

TRY AND ERROR OPTIMIZATION OF SERVOHYDROLIC CONTROL SYSTEM FOR A PRESS MACHINE

Nasril (1), Hendra (2), Indra S Siagian (3)

(1) BTMEPPO-BPPT, Kawasan PUSPIPTEK Serpong Tangerang Selatan, Banten 15314, Indonesia

(2, 3) Mechanical Engineering, University of Bengkulu, Jl WR Supratman, Kota Bengkulu 38123, Indonesia

Email(1): nasril@bppt.go.id

ABSTRACT

Servo hydraulic control valve system of Aerotech A3200 was setted for press machine made by BPPT-MEPPPO by such method a high accuration can be achieved for the geometry of workpiece. Parameters being tested were the input unit (step), time (ramp) and frequency (bode) to predict occuring circumstances and compared with experimental results. KPos affected on steady-state error value, time-setting and Fc. Ki affected on the steady-state error without changing the value of Fc and PM and errors transition, where in the value of the steady state error was inverted to the error transition. KP eliminated the steady-state errors. The optimized setting was achieved at Kpos = 28.5, Kp = 2.000.000, and Ki = 1970 with error transition state 66 μm and 3 μm steady. In PM = 89 deg with Fc = 177 hertz.

Key word: Servo hidrolik; Aerotech A3200; Step; Ramp; Bode

Received: October 2019 – Accepted: December 2019 – Published: December 2019

1. PENDAHULUAN

Salah satu metode yang telah dikembangkan oleh Badan Penerapan dan Pengkajian Teknologi Balai Besar Mesin Perkakas, Teknik Produksi dan Otomasi (BPPT-MEPPPO) adalah perancangan dan pembuatan mesin pembentukan logam semisolid. Pada mesin ini dikembangkan sistem hidrolik dengan sistem pengaturan posisi dan tekanan yang dihubungkan dengan kecepatan. Pengaturan hidrolik menggunakan teknologi *servo valve* yang berfungsi untuk mengatur jumlah debit yang masuk pada torak. Dari jumlah debit ini nantinya digunakan untuk menggerakkan torak.

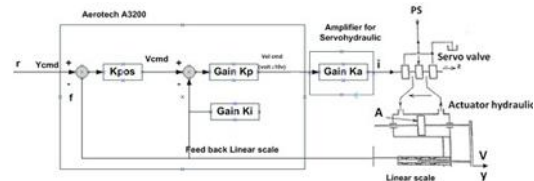
Fokus penelitian adalah analisis karakteristik sistem servo hidrolik dimana hasil yang diperoleh dimodelkan secara matematis dalam *domain-S* untuk melihat respon sistem terhadap kontrol masukan. Sehingga diperoleh mesin pembentukan logam dengan gerak sistem hidrolik ketelitian tinggi.

2. DASAR TEORI

2.1 Perumusan

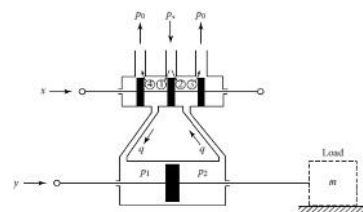
Pada **G.1** terlihat bahwa terdapat tiga bagian dalam system pengontrolan yaitu *Plant* (sistem fisik *servo hydraulic driver power* (amplifier) dan *controller* (Aerotech A3200)). Dari ketiga bagian ini perlu dicari model matematika system fisik dalam domain-S yang

nantinya akan digunakan sebagai bahan analisa sistem kontrolnya.



G.1 Sistem Kerja *Servovalve*

Debit masukan dari pompa hidrolik besarnya akan di pengaruhi oleh pergeseran katub (x).



G.2 Sistem Kerja *Servovalve* [1]

Nilai q yang masuk kedalam piston merupakan fungsi dari katub x dan ΔP , dimana nilai q dengan parameter x dan ΔP ini merupakan persamaan nonlinear sehingga perlu dilinerisasi didekat titik kerja normal [1]. Hubungan linearnya menjadi

$$q = K_1 \cdot x - K_2 \Delta P \quad (2.1)$$

dimana :

q = Laju aliran minyak menuju piston, kg/det.

$\Delta P = P_2 - P_1$ beda tekanan pada piston, N/m^2



x = perpindahan katup pandu, m
 Jika dilihat dari **G.2** hukum kontinuitas berlaku pada selang masukan dari servo valve menuju ruang torak, dimana nilai q dikali dt sebanding dengan perpindahan torak (dy) dikali luas torak (A) dikali rapat massa minyak (ρ) [1].
 Sehingga, diperoleh

$$q dt = A \rho dy \quad (2.2)$$

dimana,

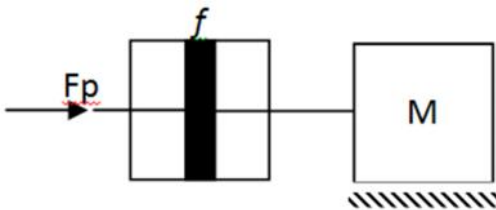
A = Luas alas Torak, m^2 .

ρ = Kerapatan massa, kg/m^3

Substitusikan *Pers.* 2.2 ke *Pers.* 2.1 maka *Pers.* 2.1 menjadi:

$$\Delta P = \frac{1}{K_2} (K_1 x - A \rho \frac{dy}{dt}) \quad (2.3)$$

Diagram sistem dari torak pada sistem servo hidrolis pada **G.3**.



G.3 Sistem torak

G.3 menunjukkan F_p gaya torak yang dibangkitkan oleh tekanan (ΔP) dikali dengan luas torak (A) yang di berikan pada ruang torak.

$$F_p = A \Delta P \quad (2.4)$$

Substitusikan *Pers.* 2.3 ke *Pers.* 2.4 diperoleh

$$F_p = \frac{A}{K_2} (K_1 x - A \rho \frac{dy}{dt}) \quad (2.5)$$

Untuk melawan gaya luar dan beban torak itu sendiri nilai F_p harus sebanding dengan gaya luar yang melawan agar tercipta kesetimbangan system.

$$F_p = m \dot{v} + f v \quad (2.6)$$

Jika *Pers.*(2.5) disubstitusikan ke *Pers.* (2.6) maka

$$\frac{AK_1}{K_2} x = m \dot{v} + (f + \frac{A^2 \rho}{K_2}) v \quad (2.7)$$

dimana

f = koefisien gesek dari torak (Kg/det)

m = massa (Kg)

Kemudian *Pers.* (2.7) dapat ditulis ulang

menjadi,

$$T_K \dot{v} + v = K_K x \quad (2.8)$$

dimana

$$T_H \dot{v} + v = K_H x \quad (2.8.a)$$

$$T_H = \frac{m K_2}{f K_2 + A^2 \rho} \quad (2.8.b)$$

Besarnya perubahan katup x dikendalikan oleh motor torsi yang di beri arus oleh amplifiier, dimana perubahan katup x sebanding dengan arus yang diberikan.

$$x = I \quad (2.9)$$

Besarnya arus yang dihasilkan didapat dari masukan tegangan yang di inputkan pada servo dimana hubungan antara arus (I) dengan Tegangan (E) adalah

$$I = K_a E \quad (2.10)$$

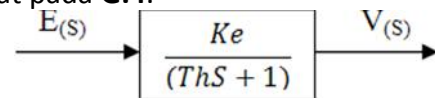
Sehingga *Pers.* (2.8) dapat di tulis kembali menjadi

$$T_K \dot{v} + v = K_E e \quad (2.11)$$

Dari *Pers.* 2.11 didapatkan model Laplace:

$$(T_K S + 1) V(s) = K_E E(s) \quad (2.12)$$

Dari model Laplace (2.12) dapat digambarkan diagram blok antara masukan tegangan dengan kecepatan dari servo hidrolis yang terlihat pada **G.4**.



G.4 Diagram fungsi servo hidrolis

Sistem hidrolis ini akan diumpam balik dan kemudian akan dikontrol langsung oleh A3200™ dimana diagram blok umpan baliknya dapat dilihat pada **G.5**.

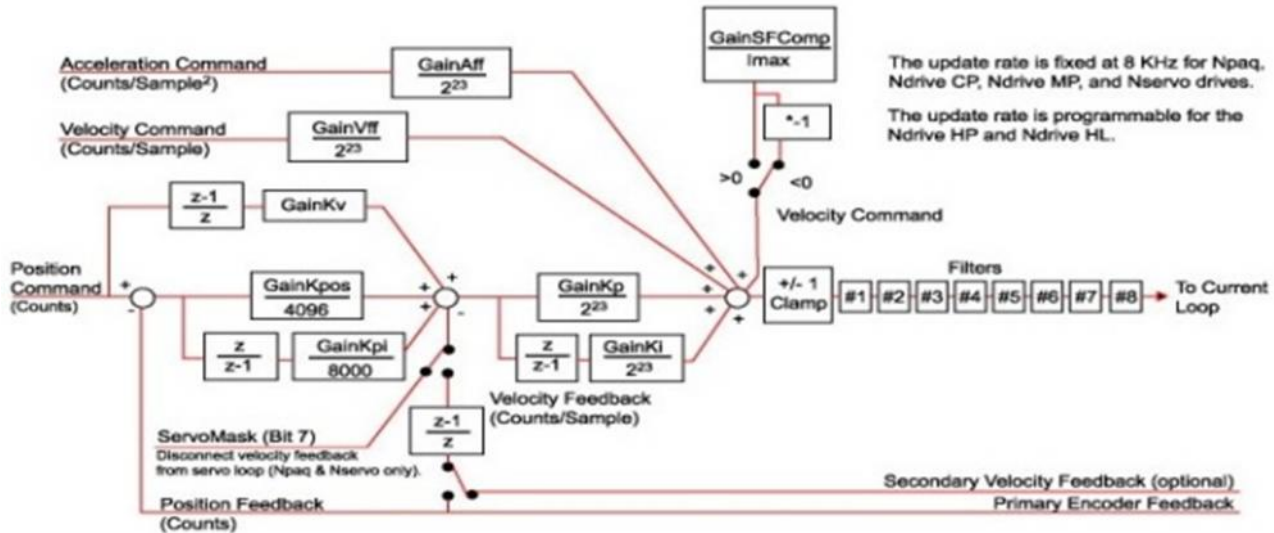
Dari diagram blok umpan balik A3200™ terlihat terdapat dua jenis loop kontrol, yaitu kontrol kecepatan dan posisi, dimana loop kecepatan dapat diturunkan menjadi

$$E(s) = (K_p s - S) x \left(\frac{K_p S + K_i}{s} \right) \quad (2.13)$$

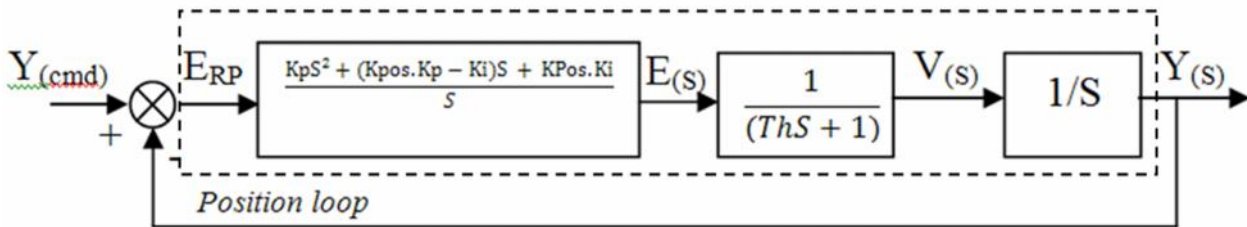
$$E(s) = \frac{K_p S^2 + (K_{pos} K_p - K_i) S + K_{pos} K_i}{s}$$

Dari *Pers.* 2.13 dapat disubstitusikan ke dalam diagram fungsi servo hidrolis **G.4**. Diagram fungsi dapat ditulis ulang menjadi **G.6**.





G.5 Diagram umpan balik A3200™ [2]



G.6 Diagram kendali servo hidrolik

ERP merupakan kesalahan posisi yang terjadi didapat dari nilai umpan balik yang dihasilkan plant [3]. Dimana besarnya ERP adalah

$$E_{RP} = (Y_{act} - Y_{cmd}) \quad (2.14)$$

Dari diagram blok rangkaian pengatur posisi terlihat fungsi transfer dalam bentuk domain-S Laplace. Gain rangkaian pengaturan posisi terbuka $G_p^0(s)$ adalah :

$$G_p^0(s) = \frac{KpS^2 + (KposKp - Ki)S + KposKi}{S^2(ThS + 1)} \quad (2.15)$$

Dan $E_{RP} G^0(s) = Y_{act}$ [3], maka

$$(Y_{cmd} - Y_{act}) \cdot G = Y_{act} \quad (2.16)$$

$$G \cdot Y_{cmd} - G \cdot Y_{act} = Y_{act}$$

$$G \cdot Y_{cmd} = Y_{act} \cdot (1 + G)$$

$$\frac{Y_{act}}{Y_{cmd}} = \frac{G}{(1 + G)}$$

Substitusikan Pers. 2.15 ke Pers. 2.16 sehingga didapat

$$\frac{Y_{act}(s)}{Y_{cmd}(s)} = \frac{KpS^2 + (KposKp - Ki)S + KposKi}{ThS^3 + (1 + Kp)S^2 + (KposKp - Ki)S + KposKi} \quad (2.17)$$

Pers. 2.17 merupakan fungsi transfer dari plan ditambah sistem kontrol yang digunakan. Persamaan ini merupakan fungsi gain proposional ditambah integral sehingga Pers.

2.17 dapat ditulis ulang menjadi

$$\frac{Y_{act}(s)}{Y_{cmd}(s)} = \frac{(KDtS^2 + KPtS + Kit)}{ThS^3 + (KDt + 1)S^2 + KPtS + Kit} \quad (2.18)$$

dimana

$$KPt = KposKp - Ki$$

$$Kit = KposKi$$

$$KDt = Kp$$

Pers. 2.18 merupakan persamaan system control proposional, integral dan derivatif untuk sistem kontrol hidrolik.

2.2 Respon Waktu Sistem Kontrol

Setelah didapatkan permodelan matematik system kontrol dari plan maka perlu dilihat respon waktunya. Dimana terdapat dua jenis respon waktu, yaitu respon waktu transien dan tunaknya.

Untuk mengetahui kedua kondisi dari respon tersebut. Plan Perlu diberikan sinyal uji khusus. Sinyal uji khusus adalah step, ramp dan frekuensi [1]. Ketiganya menunjukkan sifat dari plan itu sendiri.

2.2.1 Masukan Step

Masukkan step adalah salah satu sinyal uji

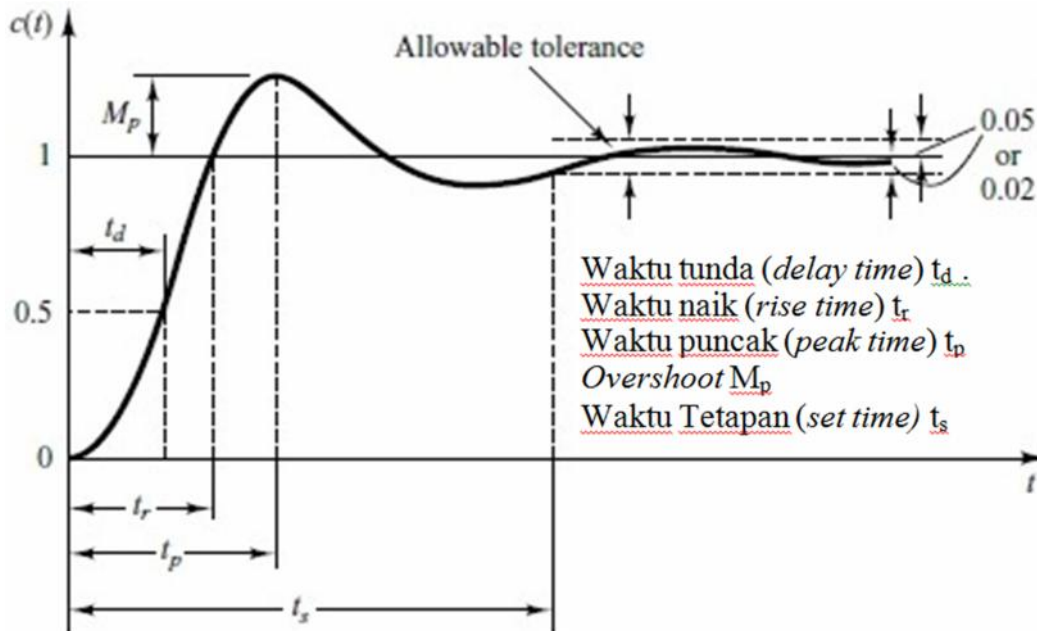




yang diberikan pada plan pada rentang posisi tertentu (satuan) dimana transformasi Laplace dari satuan adalah $(1/s)$, dengan mensubstitusikan $Y_{cmd}(s) = 1/s$ kedalam fungsi transfer [1] maka diperoleh

$$X_{act} = \frac{(KDtS^2 + KPtS + Kit)}{T_H S^3 + (KDt + 1)S^2 + KPtS + Kit} \frac{1}{S} \quad (2.19)$$

Dari Pers. 2.19 akan didapatkan grafik yang dapat digunakan untuk menentukan waktu yang digunakan untuk mencapai posisi yang diinginkan.



G.7 Kurva respon tangga satuan [1]

2.2.2 Masukan Ramp

Masukan Ramp adalah salah satu sinyal uji yang diberikan pada plan dimana dengan sinyal uji ramp dapat dilihat kesalahan transiennya. transformasi laplace dari ramp adalah $(1/s^2)$, dengan mensubstitusikan $X_{cmd}(s) = 1/s^2$ ke dalam fungsi transfer [1] maka diperoleh

$$X_{act} = \frac{(KDtS^2 + KPtS + Kit)}{T_H S^3 + (KDt + 1)S^2 + KPtS + Kit} \frac{1}{S^2} \quad (2.20)$$

2.3 Metoda Respon Frekuensi

Sinyal masukan system kontrol selain ramp dan step terdapat masukan sinusoidal yang dapat melihat karakteristik sistem baik itu karakteristik transien maupun keadaan tunaknya. Dimana domain-S = $j\omega$ sehingga persamaan fungsi transfer 2.20 dapat ditulis menjadi

$$\frac{X_{act}(j\omega)}{X_{cmd}(j\omega)} = \frac{(KDt(j\omega)^2 + KPt(j\omega) + Kit)}{T_H(j\omega)^3 + (KDt + 1)(j\omega)^2 + KPt(j\omega) + Kit} \quad (2.21)$$

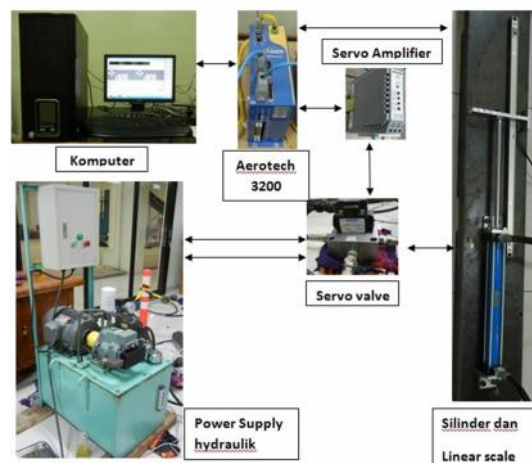
Dari Pers. 2.21 maka dapat digambarkan grafik bode. Grafik bode merupakan grafik yang menggambarkan frekuensi sistem terhadap amplitudonya dalam satuan decibel (dB) dan

frekuensi system terhadap fasanya [4].

3. METODE PENELITIAN

3.1 Metode Pengambilan data.

Untuk mendukung pengujian eksperimen, diperlukan alat percobaan. Skema alat percobaan diuraikan di G.8.



G.8 Rangkaian percobaan sistem hidrolisk

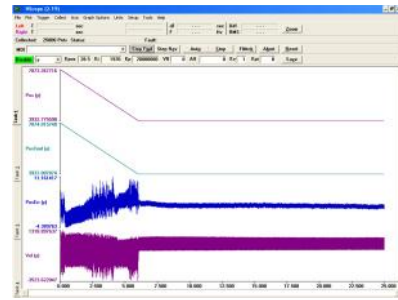
Adapun spesifikasi yang digunakan dalam percobaan ini adalah:

>Power suplai : Tekanan kerja dijaga konstan pada 70 bar.





- >Servo valve : Merek vickers tipe SM4-15(15)57-20/200-10 tekanan maksimum 210 bar dan kapasitas 57 L/min.
- >Piston : diameter 35 mm², panjang 30 cm.
- >LinearScale : Merek *Magnescale* type GB-060ER 600 mm, *resolusi* 0.5 m dan sistem *accuracy* $\pm(0.0025+0.0025.L/1000)$ mm.
- >Amplifer servovalve hidrolik : *Vickers Power Amplifier for Servo Valve* EHA-PAM-291-A-20, arus ± 200 mA.
- >Sistem kontrol : Aerotech A3200 Ndrive
- >Jenis Fluida yang digunakan adalah minyak hidrolik DOT-4



G.9 GUI NScope

Pengujian Simulasi menggunakan aplikasi komputasi, dengan aplikasi ini akan dilihat diagram terhadap masukan Step, Ramp dan Frekuensi. Program akan dirancang untuk menghitung sesuai dengan model matematika dinamis dari sistem yang telah dipaparkan di atas. Adapun diagram alir program adalah dirinci pada **G.10**. Diagram alir ini kemudian dibuat program sebagai bahan analisa percobaan simulasi.

3.1 Pengambilan data.

Terdapat dua metode pengambilan data yaitu pengambilan data eksperimen dan pengambilan data simulasi. Yang nantinya hasil keduanya akan dibandingkan.

3.1.1 Pengambilan Data Eksperimen

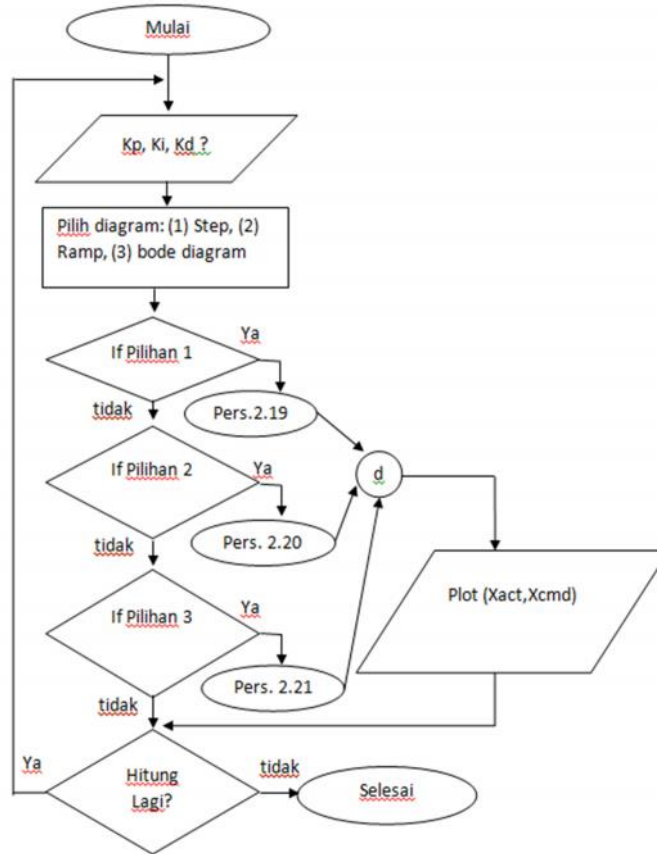
Pengambilan data eksperimen dan simulasi numerik dilakukan dengan mengganti parameter Kpos, Kp dan Ki pada kontroler Aerotech A3200. Dimana variasi nilai parameter Kpos sebesar (28.5), (38,5) dan 48,5, Ki sebesar 52, 750 dan 7455, Kpos sebesar 200×10^3 dan 20×10^6 dengan kecepatan 1000 mm/min dan jarak tempuh 100 mm. Data akan disajikan dalam tiga grafik yaitu grafik posisi terhadap waktu, posisi *error* terhadap waktu dan kecepatan terhadap waktu. Untuk pengambilan data digunakan software NScop ver. 2.19.0 yang telah disediakan oleh Aerotech. GUI dari Nscop dapat dilihat pada **G.9**.

3.1.2 Pengambilan Data Simulasi Numerik

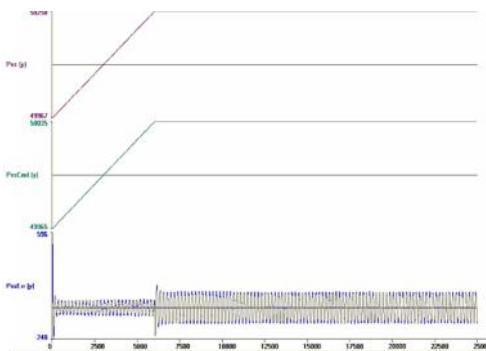
3.1.1 Penentuan Nilai Th (Konstanta Waktu Hidrolik)

Proses *autotuning* merupakan program *utility* dari *Aerotech A3200*. Dimana proses ini membuat sistem bekerja pada *phase margin* (PM) = 60^0 . Dari percobaan eksperimental didapat Kpos = 28.5, Kp = 200.000 dan Ki = 1420. **G.11** menunjukkan grafik respon masukan terhadap keluaran. Dari hasil *autotuning* ini nilai Th (konstanta waktu hidrolik) dapat diketahui dari *Pers. 2.12* menggunakan grafik bode. Pendekatan ini dilakukan dengan cara menemukan nilai PM dari grafik bode *Pers. 2.21* yang mendekati nilai PM hasil eksperimen menggunakan *autotuning*. Dari pendekatan ini didapatkan nilai Th sebesar 133.451. **G.12** menunjukkan diagram bode. Variabel kontrol Kp, Ki, dan Kpos dibuat sama dengan variable proses *autotuning*. Nilai PM ditentukan dengan mengubah nilai Th hingga mendapat nilai PM sebesar 60^0 . Nilai Th inilah nantinya akan digunakan pada simulasi numerik.

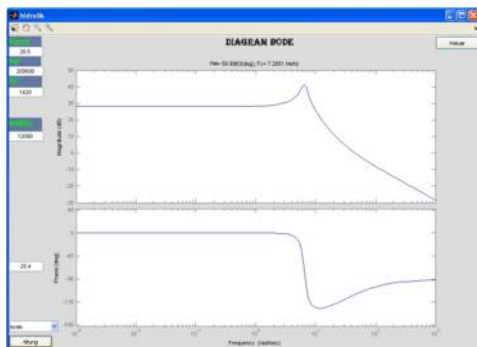




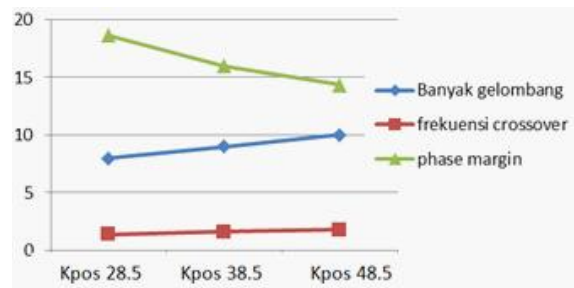
G.10 Diagram alir simulasi



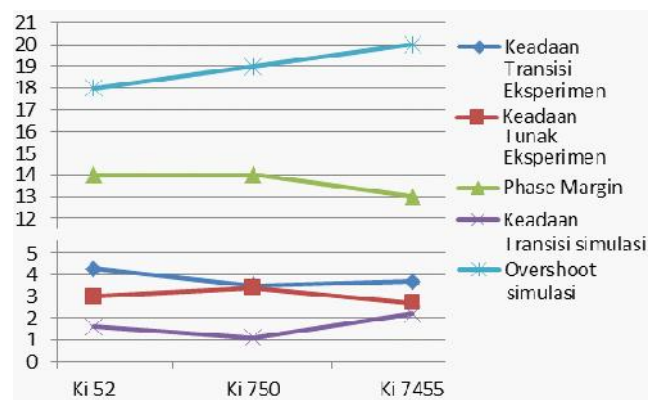
G.11 Keluaran Autotuning



G.12 Bode Autotuning



G.13 Akibat Kpos



G.14 Keadaan transisi, tunak dan PM pada variasi Ki





4 HASIL dan PEMBAHASAN

4.1 Pengaruh Kpos, Ki dan PM.

Pada variasi Kpos kesalahan keadaan tunak tidak begitu berpengaruh yaitu bernilai 3700 μm . Perbedaan yang dapat dipengaruhi oleh Kpos adalah nilai frekuensi yang dialami oleh sistem dimana perbedaan tersebut dilihat pada **G.13**.

Dari **G.13** terlihat bahwa semakin besar nilai Kpos maka nilai phase margin (PM) semakin menurun, hal ini akan berpengaruh pada tingkat kestabilan sistem. Selain itu frekuensi crossover (F_c) juga mengalami peningkatan. Sehingga dapat disimpulkan bahwa Kpos dapat mempengaruhi kestabilan sistem walaupun tidak begitu signifikan.

Pada variasi Ki ini nilai F_c tidak terlalu berakibat pada sistem dimana pada kondisi ini F_c bernilai konstan yaitu 1.8 hertz. Namun perubahan terjadi pada nilai Pm, dimana Pm merupakan indicator yang mempengaruhi peningkatan nilai kesalahan baik tunak maupun transisi. Hubungan Pm dengan kondisi keadaan tunak dilihat pada **G.14**.

Dari **G.14** terlihat bahwa nilai Pm berpengaruh pada nilai kesalahan tunak dan transisi. Dimana pada kondisi PM yang sama, semakin tinggi nilai Ki yang diberikan maka semakin kecil kesalahan transisi dan semakin besar kesalahan tunaknya. Namun jika harga Ki ditingkatkan dan didapat harga Pm berubah menjadi kecil, maka nilai kesalahan transisi akan meningkat dan kesalahan tunak akan menurun.

Dengan percobaan variasi Kp kesalahan tunak pada system dapat dihilangkan. Namun berakibat pada F_c yang mengalami peningkatan yang berakibat pada besarnya nilai osilasi sistem dalam posisi kondisi transisi meningkat dan kondisi tunaknya menurun atau bahkan tidak ada.

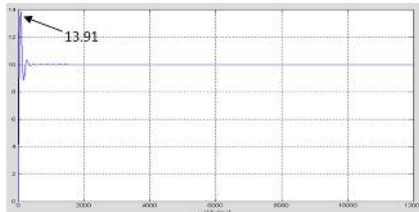
Dari pembahasan yang telah disampaikan,

dapat disimpulkan bahwa program simulasi dapat digunakan untuk memprediksi tingkah laku respon sistem terhadap parameter kontrol. Namun tidak bisa memprediksi nilai pasti dari sistem. Hal ini dikarenakan masih sederhananya pemodelan matematika yang terdapat pada simulasi numerik. Dimana tidak disertakannya pemodelan motor penggerak *servovalve* dan properti *liquid* seperti *bulkmodulus* dan faktor kebocoran *valve* yang sangat berakibat pada nilai pergerakan sistem.

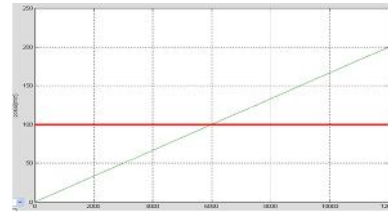
4.2. Optimasi Perpindahan Posisi Plant.

Optimasi dilakukan dengan cara *try and Error* yang beracuan dengan sifat masing-masing parameter control seperti Kp, Ki dan Kpos untuk mendapatkan hasil pemosisian yang memuaskan. Diawali dengan menggunakan nilai $K_p=200 \times 10^3$, $K_i=142$ dan $K_{pos}=28.5$ yang hasilnya terlihat pada **G.15**. Hasilnya belum memuaskan untuk keadaan transisi sistem penggerak mesin *semi-solid metal forging*. Untuk ini sistem perlu diperbaiki dengan melakukan percobaan simulasi, sehingga diperoleh pendekatan hasil yang memuaskan. Hasil simulasi menunjukkan nilai yang memuaskan untuk nilai Kp yang dinaikkan sebesar 10 kali dan Ki diubah sebesar 1470. Gambar 4.14 menunjukkan hasil simulasi dari perubahan Kp dan Ki, diagram step terlihat sistem mencapai kestabilan pada waktu 1 detik. Keadaan tunak tidak mengalami kesalahan. Begitu juga dengan Ramp. Untuk nilai PM yang ditunjukkan oleh diagram bode bernilai 85 deg dengan $F_c = 24.6$ hertz. Dari hasil eksperimen yang dapat dilihat pada **G.16** menunjukkan hasil yang memuaskan dengan kesalahan tunak bernilai 2 μm , Namun keadaan transisinya yang bernilai 194 μm masih besar untuk diterapkan pada mesin *semi-solid metal forging* [5].



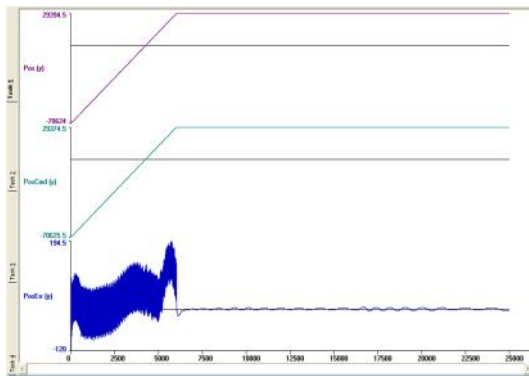


Step

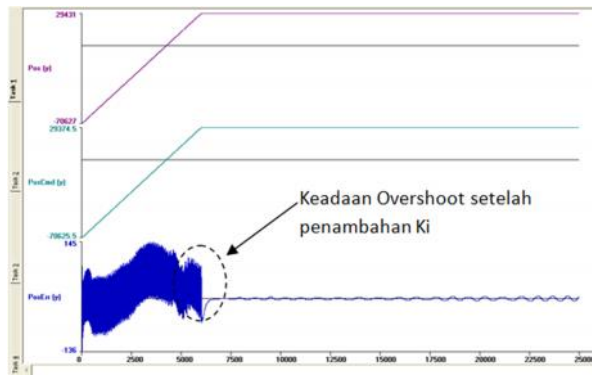


Ramp

G.15 Hasil optimasi

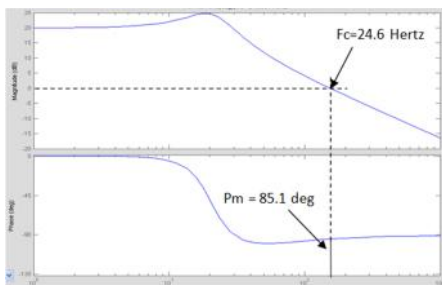


Ki 1470



Ki 1970

G.16 Hasil eksperimen Kp dan Kpos tetap ($K_p 2 \times 10^6$, $K_{pos} 28,5$) dengan variasi Ki



G.17 Simulasi optimasi perubahan Ki

Pada G.17 terlihat nilai overshoot yang dapat mengganggu sistem. Untuk menghilangkan pengaruh overshoot tersebut, parameter Ki harus ditambahkan, pada simulasi nilai Ki ditingkatkan sebesar 1970. Hasil simulasi yang telah dilakukan dapat dilihat pada Gambar 4.18 dimana overshoot transisi berkurang. Hal ini dibuktikan dengan nilai PM yang sama pada kondisi Ki 1470 yaitu 85.1 deg.

Dengan penambahan Ki sebesar 1970 ini didapatkan kesalahan transiennya sebesar 66 μm dan kesalahan tunak sebesar 3 μm . Penambahan kesalahan tunak ini tidak berpengaruh pada sistem *Plant*. Dari kriteria kesalahan pada parameter ini dapat digunakan pada sistem mesin *semi-solid metal*

forging. Pada keadaan tunak kondisi *plant* juga tidak mengalami getaran, sehingga aman digunakan untuk sistem yang berdekatan dengan system *plan* hidrolik seperti sistem kontrol *thermal*.

5 KESIMPULAN

Dari percobaan yang dilakukan didapatkan kesimpulan sebagai berikut:

1. Nilai gain posisi KPos mempengaruhi nilai kesalahan tunak, waktu penetapan dan *frekuensi crossover* (F_c).
2. Nilai gain kecepatan Ki mempengaruhi nilai kesalahan tunak dan transisinya, dimana perubahan nilai kesalahan tunaknya akan berbanding terbalik dengan kesalahan transisinya.
3. Nilai gain kecepatan KP menghilangkan kesalahan tunak.
4. Dari Optimasi sistem *Plant* hidrolik dengan pendekatan simulasi terlebih dahulu. Didapatkan nilai parameter $K_{pos} = 28.5$, $K_p = 2 \times 10^6$, dan $K_i = 1970$ dengan kesalahan keadaan transisi 66 μm dan tunak 3 μm . Pada *phase margin* (PM) = 85.1 deg dengan $F_c = 24.6$ hertz.





DAFTAR PUSTAKA

- [1] Ogata K. **1997**. *Modern Control Engineering*, PrenticeHall, New Jersey.
- [2] Aerotech. **2000**. *A3200 Motion Controller and Windows Software*, Pittsburgh, USA.
- [3] Nasril. **2003**. *Penerapan Metode MTH Dalam Diagnosis. Tesis*. ITB, Bandung.
- [4] Bishop, Robert. **1993**. *Moderen Control System Analysis and Design Using MATLAB*, Addyson-Wesly, USA.
- [5] Anonim. **2012**. *Analisis Kinerja Pengaturan Posisi Pada Sistem Servo Hidrolik*. Jakarta: BTMEPPO-BPPT.

====o0o====

