

M7-013 Kaji Analitik dan Numerik Penerapan *Momentum Exchange Impact Damper* Pada *Breaker Plate Impact Crusher*

Lovely Son, Adriyan, Mulyadi Bur¹

¹ Laboratorium Dinamika Struktur Jurusan Teknik Mesin UNAND
Kampus UNAND Limau Manis, Padang, 25163

ABSTRAK

Impact crusher adalah salah satu mesin yang biasa digunakan untuk menghancurkan material tambang. Proses penghancuran dengan *impact crusher* dilakukan dengan menumbukan material ke *breaker plate*. Selama tumbukan, dihasilkan gaya yang besar dalam selang waktu yang singkat. Kondisi ini menyebabkan getaran dan gaya yang ditransmisikan ke *housing crusher* cukup besar. Karena itu, diperlukan suatu mekanisme yang dapat mereduksi getaran dan transmisi gaya yang terjadi. Teknik pereduksian yang diajukan pada penelitian ini adalah dengan penggunaan *momentum exchange impact damper* (MEID). MEID bekerja dengan memindahkan sebagian besar energi sistem getaran ke peredam. Efektivitas MEID untuk mereduksi getaran akibat beban kejut dianalisis secara analitik dan numerik. Kajian diawali dari analisis tumbukan tiga benda kaku. Kajian berikutnya adalah penerapan MEID pada *breaker plate* dengan dua analisis pendekatan. Analisis pertama menggunakan pendekatan benda kaku untuk *breaker plate*. Analisis kedua menggunakan pendekatan pelat elastik. Pengurangan energi batang kaku mencapai harga optimum untuk rasio massa MEID sebesar 0.405. Dari hasil kaji numerik penerapan MEID untuk model pelat elastik diperoleh penurunan percepatan pelat sebesar 33.31 %. Disamping itu, transmisi gaya ke *housing* berkurang sebesar 41.79 %. Dengan demikian, dapat dinyatakan bahwa MEID cukup efektif digunakan sebagai sistem kendali pasif getaran akibat beban kejut.

Kata kunci: *Impact crusher, getaran kejut, breaker plate, kendali pasif, MEID.*

1. Pendahuluan

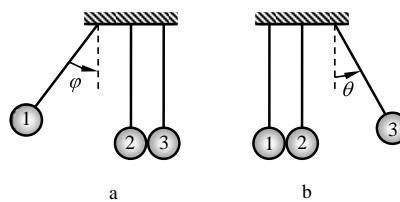
Permasalahan getaran yang timbul akibat beban kejut sering ditemui pada proses pereduksian ukuran material pada industri tambang seperti *impact crusher*. Proses pereduksian material ini dilakukan dengan cara menumbukkan material ke *breaker plate*. Selama proses pemecahan material, *breaker plate* dieksitasi oleh gaya kejut yang dihasilkan selama proses tumbukan. Kondisi ini menimbulkan getaran pada *breaker plate* dan transmisi gaya ke *housing*.

Cara konvensional yang biasa digunakan untuk mengurangi gaya transmisi akibat beban kejut adalah menggunakan tumpuan fleksibel. Akan tetapi, metode ini tidak cukup efektif dalam menekan respons getaran.

Pada penelitian ini, diajukan suatu metode pengendalian getaran kejut pada *breaker plate impact crusher* menggunakan *momentum exchange impact damper* (MEID). MEID ini bekerja dengan cara memindahkan sebagian energi dan momentum *breaker plate* ke peredam MEID selama proses tumbukan. Dengan menggunakan MEID, dihasilkan penurunan getaran dan transmisi gaya secara bersamaan.

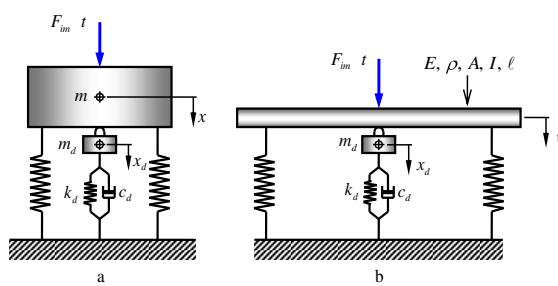
2. Kendali Getaran Kejut Dengan MEID

Prinsip kerja MEID dapat dipelajari dari sistem ayunan 3 bola seperti diperlihatkan pada Gambar 1. Ketika bola pertama menumbuk bola kedua, sebagian momentum dan energi kinetik bola pertama akan dipindahkan ke bola kedua. Lebih jauh lagi, ketika bola kedua secara bersamaan menumbuk bola ketiga maka sebagian momentum dan energi kinetik bola kedua akan dipindahkan ke bola ke tiga. Kondisi ini memungkinkan bola kedua dapat dijaga dalam kondisi stabil. Analogi tumbukan tiga bola tersebut merupakan ide dasar penerapan MEID sebagai kendali pasif getaran akibat beban kejut. Untuk sistem dinamik dengan MEID, sumber gangguan dianalogikan sebagai bola pertama, sistem utama merupakan bola kedua dan MEID adalah bola ketiga.



Gambar 1 Ayunan tiga bola (a) sebelum tumbukan bola 1 disimpangkan dan (b) setelah tumbukan bola 3 mengayun.

MEID dapat diterapkan pada sistem massa terpusat dan sistem massa kontinu yang memiliki banyak modus getar seperti yang ditunjukkan oleh Gambar 2. Untuk sistem dengan massa kontinu, pemindahan energi dan momentum dipengaruhi oleh setiap modus getarnya [5].

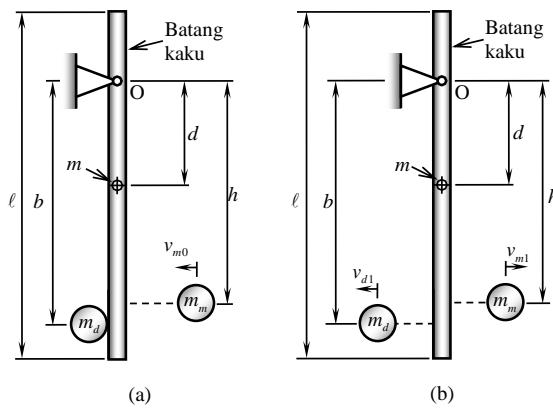


Gambar 2 Penggunaan MEID untuk: (a) sistem terpusat dan (b) sistem kontinu.

3. Tumbukan Tiga Benda Kaku

Tumbukan tiga benda kaku dengan analisis kekekalan momentum sudut

Analisis tumbukan dengan formulasi hukum kekekalan momentum dilakukan dengan mengabaikan deformasi elastis lokal yang terjadi pada titik kontak pasangan benda yang bertumbukan [5]. Pada Gambar 3 diperlihatkan model tumbukan benda kaku yang digunakan sebagai penyederhanaan tumbukan *breaker plate impact crusher*.



Gambar 3 Tumbukan tiga benda kaku untuk kondisi (a) sebelum tumbukan dan (b) setelah tumbukan.

Kecepatan massa *damper* m_d setelah tumbukan diperoleh dengan penerapan kekekalan momentum dan koefisien restitusi untuk tumbukan batang kaku dengan kedua massa m_m dan m_d :

$$v_{d1} = \frac{r_{mm}r_h}{1+r_{mm}r_h} \frac{b}{h} v_{m0} \quad 1+e_1 \quad 1+e_2 \quad (1)$$

dimana $r_{mm} = m_m/m$, $r_{md} = m_d/m$, $r_h = (h/r_g)^2$, $r_b = (b/r_g)^2$, $r_g = \sqrt{\ell^2/12 + d^2}$, sedangkan e_1 dan e_2 merupakan koefisien restitusi tumbukan massa m_m dan massa m_d dengan batang kaku.

Pemindahan energi ke massa *damper* m_d untuk $e_1 = e_2 = 1$ adalah

$$r_{Ed} = \frac{E_{d1}}{E_{m0}} = \frac{16r_{mm}r_{md}r_h r_b}{1+r_{mm}r_h^2 \quad 1+r_{md}r_b^2} \quad (2)$$

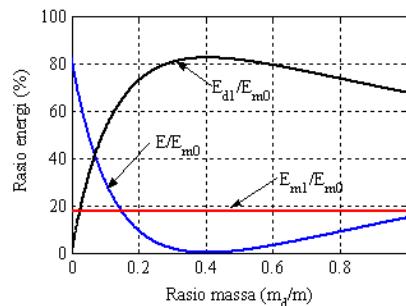
dimana E_{d1} merupakan energi kinetik akhir massa m_d , dan E_{m0} adalah energi kinetik awal massa m_m . Kondisi optimum pemindahan energi tumbukan ke massa *damper* dinyatakan dengan

$$\frac{m_d}{m} = \left(\frac{r_g}{b} \right)^2 = \frac{\ell^2 + 12d^2}{12b^2} \quad (3)$$

Variasi rasio energi kinetik pada tumbukan tiga benda kaku diplotkan pada Gambar 4 dengan menggunakan parameter-parameter seperti terlihat pada Tabel 1. Seperti dapat dilihat pada Gambar 4, nilai maksimum pemindahan energi kinetik ke massa m_d didapatkan pada kondisi $m_d/m = 0.405$.

Tabel 1 Data simulasi tumbukan tiga benda kaku dengan analisis kekekalan momentum

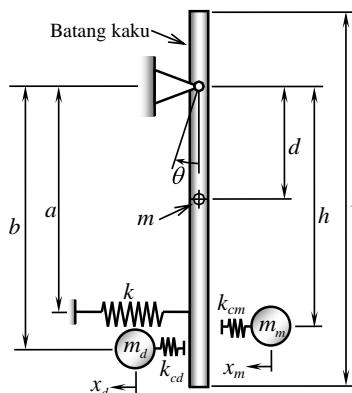
Parameter	Nilai
m	2.0 kg
m_m/m	0.2
m_d/m	0 – 1.0
b, d, h, ℓ	0.22, 0.11, 0.20 dan 0.30 m
v_{m0}	1.0 m/s



Gambar 4 Rasio energi kinetik pada tumbukan tiga benda kaku dengan variasi rasio massa m_d , untuk $m_m/m = 0.2$.

Tumbukan tiga benda kaku dengan model pegas kontak

Asumsi pemodelan pegas kontak diambil dengan melibatkan deformasi elastis lokal pada bagian yang saling berkontak. Model pegas kontak dari m_m dan m_d diasumsikan linier seperti yang ditunjukkan pada Gambar 5.



Gambar 5 Tumbukan tiga benda kaku dengan model pegas kontak.

Persamaan diferensial gerak massa m_m , batang kaku dan massa m_d dinyatakan dengan

$$m_m \ddot{x}_m + f_{im} = 0 \quad (4)$$

$$J \ddot{\theta} + K \theta - f_{im} h + f_{cd} b = 0 \quad (5)$$

$$m_d \ddot{x}_d - f_{cd} = 0 \quad (6)$$

dimana f_{im} adalah gaya impuls yang dihasilkan oleh massa m_m ketika bertumbukan dengan batang kaku, sedangkan f_{cd} adalah gaya kontak yang dihasilkan selama batang kaku dan massa m_d saling berkontak. Secara matematis, harga gaya impuls ini dapat dituliskan dengan

$$f_{im} = \begin{cases} k_{cm} x_m - h\theta & ; x_m - h\theta \geq 0 \\ 0; & x_m - h\theta \leq 0 \end{cases} \quad (7)$$

$$f_{cd} = \begin{cases} k_{cd} b\theta - x_d & ; b\theta - x_d \geq 0 \\ 0; & b\theta - x_d \leq 0 \end{cases} \quad (8)$$

Seminar Nasional Tahunan Teknik Mesin (SNTTM) VIII

Universitas Diponegoro, Semarang 11-12 Agustus 2009

dimana $J = m \cdot \ell^2/12 + d^2$ dan $K = ka^2 + mgd$.

Penyelesaian Pers. (4) – (8) selama durasi kontak berlangsung menghasilkan kecepatan massa $damper m_d$ yang dapat dituliskan dalam bentuk

$$\dot{x}_d(t) = A \cdot \left[\frac{1}{Z_1} \cos \omega_1 t - \frac{1}{Z_2} \cos \omega_2 t + \frac{1}{Z_3} \cos \omega_3 t \right] \quad (9)$$

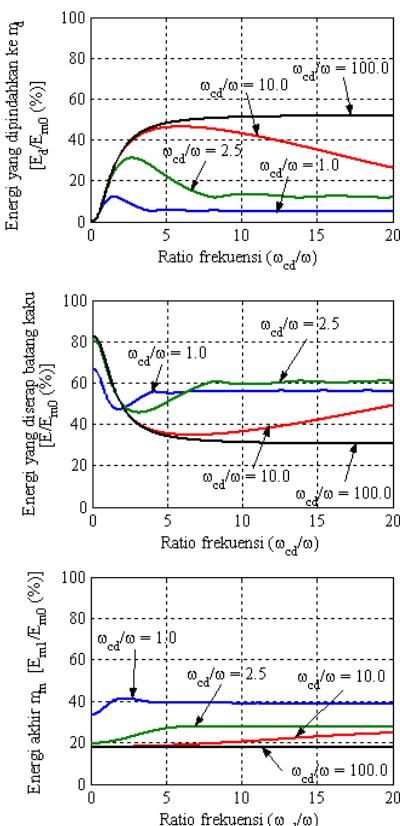
dimana

$A = r_{mm} \sqrt{r_b r_h} \cdot \omega_{cm}^2 \omega_{cd}^2 \cdot v_{m0}$, $Z_1 = \omega_1^2 - \omega_2^2 \quad \omega_1^2 - \omega_3^2$, $Z_2 = \omega_1^2 - \omega_2^2 \quad \omega_2^2 - \omega_3^2$, $Z_3 = \omega_1^2 - \omega_3^2 \quad \omega_2^2 - \omega_3^2$. ω_{cm} adalah frekuensi kontak massa m_m ($\omega_{cm} = \sqrt{k_{cm}/m_m}$) dan ω_{cd} menyatakan frekuensi kontak massa m_d ($\omega_{cd} = \sqrt{k_{cd}/m_d}$). ω_1 , ω_2 dan ω_3 merupakan frekuensi pribadi ketiga benda ketika sedang berkontak satu sama lainnya.

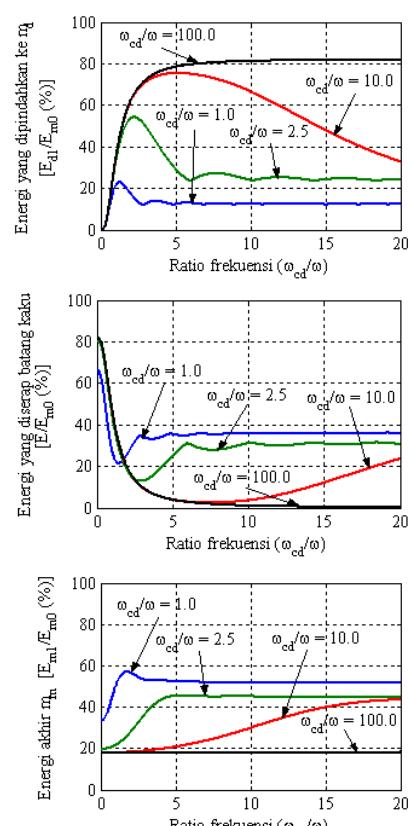
Pengevaluasian setiap suku pada Pers. (9) dilakukan ketika massa m_d kehilangan kontak dengan batang kaku. Untuk kondisi ini, diambil asumsi bahwa massa m_d kehilangan kontak dengan batang kaku setelah massa m_m juga kehilangan kontak yang terjadi pada $t = \pi/\omega_{cm}$. Dengan demikian, kondisi optimum pemindahan energi dan momentum untuk model kontak elastis dinyatakan dengan

$$\omega_{cd} = \omega_{cm} \quad (10)$$

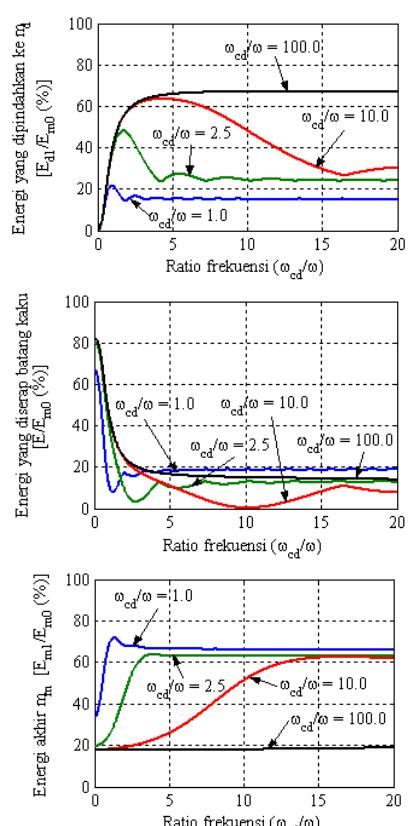
Hasil yang diperoleh pada Pers. (10) sama dengan hasil yang diperoleh untuk kasus tumbukan pusat langsung tiga benda dengan model pegas kontak [2].



(a)



(b)



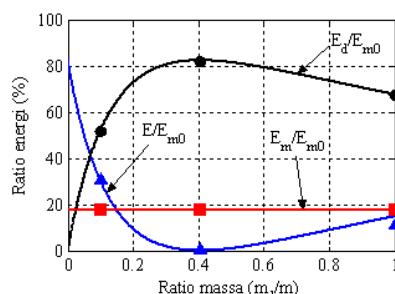
(c)

Gambar 6 Transfer energi pada tumbukan tiga benda kaku untuk (a) $m_d/m = 0.100$, (b) $m_d/m = 0.405$ dan (c) $m_d/m = 1.000$.

Tabel 2 Data simulasi tumbukan tiga benda kaku dengan model pegas kontak

Parameter	Nilai
m	2.0 kg
m_m/m	0.200
m_d/m	0.100, 0.405 dan 1.000
$a, b, d, h,$ ℓ	0.20, 0.22, 0.11, 0.20, dan 0.30 m
v_{m0}	1.0 m/s
ω	200π rad/s
ω_{cm}/ω	1.0, 2.5, 10.0 dan 100.0
ω_{cd}/ω	0 – 20

Data simulasi diperlihatkan pada Tabel 2. Hasil simulasi pemindahan energi kinetik ke m_d , energi yang diserap oleh batang kaku dan energi yang masih dimiliki oleh massa m_m ditunjukkan pada Gambar 6. Pemindahan energi pada tumbukan tiga benda kaku dengan model pegas kontak ditentukan oleh faktor frekuensi kontak ω_{cm} dan ω_{cd} serta pengaruh massa *damper* m_d . Berdasarkan hasil simulasi, energi yang dipindahkan ke massa m_d mencapai harga maksimum ketika rasio massa $m_d/m = 0.405$ untuk rasio frekuensi kontak yang tinggi. Kondisi ini sesuai dengan hasil yang diperoleh sebelumnya menggunakan hukum kekekalan energi dan momentum.



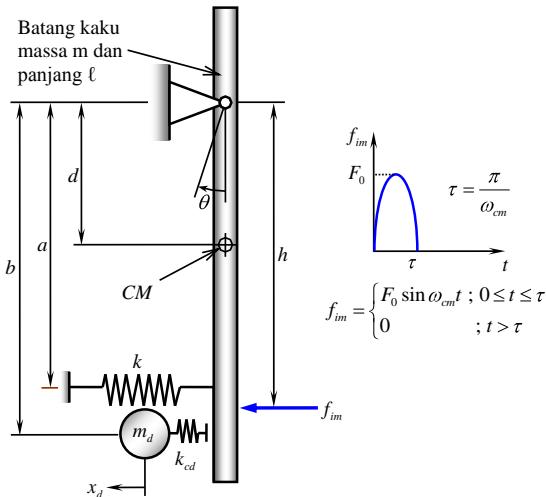
Gambar 7 Perbandingan transfer energi kinetik pada kasus tumbukan tiga benda kaku untuk pendekatan titik kontak kaku dan titik kontak elastis ($\bullet = E_d/E_{m0}$, $\blacktriangle = E/E_{m0}$, $\blacksquare = E_m/E_{m0}$).

Perbandingan rasio energi menggunakan dua pendekatan yaitu pendekatan kekekalan energi dan momentum dan pendekatan pegas kontak diperlihatkan pada Gambar 7. Untuk pendekatan pegas kontak, rasio frekuensi kontak yang digunakan dalam simulasi cukup tinggi yaitu $\omega_{cd}/\omega = 100$. Pada Gambar 7 ini dapat dilihat bahwa hasil yang diperoleh dari kedua pendekatan ini hampir sama.

4. Penerapan MEID Pada *Breaker Plate Impact Crusher*

Formulasi Analitik

Untuk mendapatkan kondisi optimum MEID secara analitik, *breaker plate* dimodelkan secara sederhana menggunakan model batang kaku seperti ditunjukkan pada Gambar 8. Kekakuan pegas kontak pada model ini diasumsikan linier.



Gambar 8 Model dua derajat kebebasan sistem batang kaku dengan MEID.

Dalam analisis ini, persamaan gerak batang kaku dan MEID diinvestigasi selama periode kontak. Frekuensi pribadi sistem selama berkontak dapat dinyatakan dengan

$$\varpi_1^2 = \frac{1}{2} \left[P - \sqrt{P^2 - Q^2} \right] \quad (11)$$

$$\varpi_2^2 = \frac{1}{2} \left[P + \sqrt{P^2 - Q^2} \right] \quad (12)$$

dimana $P = \omega^2 + \omega_{cd}^2 (1 + r_{md} r_b)$, $Q = 2\omega\omega_{cd}$ dan ω merupakan frekuensi pribadi batang kaku ($\omega = \sqrt{K/J}$).

Kecepatan relatif antara batang kaku dengan MEID selama periode kontak dinyatakan oleh

$$b\dot{\theta} - \dot{x}_d = \underbrace{\frac{r_{A1} - 1}{\text{Modus 1}} \varpi_1 X_{d1} \sin \varpi_2 t + \varphi}_{\text{Modus 1}} + \underbrace{\frac{r_{A2} - 1}{\text{Modus 2}} \varpi_2 X_{d2} \sin \varpi_1 t + \varphi}_{\text{Modus 2}} \quad (13)$$

dengan $r_{A1} = (b\theta/X_d)_{(1)} = 1 - (\varpi_1/\omega_{cd})^2$, dan $r_{A2} = (b\theta/X_d)_{(2)} = 1 - (\varpi_2/\omega_{cd})^2$.

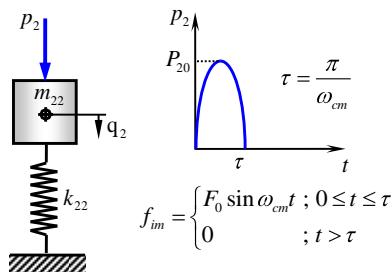
Seperti telah dijelaskan pada bagian sebelumnya, kondisi maksimum pemindahan energi ke MEID diperoleh jika nilai ω_{cd}/ω cukup besar. Dengan menggunakan hasil ini maka, apabila Pers. (11) dibagi dengan ω_{cd}^2 akan diperoleh $(\varpi_1/\omega_{cd})^2 \approx 0$. Dengan demikian, kecepatan relatif pada Pers. (13) dapat ditulis ulang sebagai

$$b\dot{\theta} - \dot{x}_d = \underbrace{\frac{r_{A2} - 1}{\text{Modus 2}} \varpi_2 X_{d2} \sin \varpi_1 t + \varphi}_{\text{Modus 2}} \quad (14)$$

Seminar Nasional Tahunan Teknik Mesin (SNTTM) VIII

Universitas Diponegoro, Semarang 11-12 Agustus 2009

Dari Pers. (14) dapat diketahui bahwa kecepatan relatif antara batang kaku dengan massa m_d hanya dipengaruhi oleh modus getar kedua dari sistem tersebut ketika berkontak. Dengan demikian, sistem dua derajat kebebasan pada Gambar 8 dapat diequivalensikan menjadi sistem satu derajat kebebasan untuk modus getar keduanya seperti yang ditunjukkan oleh Gambar 9.



Gambar 9 Model ekivalen satu derajat kebebasan untuk modus getar kedua.

Persamaan gerak sistem seperti yang ditunjukkan oleh Gambar 9 dinyatakan secara matematis sebagai

$$m_{22}\ddot{q}_2 + k_{22}q_2 = p_2 = P_{20} \sin \omega_{cm}t; \quad t \leq \pi/\omega_{cm} \quad (15)$$

Penyelesaian Pers. (15) untuk harga kecepatan menghasilkan

$$\dot{q}_2 \quad t = \frac{P_{20}/k_{22}}{\left(1 - \frac{\omega_{cm}^2}{\varpi_2^2}\right)} \omega_{cm} \cos \omega_{cm}t - \cos \varpi_2 t \quad (16)$$

Pemindahan energi maksimum ke massa *damper* m_d diperoleh ketika respons kecepatan bernilai nol atau dengan kata lain ketika gaya impuls bernilai maksimum. Dari kurva gaya impuls didapatkan bahwa gaya gangguan akan bernilai maksimum pada saat

$$t = \pi/2\omega_{cm}. \quad (17)$$

Dengan mensubtitusikan harga t pada Pers.(17) ke dalam Pers.(16), maka diperoleh

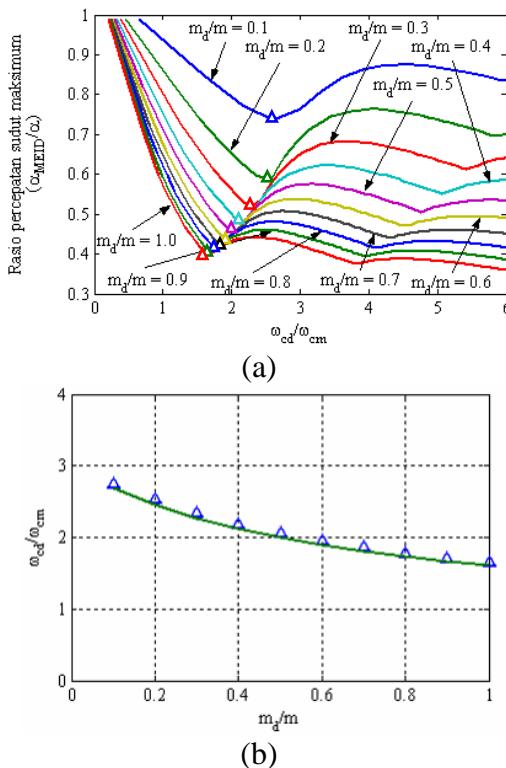
$$\varpi_2 = (4n - 1)\omega_{cm}; \quad n = 0, \pm 1, \pm 2, \pm 3, \dots \quad (18)$$

Pensubstitusian nilai ϖ_2 ini ke dalam Pers. (12) menghasilkan

$$\gamma = 4n-1 \sqrt{\frac{4n-1^2 - \eta^2}{4n-1^2 1 + r_{md}r_b - \eta^2}} \quad (19)$$

dimana $\eta = \omega/\omega_{cm}$ dan $\gamma = \omega_{cd}/\omega_{cm}$. Untuk $n = 1$, Pers. (19) dapat direduksi menjadi

$$\gamma = 3 \sqrt{\frac{9 - \eta^2}{9 1 + r_{md}r_b - \eta^2}} \quad (20)$$



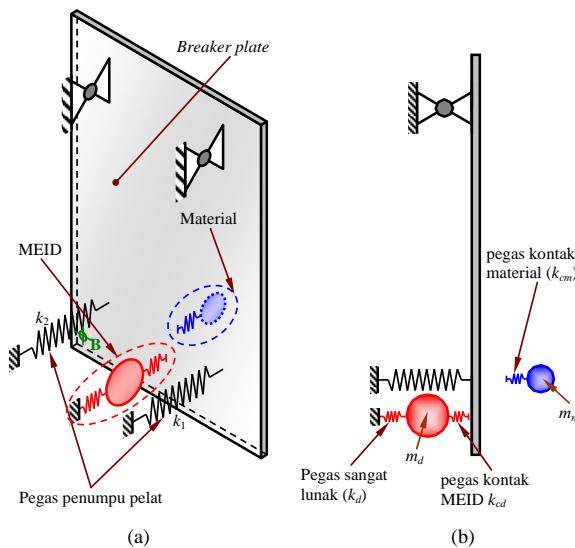
Gambar 10 (a) Rasio percepatan sudut batang kaku untuk variasi rasio massa MEID dan rasio frekuensi kontak MEID terhadap frekuensi kontak material penumbuk. (b) Kondisi optimum penurunan percepatan sudut batang kaku (— analitik, Pers. (19); Δ hasil simulasi, Gambar 10 (a))).

Penyelesaian numerik persamaan gerak sistem pada Gambar 8 diplotkan pada Gambar 10 (a). Pada Gambar 10(a) ini dapat dilihat bahwa percepatan sudut batang kaku α_{MEID}/α berkurang dengan kenaikan rasio massa MEID. Untuk penggunaan MEID dengan rasio massa yang tinggi, penurunan percepatan sudut batang kaku akan cukup berarti jika menggunakan rasio frekuensi kontak yang tinggi.

Perbandingan nilai puncak minimum percepatan sudut batang kaku diperlihatkan pada Gambar 10 (b). Dari kurva ini dapat dilihat kesesuaian antara penghitungan analitik dengan hasil numerik. Untuk rasio frekuensi kontak ω_{cd}/ω_{cm} yang cukup besar, Pers. (20) dapat digunakan sebagai suatu formulasi untuk penentuan rancangan sistem dinamik dengan MEID.

Model pelat elastik

Pendekatan model pelat elastis untuk sistem dinamik *breaker plate* ditunjukkan oleh Gambar 11. Model ini terdiri atas material *feeding*, *breaker plate* dan MEID. Data numerik untuk model pelat elastik dapat dilihat pada Tabel 3



Gambar 11 Model dinamika *breaker plate* dengan MEID (a) isometri dan (b) tampak samping.

Tabel 3 Data sistem dinamik dengan MEID untuk model benda elastis

Parameter	Nilai
Material pelat	AISI 1020 ($\rho = 8030 \text{ kg/m}^3$, $E = 210 \text{ GPa}$, $\nu = 0.30$);
m	3.000 kg
k_1, k_2	20000 N/m
$m_m (m_m/m)$	0.500 kg (0.167)
k_{cm}	$2.5 \times 10^5 \text{ N/m}$
$m_d (m_d/m)$	1.215 kg (0.405); 1.800 kg (0.600)
k_{cd}	$1.0 \times 10^7 \text{ N/m}$
k_d	10 N/m
v_{m0}	1.0 m/s

Dinamika *breaker plate* beserta pegas pendukung dianalisis berdasarkan metode elemen hingga dengan penggunaan elemen pelat segiempat [6]. Proses penghitungan dilakukan pada paket program elemen hingga komersial. Sedangkan material *feeding* dan MEID dimodelkan sebagai suatu benda tegar yang mengalami deformasi elastis lokal ketika berkontak.

Persamaan gerak material *feeding*, *breaker plate* dan MEID secara matematis dinyatakan oleh

$$m_m \ddot{x}_m + f_{im} = 0 \quad (21)$$

$$M \ddot{u} + C \dot{u} + K u = f_{im} - f_{cd} \quad (22)$$

$$m_d \ddot{x}_d + k_d x_d - f_{cd} = 0 \quad (23)$$

dimana $[M]$, $[C]$ dan $[K]$ secara berurutan adalah matriks massa, matriks redaman dan matriks kekakuan global benda utama serta m_m dan m_d merupakan massa bola baja dan massa MEID. Vektor

kolom $\{u\}$ merupakan vektor perpindahan global benda utama, sedangkan x_m dan x_d adalah perpindahan bola baja dan MEID.

Gaya impuls yang dihasilkan oleh bola baja ketika bertumbukan dengan *breaker plate* dinyatakan dengan f_{im} yaitu:

$$f_{im} = \begin{cases} k_{cm} & x_m - u_m ; x_m - u_m \geq 0 \\ 0; & x_m - u_m < 0 \end{cases} \quad (24)$$

dimana u_m menyatakan perpindahan titik di *breaker plate* pada posisi kontak dengan bola baja. f_{cd} adalah gaya kontak yang terjadi ketika *breaker plate* dan MEID saling berkontak

$$f_{cd} = \begin{cases} k_{cd} & u_d - x_d ; u_d - x_d \geq 0 \\ 0; & u_d - x_d < 0 \end{cases} \quad (25)$$

dimana u_d merupakan perpindahan di titik kontak antara *breaker plate* dan MEID.

Selanjutnya, Pers. (22) dapat dinyatakan dalam koordinat modal yaitu

$$\ddot{q}_i + 2\zeta_i \omega_i \dot{q}_i + \omega_i^2 q = \Psi_i^T f_{im} - f_{cd} \quad (26)$$

dengan $i = 1, 2, \dots, \text{ndof}$. Pers. (26) diperoleh setelah pensubstitusian $\{u\} = [\Psi]\{q\}$ ke Pers. (22). Vektor kolom $\{q\}$ adalah vektor perpindahan dalam koordinat modal, dan matriks $[\Psi]$ merupakan matriks vektor karakteristik yang telah dinormalisasi terhadap matriks massa struktur. ζ_i adalah rasio redaman benda utama untuk modus ke- i dan ω_i adalah frekuensi pribadi untuk modus ke- i .

Untuk proses simulasi numerik digunakan empat modus terendah *breaker plate*. Frekuensi untuk empat modus terendah *breaker plate* adalah $f_1 = 29.93$ Hz, $f_2 = 150.84$ Hz, $f_3 = 248.53$ Hz dan $f_4 = 261.68$ Hz. Redaman breaker plate diasumsikan seragam sebesar $\zeta = 1\%$.

Gambar 12 menunjukkan respons percepatan pelat pada titik B untuk tiga kondisi. Kondisi pertama adalah tanpa penggunaan MEID. Kondisi kedua dan ketiga adalah respons dengan penggunaan MEID untuk masing-masing rasio massa MEID 0.405 dan 0.600. Penggunaan MEID dengan rasio massa 0.405 memperlihatkan penurunan puncak respons percepatan sebesar 33.31 %. Sedangkan untuk rasio massa 0.600 memberikan penurunan respons 39.45 %. Respons percepatan pelat secara dominan dipengaruhi oleh modus pertama dan modus ketiga.

Hasil simulasi gaya transmisi pegas ke *housing* dapat dilihat pada Gambar 13. Simulasi gaya transmisi ditentukan untuk tiga kondisi yang sama dengan peentuan respons percepatan. Penggunaan MEID dengan rasio 0.405 memberikan penurunan transmisi gaya sebesar 41.79 %. Untuk MEID dengan rasio massa 0.600 dihasilkan penurunan transmisi gaya 52.48 % dibanding kondisi tanpa MEID. Modus pertama dan ketiga merupakan modus yang dominan dalam transmisi gaya ke *housing* untuk keadaan tanpa MEID. Akan tetapi, penggunaan MEID menghilangkan kontribusi modus ketiga dalam pentransmisi gaya.

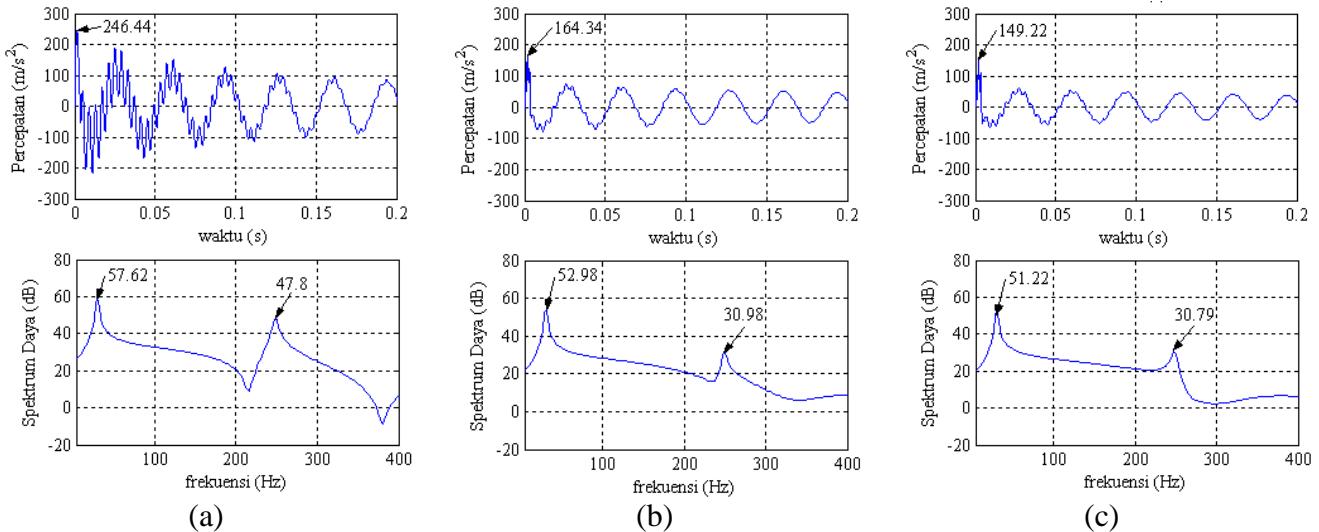
5. Kesimpulan

Analisis pendekatan menggunakan metode kekekalan energi dan momentum memberikan kondisi pemindahan energi optimum ke massa *damper* (m_d) untuk rasio massa $m_d/m = 0.405$. Sedangkan untuk analisis pendekatan menggunakan titik kontak elastis, diperoleh kondisi optimum pemindahan energi ketika $\omega_{cm} = \omega_{cd}$.

Seminar Nasional Tahunan Teknik Mesin (SNTTM) VIII

Universitas Diponegoro, Semarang 11-12 Agustus 2009

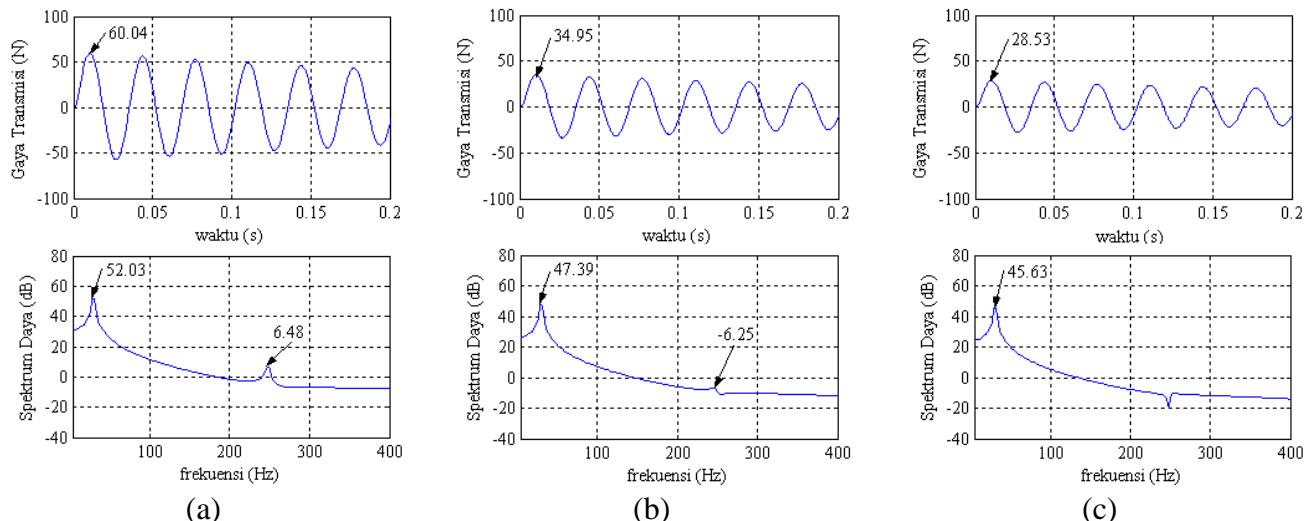
Untuk model elastik *breaker plate*, penerapan MEID dapat menurunkan respons percepatan pelat dan gaya transmisi ke *housing* dibandingkan dengan tanpa pemakaian MEID. Berdasarkan hasil simulasi dapat ditunjukkan bahwa dengan penggunaan MEID untuk rasio massa 0.600 dihasilkan penurunan percepatan sebesar 39.45 % dan gaya transmisinya berkurang 52.48 %. Dengan demikian dapat dinyatakan bahwa MEID cukup efektif digunakan sebagai kendali pasif getaran akibat beban kejut.



Gambar 12

Gra

fik respons percepatan *breaker plate* pada titik B (a) tanpa MEID, (b) dengan MEID ($m_d/m = 0.405$) dan (c) dengan MEID ($m_d/m = 0.600$)



Gambar 13

Gra

fik gaya transmisi pegas ke *housing* (a) tanpa MEID, (b) dengan MEID ($m_d/m = 0.405$) dan (c) dengan MEID ($m_d/m = 0.600$).

Seminar Nasional Tahunan Teknik Mesin (SNTTM) VIII

Universitas Diponegoro, Semarang 11-12 Agustus 2009

Daftar Pustaka

- [1] Lee, Sunggyu, *Encyclopedia of Chemical Processing*, CRC Press, Boca Raton, Florida, 2005.
- [2] Son, Lovely, *Studies on Shock Vibration Control by Momentum Exchange Impact Damper*, Doctoral Thesis, Kyoto University, 2007.
- [3] Son, L., Matsuhsia, H., and Utsuno, H., *Energy Transfer in Three Body Momentum Exchange Impact Damper*, Journal of System Design and Dynamics, Vol. 2, No. 07-0143, p. 425-441, 2008.
- [4] Son, L., Nakatani, D., Matsuhsia, H., and Utsuno, H., *Application of Momentum Exchange Impact Damper to Forging Machine*, Journal of System Design and Dynamics, Vol. 2, No. 07-0241, p. 1027-1039, 2007
- [5] Stoianovici, D., and Hurmuzlu, Y.
A Critical Study of the Applicability of Rigid Body Collision Theory, ASME Journal of Applied Mechanics, Vol. 63, No. 2, p. 307-316, 1996.
- [6] Petyt, Maurice., *Introduction to Finite Element Vibration Analysis*, Cambridge University Press, Cambridge, 1990.