

KONTROL GETARAN GAGAL – AMAN MENGUNAKAN PEMBANGKIT GAYA AKTIP

Djoeli Satrijo

Abstract

Using the concept of force generators, various active vibration configurations have been examined for their performance potential. It is shown that an active vibration control system offers a great deal of flexibility in that by a proper choice of active component its transmissibility characteristics can be altered to suit the requirements. It is also shown how the full potential of active systems can be achieved even when there are passive components. An active system is designed in such a way that it gives the desired performance even in the event of the failure of the active components through the reliability offered by a passive system.

PENDAHULUAN

Isolasi sistem mekanik dari getaran yang ditimbulkan oleh lingkungan terhadap sistem yang beroperasi mensyaratkan penggunaan suatu sistem kontrol getaran. Dahulu hanya sistem kontrol getaran pasip yang dipertimbangkan oleh perancang karena sistem kontrol getaran aktif biayanya mahal. Namun sistem pasip memiliki unjuk kerja yang terbatas dan perancang tidak memiliki pilihan untuk menerima solusi tersebut. Dalam keadaan dimana batasan – batasan unjuk kerja tidak dapat lagi diterima dan biaya sistem kontrol aktif dapat dipertimbangkan dalam sudut pandang perbaikan unjuk kerjanya, maka sistem kontrol getaran aktif merupakan solusi yang terbaik.

Aspek perancangan sistem kontrol getaran aktif telah banyak dikaji. Para praktisi getaran menentukan perancangan suatu sistem kontrol getaran pasip biasanya mengacu pada beberapa literatur, sebagai contoh *Vibration and Shock in Damped Mechanical Systems* [8], *Influence of Damping in Vibration* [7], dan *Shock and Vibration Handbook* [4].

Sebaliknya aspek perancangan pada sistem kontrol getaran aktif hanya ditemui pada beberapa makalah [2, 5, 6, 9]. Sayangnya makalah – makalah tersebut tidak membahas secara umum dan hanya ditujukan untuk penerapan – penerapan khusus sehingga para perancang sistem kontrol getaran tidak memperoleh informasi secara utuh tentang kemampuan dari sistem kontrol getaran aktif. Tujuan utama penulisan makalah ini adalah memberikan informasi tentang aspek perancangan sistem suspensi aktif agar siperancang sistem getaran kontrol aktif dapat mengapresiasi kemampuan secara utuh dari sistem kontrol getaran aktif.

Seringkali untuk memberikan keamanan pada kasus kegagalan komponen aktif ditimbulkan komponen pasip [2, 5, 6, 9]. Penambahan komponen pasip memberikan pilihan gagal – aman pada sistem kontrol getaran, namun jenis kontrol aktif yang dibahas pada literatur tersebut tidak memperoleh perhatian, khususnya kemampuan unjuk kerjanya. Hal ini disebabkan adanya masalah biaya. Tujuan kedua penulisan makalah ini adalah menunjukkan kemampuan yang dapat dicapai oleh sistem aktif jika

diberi komponen pasip. Jadi suatu sistem aktif dapat dirancang sedemikian rupa sehingga memberikan unjuk kerja yang diinginkan dan akan memberikan jaminan operasi gagal – aman melalui keandalan yang dimiliki oleh sistem pasip.

Saat ini sistem kontrol getaran aktif sudah banyak diterapkan di berbagai bidang rekayasa, sebagai contoh Calcera [1] menerapkan sistem kontrol aktif pada perlindungan pilot pesawat terbang, Esmailzadeh [2] menerapkan sistem kontrol pneumatik aktif yang menggunakan katup – servo tiga – gerbang untuk kendaraan darat, Klinger dan Calzado [6] menerapkan suspensi pneumatik aktif pada kereta penumpang, Yosiahi dan Nako [11] menerapkan absorber getaran aktif untuk mengatur sistem getaran kendaraan, Young dan Suggs [10] mengembangkan suatu suspensi tempat duduk dengan prinsip hidrolik untuk mengisolasi frekuensi rendah dari gerak guling dan angguk pada kendaraan off – road.

GAYA KONTROL SISTEM PASIP

Untuk mengawali pemahaman konsep gaya kontrol pada sistem isolasi getaran dipergunakan gambar 1. Pada gambar tersebut sistem terdiri dari massa m_1 , kekakuan k_1 , redaman c_1 . Pada sistem 1 derajat kebebasan tersebut sistem mendapat gangguan berupa perpindahan x_2 . Berdasarkan hukum Newton II persamaan gerak dari sistem tersebut adalah

$$m_1 \ddot{x}_1 + c_1 (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + k_1 (x_1 - x_2) = 0 \quad (1)$$

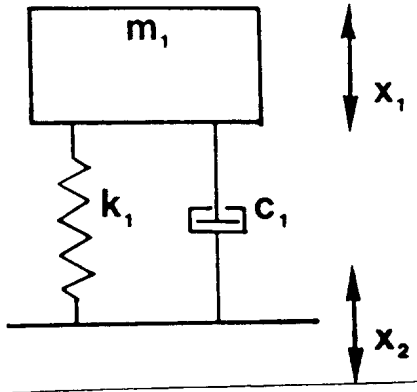
$$\text{atau } m_1 \ddot{x}_1 + F_c = 0 \quad (1a)$$

$$\text{dimana } F_c = c_1 (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + k_1 (x_1 - x_2)$$

Rasio transmisi absolut dari sistem pasip tersebut adalah

$$T_{rp} = \left| \frac{X_1}{X_2} \right| = \left[\frac{(k_1 / m_1)^2 + (c_1 / m_1)^2}{(k_1 / m_1 - \omega^2)^2 + (\alpha c_1 / m_1)^2} \right]^{1/2} \quad (3)$$

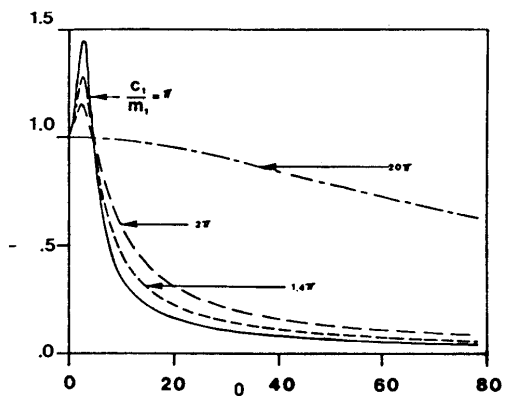
Karakteristik transmisibilitas sistem pasip untuk berbagai harga c_1/m_1 bila $k_1/m_1 = \pi^2 \text{ s}^{-2}$ digambarkan pada gambar 2. Karakteristik tersebut telah banyak dibahas pada buku – buku getaran mekanik. Harga optimum yang dicapai pada harga rasio redaman $\xi = 0.707$ atau $c_1/m_1 = 1.4 \pi \text{ s}^{-1}$.



Gambar 1. Diagram sistem massa – pegas – peredam

Sistem pasip yang terdiri dari sebuah pegas dan sebuah peredam menghasilkan gaya – gaya kontrol F_c yang dituliskan dalam persamaan (2). Gaya kontrol tersebut merupakan penjumlahan gaya pegas dan gaya peredaman. Gaya pegas setara dengan perpindahan relatif $(x_1 - x_2)$ dan gaya peredaman setara dengan kecepatan relatif $(\dot{x}_1 - \dot{x}_2)$. Pada sistem kontrol getaran pasip, gaya kontrolnya ditimbulkan oleh sarana mekanik tanpa memerlukan sumber energi dari luar. Pada sistem aktif harus disediakan sumber energi dari luar dan gaya kontrol dapat dirubah secara linear maupun non linear terhadap parameter – parameter gerakan, dalam hal ini adalah

$$x_1, x_2, (x_1 - x_2), \dot{x}_1, \dot{x}_2, (\dot{x}_1 - \dot{x}_2), \ddot{x}_1, \ddot{x}_2, (\ddot{x}_1 - \ddot{x}_2)$$



Gambar 2. Rasio transmisibilitas $Trp(T)$ Vs frekuensi pemaksa $(O : \text{rad/s})$ untuk berbagai harga berbagai harga c_1/m_1

SISTEM YANG MENGGUNAKAN GABUNGAN PEMBANGKIT GAYA AKTIF DAN PASIP

Sistem Pembangkit gaya Aktif dan Pasip

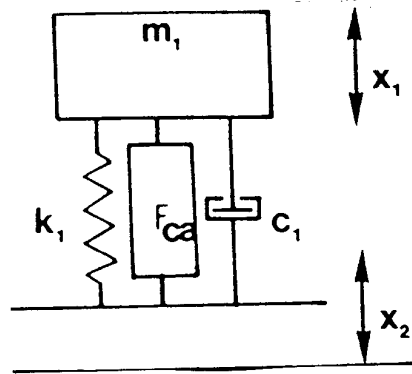
Sistem ini ditunjukkan pada gambar 3. Karnop dkk [10] menggunakan peredam skyhook. Gaya kontrol F_{ca} yang ditimbulkan oleh jenis ini adalah sebanding terhadap kecepatan output \dot{x}_1 . Sebagai tambahan terhadap peredam skyhook sistem dilengkapi dengan pegas k_1 . Gaya kontrol yang dihasilkan sistem pada gambar 3 adalah

$$F_c = k_1(x_1 - x_2) + F_{ca} \quad (4) \text{ dan } (4a)$$

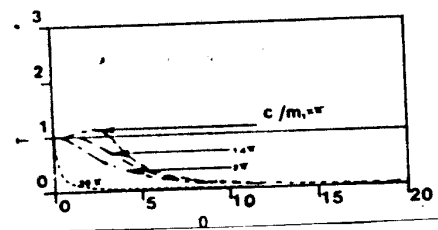
$$= k_1(x_1 - x_2) + c\dot{x}_1$$

Penguatan umpan balik yang digunakan dalam membangkitkan gaya kontrol F_{ca} dinyatakan sebagai c . Persamaan gerak untuk kasus ini adalah

$$m_1\ddot{x}_1 + c\dot{x}_1 + k_1(x_1 - x_2) = 0 \quad (5)$$



Gambar 3. Diagram bentuk rampat dari gabungan sistem aktif dan sistem pasip



Gambar 4. Karakteristik transmisibilitas sistem dengan pegas konvensional dan peredam skyhook ($T : (T_r)_{sd}$; $O : \text{rad/s}$; $m/m_1 = 0$)

Nomenklatur :

- c = koefisien redaman pada peredam skyhook
- c₁ = koefisien redaman pada peredam viskos linier
- F_c = gaya kontrol semua komponen
- F_{ca} = gaya kontrol yang ditimbulkan oleh komponen aktif sistem
- k = kekakuan pegas skyhook (k x₁)
- k₁ = kekakuan pegas konvensional
- m = suku penguatan umpan balik percepatan (m \ddot{x})
- m₁ = massa sistem
- T_{rp} = transmisibilitas perpindahan absolut sistem pasip
- (T_r)_{sd} = transmisibilitas perpindahan absolut pada sistem yang menerapkan peredam skyhook
- (T_r)_{sdm} = transmisibilitas perpindahan absolut pada sistem yang menerapkan peredam skyhook yang sama seperti suku penguatan umpan balik m \ddot{x} ₁

- (T_r)_{ss} = transmisibilitas perpindahan absolut pada sistem yang menerapkan pegas skyhook
- (T_r)_{ssm} = transmisibilitas perpindahan absolut pada sistem yang menerapkan pegas skyhook yang sama seperti suku penguatan umpan balik m \ddot{x} ₁
- (T_r)_g = transmisibilitas perpindahan absolut pada sistem dalam bentuk rampat yang merupakan gabungan antara sistem aktif dan pasip
- x₁ = perpindahan massa
- x₂ = input perpindahan
- , •• = turunan pertama, dan turunan kedua terhadap waktu
- ω = frekuensi pemaksa.

Rasio transmisibilitas absolut (T_r)_{ps} dari sistem peredam skyhook adalah

$$(T_r)_{ps} = \left| \frac{X_1}{X_2} \right| = \left[\frac{(k_1 / m_1)^2}{(k_1 / m_1 - \omega^2)^2 + (\omega c_1 / m_1)^2} \right]^{1/2}$$

Karakteristik transmisibilitas untuk sistem yang terdiri dari massa, pegas, dan peredam skyhook ditunjukkan pada gambar 4. Untuk ω = 0, (T_r)_{ps} = 1. Bila gambar 4 dibandingkan dengan gambar 2, maka terdapat perbedaan unjuk kerja antara sistem pasip dengan sistem aktif yang menggunakan peredam skyhook. Pada gambar 4 menunjukkan bahwa semakin besar rasio koefisien penguatan redaman terhadap massa akan menurunkan rasio transmisibilitas untuk kisaran frekuensi paksa ω = 0 sampai 1.4(k₁/m₁)^{1/2}; kalau frekuensi eksitasi melebihi 1.4(k₁/m₁)^{1/2} peningkatan c₁/m₁ akan menghasilkan peningkatan rasio transmisibilitas.

PENGARUH PENAMBAHAN SUKU UMPAN BALIK PERCEPATAN

Sistem massa – pegas (pasip) dan peredam skyhook (pembangkit gaya aktif) dapat dimodifikasi dengan melibatkan suku umpan balik percepatan. Persamaan geraknya adalah

$$(m + m_1)\ddot{x}_1 + c\dot{x}_1 + k_1(x_1 - x_2) = 0 \tag{7}$$

Dalam kasus dimana c adalah penguatan umpan balik dalam suku c \ddot{x} ₁ dan m adalah penguatan umpan balik percepatan dalam suku m \ddot{x} ₁.

Transmisibilitas (T_r)_{psm} dari sistem adalah

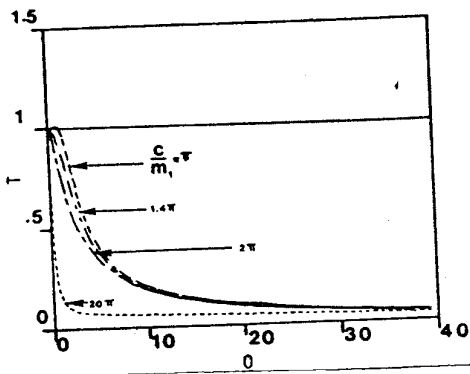
$$(T_r)_{psm} = \left| \frac{X_1}{X_2} \right| = \left[\frac{(k_1 / m_1)^2}{(k_1 / m_1 - \omega^2 (1 + m / m_1))^2 + (\omega c / m_1)^2} \right]^{1/2} \tag{8}$$

Karakteristik transmisibilitas dari kedua nilai m yang berbeda hasilnya dapat dilihat pada gambar 5 dan 6. Perbandingan hasil pada gambar 4 dan 5, untuk suatu harga c/m₁ tertentu dengan m/m₁ = 0.5 akan menurunkan puncak rasio transmisibilitas. Namun bila dibandingkan dengan gambar 6 untuk suatu harga c/m₁ tertentu dengan m/m₁ = 3, harga puncak transmisibilitasnya akan lebih tinggi daripada saat m/m₁ = 0.

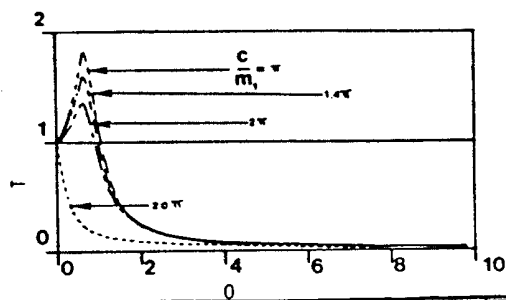
SISTEM MASSA - PEREDAM DAN PEGAS SKYHOOK

Pada sistem ini pegas konvensional digantikan oleh pegas skyhook sehingga persamaan geraknya menjadi

$$m_1\ddot{x}_1 + c_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + kx_1 = 0 \tag{9}$$

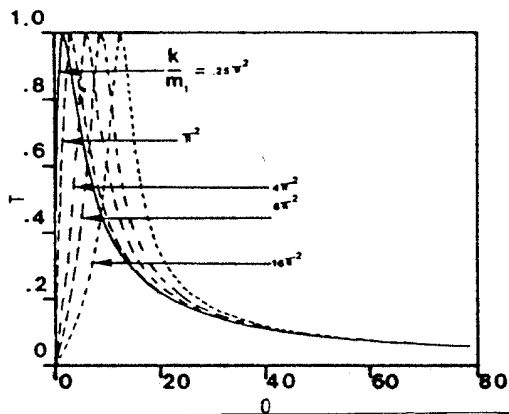


Gambar 5. Karakteristik transmissibilitas sistem dengan pegas konvensional dan peredam skyhook ($T : (T_r)_{sdm}$; ω : rad/s; $m/m_1 = 0.5$)



Gambar 6. Karakteristik transmissibilitas sistem dengan pegas konvensional dan peredam skyhook ($T : (T_r)_{sdm}$; ω : rad/s; $m/m_1 = 3$)

$$(T_r)_{psm} = \left| \frac{X_1}{X_2} \right| = \left[\frac{(\omega_1 / m_1)^2}{(k / m_1 - \omega^2 (1 + m / m_1))^2 + (\omega_1 / m_1)^2} \right]^{1/2} \quad (12)$$



Gambar 7. Karakteristik transmissibilitas sistem dengan pegas skyhook dan peredam konvensional ($T : (T_r)_{ss}$; ω : rad/s; $m/m_1 = 0$)

Gaya kontrol yang ditimbulkan oleh bagian aktif dari sistem dinyatakan oleh kx_1 , dimana k adalah penguatan umpan balik yang mengacu ke konstanta pegas skyhook. Rasio transmissibilitasnya dinyatakan

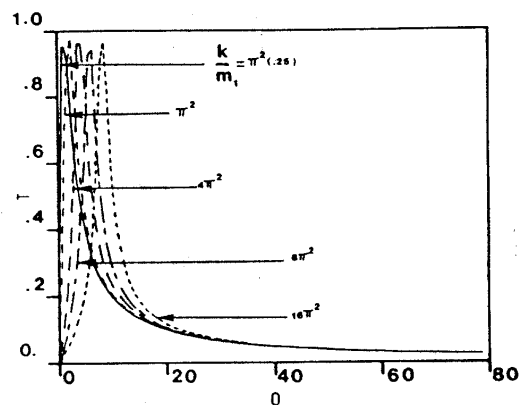
$$(T_r)_{ps} = \left| \frac{X_1}{X_2} \right| = \left[\frac{(\omega_1 / m_1)^2}{(k / m_1 - \omega^2)^2 + (\omega_1 / m_1)^2} \right]^{1/2} \quad (10)$$

Karakteristik rasio transmissibilitas dapat dilihat pada gambar 7. Perubahan harga k/m_1 merupakan frekuensi resonansi pada harga puncaknya. Aspek kualitatif dari nilai transmissibilitas tidak dipengaruhi oleh perubahan nilai k/m_1 . Untuk harga k/m_1 tertentu rasio transmissibilitasnya adalah nol bila frekuensi eksitasinya nol dan meningkat dari nol ke harga puncak. Bila frekuensi meningkat di atas frekuensi resonansi rasio transmissibilitasnya menurun.

Sistem di atas dapat dimodifikasi dengan melibatkan suatu suku umpan balik percepatan. Persamaan geraknya menjadi

$$(m + m_1)\ddot{x}_1 + c_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + kx_1 = 0 \quad (11)$$

dimana k adalah kekakuan pegas skyhook dan m adalah penguatan suku umpan balik percepatan. Rasio transmissibilitas untuk kasus tersebut adalah



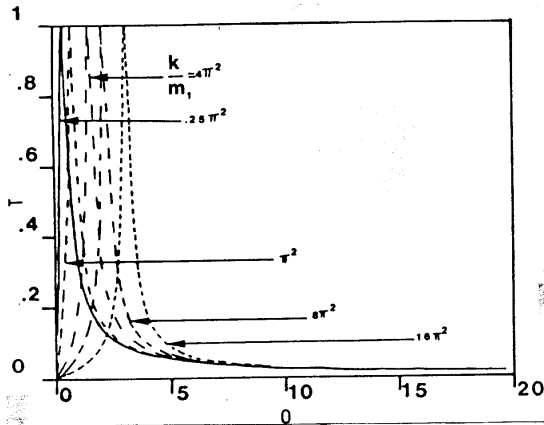
Gambar 8. Karakteristik transmissibilitas sistem dengan pegas skyhook dan peredam konvensional ($T : (T_r)_{sm}$; ω : rad/s; $m/m_1 = 0.5$)

Karakteristik rasio transmissibilitasnya dinyatakan pada gambar 8 dan 9 untuk 2 harga m/m_1 yang berbeda yaitu 0.5 dan 3. Dengan membandingkan

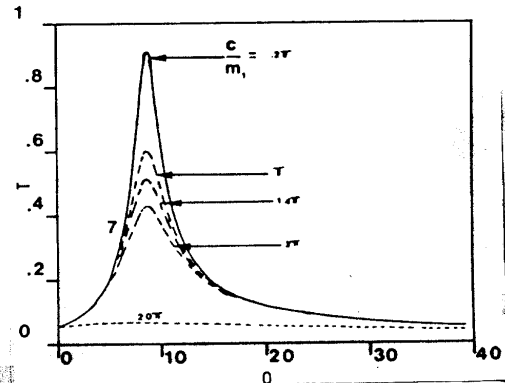
hasil pada gambar 8 dan 9 dengan gambar 7 dapat diamati bahwa perubahan harga m tidak cukup bermakna untuk merubah karakteristik transmissibilitas

dari sistem massa – peredam (positip) dan pegas skyhook (aktif). Namun untuk harga k/m_1 tertentu perubahan dalam harga m menyebabkan suatu perubahan frekuensi resonansi. Melalui perbandingan

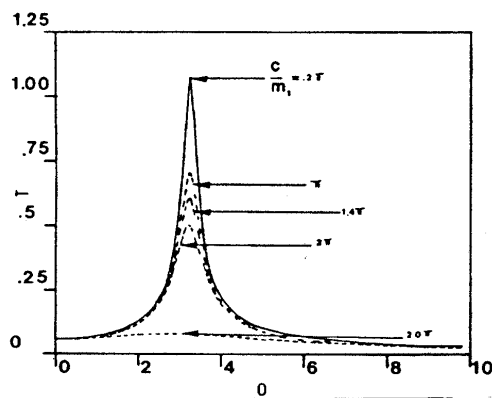
hasil pada gambar 8 dan 9, hal yang perlu diperhatikan bahwa rasio transmisibilitas pada frekuensi tinggi ($\omega > 10$ rad/s) dapat diturunkan melalui peningkatan penguatan umpan balik percepatan m .



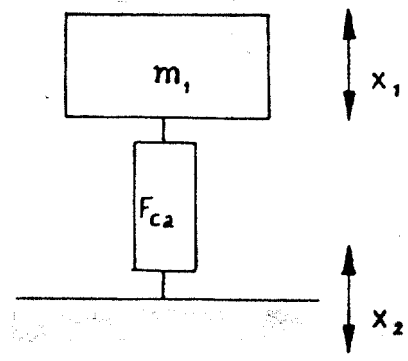
Gambar 9. Karakteristik transmisibilitas sistem dengan pegas skyhook dan peredam konvensional ($T : (T_r)_{\text{kon}}$; O: rad/s; $m/m_1 = 3$)



Gambar 10. Karakteristik bentuk Rambat dari sistem aktif gambar 3, bila $m/m_1 = 0.5$ ($T : (T_r)_a$; O: rad/s)



Gambar 11. Karakteristik transmisibilitas bentuk Rambat dari sistem aktif gambar 3, bila $m/m_1 = 3$ ($T : (T_r)_a$; O: rad/s)



Gambar 12. Diagram sistem aktif tanpa komponen pasip

SISTEM MASSA – PEGAS – PEREDAM (PASIP) DENGAN PEREDAM SKYHOOK, PEGAS SKYHOOK, DAN SUKU UMPAN BALIK PERCEPATAN

Diagram skematik pada model ini dapat dilihat pada gambar 3. Bentuk persamaan geraknya adalah

$$(m + m_1)\ddot{x}_1 + k_1(x_1 - x_2) + kx_1 + c_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + c\dot{x}_1 = 0 \tag{13}$$

Rasio transmisibilitas dari sistem tersebut dinyatakan

$$(T_r)_u = \left| \frac{X_1}{X_2} \right| = \left[\frac{(k_1 / m_1)^2 + (\omega c_1 / m_1)^2}{(k / m_1 + k_1 / m_1 - \omega^2 (1 + m / m_1))^2 + \omega^2 (c / m_1 + c_1 / m_1)^2} \right]^{1/2} \tag{14}$$

Karakteristik rasio transmisibilitas T_r sistem tersebut untuk harga $m/m_1 = 0.5$ dan 3 dapat dilihat pada gambar 10 dan 11. Karena keberadaan pegas skyhook ($k/m_1 = 16 \pi^2$), rasio transmisibilitas pada $\omega =$

0 adalah lebih kecil daripada 1 (sekitar 0.06) pada gambar 10 dan 11. Melalui perbandingan hasil dari gambar 10 dan 11 dapat diamati bahwa frekuensi pada harga rasio transmisibilitas maksimum terjadi pada

harga c/m_1 tertentu yang bergantung pada suku umpan balik percepatan m . Dalam kasus $m/m_1 = 3$ harga frekuensi tersebut lebih rendah daripada $m/m_1 = 0.5$. Hal ini dapat disimpulkan dari hasil pada gambar 10 dan 11 bahwa karakteristik transmisibilitas datar dapat diperoleh melalui pemilihan berbagai penguatan umpan balik yang cocok. Jadi karakteristik transmisibilitas gambar 10 dan 11 menunjukkan keluwesan dari sistem kontrol getaran aktif dan pasip. Karena keberadaan komponen pasip, maka bila terjadi kegagalan komponen aktif sistem masih berfungsi. Hal ini menunjukkan adanya keandalan pada sistem tersebut. Namun keberadaan komponen pasip pada sistem aktif akan menurunkan unjuk kerja rasio transmisibilitasnya. Hal ini akan dibahas pada 2 sub bab berikut ini.

SISTEM AKTIF TANPA KOMPONEN PASIP

Diagram skematik dari sistem aktif tanpa komponen pasip ditunjukkan pada gambar 12. Sistem tersebut menawarkan keluwesan pada gaya kontrol yang dapat menjadi suatu fungsi gabungan dari parameter – parameter gerak. Kedua bentuk sistem di atas dapat digunakan untuk menunjukkan nilai kemampuan sistem aktif.

SISTEM AKTIF YANG MEMBERIKAN KARAKTERISTIK TRANSMISIBILITAS DATAR DAN RASIO TRANSMISIBILITAS NOL

Pembangkit gaya yang menghasilkan gaya kontrol dari peredam skyhook dan pegas skyhook. Gaya kontrol F_{ca} dinyatakan dalam hubungan berikut ini

$$F_{ca} = c\dot{x}_1 + kx_1 \quad (15)$$

Dalam kasus persamaan gerak massa m pada gambar 12 adalah

$$m_1\ddot{x}_1 + c\dot{x}_1 + kx_1 = 0 \quad (16)$$

Jadi massa m_1 akan memiliki getaran bebas dengan frekuensi pribadi tanpa redaman sebesar $(k/m_1)^{1/2}$ dan rasio redaman sebesar $c/(2(km_1)^{1/2})$. Setelah waktu transien rasio transmisibilitasnya pada

keadaan tunak adalah $T_r = \left| \frac{X_1}{X_2} \right|$ akan menuju

harga nol.

SISTEM KARAKTERISTIK TRANSMISIBILITAS DATAR DAN RASIO TRANSMISIBILITAS NOL

Misal pembangkit gaya pada gaya dari sistem pada gambar 12 menghasilkan gaya kontrol F_{ca} berbentuk

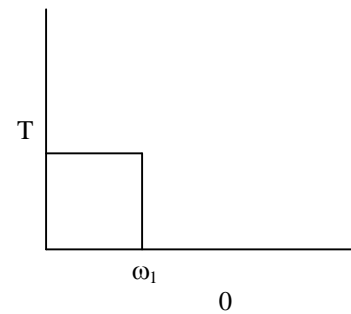
$$F_{ca} = -m_1\ddot{x}_2 + k(x_1 - x_2) + c(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) \quad (17)$$

Maka persamaan gerak massa m_1 pada sistem dinyatakan sebagai berikut

$$m_1(\ddot{x}_1 - \ddot{x}_2) + c(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + k(x_1 - x_2) = 0 \quad (18)$$

$$\text{atau} \quad m_1\ddot{z}_1 + c\dot{z}_1 + kz_1 = 0 \quad (18a)$$

dimana $z_1 = x_1 - x_2$



Gambar 13. Karakteristik transmisibilitas Sistem aktif yang beradaptasi terhadap Perubahan frekuensi

Rasio transmisibilitas relatif setelah waktu transien adalah $\left| \frac{Z_1}{Z_2} \right| = 0$ atau rasio transmisibilitas absolutnya $\left| \frac{X_1}{X_2} \right| = 1$.

Kalau sistem aktif dibuat agar beradaptasi dengan sendirinya terhadap perubahan frekuensi eksitasi maka karakteristik transmisibilitasnya akan memiliki bentuk seperti pada gambar 13.

Kalau frekuensi eksitasi lebih kecil dari harga ω_1 atau $\omega \leq \omega_1$.

$$F_{ca} = -m_1\ddot{x}_2 + k(x_1 - x_2) + c(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) \quad (19)$$

Kalau $\omega > \omega_1$

$$F_{ca} = kx_1 + c\dot{x}_1 \quad (20)$$

Jadi sistem aktif yang dibahas pada sub bab ini menawarkan suatu keluwesan yang baik dalam hal perubahan unjuk kerja sistem dan juga karakteristik transmisibilitas datar pada berbagai tingkat rasio transmisibilitas.

Namun sistem aktif yang dibahas ini jika komponen aktifnya gagal maka sistem tidak terkontrol lagi. jadi sistem tersebut hanya memberikan keleluasaan operasi yang maksimum namun tidak menawarkan keandalan seperti yang ditawarkan oleh sistem pasip.

SISTEM AKTIP YANG ANDAL

Dari diskusi sub bab sebelumnya telah disimpulkan bahwa sistem aktif sebaiknya melibatkan komponen pasip untuk menawarkan operasi gagal – aman. Banyak sistem aktif yang melibatkan komponen pasip seperti yang dibahas pada sistem gabungan pasip – aktif. Namun kombinasi pembangkit gaya aktif dan pasip sejauh ini tidak menawarkan keluwesan atau keleluasaan dalam operasinya dibandingkan sistem aktif saja.

Sistem pasip dapat dirubah dengan pembangkit gaya aktif untuk memacu sistem operasi sistem pasip yang tidak memiliki komponen pasip. apa yang dibutuhkan disini adalah suatu kebutuhan untuk membangkitkan gaya aktif dengan pertolongan pembangkit gaya aktif yang melawan suku – suku komponen pasip sehingga sistem seakan – akan hanya mengandung komponen aktif saja.

SISTEM AKTIP GAGAL – AMAN YANG MEMBERIKAN KARAKTERISTIK DATAR DAN RASIO TRANSMISIBILITAS NOL

Diagram sistem aktif gagal – aman ditunjukkan pada gambar 14. Persamaan gerak sistem tersebut adalah

$$m_1 \ddot{x}_1 + c_1 (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + k_1 (x_1 - x_2) + k_1 x_1 + c_1 \dot{x}_2 = 0 \quad (21)$$

$$\text{atau } m_1 \ddot{x}_1 + c_1 \dot{x}_1 + k_1 x_1 = 0 \quad (21a)$$

Persamaan (21) mirip dengan persamaan (16), jadi pegas skyhook dan peredam skyhook dapat direalisasikan dengan menggunakan susunan seperti gambar 14. Keuntungan susunan gambar 14 bila dibandingkan gambar 12 adalah kalau bagian aktif dari sistem gagal maka gambar 14 akan berfungsi sebagai sistem pasip. Pada modus aktif operasi frekuensi pribadi dan rasio redaman dari sistem pada gambar 14 dapat diubah melalui pengaruh suku umpan balik percepatan untuk membangkitkan gaya kontrol.

SISTEM AKTIP GAGAL – AMAN YANG MEMBERIKAN KARAKTERISTIK TRANSMISIBILITAS DATAR DAN RASIO TRANSMISIBILITAS NOL

Model dari sistem ditunjukkan seperti pada gambar 15. Susunan tersebut memberikan rasio transmisibilitas absolut $|X_1 / X_2| = 1$ atau rasio

transmisibilitas relatifnya sama dengan nol. Persamaan geraknya adalah

$$m_1 \ddot{x}_1 + k_1 (x_1 - x_2) + c_1 (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) - m_1 \ddot{x}_2 = 0 \quad (22)$$

$$\text{atau } m_1 \ddot{z}_1 + k_1 z_1 + c_1 \dot{z}_1 = 0 \quad (22a)$$

dimana $z_1 = x_1 - x_2$

Persamaan (22a) mirip dengan persamaan (18a). Oleh karena itu sistem pada gambar 15 berperilaku seperti pada sistem yang hanya memiliki komponen aktif saja. Jadi setelah waktu transien, rasio transmisibilitas relatifnya adalah nol. jadi sistem ini menawarkan aspek keluwesan operasi dan juga keandalan operasi.

KESIMPULAN

Sistem yang menggunakan kombinasi pembangkit gaya aktif dan pasip adalah lebih baik daripada sistem pasip dalam hal pemilihan berbagai suku penguatan umpan balik yang dapat memberikan karakteristik transmisibilitas datar. Sistem tersebut juga menawarkan keandalan dari sistem pasip. Namun dengan sistem aktif yang ditawarkan pada literatur getaran tidak menghasilkan karakteristik transmisibilitas datar pada tingkat 1 atau 0 karena komponen – komponen aktif hanya ditambahkan ke komponen - komponen pasip, sedangkan gaya ditimbulkan oleh komponen pasip (gaya yang tidak dikehendaki) tidak tereleminir.

Sistem yang hanya terdiri dari komponen – komponen aktif menunjukkan karakteristik transmisibilitas datar meskipun pada tingkat transmisibilitas sebesar 1 atau 0 namun sistem tersebut sama sekali tidak menawarkan aspek keandalan seperti yang dimiliki sistem pasip.

Meskipun hanya menambahkan komponen aktif ke sistem pasip kalau komponen gaya pasip yang tidak diinginkan dapat dieleminir oleh pembangkit gaya aktif, sistem yang dihasilkan dapat mensimulasikan operasi dari sistem yang hanya terdiri dari komponen aktif saja. Sistem tersebut akan menawarkan karakteristik transmisibilitas yang datar pada suatu tingkat transmisibilitas. Sistem tersebut juga menawarkan keandalan dari sistem pasip jika komponen aktif mengalami kegagalan, sehingga sistem akan beroperasi seperti sistem pasip.

DAFTAR PUSTAKA

1. Calcaterra, P. C., "Research on Vibration Isolation Techniques for Air Craft Pilot Protection", Air Force Report AMRL – TR 67- 138, 1967.

2. Esmailzadeh, E., "Servo Controlled Pneumatic Suspension", *Journal of Mechanical Engineering, Science, Vol.21, No.1*, 1979.
3. Grimm, A.E., Huff, G.T., and Wilson, J.N., "An Active Suspension for Off – Road Vehicles", *Journal of Vibration , Acoustic, Stress, and Reliability in Design*, 1980.
4. Harris, C. M., and Crede, C. E., *Shock and Vibration Handbook*, Mc Graw – Hill, 1981.
5. Karnopp, D., Crosby, M.J., and Harwood, R.A., "Vibration Control Using Semi – Active Force Generators," *ASME journal of Engineering for Industry*, 1974.
6. Klinger, D. l., Calzado, A.L., and Harwood, a Pneumatic on – off Vehicle Suspension System ", *ASME journal of Dynamic Measurement and Control*, 1977.
7. Ruzika, J. E., and Derby, T. F., *Influence of Damping in Vibration Isolation*, Prentice Hall, 1971.
8. Snowdon, J. C., *Vibration and Shock in damped Mechanical Systems*, Willy, 1968.
9. Sanhar, S., and Guntur, R.R., " Pneumatic Vibration Control Using Active Force Generators", *Journal of Vibration , Acoustic, Stress, and Reliability in Design*, 1983.
10. Young, R.E., and Suggs, C.W., " Seat Suspension System of Roll and Pitch in Off – Road Vehicles", *Transaction of ASAE*, 1973.
11. Yoshiashi, I., and Nako, M., "Optimum Preview Control of Vehicle Air Suspension", *Bullentin of JSME*, Vol.9, No. 138, 1976.