

Echipamente de automatizare hidraulice si pneumatice

Sisteme automate hidraulice si pneumatice

Alexandru Codrean

Universitatea Tehnica din Cluj-Napoca
Departamentul de Automatica

2022

C12 - Controlul actionarilor hidraulice in pompa. Neliniaritati in controlul actionarilor hidraulice

A. Controlul actionarilor hidraulice in pompa

Se folosesc atunci cand este nevoie de un raport efort-inertie mare.

Avantajul principal fata de sistemele controlate in valva: eficienta mai mare (sistemele controlate in valva introduc o cadere de presiune datorita valvei, rezultand o cantitate semnificativa de caldura disipata).

Dezavantaje:

- mai lente decat sistemele controlate in valva
- daca pompa trebuie situata aproape de actuator, ocupa mai multa spatiu
- necesita de multe ori un sistem (circuit) hidraulic auxiliar (inclusiv pompa) pt. a alimenta circuitul de presiune joasa.
- o singura pompa controleaza un singur actuator (fata de varianta cu o singura pompa la mai multi actuatori)

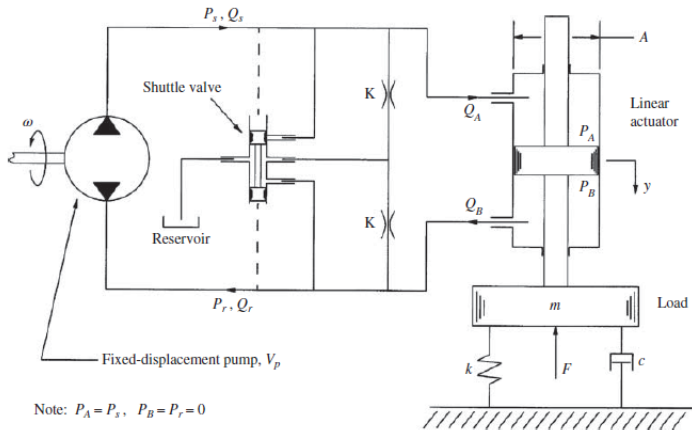
A. Controlul actionarilor hidraulice in pompa

Sisteme hidraulice controlate in pompa:

a) *actuator linear (cilindru cu piston)*: aplicatii in roboti industriali, industria aeronautica (ex. flight surface control)

b) *actuator rotativ (motoare hidraulice)*: transmisii hidrostatice - aplicatii la masini de teren - ex. tractoare, excavatoare, industria aeronautica (constant speed drive for flight application)

A1. Sistem cu pompa controlata in presiune si actuator linear



A1. Sistem cu pompa controlata in presiune si actuator linear

Pompa functioneaza la o viteza ω constanta si este comandata de un motor electric. Actuatorul este un cilindru cu piston dublu.

Daca viteza $\omega > 0$, lichidul intra in compartimentul A, iar returul este prin compartimentul B (pistonul cilindrului se deplaseaza in jos). Daca $\omega < 0$, lichidul intra in compartimentul B, iar evacuare este din A, cu deplasare a pistonului cilindrului in sus.

Shuttle valve:

- tine partea de circuit cu presiune mica la presiunea din rezervor
- previne ca pompa sa atraga un vacuum (efect de cavitatie)
- lichidul de retur se raceste printr-un radiator (nu apare in figura)

Liniile punctate reprezinta semnale de presiune de comanda - ex. daca pe ramura cu Q_A avem presiune mare \rightarrow valva merge in jos
 K - coef. de scurgere - canale de scurgere interna ale sistemului

i)Modelare

Se neglijeza inertia actuatorului.

$$m\ddot{y} + c\dot{y} + k y = \eta_{af} A (P_A - P_B) - F \quad (1)$$

Se ignora presiunile tranzitorii care ar rezulta din compresibilitatea lichidului.

$$Q_A = \frac{A}{\eta_{av}} \dot{y} \quad (2)$$

Din circuitul din figura avem:

$$Q_A = Q_s - K P_A \quad (3)$$

De la pompa avem:

$$Q_s = \eta_{pv} V_p \omega \quad (4)$$

Din (2)-(4) putem scrie:

$$P_A = \frac{\eta_{pv} V_p}{K} \omega - \frac{A}{\eta_{av} K} \dot{y} \quad (5)$$

A1. Sistem cu pompa controlata in presiune si actuator linear

In partea de jos a actuatorului avem

$$P_B = P_r = 0 \quad (6)$$

Inlocuim (5) si (6) in (1):

$$m\ddot{y} + \left(c + \frac{\eta_{af}}{\eta_{av}} \frac{A^2}{K}\right)\dot{y} + ky = \frac{\eta_{af}\eta_{pv}V_pA}{K}\omega - F \quad (7)$$

ii) Proiectare

In regim stationar, din (1) avem:

$$F = \eta_{af}A(P_A - P_B) \quad (8)$$

Conditiiile de lucru presupun ca intreaga forta sa se transmita incaperii A:

$$F = F_W, \quad P_A = P_s, \quad P_B = 0 \quad (9)$$

Din (8) rezulta conditiile de dimensionare a actuatorului:

$$A = \frac{F_W}{\eta_{af}P_s} \quad (10)$$

A1. Sistem cu pompa controlata in presiune si actuator linear

Pentru pompa, consideram conditii de viteza constanta v_0 fara sarcina. Din (5), egaland P_A cu zero,

$$V_p = \frac{A v_0}{\omega}, \quad (11)$$

pentru $\eta_{pv} = \eta_{av} = 1$. De obicei se considera ω_{max} in proiectare. Puterea necesara este:

$$Power_{in} = \frac{V_p \omega P_s}{\eta_{pt} \eta_{pv}} \quad (12)$$

Studiu de caz:

Consideram ca aplicatie actuatorul electro-hidraulic din figura anterioara pentru controlul suprafetei de zbor a aripii unui avion (control flaps of aircraft wing). Rezistenta vantului care actioneaza asupra aripii creste liniar forta de sarcina de la 0 la 20000 lbf, pe masura ce actuatorul se extinde de la -6 la $+6$ in.

A1. Sistem cu pompa controlata in presiune si actuator linear

Viteza dorita atunci cand nu este sarcina este de 6 in/sec . Eficienta de forta si volumetrica a actuatorului este de 98% si 97%.

Presiunea maxima de functionare a sistemului hidraulic este de 3400 psi , iar viteza maxima a pompei este de 16000 rpm . Eficienta de cuplu si volumetrica a pompei este 95% si 94%.

Pentru proiectarea actuatorului, folosind (10) avem:

$$A = \frac{F_w}{\eta_{af} P_s} = \frac{20000\text{ lbf}}{0.98 \cdot 3400\text{ psi}} = 6.0\text{ in}^2$$

Volumul de lichid pe care trebuie sa il puna pompa in miscare la fiecare rotatie este:

$$V_p = \frac{A v_0}{\omega} = \frac{6\text{ in}^2 \cdot 6\text{ in/sec}}{16000\text{ rpm}} = 0.135\text{ in}^3/\text{rev}$$

Puterea necesara este:

$$Power_{in} = \frac{V_p \omega P_s}{\eta_{pt} \eta_{pv}} = \frac{0.135\text{ in}^3/\text{rev} \cdot 160000\text{ rpm} \cdot 3400\text{ psi}}{0.95 \cdot 0.94} = 20.7\text{ hp}$$

iii)Control

Pentru control se foloseste modelul (7), in care avem ca intrare de comanda ω , perturbatia F si iesirea y .

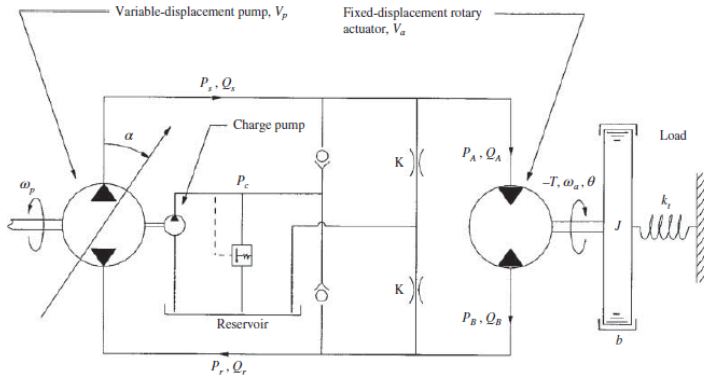
Se poate proiecta un regulator PI pentru controlul pozitiei y , sau un regulator PID pentru controlul vitezei \dot{y} .

Observatie:

Problema de control, bazata pe modelul de ordin redus, considera implicit ipoteza de viteza lenta - referinta variaza lent in timp.

Pentru aplicatii mai complexe care implica si variatii rapide ale referintei, controlul trebuie proiectat folosind modele matematice ale procesului mai dezvoltate (ordin mai mare - considerand si efectele tranzitorii datorita presiunilor de exemplu).

A2. Sistem cu pompa axiala controlata in deplasare si actuator rotativ



Note: $P_A = P_s$, $P_B = P_r = P_c$

A2. Sistem cu pompa axiala controlata in deplasare si actuator rotativ

Se mai numeste "continuously variable hidrostatic vehicle transmission".

Aplicatie frecventa la echipamente mobile de teren.

T este cuplul de sarcina (perturbatie). V_p este volumul maxim de lichid care poate fi dislocat, turatia ω_p este de obicei fixata.

Deplasarea unghiulara α la nivel de swash-plate seteaza sensul de curgere: $\alpha > 0$ curgere este spre A cu retur prin B, $\alpha < 0$ curgere este spre B cu retur prin A.

Coeficientul de scurgere K :

- exista inherent in sistem
- circuitul aferent poate fi folosit pentru racire si filtrare a lichidului care merge la rezervor.

A2. Sistem cu pompa axiala controlata in deplasare si actuator rotativ

Charge pump: asigura presiune in zona de circuit de presiune joasa, iar cateodata este folosita ca sursa auxiliara de presiune pentru pompa principala.

Presiunea P_c are o valoare tipica de 2 MPa, pe cand zona cu presiune ridicata are presiuni cam de 10 ori mai mari.

Check valve: blocheaza zona de circuit cu presiune mare de circuitul de incarcare, si deschide zona de presiune joasa la circuitul de incarcare. Zona de presiune joasa este mentinuta la presiunea P_c si se evita fenomenul de cavitatie a pompei la variatii rapide pentru α .

i) Modelare

Ignorand inertia actuatorului, pentru sarcina se poate scrie:

$$J\ddot{\theta} + b\dot{\theta} + k_t\theta = \eta_{at}V_a(P_A - P_B) - T \quad (13)$$

Se ignora presiunile tranzitorii care rezulta datorita compresibilitatii lichidului (dinamica de ordinul mili-sec, fata de dinamica sarcina de ordinul sec).

$$Q_A = \frac{V_A}{\eta_{av}}\dot{\theta} \quad (14)$$

Daca tinem cont de scurgeri, debitul se mai poate scrie ca

$$Q_A = Q_s - KP_A \quad (15)$$

Debitul de la pompa este

$$Q_s = \frac{\eta_{pv}V_p\omega_P}{\alpha_{max}}\alpha \quad (16)$$

A2. Sistem cu pompa axiala controlata in deplasare si actuator rotativ

Rezulta

$$P_A = \frac{\eta_{pv} V_p \omega_P}{K \alpha_{max}} \alpha - \frac{V_a}{\eta_{av} K} \dot{\theta} \quad (17)$$

Pe partea B a circuitului avem

$$P_B = P_r = P_c \quad (18)$$

In final, inlocuind in (13) obtinem modelul

$$J\ddot{\theta} + \left(b + \frac{\eta_{at}}{\eta_{av}} \frac{V_a^2}{K}\right)\dot{\theta} + K_t\theta = \frac{\eta_{av}\eta_{pv} V_a V_p \omega_P}{K \alpha_{max}} \alpha - \eta_{at} V_a P_c - T \quad (19)$$

ii) Proiectare

Pentru actuator, consideram conditia de regim stationar

$$T = \eta_{at} V_a (P_A - P_B) \quad (20)$$

Condițiile de lucru sunt:

$$T = T_W, \quad P_A = P_s, \quad P_B = P_c \quad (21)$$

Rezulta conditiile de dimensionare a actuatorului:

$$V_A = \frac{T_W}{\eta_{at}(P_s - P_c)} \quad (22)$$

Pentru pompa, din conditiile de viteza constanta fara sarcina (pt. $\eta_{pv} = \eta_{av} = 1$):

$$V_p = \frac{\omega_0}{\omega_p} V_a \quad (23)$$

Puterea necesara este

$$Power_{in} = \frac{V_p \omega_p (P_s - P_c)}{\eta_{pt} \eta_{pv}} + \frac{V_c \omega_p P_c}{\eta_c} \quad (24)$$

Nota: charge pump opereaza la aceeasi turatie ca pompa principala.

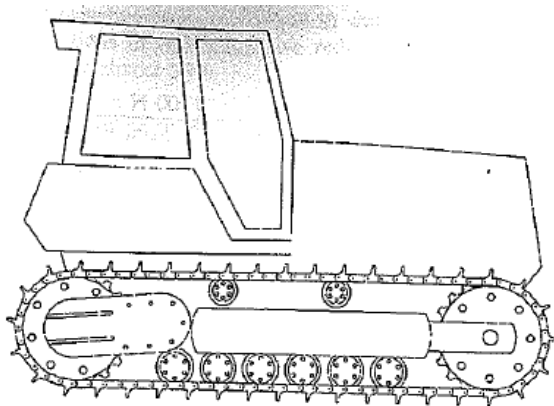
iii) Control

Procesul nostru are modelul matematic (19) si orientarea $\{\alpha, T + \eta_{at} V_a P_c\} \rightarrow \{\theta\}$; in care prima intrare este comanda, a doua intrare este perturbatia, iar iesirea este deplasarea unghiulara a actuatorului rotativ.

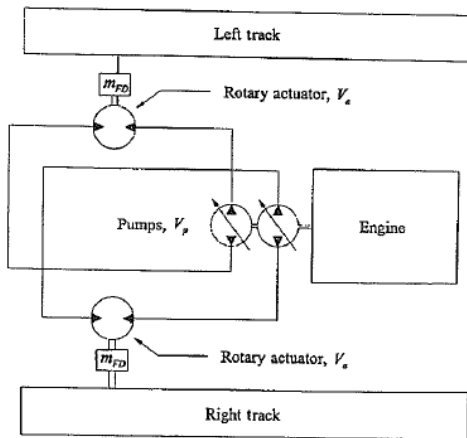
Pentru controlul pozitiei se poate proiecta un regulator PI, iar pentru controlul vitezei se poate proiecta un regulator PID, impunand un anumit suprareglaj si timp de reglare pentru sistemul in bucla inchisa.

Obs. Folosind un model matematic simplificat, controlul se poate proiecta doar pentru miscari lente. Pentru miscari rapide inertia actuatorului nu mai este neglijabila, de ex dinamica servo-valvei de comanda (de la curentul i la unghiul α) trebuie modelata (ordinul I sau II).

Studiu de caz



Studiu de caz



A2. Sistem cu pompa axiala controlata in deplasare si actuator rotativ

Consideram vehiculul cu sine din figura anterioara, cu doua pompe independente care controleaza cei doi actuatori rotativi. Vehiculul poate vira spre dreapta sau stanga atunci cand actuatorii rotativi au viteze diferite, si merge drept cand vitezele sunt egale.

Vehiculul are o masa de 24100 kg. Cuplu maxim pe care ar trebui sa il livreze este de 72000 Nm. Acest cuplu este generat de actuatorii rotativi folosind reductoare 60 la 1 (simbolizate ca m_{FD} in figura). Viteza maxima fara sarcina este de 1900 rpm. Raza rotilor care pun in miscare sina este de 0.381 m. Eficienta de cuplu si volumetrica a pompei este de 95% si 96%. Presiunea maxima de lucru a circuitului hidraulic este de 42 MPa, iar presiunea P_c este 2 MPa. Se considera un coeficient de scurgere pentru fiecare actuator rotativ de $5 \cdot 10^{-11} m^3 / (Pa \cdot sec)$.

A2. Sistem cu pompa axiala controlata in deplasare si actuator rotativ

Pentru dimensionarea actuatorului, pornim de la cuplu de sarcina dorit:

$$T_w = \frac{72000 \text{ Nm}}{m_{FD}} = \frac{72000 \text{ Nm}}{60} = 1200 \text{ Nm}$$

Mai departe folosim ecuatiea (22):

$$V_A = \frac{T_w}{\eta_{at}(P_s - P_c)} = \frac{1200 \text{ Nm}}{0.95 \cdot (42 \text{ MPa} - 2 \text{ MPa})} = 3.158 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 / \text{rad} \\ \approx 200 \text{ cm}^3 / \text{rev}$$

In conditii de functionare fara sarcina, viteza actuatorului este echivalente cu viteza pompei si a motorului, deci din (23) rezulta

$$V_p = V_a = 200 \text{ cm}^3 / \text{rev}.$$

Puterea necesara pentru cele doua actuatore este (ignorand circuitul de alimentare)

$$Power_{in} = 2 \cdot \frac{V_p \omega_p (P_s - P_c)}{\eta_{pt} \eta_{pv}} = 2 \cdot \frac{200 \text{ cm}^3 / \text{rev} \cdot 1800 \text{ rpm} \cdot 40 \text{ MPa}}{0.95 \cdot 0.96} = 526.3 \text{ kW}$$

A2. Sistem cu pompa axiala controlata in deplasare si actuator rotativ

Viteza maxima la sol - in conditii de sarcina - se poate determina evaluand viteza actuatorului la presiunea de 42 MPa, folosind ecuatia (17) si considerand $\alpha = \alpha_{max}$:

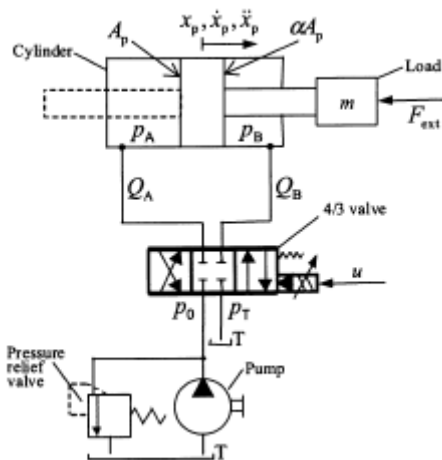
$$\omega_a = \frac{\eta_{av}\eta_{pv}V_p}{V_a}\omega_p - \frac{\eta_{av}K}{V_a}P_a = \frac{0.96 \cdot 0.96 \cdot 200 \text{ cm}^3/\text{rev}}{200 \text{ cm}^3/\text{rev}} \cdot 1800 \text{ rpm} - \frac{0.96 \cdot 5 \cdot 10^{-11} \text{ m}^3/(\text{Pa sec})}{200 \text{ cm}^3/\text{rev}} \cdot 42 \text{ MPa} = 1659 \text{ rpm} - 605 \text{ rpm} = 1054 \text{ rpm}.$$

Viteza la sol se poate calcula ca

$$v = \frac{\omega_a}{m_{FD}} R = \frac{1054 \text{ rpm}}{60} \cdot 0.381 \text{ m} = 2.52 \text{ km/h}$$

B. Neliniaritati in controlul actionarilor hidraulice

Proces: actuator linear comandat in valva



B. Neliniaritati in controlul actionarilor hidraulice

Orientare proces: Intrare de comanda u (tensiune sau curent), iesirea este pozitia pistonului x_p . Suplimentar putem avea si o intrare de perturbatie F_{ext} , care se refera la forte externe.

Se considera ca presiunea de alimentare furnizata de pompa $P_s = P_0$ este constanta.

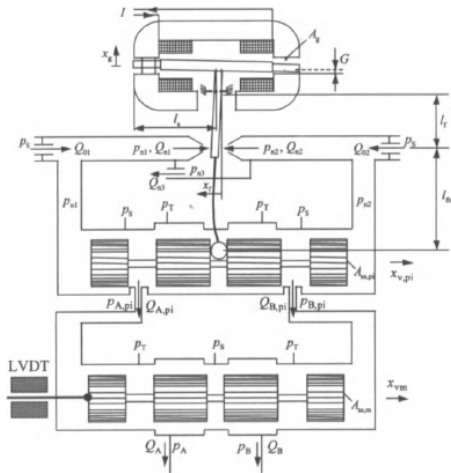
Circuitele de legatura dintre pompa, valva si cilindru se considera suficient de mici incat sa se poata neglija.

Principalele componente ale procesului care se iau in considerare pentru modelare sunt valva si cilindrul.

B. Neliniaritati in controlul actionarilor hidraulice

Servo-valva cu 3 etaje

Intrare: curentul i ; Iesire: debitele Q_A si Q_B



B. Neliniaritati in controlul actionarilor hidraulice

Servo-valva cu 3 etaje

Pornind de la raspunsul la semnal treapta si caracteristicile Bode date de producator, se poate identifica un model de ordinul 2 de forma:

$$\frac{1}{\omega_v^2} \ddot{x}_v + \frac{2D_v}{\omega_v} \dot{x}_v + x_v + f_{hs} \text{sign}(\dot{x}_v) = K_v u_v \quad (25)$$

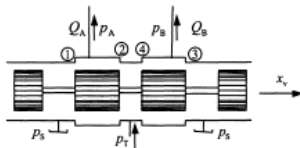
x_v este pozitia valvei la nivel de etaj final, iar u_v este curentul de comanda.

In proiectarea structurii de conducere, de cele mai multe ori forta de frecare interna a valvei se ignora ($f_{hs} = 0$).

Ecuatiile de debit la nivelul etajului final sunt:

B. Neliniaritati in controlul actionarilor hidraulice

Servo-valva cu 3 etaje



$$Q_A = Q_1 - Q_2, \quad Q_B = Q_3 - Q_4$$

$$Q_A = c_{v1}sg(x_v)sign(P_s - P_A)\sqrt{|P_s - P_A|} - c_{v2}sg(-x_v)sign(P_A - P_T)\sqrt{|P_A - P_T|} \quad (26)$$

$$Q_B = c_{v3}sg(-x_v)sign(P_s - P_B)\sqrt{|P_s - P_B|} - c_{v4}sg(x_v)sign(P_B - P_T)\sqrt{|P_B - P_T|} \quad (27)$$

B. Neliniaritati in controlul actionarilor hidraulice

Servo-valva cu 3 etaje

Functia sg este definita ca:

$$sg(x) = \{x \text{ daca } x \geq 0, \quad 0 \text{ daca } x < 0\}$$

Consideram coeficientii de curgere ca fiind egali:

$$c_{v1} = c_{v2} = c_{v3} = c_{v4}$$

B. Neliniaritati in controlul actionarilor hidraulice

Cilindru hidraulic

Se considera un cilindru hidraulic simetric, pentru care se neglijeza pierderile interne si extern de lichid la nivelul cilindrului.

Dinamica presiunilor este descrisa de ecuatiile:

$$\dot{P}_A = \frac{E}{V_h + A_p x_p} (q_A - A_p \dot{x}_p) \quad (28)$$

$$\dot{P}_B = \frac{E}{V_h - A_p x_p} (q_B + A_p \dot{x}_p) \quad (29)$$

unde $V_h = V_{A0} = V_{B0}$ reprezinta volumul initial de lichid din cele doua camere ale cilindrului, iar E reprezinta modulul de elasticitate (se considera constant).

Ecuatia de miscare la nivelul pistonului cilindrului se poate scrie pe baza legii a 2-a a lui Newton:

B. Neliniaritati in controlul actionarilor hidraulice

Cilindru hidraulic

$$m\ddot{x}_p = A_p(P_A - P_B) - F_f(\dot{x}_p) - F_{ext} \quad (30)$$

Forța de frecare se modelează ca o funcție Stribeck, dependentă de viteză:

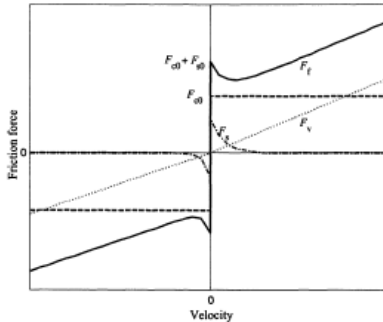
$$\begin{aligned} F_f(\dot{x}_p) &= F_v(\dot{x}_p) + F_c(\dot{x}_p) + F_s(\dot{x}_p) = \\ &= \sigma \dot{x}_p + F_{c0} \text{sign}(\dot{x}_p) + F_{s0} \text{sign}(\dot{x}_p) e^{-|\dot{x}_p|/c_s} \end{aligned} \quad (31)$$

unde F_v se referă la frecarea viscoasă, F_c la frecarea de tip Coulomb și F_s la frecarea statică.

B. Neliniaritati in controlul actionarilor hidraulice

Cilindru hidraulic

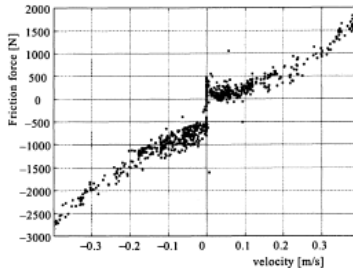
Caracteristica teoretica (ideala) a fortei de frecare Stribeck:



B. Neliniaritati in controlul actionarilor hidraulice

Cilindru hidraulic

Caracteristica experimentală pentru forța de frecare:



B. Neliniaritati in controlul actionarilor hidraulice

Model nelinier al procesului sub forma de ecuatii de stare

Definim starile procesului $x_1 = x_p$, $x_2 = \dot{x}_p$, $x_3 = P_A$, $x_4 = P_B$, $x_5 = x_v$, $x_6 = \dot{x}_v$. Pe baza ecuatiilor (25)-(31) se pot scrie ecuatiile de stare:

$$\dot{x}_1 = x_2 \quad (32)$$

$$\dot{x}_2 = \frac{A_p}{m}(x_3 - x_4) - \frac{1}{m}F_f(x_2) - \frac{1}{m}F_{ext} \quad (33)$$

$$\dot{x}_3 = \frac{E}{V_h + A_p x_1}(q_A(x_3, x_5) - A_p x_2) \quad (34)$$

$$\dot{x}_4 = \frac{E}{V_h - A_p x_1}(q_B(x_4, x_5) + A_p x_2) \quad (35)$$

$$\dot{x}_5 = x_6 \quad (36)$$

$$\dot{x}_6 = \omega_v^2(u_v - \frac{2D_v}{\omega_v}x_6 - x_5) \quad (37)$$

B. Neliniaritati in controlul actionarilor hidraulice

Model nelinier al procesului sub forma de ecuatii de stare

Forma generala a modelui procesului este

$$\dot{x} = f(x, u) \quad (38)$$

unde $x = [x_1 \ x_2 \ x_3 \ x_4 \ x_5 \ x_6]^T$ si $u = [u_v \ F_{ext}]^T$

iesirea procesului este $y = x_1$.

Pentru proiectarea structurii de conducere, liniarizam procesul in punctul de echilibru $x_e = [0 \ 0 \ 150 \cdot 10^5 \ 150 \cdot 10^5 \ 0 \ 0]^T$ si comanda $u_{v,e} = 0$ (consideram $F_{ext} = 0$):

$$\begin{aligned} \dot{x}_I &= \left. \frac{\partial f}{\partial x} \right|_{x=x_e, u=u_{v,e}} x_I + \left. \frac{\partial f}{\partial u_v} \right|_{x=x_e, u=u_{v,e}} u_v \\ &= Ax_I + Bu_v \end{aligned} \quad (39)$$

B. Neliniaritati in controlul actionarilor hidraulice

Model nelinier al procesului sub forma de ecuatii de stare

Consideram parametrii:

$$\begin{aligned} K_v &= 0.001, \sigma = 200 \text{Ns/m}, F_{c0} = 50 \text{N}, F_{s0} = 25 \text{N}, c_s = \\ &0.011 \text{m/s}, m = 32.7 \text{kg}, V_h = 8.9 \cdot 10^{-5} \text{m}^3, A_1 = \\ &1.14 \cdot 10^{-3} \text{m}^2, A_2 = 0.633 \cdot 10^{-3} \text{m}^2, A_p = (A_1 + A_2)/2, P_s = \\ &300 \cdot 10^5 \text{Pa}, P_t = 10^5 \text{Pa}, E = 1.7 \cdot 10^6 \text{Pa}, \omega_v = 730 \text{Hz}, D_v = \\ &0.4, c_{v1} = 6.6043 \cdot 10^{-4} \text{m}^2 / (\text{s} \sqrt{\text{Pa}}) \end{aligned}$$

Lungimea tijei pistonului cilindrului hidraulic este de 0.05 m, curentul maxim de intrare la valva este de 0.1 A, iar zona de insensitivitate (dead zone) este la pragul de 0.005 A.

B. Neliniaritati in controlul actionarilor hidraulice

Problema controlabilitatii

Se verifica controlabilitatea procesului.

Matricea de controlabilitate este $M_c = [B \ AB \ \dots \ A^5 B]$. Din calcul rezulta ca $\text{rang}(M_c) = 5 < 6$ (ordinul procesului).

Acest lucru se explica prin faptul ca nu putem controla independent presiunile P_A (starea x_3) si P_B (starea x_4) prin intermediul unei singure intrari u_v (cand P_A creste $\rightarrow P_B$ scade, si viceversa).

O solutie posibila este ca in loc de starile x_3 si x_4 sa definim starea $x_{34} = x_3 - x_4$, deci in loc sa controlam ambele presiuni independent, vom controla diferenta de presiune (cand pistonul este centrat $x_p = 0$ si $x_{34} = 0$).

Definim nou vector de stare $x_r = [x_1 \ x_2 \ x_{34} \ x_5 \ x_6]^T$, si modelul de stare de ordin redus

$$\dot{x}_r = A_r x_r + B_r u_v \quad (40)$$

B. Neliniaritati in controlul actionarilor hidraulice

Problema controlabilitatii

Noua matrice de controlabilitate este $M_c = [B \ AB \ \dots \ A^4 B]$, iar din calcul rezulta ca $\text{rang}(M_c) = 5 = \text{ordinul procesului}$, deci sistemul este controlabil.

Polii procesului sunt $0, -3.1 \pm 30.0i, -299.0 \pm 677.0i$.

Deci sistemul este la limita de stabilitate, si cu raspuns in bucla deschisa puternic oscilant (poli cu parte imaginara mare).

B. Neliniaritati in controlul actionarilor hidraulice

Problema stabilizarii

Prin legea de reglare dupa stare de forma $u_v = -K \cdot x_r$ dorim sa impunem polii in bucla inchisa

$p_{imp} = [-99 \text{ } -100 \text{ } -101 \text{ } -200 \text{ } -201]$, care ne asigura o dinamica dorita in bucla inchisa.

K se poate determina fie pe cale analitica, fie folosind functia *place* din Matlab:

$$K = [14.0 \text{ } 0.46 \text{ } 2.2e - 7 \text{ } -655.0 \text{ } 0.21]$$

B. Neliniaritati in controlul actionarilor hidraulice

Problema de urmarire

Deoarece iesirea procesului dupa care vrem sa definim problema de urmarire este $y_r = x_1$, rezulta ecuatia de iesire $y_r = C_r x_r$, cu $C_r = [1\ 0\ 0\ 0]$.

Daca procesul are o noua intrare - referinta, legea de reglare devine

$$u_v = -K \cdot x_r + N \cdot r. \quad (41)$$

Dorim ca sa proiectam prefiltrul N astfel incat in conditii ideale, eroare de regim stationar $e_{ss} = r_{\infty} - y_{\infty} = 0$. N se poate calcula cu formula $N = -(C_r(A_r - B_r K)^{-1} B_r)^{-1} = 14.3$.

Aceasta ramura cu prefiltru este una de tip **feedforward**, care actioneaza direct asupra comenzii (instantaneu), dar este afectata de incertitudinii la nivelul procesului si perturbatii persistente.

B. Neliniaritati in controlul actionarilor hidraulice

Problema de urmarire

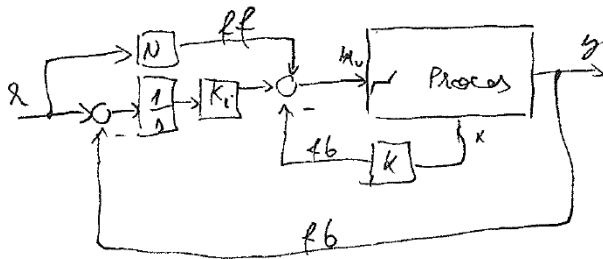
Pentru a adauga robustete structurii de conducere, astfel incat eroarea stationara sa tinda asimptotica la zero chiar si in conditii de incertitudini parametrice sau perturbatii persistente, adaugam o reactie negativa dupa iesire (ramura de **feedback**) cu componenta integratoare:

$$u_v = -K \cdot x_r + K_i \int_0^t (r - y_r) dt + N \cdot r, \quad (42)$$

K_i se poate proiecta prin mai multe moduri: alocare de poli (definind o stare aditionala x_i pentru integrator), prin locul radacinilor (raportandu-ne la polii dominanti si impunand conditii de suprareglaj si timp de reglare), prin optimizare, empiric, s.a. De exemplu, se poate determina empiric ca pentru $K_i = 100$ se obtin cele mai bune rezultate de urmarire la referinta sinusoidala.

B. Neliniaritati in controlul actionarilor hidraulice

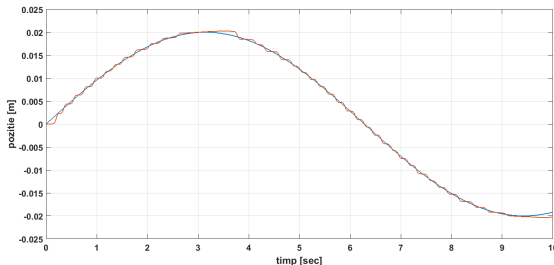
Structura de conducere



Efortul necesar de a aduce eroare de urmarire la zero este distribuit intre integrator si prefiltru: la inceput cand eroare este foarte mare, prefiltru actioneaza cel mai repede pentru a aduce eroare in jurul valorii de zero, iar ulterior integratorul efectueaza partea de reglaj fin pentru a duce eroare asimptotic la zero.

B. Neliniaritati in controlul actionarilor hidraulice

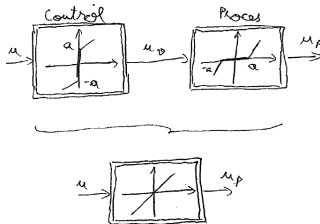
Rezultate de simulare 1



Se observa oscilatii la pornire si schimbare de sens (in jurul vitezei zero) datorita fortei de frecare, precum si oscilatii atunci cand eroare ajunge aproape de zero - datorita zonei de insensivitate.

B. Neliniaritati in controlul actionarilor hidraulice

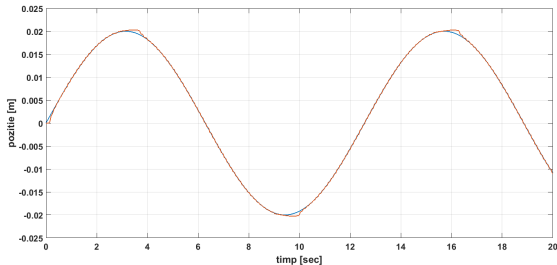
Compensare deadzone



Pentru compensarea zonei de insensibilitate plasam o caracteristica statica inversa in serie (in amonte)

B. Neliniaritati in controlul actionarilor hidraulice

Rezultate de simulare 2



Compensarea este dependenta de precizia cu care se identifica experimental zona de insensivitate a procesului.

B. Neliniaritati in controlul actionarilor hidraulice

Compensare frecare

Frecarea este foarte importanta in cazul sistemelor de pozitionare, fie ca este vorba de actionari electro-mecanice, hidraulice sau pneumatice.

Frecarea este puternic neliniara si greu de modelat. Majoritatea modelelor folosite in automatica sunt modele stationare.

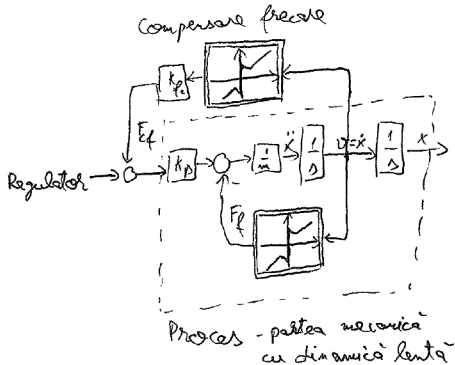
Compensarea frecarii (in special cea stationara) este complicat de realizat in practica.

De multe ori este dificil de obtinut experimental modelul fortei de frecare in jurul vitezei zero.

B. Neliniaritati in controlul actionarilor hidraulice

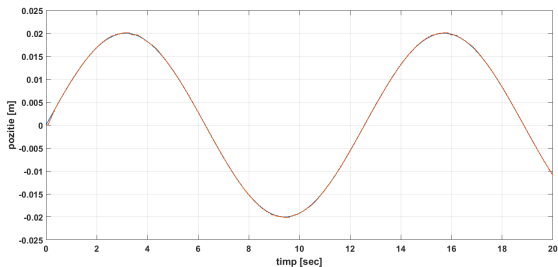
Compensare frecare

Compensarea frecarii folosind viteza masurata/estimata (feedback)



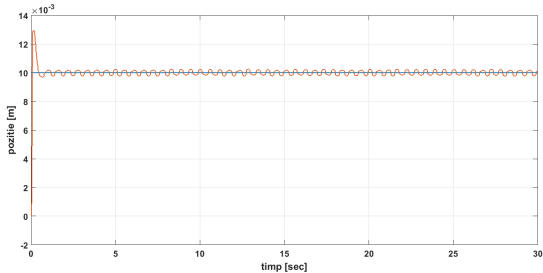
B. Neliniaritati in controlul actionarilor hidraulice

Rezultate de simulare 3



B. Neliniaritati in controlul actionarilor hidraulice

Rezultate de simulare 3

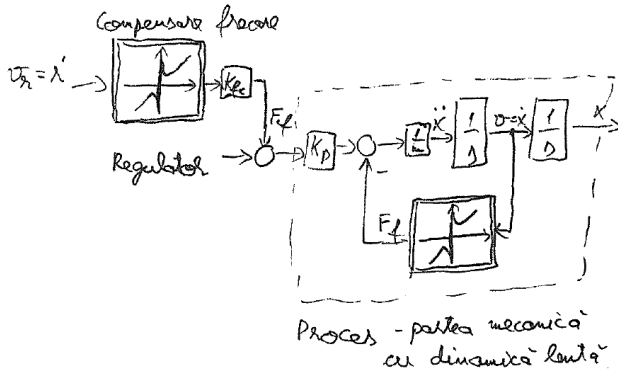


Observam ca apar oscilatii in jurul vitezei zero.

B. Neliniaritati in controlul actionarilor hidraulice

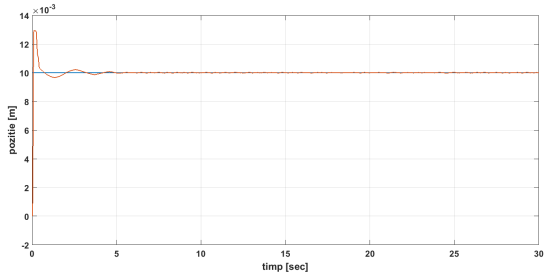
Compensare frecare

Compensarea frecarii folosind viteza prescrisa (feedforward)



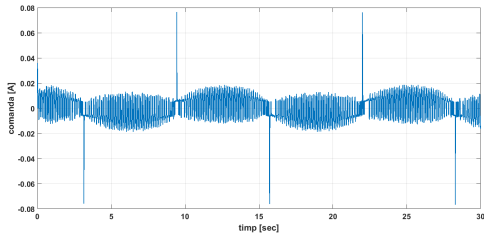
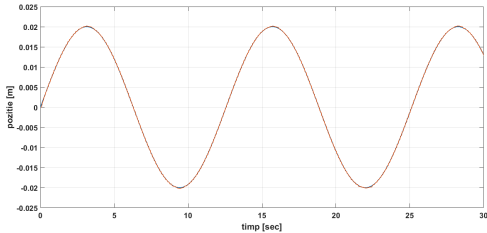
B. Neliniaritati in controlul actionarilor hidraulice

Rezultate de simulare 4 - finale



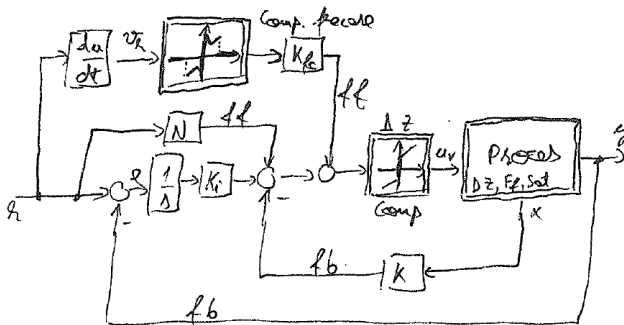
B. Neliniaritati in controlul actionarilor hidraulice

Rezultate de simulare 4 - finale



B. Neliniaritati in controlul actionarilor hidraulice

Structura de conducere finala



B. Neliniaritati in controlul actionarilor hidraulice

Structura de conducere finala

In practica ramura de feedforward/feedback pentru compensarea frecarii risca sa ne afecteze performantele de regim dinamic la viteze mai mari (date de restul structurii de reglare proiectata apriori).

O solutie posibila este de a dezactiva ramura de compensare a frecarii pentru viteze mai mari decat o viteza de prag v_0 (aproape de zero).

In structura de conducere acest lucru este reprezentat prin faptul ca iesirea blocului nelinier de compensare a frecarii este setat pe zero cand v_r depaseste pragul v_0 .