}}{F_{stat}} + 1$$

dimana:

- K_v = faktor dinamis
- F_{stat} = gaya statis yang bekerja
- F_{din} = gaya dinamis

Daerah di bawah kritis ($N \leq 0,85$)

$$K_v = \frac{e_1 c' (f_{pe} - y_a)}{K_A F_t / b} + e_2$$

dimana:

- e_1, e_2 = faktor putaran dasar dibawah kritis.
- c' = kekakuan gigi tunggal untuk roda gigi miring sampai $\beta = 30^\circ$ adalah sebesar 13 N/(mm)
- $\beta = 30^\circ$ adalah sebesar 13 N/(mm)
- f_{pe} = deviasi jarak bagi kaitan
- y_a = besar pemakaian awal

Daerah resonansi utama ($0,85 < N \leq 1,15$)

$$K_v = \frac{e_3 c' (f_{pe2} - y_a)}{K_A F_t / b} + e_4 + 1$$

dimana:

e_3 dan e_4 = faktor putaran dasar daerah resonansi utama.

Daerah di atas kritis ($N > 1,5$)

$$K_v = \frac{e_5 c' (f_{pe2} - y_a)}{K_A F_t / b} + e_6$$

dimana:

e_5 dan e_6 = faktor putaran dasar diatas kritis.

Karakteristik getaran ditentukan dari posisi frekuensi pembangkit sampai frekuensi pribadi.

Frekuensi kaitan roda gigi,

$$\omega_z = \frac{n_1 z_1}{60}$$

Frekuensi pribadi,

$$\omega_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c_\gamma}{m_{red}}}$$

dimana:

- ω_n = frekuensi natural roda gigi
- ω_z = frekuensi gigi roda gigi
- m_{red} = massa kaitan roda gigi
- k = kekakuan kaitan roda gigi.

Perubahan bentuk yang berubah-ubah secara siklus menyebabkan ketidak seragaman gerak dan gaya tambahan dinamis. Untuk sejumlah perhitungan praktis dari faktor dinamis digunakan nilai rata-rata sesaat dan kekakuan kaitan k .

Perhitungan pendekatan sebagai berikut:

$$k = c^1 (0,75 \varepsilon_\alpha + 0,25)$$

dimana:

- c^1 = kekakuan gigi tunggal untuk roda gigi miring sampai $\beta = 30^\circ$ adalah sebesar 13 N/(mm)
- ε_α = mempunyai nilai $1 < \varepsilon_\alpha < 2$

Nilai rata-rata untuk roda gigi miring, c_γ adalah sebesar 20 N/(mm). (2)

Perbandingan antara ω_z dan ω_n disebut sebagai jumlah putaran dasar N , di mana N dirumuskan sebagai berikut:

$$r = \frac{n_1}{\frac{30 \cdot 10^3}{\pi z_1} \sqrt{\frac{c_\gamma}{m_{red}}}}$$

dimana:

$$m_{red} = \frac{m_1 m_2}{(m_1 + m_2)} = \left(\frac{I_1 I_2}{I_1 r_2^2 + I_2 r_1^2} \right) \quad (3)$$

dimana:

- m_1 = massa roda gigi 1
- m_2 = massa roda gigi 2
- I_1 = momen inersia roda gigi 1
- I_2 = momen inersia roda gigi 2
- r_1 = jari-jari lingkaran pitch roda gigi 1
- r_2 = jari-jari lingkaran pitch roda gigi 2.

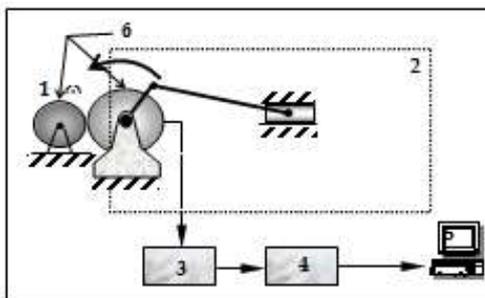
Faktor dinamis yang disederhanakan, karena ketidakpastian penentuan k. Untuk daerah kritis adalah $r \leq 0,85$, daerah resonansi utama adalah $0,85 < r < 1,15$ dan daerah diatas kritis adalah $N > 1,5$ [Niemann, 1990].

Metodologi Penelitian

Roda gigi miring sebagai objek penelitian dipilih roda gigi *pinion* dengan jumlah gigi sebesar 19 buah dan *wheel* dengan jumlah gigi sebesar 47 buah. Beban torsi roda gigi dipilih pompa piston *double section*. Pengukuran getaran dilakukan pada bantalan poros engkol dengan dua posisi titik ukur yaitu pada posisi horizontal dan vertikal, dengan 5 titik pengukuran. Posisi titik ukur dinyatakan sebagai berikut :

1. Titik ukur 1 (posisi aksial pada bantalan motor)
2. Titik ukur 2 (posisi horizontal pada bantalan motor)
3. Titik ukur 3 (posisi vertikal pada bantalan motor)
4. Titik ukur 4 (posisi horizontal pada bantalan pompa)
5. Titik ukur 5 (posisi vertikal pada bantalan pompa)

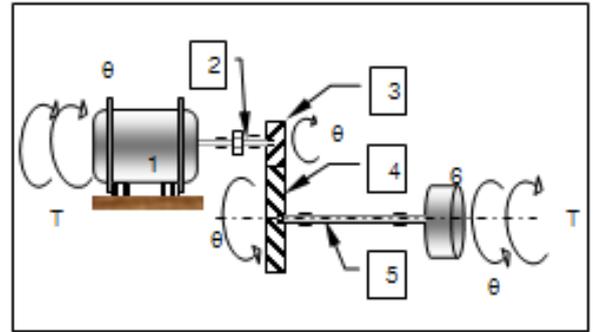
Untuk mengakomodasi 2 transduser (probe) pada saat yang bersamaan digunakan MSA (*Multi Channel Spectrum Analyzer*). Pompa piston diputar dengan motor DC yang dilengkapi dengan regulator untuk mengatur putaran motor. Motor DC dihubungkan dengan pompa piston yang menggunakan sepasang roda gigi miring dengan perbandingan transmisi 2,5 (diperlambat) seperti diperlihatkan pada gambar 4



Gambar 2. Skema instrumentasi disain penelitian

Keterangan:

- | | |
|-----------------|-------------|
| 1. Motor | 4. MSA |
| 2. Pompa piston | 5. Komputer |
| 3. Transduser | 6. Roda |

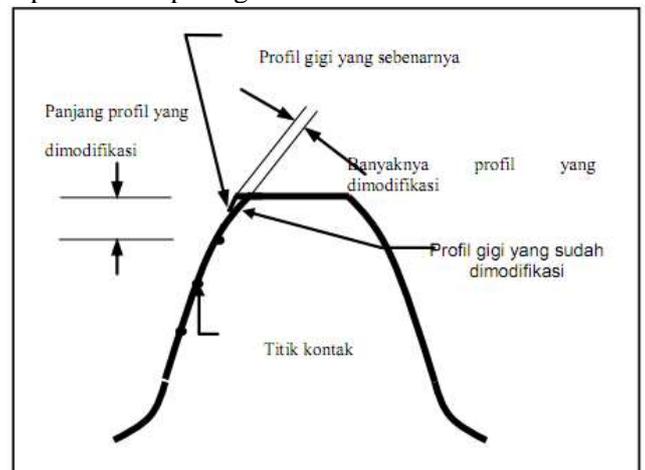


Gambar 3. Disain transmisi

Keterangan :

1. Motor
2. Poros 1
3. Roda gigi 1
4. Roda gigi 2
5. Poros 2
6. Beban (pompa piston)

Pada gambar 3 memperlihatkan skema pasangan roda gigi miring sebagai transmisi daya untuk menggerakkan pompa piston (kode 6 pada gambar 3 dan kode 2 pada gambar 2). Untuk memvariasikan bentuk kepala gigi roda gigi dilakukan pengupasan pada daerah di atas titik kontak gigi seperti diperlihatkan pada gambar 4 berikut ini :



Gambar 4. Pengupasan daerah kepala gigi rodagigi

Hasil dan Pembahasan

Pengukuran vibrasi dilakukan pada bantalan motor dan bantalan poros. Pembebanan dengan mengukur level kecepatan getaran dalam tiga posisi yaitu posisi aksial, horizontal dan posisi vertikal. Agar tercapai ketelitian yang optimum dipakai alat ukur vibrasi *IRD Mechanalyzer* yang mampu merekam amplitudo pada frekuensi kontak gigi (*frequency gear mesh*). Pengukuran amplitudo pada putaran 150, 200, dan 250 rpm, dengan tiga variasi pengupasan kepala gigi

dan melibatkan gigi standar dan hasilnya dirangkum dalam Tabel 1.

Tabel 1. Data pengupasan Kepala gigi dan amplitudo gear mesh pada putaran 150 rpm

Kondisi pengupasan	Dimensi pengupasan	Amplitudo gear mesh (mm/s)				
		Titik 1	Titik 2	Titik 3	Titik 4	Titik 5
STD	0	0,278	0,375	0,280	0,158	0,149
P1	0,458	0,210	0,257	0,217	0,136	0,122
P2	0,912	0,183	0,207	0,101	0,09	0,115
P3	1,368	0,260	0,254	0,172	0,143	0,134

Tabel 2. Data pengupasan kepala gigi dan amplitudo gear mesh pada putaran 200 rpm

Kondisi pengupasan	Dimensi pengupasan	Amplitudo gear mesh (mm/s)				
		Titik 1	Titik 2	Titik 3	Titik 4	Titik 5
STD	0	0,229	0,213	0,254	0,149	0,141
P1	0,458	0,189	0,201	0,211	0,127	0,137
P2	0,912	0,167	0,185	0,179	0,103	0,099
P3	1,368	0,191	0,223	0,218	0,184	0,139

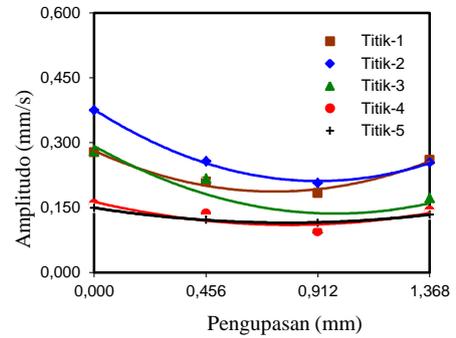
Tabel 3. Data pengupasan kepala gigi dan amplitudo gear mesh pada putaran 250 rpm

Kondisi pengupasan	Dimensi pengupasan	Amplitudo gear mesh (mm/s)				
		Titik 1	Titik 2	Titik 3	Titik 4	Titik 5
STD	0	0,193	0,224	0,230	0,142	0,133
P1	0,458	0,178	0,192	0,164	0,113	0,117
P2	0,912	0,131	0,164	0,09	0,09	0,108
P3	1,368	0,162	0,226	0,208	0,145	0,124

Pada Tabel 1.pada putaran 150 rpm terlihat bahwa:

- Bantalan motor dengan posisi aksial (titik 1) , yaitu dengan variasi pengupasan dari 0 mm sampai 1,368 mm diperoleh amplitudo frekuensi kontak gigi turun dari 0,278 mm/s sampai dengan 0,183 mm/s, kemudian naik lagi sampai 0,260 mm/s. Untuk posisi horizontal (titik 2) diperoleh amplitudo frekuensi kontak gigi turun dari 0,375 mm/s sampai dengan 0,207 mm/s, kemudian naik lagi sampai 0,254 mm/s. Juga pada posisi vertical (titik 3) menjadi turun dari 0,280 mm/s sampai dengan 0,101 mm/s, kemudian naik lagi sampai dengan 0,172 mm/s.
- Bantalan poros beban dengan posisi horizontal (titik 4), yaitu dengan variasi pengupasan dari 0 mm sampai 1.368 mm diperoleh amplitudo frekuensi kontak gigi turun dari 0,158 mm/s sampai 0,095 mm/s, kemudian naik sampai 0,143

mm/s, sedangkan pada posisi vertikal (titik 5) amplitudo juga turun dari 0,149 mm/s sampai 0,115 mm/s, kemudian naik juga sampai 0,134 mm/s.

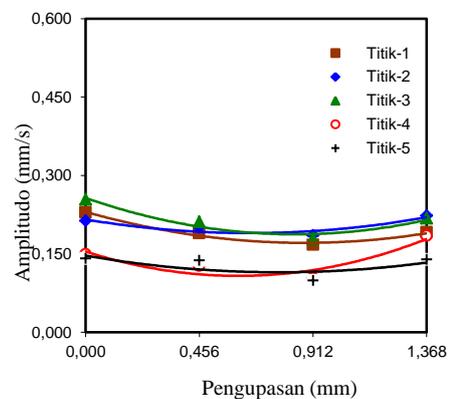


Gambar 5. Grafik hubungan pengupasan kepala gigi terhadap Amplitudo kontak gigi pada putaran 150 rpm.

Pada Tabel 2 pada putaran 200 rpm terlihat bahwa:

- Bantalan motor dengan posisi aksial (Titik 1), yaitu dengan variasi pengupasan dari 0 mm sampai 1,368 mm diperoleh amplitudo frekuensi kontak gigi turun dari 0,229 mm/s sampai 0,167 mm/s kemudian naik sampai 0,191 mm/s. Untuk posisi horizontal (titik 2) diperoleh amplitudo frekuensi kontak gigi turun dari 0,213 mm/s sampai 0,185 mm/s kemudian naik sampai 0,223 mm/s. Juga pada posisi vertical (titik 3) turun dari 0,254 mm/s sampai 0,179 mm/s kemudian naik sampai 0,218 mm/s.
- Bantalan poros beban dengan posisi horizontal (titik 4), yaitu dengan variasi pengupasan dari 0 mm sampai 1.368 mm diperoleh amplitudo frekuensi kontak gigi turun dari 0,149 mm/s sampai 0,103 mm/s kemudian naik sampai 0,184 mm/s, sedangkan pada posisi vertical (titik 5) amplitudo turun dari 0,141 mm/s sampai 0,099 mm/s, kemudian naik juga sampai 0,139 mm/s.

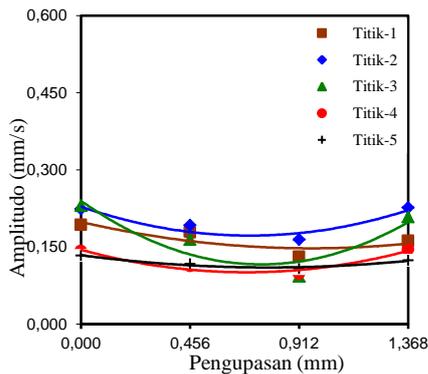
c.



Gambar 6. Grafik hubungan pengupasan kepala gigi terhadap Amplitudo kontak gigi pada putaran 200 rpm.

Pada Tabel 3 pada putaran 200 rpm terlihat bahwa:

- a. Bantalan motor dengan posisi aksial (titik 1), yaitu dengan variasi pengupasan dari 0 mm sampai 1,368 mm diperoleh amplitudo frekuensi kontak gigi turun dari 0.193 mm/s sampai 0.131 mm/s kemudian naik sampai 0.162 mm/s. Untuk posisi horizontal (titik 2) diperoleh amplitudo frekuensi kontak gigi turun dari 0.224 mm/s sampai 0.164 mm/s kemudian naik dari 0.226 mm/s. Juga pada posisi vertical (titik 3) turun dari 0.230 mm/s sampai 0.093 mm/s, kemudian naik sampai 0.208 mm/s.
- b. Bantalan poros beban dengan posisi horizontal (titik 4), yaitu dengan variasi pengupasan dari 0 mm sampai 1.368 mm diperoleh amplitudo frekuensi kontak gigi turun dari 0.142 mm/s sampai 0,098 mm/s kemudian naik lagi sampai 0.145 mm/s, sedangkan pada posisi vertical (titik 5) amplitudo turun dari 0.133 mm/s sampai 0.108 mm/s kemudian naik juga sampai 0.124 mm/s.



Gambar 7. Grafik hubungan pengupasan kepala gigi terhadap Amplitudo kontak gigi pada putaran 250 rpm.

Pengupasan Optimum Kepala Gigi

Hasil variasi nilai-nilai amplitudo kontak gigi dengan tiga tingkat modifikasi atau pengupasan, yang semuanya memperlihatkan hubungan amplitudo (X) dengan pengupasan (p) di ujung kepala gigi yang cenderung turun kemudian naik.

Dari hasil perhitungan diperoleh untuk semua kondisi putaran yaitu putaran 150, 200 dan 250 rpm. Hubungan-hubungan amplitudo terhadap pengupasan kepala gigi dinyatakan dalam bentuk persamaan berikut ini :

- a. Pada putaran 150 rpm

Pada bantalan motor :

Posisi aksial (titik 1)

$$X = 0,1743 p^2 - 0,2563 p + 0,2812$$

Posisi horizontal (titik 2)

$$X = 0,1984 p^2 - 0,362 p + 0,3765$$

Posisi vertikal (titik 3)

$$X = 0,1611 p^2 - 0,3169 p + 0,292$$

Pada bantalan beban :

Posisi horisontal (titik 4)

$$X = 0,0842 p^2 - 0,134 p + 0,1634$$

Posisi vertikal (titik 5)

$$X = 0,0553 p^2 - 0,0871 p + 0,1493$$

- b. Pada putaran 200 rpm

Pada bantalan motor :

Posisi aksial (titik 1)

$$X = 0,0769 p^2 - 0,1351 p + 0,2304$$

Posisi horisontal (titik 2)

$$X = 0,0601 p^2 - 0,0792 p + 0,2159$$

Posisi vertikal (titik 3)

$$X = 0,0986 p^2 - 0,1656 p + 0,257$$

Pada bantalan beban :

Posisi horisontal (titik 4)

$$X = 0,1238 p^2 - 0,1516 p + 0,1544$$

Posisi vertikal (titik 4)

$$X = 0,0529 p^2 - 0,082 p + 0,1466$$

- c. Pada putaran 250 rpm

Pada bantalan motor :

Posisi aksial (titik 1)

$$X = 0,0553 p^2 - 0,1064 p + 0,1985$$

Posisi horisontal (titik 2)

$$X = 0,113 p^2 - 0,1594 p + 0,2283$$

Posisi vertikal (titik 3)

$$X = 0,2176 p^2 - 0,3277 p + 0,2396$$

Pada bantalan beban :

Posisi horisontal (titik 4)

$$X = 0,0914 p^2 - 0,1263 p + 0,1444$$

Posisi vertikal (titik 5)

$$X = 0,0385 p^2 - 0,0605 p + 0,1339$$

Persamaan pada putaran 150 rpm sampai dengan persamaan putaran 250 rpm dilakukan optimasi, dan selanjutnya diperoleh nilai p sebesar 0.80 mm pengupasan kepala gigi.

Estimasi Faktor Dinamis

Pemodelan sistem roda gigi yang melibatkan; motor penggerak, poros, bantalan dan pembebanan yang dapat disederhanakan dengan hanya melihat pada dua gigi roda gigi yang saling berkontak [Niemann,1990].

Dari sistem penyederhanaan ini, dengan dua gigi yang saling berkontak dapat dimodelkan sebagai sistem getaran paksa dengan dengan redaman viskous. Pemodelan ini memberikan persamaan

hubungan amplitudo terhadap kekakuan kontak gigi dan faktor damping. Amplitudo-amplitudo yang dihasilkan pada daerah modifikasi atau pengupasan optimum, hasil perhitungan memberikan nilai-nilai yaitu pada :

- a. Pada putaran 150 rpm
Rasio frekuensi sebesar 0,5530 untuk frekuensi kontak gigi sebesar 117,500 Hz dan kekakuan kaitan sebesar 71160,2833 N/m. Sedangkan rasio redaman sebesar 0,7545. *Faktor dinamis* diperoleh sebesar 1,4145.
- b. Pada putaran 200 rpm
Rasio frekuensi sebesar 0,6474, untuk frekuensi kontak gigi sebesar 156,667 Hz dan kekakuan kaitan sebesar 53260,7740 N/m. Sedangkan rasio redaman sebesar 0,7657. *Faktor dinamis* diperoleh sebesar 1,4211.
- c. Pada putaran 250 rpm
Rasio frekuensi sebesar 0,7045, untuk frekuensi kontak gigi sebesar 195,833 Hz dan kekakuan kaitan sebesar 31891,2569 N/mm. Sedangkan rasio redaman sebesar 0,7705. *Faktor dinamis* diperoleh sebesar 1,4354.

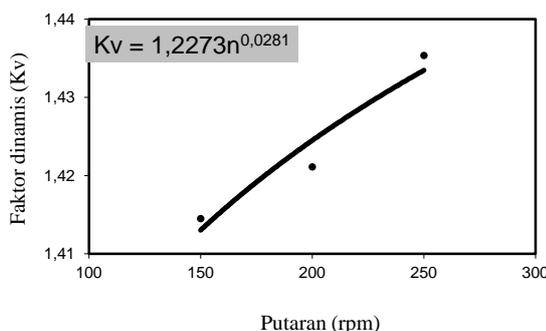
Bila kreterium dinyatakan sebagai faktor dinamis (K_v), prediktor 1 sebagai putaran roda gigi (n), dan prediktor 2 sebagai faktor kekakuan kontak gigi (k), diperoleh persamaan prediksi faktor dinamis yang berkaitan dengan putaran, dan faktor kekakuan kontak gigi sebagai berikut :

$$K_v = \frac{1,87}{n^{0,0062} \cdot k^{0,0222}}$$

dimana :

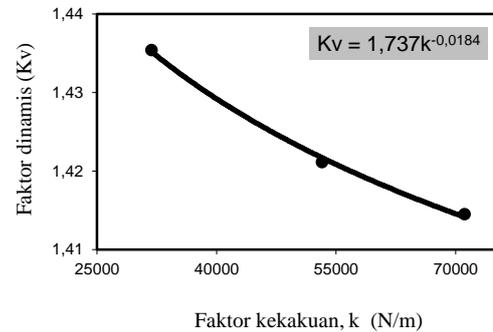
- K_v = faktor dinamis
- n = putaran roda gigi (rpm)
- k = faktor kekakuan kontak gigi (N/m)

Secara terpisah hubungan antara faktor dinamis (K_v) terhadap perputaran roda gigi (n) diperlihatkan pada gambar 8. dengan model power diperoleh korelasi R sebesar 0,890



Gambar 8. Hubungan antara K_v terhadap n

Hubungan antara faktor dinamis (K_v) terhadap faktor kekakuan kontak gigi (k) diperlihatkan pada gambar 9 dengan model power diperoleh korelasi R sebesar 0,998



Gambar 9. Hubungan antara K_v terhadap k

Kesimpulan

Dari hasil penelitian yang telah dilakukan, dapat disimpulkan sebagai berikut:

Prilaku amplitudo getaran pada kontak gigi roda gigi sangat bervariasi. Hasil pengukuran memperlihatkan kecenderungan turun kemudian naik, sehingga amplitudo yang optimum terjadi pada daerah pengupasan ujung kepala gigi sebesar 0,80 mm.

Estimasi faktor dinamis adalah sebesar 1,4145 yang cenderung naik dengan naiknya putaran dan naiknya beban dinamis.

Faktor kekakuan kaitan gigi diperoleh sebesar 71160,2833 N/m pada frekuensi kaitan gigi sebesar 7050 CPM juga cenderung turun dengan naiknya frekuensi kaitan gigi.

Faktor dinamis yang diperoleh dari penelitian berdasarkan estimasi beban dinamis.

$$K_v = \frac{1,87}{n^{0,0062} \cdot k^{0,0222}}$$

dimana :

- K_v = faktor dinamis
- n = putaran roda gigi (rpm)
- k = faktor kekakuan kontak gigi (N/m)

Ucapan terima kasih

Kepada Panitia SNTTM XII Unila atas diperkenankannya hasil penelitian ini untuk diikuti pada acara seminar tersebut, juga kepada pihak Ketua Jurusan Teknik Mesin dan Dekan Fakultas Teknik Universitas Hasanuddin, yang membantu fasilitas dan biaya penelitian ini. Juga Saudara Ir. Muh. Yamin, MT. yang banyak membantu penyelesaian penelitian ini.

Nomenklatur

ζ	Faktor redaman
ω_n	Frekuensi natural
ω_z	Frekuensi gigi
A	Respon level getaran
ADC	Analog to digital converter
DSA	Dynamic signature analyzer
$e_1, e_2, e_3, e_4, e_5, e_6$	Faktor putaran dasar
f_{pe}	Deviasi jarak bagi kaitan roda gigi
FFT	Fast fourier transform
F_{din}	Gaya dinamis
F_{stat}	Gaya statis
GMF	Gear mesh frequency
Hz	Hertz, satuan getaran
I_1, I_2	Momen inersia
k	Kekakuan kaitan
K_v	Faktor dinamis
kW	Kilo watt, satuan daya
LGM	Level getaran modifikasi
LGS	Level getaran standar
LPF	Low pass filter
m	meter, satuan panjang
mm	melli meter, satuan panjang
m_1, m_2	massa roda gigi
m_{red}	massa kaitan
MSA	Mechanical signature analyser
n_1, n_2	Putaran roda gigi
N	Newton, satuan gaya
p	Pengupasan
rpm	Putaran per menit
r_1, r_2	Jari-jari lingkaran pitch roda gigi
rms	Root mean square
r	Putaran dasar
R	Koefisien regresi
y_α	Besar pemakian awal
z_1, z_2	Jumlah gigi

Referensi

B.J.,Maker and R.J.,Davey. 1996. *Torsional Analysis of a Twin Lime Kiln*. Proceeding FAC on Applied Mechanics, ACAM-Australia.

Daniel J.,Inman. 1989. *Vibration With Control, Measurement, and Stability*. Prentice-Hall International, Inc., Buffalo, New York.

E. Kreyzig. 1988. *Advanced Engineering Mathematics*. (7th ed), Willey New York.

G.,Nakhaic-Jazar and B.,Shiari. 1996. *Periodic Behavior of A Nonlinear Third Order Equation*. Proceeding FAC on Applied Mechanics, ACAM-Australia.

G.Niemann, H.Winter. 1990. *Elemen Mesin*. Edisi ke-2, Jilid II, Penerbit Erlangga, Jakarta.

IRD Model 885 User's Manual. 1992. *IRD Mechanalysis*. First Edition, PC Link Software.

Jac.Stolk,C.Kros. 1993. *Elemen Mesin*. Edisi ke-21, Penerbit Erlangga, Jakarta.

Mario, Paz. 1996. *Dinamika Struktur*. Penerbit Erlangga, Jakarta.

N.S.,Feng and E.J.,Hahn. 1996. *Balancing of Flexible Rotors Utilising Rotordynamic Softwarw*. Proceeding FAC on Applied Mechanics, ACAM-Australia.

Robert, F.,Steidel, JR. 1980. *An Introduction To Mechanical Vibration*. John Wiley & Sons, Inc., New York.

R.J.,Nagem, R.G.,Salame and J.H.,William. 1994. *Reflection and Transmimission of Random Distrubances at Joint in One-Dimensional Structure*. Journal Mechanics of Structure and Machines, Number 3, Marcel Dekker, New York.

Robert K.,Vierck. 1995. *Analisis Getaran*. Penerbit PT. Eresco, Bandung.

Sularso, Kiyokatsu S. 1987. *Elemen Mesin*. Penerbit PT.Paradnya Paramita, Jakarta.

W.T.,Thomson. 1972. *Theory of Vibration and Aplication*. Prentice-Hall.