

Analisa Respon Dinamis Sistem Harmonic Drive Mechanism

Bambang Daryanto W.

Jurusan Teknik Mesin, FTI – ITS

Surabaya 60111

e-mail : bambang@me.its.ac.id

Abstrak

Mekanisme harmonic drive adalah sebuah peralatan pereduksi kecepatan dengan rasio tinggi, yang kompak dan memiliki rasio berat vs. torsi yang rendah. Karena karakteristik yang dimilikinya, mekanisme banyak diaplikasikan pada peralatan yang memerlukan presisi. Salah satu penggunaannya adalah pada robot industri, sebagai bagian dari sistem penggerak lengan robot.

Interes terhadap analisa respon dinamis dari sistem yang memuat mekanisme harmonic drive ditimbulkan oleh problem vibrasi (chatter-type) yang dialami OEM robot pada saat me-test lengan robot. Dengan berkembangnya kebutuhan akan manipulasi presisi berkecepatan tinggi, menyebabkan studi tentang respon dinamis dan stabilitas dari mekanisme harmonic drive menjadi penting.

Pada studi yang dilakukan, sistem mekanisme harmonic drive dimodelkan sebagai model diskrit 3-massa yang memuat rigid body motion. Vibrasi rotatif dikaji dengan input eksitasi harmonik, dimana disipasi energi terjadi sebagai akibat dari gesekan Coulomb. Dalam studi ini dianalisa pula pengaruh variasi geometri flexible spline (bagian dari mekanisme) dan inersia beban terhadap respon dinamis sistem.

Respon dinamis hasil analisa simulatif-numerik mengindikasikan bahwa penambahan lebar flexible gear akan meningkatkan indeks ketakstabilan respon; demikian pula efek penambahan tebalnya. Sedangkan penambahan beban akan meningkatkan kecenderungan kearah respon yang stabil.

Kata kunci : harmonic drive mechanism, analisa dinamis, vibrasi rotatif

Pendahuluan

Mekanisme *harmonic drive* yang konstruksinya dan prinsip operasinya dipatenkan oleh C.W. Musser (US Patent no. 2906143) adalah sebuah peralatan pereduksi kecepatan dengan rasio tinggi dalam satu tingkat reduksi (bisa dirancang untuk memberikan reduksi kecepatan sampai 300 : 1). Jika reduksi kecepatan yang tinggi dilakukan dengan menggunakan *gearbox* hal tersebut baru bisa dicapai dengan sejumlah tingkat reduksi. Dengan kemampuan operasi yang demikian, mekanisme *harmonic drive* memiliki kelebihan dalam hal konstruksinya yang kompak dengan rasio berat vs. torsi yang rendah. Disamping kelebihan tersebut, karakteristik positif dari mekanisme *harmonic drive* dapat disebutkan, antara lain : ketiadaan *backlash*, presisi tinggi, komponen mekanisme yang sedikit jumlahnya, operasi yang tidak berisik, efisiensi tinggi. Karena kelebihan karakteristiknya, mekanisme *harmonic drive* banyak digunakan pada peralatan pengatur posisi yang memerlukan presisi, dimana keringanan dan kekompakan disyaratkan.

Salah satu industri yang banyak menggunakan mekanisme *harmonic drive* adalah pabrikan pembuat robot. Bahkan terdapat anggapan bahwa mekanisme *harmonic drive* sekarang menjadi kebutuhan standar pada robot industri (Slatter dan Koenen, 2004). Hal tersebut diimbangi oleh semakin intensifnya penelitian tentang aplikasi mekanisme *harmonic drive* pada robot, seperti misalnya penelitian yang dilakukan oleh : Haraguchi, Osuka dan Sugie (2004), Seyfferth, Maghzal dan Angeles (1995), Hashimoto, Kiyosawa dan Paul (1993), Legnani dan Faglia (1992).

Mekanisme *harmonic drive* pada dasarnya memanfaatkan elastisitas dari material logam, yang memungkinkan diwujudkan reduksi kecepatan secara non-konvensional. Tetapi fleksibilitas material yang besar tersebut bisa menyebabkan terjadinya vibrasi pada peralatan yang menggunakan mekanisme *harmonic drive* (Hidaka, Ishida, Zhang, Sasahara dan Tonika, 1990). Fleksibilitas torsional juga bisa menyebabkan terjadinya *error* pemosisian, yang dikenal sebagai *error* kinematik (Ghorbel dan Alpeter, 2001).

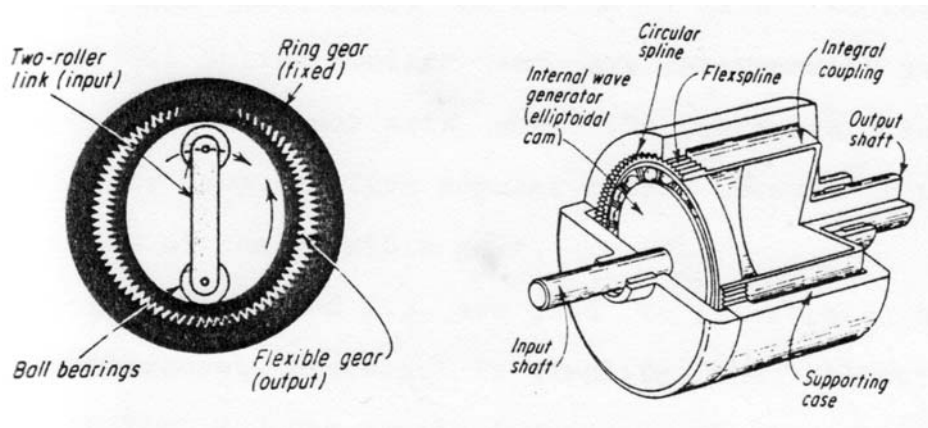
Perkembangan kebutuhan akan manipulasi presisi berkecepatan tinggi, menyebabkan studi tentang respon dinamis dan stabilitas dari mekanisme *harmonic drive* menjadi penting. Berkenaan dengan hal tersebut, analisa dan pemodelan dinamika mekanisme *harmonic drive* dapat dilihat antara

lain pada *paper* yang ditulis oleh : Taghirad dan Belanger (1996), Kircanski, Goldenberg dan Jia (1993), Tuttle dan Seering (1993).

Mekanisme Harmonic Drive

Mekanisme *harmonic drive*, yang secara skematis ditunjukkan oleh Gambar 1, terdiri atas tiga komponen utama : *flexible spline* (disebut juga sebagai *flexible gear*), *circular* atau *ring spline*, dan *wave generator*. Gigi dalam dari *circular spline* berpasangan dengan gigi luar dari *flexible spline*. Gigi-gigi tersebut memiliki sisi lurus, dimana *ring* dan *flexible spline* memiliki *circular pitch* yang sama. Tetapi, jumlah gigi pada *flexspline* lebih sedikit daripada jumlah gigi pada *ring spline*, dan dengan demikian *pitch diameter* dari *flexspline* lebih kecil daripada *ring spline*.

Saat *wave generator* dimasukkan pada *inner race* dari *flexspline*, ia menyebabkan *flexspline* terdistorsi ke bentuk elip. Dalam prakteknya, bentuk elip umumnya diintrodusir oleh *wave generator* yang berupa *ellipsoidal cam*. Bentuk elip bisa juga dihasilkan dengan adanya *roller* pada *wave generator* berbentuk batang. *Wave generator* (disebut juga sebagai *strain inducer*) menyebabkan gigi pada *flexspline* kontak dengan gigi pada *ring spline* di dua lokasi yang berseberangan. Putaran dari *wave generator* menyebabkan *mesh* bergerak berkeliling, dimana *flexspline* secara progresif terdefleksi mengikuti kontur elip yang berputar. *Flexible* dan *ring gear* mengalami *full engagement* di sumbu utama elip, dan *disengaged* di sumbu minor elip.



Gambar 1. Harmonic Drive Mechanism

Gambar 2 mengilustrasikan proses *engagement-disengagement* antar gigi. Jarak *s* pada Gambar 2.a mencerminkan jarak antara posisi kontak penuh dengan posisi tak-kontak, atau setengah jarak antara dua *roller* pada *wave generator*. Sementara *strain inducer* bergerak ke kanan ke posisi sebagaimana ditunjukkan oleh Gambar 2.b, gigi *flexspline* di depan *strain inducer* secara gradual bergerak menuju *engagement* dan gigi dibelakang *strain inducer* bergerak keluar dari *engagement*. Pada saat *strain inducer* bergerak sejauh $0.5 s$ atau 45° , *flexspline* bergerak ke kiri (relatif terhadap *ring spline*) sejauh seperempat gigi. Dan dengan demikian untuk satu putaran penuh 360° , *flexspline* bergerak sejauh 2 gigi. Konsep ini yang memungkinkan rasio reduksi yang tinggi, dengan formula rasio kecepatan mengikuti

- untuk *ring spline* yang tetap :
$$i = (n_f - n_r) / n_f \tag{1.a.}$$

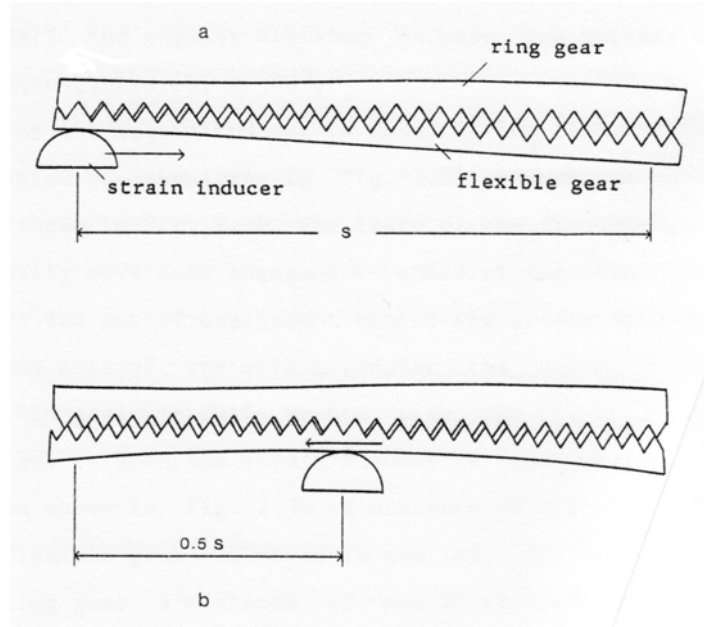
- untuk *flexspline* yang tetap :
$$i = (n_r - n_f) / n_r \tag{1.b.}$$

dimana,

i : rasio kecepatan

n_f : jumlah gigi pada *flexspline*

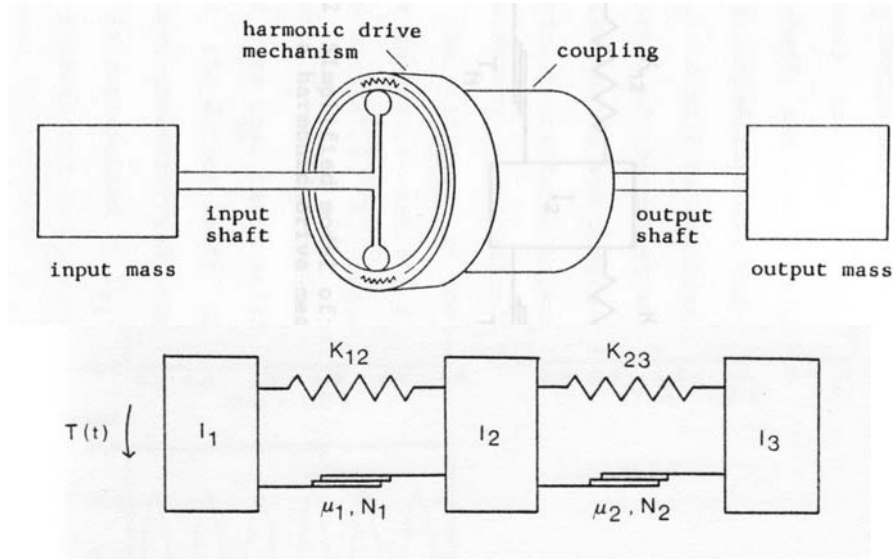
n_r : jumlah gigi pada *ring spline*



Gambar 2. Proses Engagement-Disengagement

Analisa Dinamis

Analisa dinamis (yang disederhanakan) terhadap sistem dimana terdapat mekanisme *harmonic drive* dilaksanakan pada sebuah model diskrit 3-massa yang memuat *rigid body motion*. Vibrasi rotatif dikaji dengan memberikan eksitasi harmonik pada massa *input*, dimana disipasi energi terjadi sebagai akibat adanya gesekan Coulomb.



Gambar 3. Model Diskrit 3 d.o.f. Sistem Harmonic Drive

Massa I_1 merepresentasikan *input*, I_2 merepresentasikan mekanisme *harmonic drive*, dan I_3 merepresentasikan massa *output*. Setengah massa dari poros *input* dijadikan satu dengan I_1 , setengah sisanya dijadikan satu dengan I_2 . Setengah massa kopling dan poros *output* dijadikan satu dengan I_2 , setengah sisanya dijadikan satu dengan I_3 . K_{12} merepresentasikan kekakuan torsional diantara I_1 dan I_2 , yang merupakan kombinasi dari kekakuan poros *input* dengan kekakuan akibat interkoneksi *wave generator* dengan *flexspline*. K_{23} merepresentasikan kekakuan torsional diantara I_2 dan I_3 , yang merupakan kombinasi dari kekakuan gigi, kekakuan kopling dan kekakuan poros *output*. T_{fi} merepresenta-

sikan gesekan yang terjadi diantara *wave generator* dengan *inner race* dari *flexspline*, sedangkan T_{f2} merepresentasikan gesekan antar gigi.

Sistem dianalisa dengan eksitasi harmonik yang diberikan pada I_1 , dimana dalam analisa telah diperhitungkan pengaruh rasio kecepatan, dengan menentukan nilai ekuivalen untuk I_2 , I_3 , dan K_{23} . Model matematik dari sistem angular 3 d.o.f. ($\theta_1, \theta_2, \theta_3$) tersebut dideskripsikan sebagai :

$$\begin{aligned} I_1 \ddot{\theta}_1 + K_{12}(\theta_1 - \theta_2) + (\text{sign}\dot{\theta}_{12})T_{f1} &= T_o \sin \omega_e t \\ I_2 \ddot{\theta}_2 + K_{12}(\theta_2 - \theta_1) + K_{23}(\theta_2 - \theta_3) - (\text{sign}\dot{\theta}_{12})T_{f1} + (\text{sign}\dot{\theta}_{23})T_{f2} &= 0 \\ I_3 \ddot{\theta}_3 + K_{23}(\theta_3 - \theta_2) - (\text{sign}\dot{\theta}_{23})T_{f2} &= 0 \end{aligned} \quad (2)$$

dimana,

$\dot{\theta}_{12}$: kecepatan angular relatif antara I_1 dan I_2

$\dot{\theta}_{12}$: kecepatan angular relatif antara I_1 dan I_2

$$\text{sign}\dot{\theta}_{ij} = \frac{\dot{\theta}_{ij}}{|\dot{\theta}_{ij}|}$$

T_{f1} : gesekan diantara I_1 dan $I_2 = 2 \mu_1 N_1 R_1$

T_{f2} : gesekan diantara I_2 dan $I_3 = 2 \mu_2 N_2 R_2$

μ_1, μ_2 : koefisien gesek

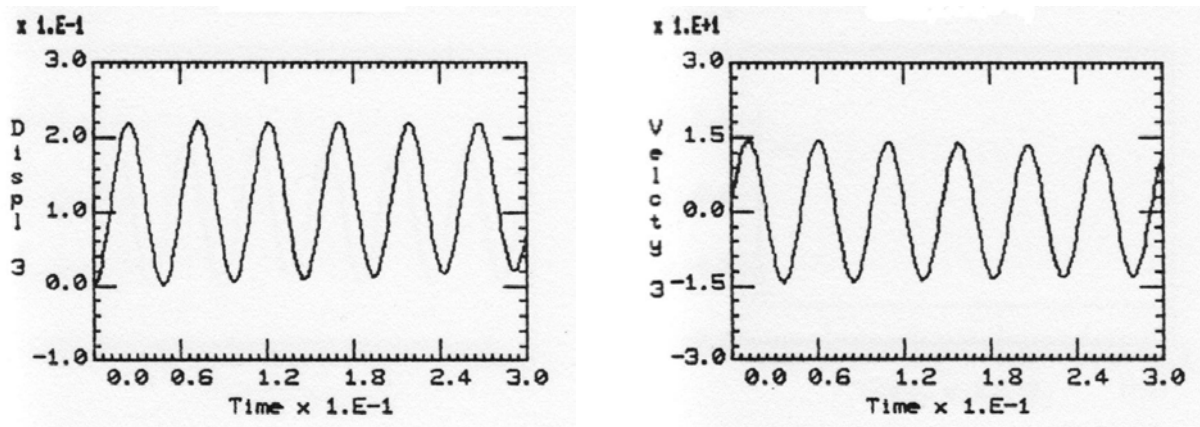
N_1, N_2 : gaya normal

R_1, R_2 : panjang lengan friksi

T_o : torsi eksitasi

ω_e : frekuensi eksitasi

Sistem persamaan (2) diselesaikan dengan integrasi numerik yang dikembangkan berdasar algoritma phase-plane, yang memungkinkan diterapkannya *step size* yang tidak harus sama untuk setiap d.o.f. Gambar 4 menunjukkan contoh grafik *time history* dari *displacement* dan kecepatan massa *output*, hasil analisa dinamis terhadap sistem yang dikenai eksitasi harmonik pada massa *input*-nya. Satuan untuk dimensi waktu adalah detik, untuk *displacement* adalah radian, dan untuk kecepatan adalah radian/detik.



Gambar 4. Displacement dan Kecepatan Output

Time history sebagaimana tertera pada gambar diatas menunjukkan respon sistem untuk nilai koefisien gesek μ yang konstan. Grafik yang tertera menunjukkan kestabilan respon, yang ditandai dengan tidak membesarnya amplitudo vibrasi. Dalam kenyataannya koefisien gesek tidak selalu bernilai konstan, tetapi tergantung pada kecepatan relatif antar *body* yang bergesekan, mengikuti formula

$$\mu = \mu_{\min} + (\mu_{\max} - \mu_{\min}) e^{-v_{\text{rel}}/v_o} \quad (3)$$

dimana,

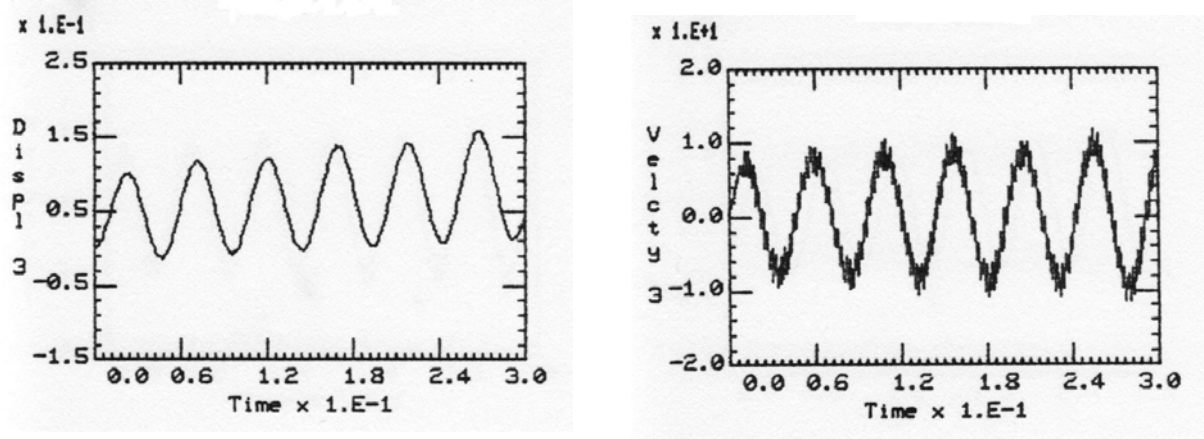
μ_{\min} : batas bawah nilai koefisien gesek

μ_{\max} : batas atas nilai koefisien gesek

v_{rel} : kecepatan relatif

v_0 : sebuah konstanta
 e : bilangan naturalis

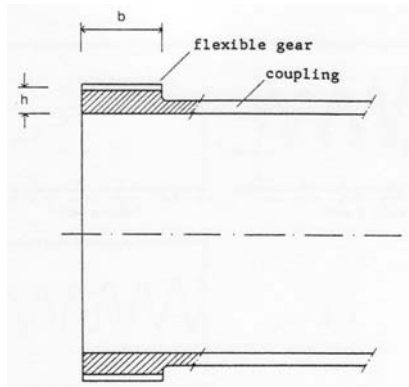
Nilai koefisien gesek yang tergantung pada kecepatan relatif berdampak pada kestabilan respon. Seperti ditunjukkan oleh Gambar 5, terjadilah respon yang tidak stabil yang ditandai oleh amplitudo vibrasi yang makin membesar.



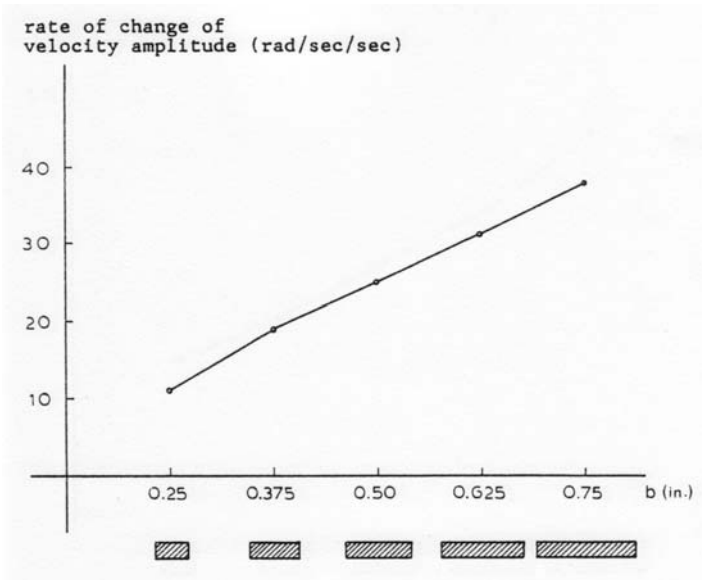
Gambar 5. Ketakstabilan Respon

Pada grafik diatas, naiknya nilai nominal yang terjadi pada *displacement* adalah sebagai akibat adanya *rigid body motion*.

Selanjutnya analisa dinamis dilakukan pada sistem *harmonic drive* dengan dimensi *flexspline* yang divariasikan. Perubahan yang dimaksud adalah dengan memvariasikan dimensi panjang dan tebal dari *flexible gear* (dimensi b dan h pada skema potongan *flexspline*). Mengubah geometri *flexspline* akan mengubah massa I_2 . Demikian pula, modifikasi tersebut akan mengubah gaya yang diperlukan untuk meregangkan *flexspline* sampai terjadi defleksi diametrikal sebagaimana ditentukan, di titik kontak antara *wave generator* dengan *inner race* dari *flexspline*. Perubahan dari gaya peregang pada gilirannya akan mengubah nilai gaya gesek yang terjadi.



Gambar 6. Potongan Flexspline

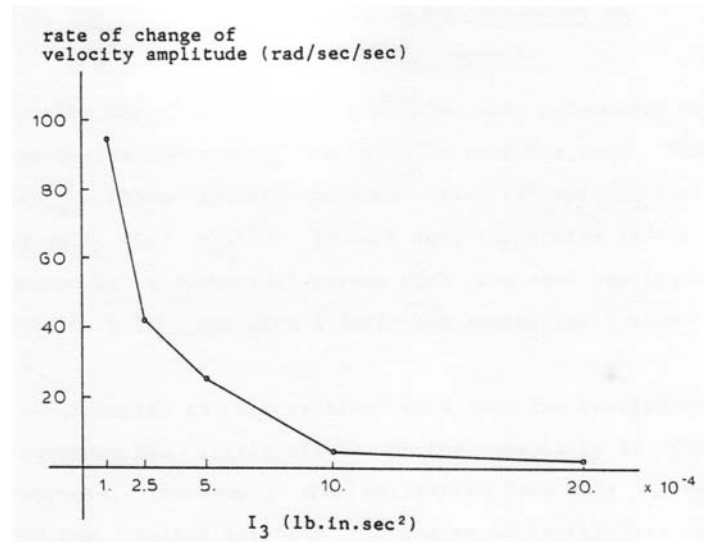


Gambar 7. Pengaruh Geometri Flexspline Terhadap Respon, $h = 0.125$ in.

Pada analisa yang dilakukan, dimensi b dan h keduanya divariasikan. Dan, pengaruhnya terhadap respon dinamis sistem diinvestigasi. Analisa yang dilakukan mengindikasikan stabilitas respon yang berkurang. Gambar 7 menunjukkan laju perubahan amplitudo kecepatan yang meningkat dengan bertambahnya nilai b . Trend sama juga akan terjadi jika h diubah menjadi 0.25 inch (dengan variasi b

sebagaimana tertera pada Gambar 7), hanya dalam hal ini grafik yang terjadi berada diatas grafik yang ditunjukkan di Gambar 7.

Analisa dinamis juga dilakukan terhadap massa *output* yang bervariasi, untuk mengetahui efek perubahan I_3 terhadap respon yang terjadi. Rangkuman hasil analisa sebagaimana ditunjukkan oleh Gambar 8 mengindikasikan bahwa penambahan nilai I_3 akan meningkatkan kecenderungan ke arah kestabilan respon.



Gambar 8. Pengaruh Massa Output Terhadap Respon

Konklusi

Analisa dinamis yang dilakukan pada model sistem yang memuat mekanisme *harmonic drive* memberikan temuan sebagai berikut :

- Untuk nilai koefisien gesek yang dipengaruhi oleh kecepatan relatif, analisa dinamis mengindikasikan ketakstabilan respon, yang ditunjukkan oleh amplitudo vibrasi yang semakin membesar.
- Semakin kaku *flexspline* semakin besar gaya regang yang diperlukan dalam operasi dan karenanya akan meningkatkan gaya gesek. Selanjutnya hal ini akan meningkatkan derajat ketakstabilan respon.
- Penambahan massa output akan meningkatkan kecenderungan ke arah stabilitas respon.

Referensi

- Ghorbel, Fathi H., and F. Alpeter (2001), "On the Kinematic Error in Harmonic Drive Gears", *Journal of Mechanical Design*, vol. 123, no. 1, pp. 90-97
- Haraguchi, R., K. Osuka, and T. Sugie (2004), "Development of Output Coupling Mechanisms Using the Harmonic Drive", *Proc. of IEEE/RSJ Intl. Conf. on Intelligent Robots and Systems*, vol. 2, pp. 1275-1280
- Hashimoto, Minoru, Y. Kiyosawa, and R.P. Paul (1993), "A Torque Sensing Technique for Robots with Harmonic Drives", *Robotics and Automation*, vol. 9, no. 1, pp. 108-116
- Hidaka, T., T. Ishida, Y. Zhang, M. Sasahara, and T. Yonika (1990), "Vibration of a Strain-Wave Gearing in an Industrial Robot", *Proc. of Intl. Power Transmission and Gearing Conf.*, vol. 1, pp.789-794
- Kircanski, N., A. Goldenberg, and S. Jia (1993), "An Experimental Study of Nonlinear Stiffness, Hysteresis, and Friction Effects in Robot Joint with Harmonic Drives and Torque Sensors", *Proc. of 3rd Intl. Symposium on Experimental Robotics*, vol. 1, pp. 147-154
- Legnani, G., and R. Faglia (1992), "Harmonic Drive Transmission : The Effect of Their Elasticity, Clearance and Irregularity on the Dynamic Behaviour of an Actual SCARA Robot", *Robotica*, vol. 10, pp. 369-375

- Seyfferth, W., A.J. Maghzal, and J. Angeles (1995), "Nonlinear Modelling and Parameter Identification of Harmonic Drive Robotic Transmissions", *Proc. of IEEE Intl. Conf. on Robotics and Automation*, vol. 3, pp. 3027-3032
- Slatter, Rolf, and H. Koenen (2004), "Lightweight Harmonic Drive Gears for Service Robots", Technical Report, Harmonic Drive AG, Limburg, Germany
- Taghirad, H.D., and P.R. Belanger (1996), "An Experimental Study on Modelling and Identification of Harmonic Drive Systems", *Proc. of IEEE Conf. on Decision and Control*, vol. 4, pp. 4725-4730
- Tuttle, T.D., and W. Seering (1993), "Modeling a Harmonic Drive Gear Transmission", *Proc. of IEEE Intl. Conf. on Robotics and Automation*, vol. 2, pp. 624-629