

PRZEMYSŁOWY INSTYTUT AUTOMATYKI I POMIARÓW
MERA-PIAP
Al. Jerozolimskie 202 02-222 Warszawa Telefon 23-70-81

OŚRODEK AUTOMATYKI ELEKTRYCZNEJ

440

BE 10

Zespół Budowy Serwomechanizmów Wykonawczych

Główny wykonawca mgr inż. Marian Wrzesień

Wykonawcy mgr inż. Stefan Frydliński

Konsultant

Nr zlecenia 9348

Analiza procesu sterowania ciągnika gąsienicowego sterowanego lemieszem. Etap 3. Zmodelowanie, układu regulacji ciągnika gąsienicowego sterowanego urządzeniem laserowym. Zaprogramowanie modelu w języku symulacyjnym CSMP.

Zlecaniodawca Praca własna MERA-PIAP

Pracę rozpoczęto dnia 1.02.82

zakończono dnia 21.12.82

Kierownik Zespołu -

Kierownik Ośrodka

dr inż. P. Jabłoński p.o. Zcy. Dyrektora d/s Automatyki

prof. dr inż. T. Missala

dr inż. T. Gałązka

Praca zawiera:

Rozdzielnik - ilość egz:

stron 15

Egz. 1 BOINTE

rysunków 7

Egz. 2 OAE

fotografii -

Egz. 3

tabel -

Egz. 4

tablic -

Egz. 5

załączników -

Egz. 6

Nr rejestr. 4945

Analiza deskryptorowa **MODELOWANIE MATEMATYCZNE.**
UKŁADY ELEKTROHYDRAULICZNE

Analiza dokumentacyjna

Sprawozdanie zawiera dyskusję modelu rozdzielacza hydraulicznego oraz ciągnika gąsienicowego z lemieszem.

C.O.

Tytuły poprzednich sprawozdań

- Etap 1. Analiza układu regulacji ciągnika TD-25c sterowanego z wykorzystaniem laserowego urządzenia UL-4. Nr rej. 4517.
- Etap 2. Sprawdzenie i zweryfikowanie modelu matematycznego układu sterowania zaproponowanego w etapie 1.

62-50 Teoria i projekt. techn. reg. i ster.

2

Spis treści

Strona

: Wstęp	1
1. Dyskusja obwodu hydraulicznego obejmującego rozplływ oleju pomiędzy rozdzielaczem, a siłownikiem.	1
2. Dyskusja obwodów hydraulicznych komór tłoczyskowych i bezłoczyskowych siłowników.	6
3. Modelowanie jazdy ciągnika gąsienicowego wyposażonego w lemiesz.	8
4. Dynamika ruchu ciągnika gąsienicowego.	10
5. Model układu regulacji zamkniętej laserowego układu sterowania ciągnika gąsienicowego wyposażonego w lemiesz.	14
6. Uwagi dotyczące modelowania układu regulacji zamkniętej.	15

WSTĘP

Uwagi końcowe poprzedniego etapu pracy /sprawozdanie nr rej. 4750/ zawierały stwierdzenia, że problem rozpiływu oleju pomiędzy rozdzielaczem, siłownikami i zlewem nie został rozwiązany prawidłowo. Zalecono przeprowadzenie zmodelowania tej części obwodu oraz kontynuowanie pracy w celu uzyskania pełnego modelu układu sterowania ciągnikiem gąsienicowym.

W niniejszym sprawozdaniu przedstawiono rozwiązanie postawionego zadania.

1. Dyskusja obwodu hydraulicznego obejmującego rozpiływ oleju pomiędzy rozdzielaczem, a siłownikami

Wprowadzono następujące definicje /rys.1/.

Przepływem pompy Q_0 nazywać będziemy przepływ z pompy do układu hydraulicznego o wartości równej wydatkowi pompy.

Przepływem roboczym Q_R nazywać będziemy przepływ oleju stanowiący zasilanie siłownika.

Przepływem jałowym Q_J nazywać będziemy przepływ oleju z zasilanej komory siłownika.

Przepływem zlewowym Q_Z nazywać będziemy przepływ oleju z pompy na zlew.

Przepływem zwrotnym Q_T nazywać będziemy sumaryczny przepływ oleju na zlew. Przedstawia to następująca zależność:

$$Q_T = Q_Z + i_{ls} \cdot Q_J + Q_{AZ} + Q_{BZ} \quad (1)$$

przy czym: i_{ls} jest współczynnikiem równym ilości siłowników przyłączonych równolegle do rozdzielacza.

Q_{AZ} , Q_{BZ} - przepływ oleju płynącego z komór A i B nad suwakiem II-go stopnia rozdzielacza do zlewu.

Ciśnieniem p_{td} nazywać będziemy ciśnienie panujące w bezłtocyckowej komorze siłownika.

Ciśnieniem p_{tm} nazywać będziemy ciśnienie panujące w tłocyckowej komorze siłownika.

Ciśnieniem p_{pk} nazywać będziemy ciśnienie panujące na połączeniu pompy z rozdzielaczem.

Ciśnieniem p_{zx} nazywać będziemy ciśnienie panujące na połączeniu przewodu przepływu zwrotnego ze zlewem.

Przepływ Q_0 będzie traktowany jako parametr, co w układzie rzeczywistym będzie odpowiadać różnym prędkościom obrotowym silnika.

A. Dla przepływu roboczego /rys.1/ jest spełniona zależność:

$$p_{\text{ok}} - p_{\text{poczi}} = \left(\frac{Q_R \cdot i_{ls}}{A_{QR} \cdot C_{QR}} \right)^2 + p_{\text{tmd}} + k \cdot Q_R \quad (2)$$

przy czym: p_{tmd} jest równe ciśnieniu p_{tm} , gdy wysterowany jest elektromagnes A /położenie x_2 suwaka rozdzielacza - zgodnie z przyjętymi oznaczeniami - jest dodatnie/ oraz jest równe ciśnieniu p_{td} gdy jest wysterowany elektromagnes B /położenie x_2 jest ujemne/ czyli:

$$p_{\text{tmd}} = \left\{ \begin{array}{ll} p_{\text{tm}} & \text{dla } x_2 \geq 0 \\ p_{\text{td}} & \text{dla } x_2 < 0 \end{array} \right\} \quad (3)$$

p_{poczi} - Ciśnienie początkowe /rys.1/. Wielkość ta wynika z charakterystyki przepływu pompy Q_0 zdjętej eksperymentalnie /sprawozdanie nr rej. 4517/.

A_{QR} - względna zmiana powierzchni szczeliny dla przepływu roboczego Q_R /rys.2/.

C_{QR} - stała wynikająca z charakterystyki przepływowej strumienia Q_0 zdjętej eksperymentalnie /sprawozdanie nr rej. 4517/

k - stała wynikająca ze strat hydraulicznych pomiędzy siłownikiem a pompą. Stała ta została oszacowana teoretycznie, na podstawie zależności określających miejscowe i liniowe straty ciśnienia pomiędzy rozdzielaczem a siłownikiem.

Obliczenia wykazały, że dla przepływu pompy $Q_0 = 146 \cdot 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$ /przepływ maksymalny Q_0 / składnik $k \cdot Q_R$ równy jest $0,45 \cdot 10^{-5} \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$. Z uwagi na jego znikomą wartość w porównaniu z - wyższymi o dwa rzędy - ciśnieniami panującymi w układzie hydraulicznym, składnik ten pominięto. Zależność /2/ można zatem przedstawić

następująco:

$$Q_R = \frac{C_{GR} \cdot A_{GR}}{i l_s} \sqrt{|p_{OK} - p_{pocz1} - p_{tnd}|} \cdot \text{sign}(p_{OK} - p_{pocz1} - p_{tnd}) \quad (4)$$

Z równania ciągłości wynika, że przepływ roboczy można przedstawić następującą zależnością:

$$Q_R = \frac{Q_0 + Q_{OA} + Q_{OB} - Q_z}{i l_s} \quad (5)$$

przy czym: Q_{OA} i Q_{OB} są to przepływy z pompy do komór nad suwakiem II-go stopnia rozdzielacza.

B. Przepływ jałowy Q_3 można przedstawić następująco /rys.1/

$$Q_3 = \frac{C_{G3} \cdot A_{G3}}{i l_s} \sqrt{|p_{zk} - p_{tnd}|} \cdot \text{sign}(p_{zk} - p_{tnd}) \quad (6)$$

przy czym: A_{G3} - względna zmiana powierzchni szczeliny dla przepływu jałowego Q_3 /rys.3/.

C_{G3} - stała wynikająca z charakterystyki przepływowej dla strumienia jałowego Q_3 /sprawozdanie nr rej. 4517/

$$p_{tdm} = \left. \begin{array}{ll} p_{td} & \text{dla } x_2 \geq 0 \\ p_{tm} & \text{dla } x_2 < 0 \end{array} \right\} \quad (7)$$

zgodnie z wyjaśnieniami podanymi dla zależności /3/

C. Przepływ zlewowy Q_z można przedstawić w oparciu o równanie ciągłości następująco:

$$Q_z = Q_0 - i l_s \cdot Q_R + Q_{OA} + Q_{OB} \quad (8)$$

Wielkość tę można również przedstawić na podstawie równania spadków ciśnień następująco /rys.1/.

$$Q_z = C_{az} \cdot A_{az} \cdot \sqrt{|p_{ok} - p_{zk} - p_{pocz}| \cdot \text{sign}(p_{ok} - p_{zk} - p_{pocz})} \quad (9)$$

- przy czym: A_{az} - względna zmiana powierzchni szczeliny dla przepływu zlewowego /rys.4/
 C_{az} - stała wynikająca z charakterystyki przepływowej dla strumienia zlewowego Q_z zdjętej eksperymentalnie /sprawozdanie nr rej.4517/.
 p_{pocz} - ciśnienie początkowe. Wielkość ta wynika z charakterystyki przepływowej dla strumienia zlewowego Q_z . Jest spełniona zależność:

$$p_{pocz} = p_{pocz1} + p_{pocz2} \quad (10)$$

- D. Ciśnienie p_{ok} można przedstawić dwójako: w funkcji spadków ciśnień w torze przepływu zlewowego, tj. według zależności:

$$p_{ok} = p_{zk} + \left(\frac{Q_z}{A_{az} \cdot C_{az}} \right)^2 + p_{pocz} \quad (11)$$

- lub w funkcji spadków ciśnień w torze przepływu roboczego, tj. według zależności:

$$p_{ok} = \left(\frac{i_{ls} \cdot Q_R}{A_{aR} \cdot C_{aR}} \right)^2 + p_{tud} + p_{pocz1} \quad (12)$$

- Uwaga 1: Zależność /11/ może być rozpatrywana jedynie, gdy:
 $Q_z \neq 0$

- Uwaga 2: Zależność /12/ może być rozpatrywana jedynie, gdy:
 $Q_R \neq 0$.

E. Spadek ciśnienia na zlewie można przedstawić następująco:

$$p_{zk} = C_{21} + C_{22} \cdot Q_T + C_{23} \cdot |Q_T|^{C_{24}} \cdot \text{sign } Q_T \quad (13)$$

na podstawie zależności określających miejscowe i liniowe straty przy przepływie oleju od rozdzielacza do zlewu.

/sprawozdanie nr rej. 4517/, przy czym:

C_{21} , C_{22} , C_{23} , C_{24} są to stałe dla konkretnego obwodu hydraulicznego.

F. Wniosek.

Z uwag 1 i 2 wynika, że w zależnościach /11/ i /12/ uwidacznia się zjawisko przełączania przepływu pompy Q_0 z przepływu zlewowego na przepływ roboczy i odwrotnie.

W modelu dyskutowanego obwodu hydraulicznego należy zatem dokonywać „przełączeń” zależności opisujących zachodzące tam zjawiska, które proponuje się realizować następująco:

Do momentu, gdy przepływ roboczy Q_R jest równy zeru, czyli położenie x_2 suwaka rozdzielacza nie osiąga położenia x_{21} /rys. 2/, przy którym rozpoczyna się otwieranie połączenia rozdzielacza z siłownikiem obowiązują zależności: /4/, /8/, /12/

$$\left. \begin{aligned} Q_R &= f(p_{ou}, p_{tud}, A_{RR}) \\ Q_z &= f(Q_0, Q_R, Q_{OR}, Q_{OB}) \\ p_{ou} &= f(p_{zk}, Q_z, A_{az}) \end{aligned} \right\} \text{ dla } |x_2| < x_{21} \quad (14)$$

Od położenia x_2 suwaka, przy którym przepływ zlewowy staje się równy zeru, tj.

$$|x_2| > x_{22} \quad (14a)$$

obowiązują zależności /5/, /9/, /12/:

$$\left. \begin{aligned}
 Q_R &= f(Q_0, Q_{0R}, Q_{0B}, Q_z) \\
 Q_z &= f(p_{0R}, p_{0z}, A_{Qz}) \\
 p_{0R} &= f(Q_R, A_{AR}, p_{tund})
 \end{aligned} \right\} \text{ dla } |x_2| > x_{22} \quad (15)$$

Dla położenia x_2 suwaka takich, że:

$$x_{21} < |x_2| < x_{22} \quad (15a)$$

spełniane są obie grupy zależności /14/ i /15/. Jednakże w tym zakresie zmienności x_2 należy dokonać "przełączenia" zestawu zależności z /14/ na /15/.

"Przełączenie" będzie przeprowadzane dla $x_2 = x_{2p}$ gdzie:

$$x_{2p} \in \langle x_{21}, x_{22} \rangle \quad (15b)$$

Badania symulacyjne potwierdziły słuszność powyższych rozważań. Wykazały również, że punkt "przełączania" wpływa w sposób mało istotny na jakość zjawisk zachodzących w modelowanym obwodzie. Przyjęto $x_{2p} = x_{22}$

Uwaga 3. W układzie rzeczywistym istnieją pojemności rozproszone układu hydraulicznego. Z tego względu w modelu uwzględniono je poprzez wprowadzenie inercji w zależnościach na przepływ roboczy Q_R i jałowy Q_z .

Uwaga 4. Ze względu na "przełączanie" zmiennych stanu, do wyrażenia na p_{0R} wprowadzono inercję pełniącą rolę filtra w procesie liczenia na EMC.

2. Dyskusja obwodów hydraulicznych komór tłoczyskowych i beztłoczyskowych siłowników.

Q_D - przepływ oleju pomiędzy komorą beztłoczyskową siłownika, a rozdzielaczem.

Q_M - przepływ oleju pomiędzy komorą tłoczyskową siłownika, a rozdzielaczem.

Q_{HM} - przepływ oleju obrazujący przeciek pomiędzy komorą tłoczyskową, a zlewem.

Q_{RM} - przepływ oleju obrazujący przeciek pomiędzy komorą tłoczkową, a pompą.

Q_{JD} - przepływ oleju obrazujący przeciek pomiędzy komorą beztłoczkową, a zlewem.

Q_{RD} - przepływ oleju obrazujący przeciek pomiędzy komorą beztłoczkową, a pompą.

Są spełnione następujące zależności:

$$Q_D = \begin{cases} Q_{JD} + Q_{RD} \\ Q_J \\ Q_R \end{cases} \quad \text{oraz} \quad Q_M = \begin{cases} Q_{JM} + Q_{RM} \\ Q_R \\ Q_J \end{cases} \quad \left. \begin{array}{l} \text{dla } |x_2| < x_{21} \\ \text{dla } x_2 \geq x_{21} \\ \text{dla } x_2 \leq -x_{21} \end{array} \right\} \quad (16)$$

Przecieki można przedstawić następująco:

$$Q_{JD} = \frac{C_{aJ} \cdot A_{aJ}}{i l_s} \sqrt{|p_{zk} - p_{td}|} \cdot \text{sign}(p_{zk} - p_{td}) \quad (17)$$

$$Q_{JM} = \frac{C_{aJ} \cdot A_{aJ}}{i l_s} \sqrt{|p_{zk} - p_{tm}|} \cdot \text{sign}(p_{zk} - p_{tm}) \quad (18)$$

$$Q_{RD} = \frac{C_{aR} \cdot A_{aR}}{i l_s} \sqrt{|p_{ok} - p_{poc1} - p_{td}|} \cdot \text{sign}(p_{ok} - p_{poc1} - p_{td}) \quad (19)$$

$$Q_{RM} = \frac{C_{aR} \cdot A_{aR}}{i l_s} \sqrt{|p_{ok} - p_{poc1} - p_{tm}|} \cdot \text{sign}(p_{ok} - p_{poc1} - p_{tm}) \quad (20)$$

Uwaga 5: Pojemności rozproszone obwodów łączących siłowniki z rozdzielaczem uwzględniono poprzez wprowadzenie niewielkich inercji do wyrażeń na Q_D i Q_M .

Wniosek: Zależności /14/ do /20/ stanowią model matematyczny obwodu hydraulicznego zbudowany zgodnie z zaleceniami zawartymi w uwagach końcowych sprawozdania nr rej. 4750 z etapu 2 pracy.

3. Modelowanie jazdy ciągnika gąsienicowego wyposażonego w lemiesz

Z obserwacji ruchu ciągnika gąsienicowego wyposażonego w lemiesz wynika, że gąsienice ciągnika układają się w ten sposób, że przylegają do ziemi całą swą powierzchnią. Powodowane to jest obsuwaniem się ziemi na skutek poślizgu gąsienic i spychaniem ziemi przez gąsienice. Pewną rolę odgrywa tu również ustępowanie ziemi pod wpływem sił działających na gąsienice ciągnika. Z powyższych względów, przy opisie ruchu ciągnika przyjęto następujące zasady:

- 1^o. Nierówności ziemi pod ciągnikiem są opisane przez zbiór punktów (x, y) . Przy modelowaniu zbiór ten będzie zawarty w tablicy.
- 2^o. Odległość w poziomie pomiędzy kolejnymi wartościami nierówności y_i, y_{i+1} ($i=1, n$) jest stała i równa ΔX . Przy modelowaniu przyjmuje się $\Delta X = l_g/100$, gdzie l_g jest długością gąsienic. Stąd wynika, że $n = 101$.
- 3^o. Wartości nierówności ziemi pod gąsienicami będą aproksymowane linią prostą $P(x) = a_0 + a_1 \cdot x$ wg. metody średnich, t.zn. że

$$\sum_{i=1}^n (y_i - P(x_i)) = 0 \quad (21)$$

- 4^o. Położenie ciągnika zostanie określone przez wyznaczenie położenia w pionie środka gąsienic y_c oraz kąta ψ_c pochylenia gąsienic przy czym $\psi_c = \arctg a_1$.
- 5^o. Ze względu na stałą odległość ΔX w poziomie, ilość punktów podlegających aproksymacji będzie zmienna w zależności od kąta ψ_c pochylenia gąsienic.
- 6^o. Wysokość środka gąsienic jest wyznaczona następująco:

$$y_c = \frac{1}{n-2k} \sum_{i=1+k}^{n-k} y_i \quad (22)$$

przy czym: k - współczynnik uwzględniający skrócenie rzutu gąsienic na płaszczyznę poziomą wskutek pochylenia.

$$k \approx \frac{n-1}{2} \cdot \sin \psi_c$$

z dokładnością do 1.

M
(22a)

Zależność /22/ została przyjęta na podstawie następującego twierdzenia:

Twierdzenie

Przy aproksymacji funkcji $f(x)$ danej w postaci zbioru n równo-oddalonych punktów w przedziale $\langle a, b \rangle$ metodą średnich, wartość średnia $\bar{y} = \tilde{f}(\tilde{x})$ jest równa wartości prostej aproksymującej

$$P(x) = a_0 + a_1 x \quad \text{dokładnie w środku przedziału } \langle a, b \rangle$$

Dowód.

Z istoty metody średnich wynika, że:

$$\sum_{i=1}^n (y_i - a_0 - a_1 x_i) = 0 \quad (23)$$

Czyli

$$\sum_{i=1}^n y_i = n \cdot a_0 + a_1 \sum_{i=1}^n x_i \quad (24)$$

Po podzieleniu obu stron przez n otrzymamy

$$\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n y_i = a_0 + a_1 \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i \quad (25)$$

co można zapisać /litera z tyldą oznacza wartość średnią/:

$$\tilde{y} = \tilde{f}(\tilde{x}) = a_0 + a_1 \tilde{x} \quad (26)$$

Dla n nieparzystego \tilde{x} oznacza dokładnie środek przedziału $\langle a, b \rangle$ c.n.d.

7°. Pochylenie gąsienic rozumiane jako pochylenie średnie można przedstawić następująco:

$$\psi_c = \arctg \frac{1}{n-2k} \sum_{i=1+k}^{n-k} \frac{y_{i+1} - y_i}{\Delta x} \quad (27)$$

~~Ryc. 5. przedstawia przykłady zastosowania ww. zasad do opisu ruchu ciągnika po nierównościach terenowych.~~

8°. Ruch ciągnika w poziomie jest opisany następująco:

$$\chi_c = v \cdot t \cdot \cos \psi_c + \chi_0 \quad (28)$$

przy czym: χ_c jest środkiem gąsienic

v - oznacza prędkość

χ_0 - położenie początkowe; $\chi_0 = \frac{l_0}{2}$

9°. Dla każdego położenia gąsienic wyznaczonego przez położenie ich środka (x_c, y_c) oraz kąta pochylenia ψ_c i dla każdego wysunięcia X_3 siłownika lemiesza istnieje określone położenie końca lemiesza (x_l, y_l) , które można przedstawić następującymi zależnościami /rys.5/.

$$x_l = x_c + \sqrt{x_{lem}^2 + h_{lem}^2} \cdot \cos \left(\text{arc tg } \frac{h_{lem}}{x_{lem}} + \psi_c \right) \quad (29)$$

$$x_{lem} = c \cdot \cos \mu + f \cdot \cos \gamma - x_w \quad (29a)$$

$$\mu = \text{arc cos } \frac{t^2 + p^2 + d^2 - (b_1 + X_3)^2}{2 \cdot d \cdot \sqrt{t^2 + p^2}} - \text{arc tg } \frac{f}{t} + \delta_0 \quad (29b)$$

$$h_{lem} = h_b - c \cdot \sin \mu - f \cdot \sin \gamma \quad (29c)$$

$$y_l = y_c + \sqrt{x_{lem}^2 + h_{lem}^2} \cdot \sin \left(\text{arc tg } \frac{h_{lem}}{x_{lem}} + \psi_c \right) \quad (30)$$

10°. Wartości nierówności ziemi wytworzone przez lemiesz będą dopisywane do tablicy dla każdego przyrostu x_l o Δx .

11°. Dla każdego położenia środka gąsienic x_{ci} , które jest większe od poprzedniego o Δx , z tablicy będzie usuwana para liczb (x_n, y_n) opisująca punkt na powierzchni ziemi, z którego zjechały gąsienice.

12°. Przyjmuje się, że zmiana kąta ψ_c oraz ψ_c odbywa się inercyjnie. Zostało to zrealizowane poprzez wprowadzenie w procesie obliczeń filtrów wygładzających.

Wniosek:

Powyższe 12 zasad stosowanych przy budowie modelu ruchu ciągnika po nierównościach nie uwzględniają dwóch istotnych zjawisk, a mianowicie: wpływu ruchu nadwozia ciągnika na położenie lemiesza oraz wpływu ustępowania ziemi na położenie gąsienic. Problemy te zostaną przedyskutowane w kolejnym rozdziale.

4. Dynamika ruchu ciągnika gąsienicowego

Z konstrukcji ciągnika TD-25c /dokumentacja techniczna ciągnika/ wynika, że w tylnej części nadwozie jest połączone wałem - przechodzącym przez oś koła napędowego - z ramą nośną, zaś część przednia nadwozia połączona jest z resorem wspartym na ramie nośnej.

W oparciu o konstrukcję ciągnika zostanie przedyskutowany wpływ ciężaru oraz siły masowych na ustępowanie ziemi.

Na skutek ustępowania ziemi wyznaczone wcześniej wartości

γ_c i γ_c /rozdż.3/ będą korygowane w sposób ciągły, zgodnie z efektami obliczeń procesów dynamicznych zachodzących przy ruchu ciągnika.

W celu opisanie dynamiki ruchu ciągnika gąsienicowego przyjęto następujące założenia:

- 1^o. Masa kadłuba /nadwozia/ traktowana jest jako masa skupiona w punkcie odpowiadającym środkowi ciężkości nadwozia /rys.6/.
- 2^o. Masą ramy nośnej wraz z ramą trakcyjną, osprzętem i gąsienicami jest traktowana jako dwie masy zastępcze M_{zp} i M_{zk} umieszczone na początku i na końcu gąsienic /rys.6/.
- 3^o. Obrót nadwozia zachodzi pod wpływem różnicy sił ciężkości i sprężystości resoru w punkcie oparcia resoru o ramę.
- 4^o. Przesuwanie mas M_{zp} i M_{zk} zachodzi pod wpływem działania sił ciężkości masowych i reakcji /rys.6/.
- 5^o. Gąsienice nie odrywają się od ziemi.

W oparciu o powyższe założenia możemy napisać:

$$J \frac{d^2\beta}{dt^2} + M \frac{d\beta}{dt} + k_r (\varphi - \beta) = m_{UA} \cdot \frac{a - h \cdot \sin \beta}{l} \cdot g \cdot \frac{\cos(\beta + \varphi)}{2} \cdot l \quad (31)$$

przy czym:

- J - moment bezwładności
- $M \frac{d\beta}{dt}$ - moment hamujący wynikający z tarcia elementów konstrukcyjnych oraz ruchu lemiesza w ziemi
- k_r - stała sprężystości resoru
- g - przyspieszenie ziemskie
- a, h, l - patrz rys.6.

W zależności /31/ uwzględniono zmianę siły ciężkości na skutek obrotu nadwozia i przesuwania się rzutu środka ciężkości nadwozia.

Siła działająca na podwozie w punkcie oparcia resoru będzie równa /rys.6/.

$$F_2 = k_r \cdot (\varphi - \beta)$$

$$F_2 \geq 0$$

(32)

14

Siła działająca na podwozie w punkcie podparcia obrotowego nadwozia będzie równa /rys. 6/.

$$F_1 = m_{UA} \cdot \frac{b + h \cdot \sin \beta}{l} (g + \ddot{y}_1) \quad (33)$$

przy czym \ddot{y}_1 jest przyspieszeniem w ruchu pionowym części masy działającej w punkcie podparcia nadwozia. Przyspieszenie \ddot{y}_1 zostanie określone w dalszej części pracy.

Reakcje w punktach χ_p i χ_u początku i końca gąsienic można przedstawić następująco: /rys. 6/

$$F_p = \frac{F_1(b-c) + F_2 \cdot d + m_{zp} (g + \ddot{y}_p) \cdot l_g}{l_g} \quad (34)$$

$$F_u = \frac{F_1 \cdot c + F_2(l_g - d) + m_{zk} (g + \ddot{y}_k) \cdot l_g}{l_g} \quad (35)$$

Obecnie przyjmijmy następujące założenia:

- 1^o. Grunt, po którym jedzie ciągnik jest niesprężysty.
- 2^o. Charakterystyka statyczna zagłębienia w funkcji siły jest liniowa.
- 3^o. Charakterystyka dynamiczna procesu zagłębienia jest inercyjna.

Zatem przesunięcie w punktach początku i końca gąsienic przedstawimy odpowiednio:

$$y_p + T \cdot \dot{y}_p = k_u \cdot F_p \quad (36)$$

$$y_u + T \dot{y}_u = k_u \cdot F_u \quad (37)$$

przy czym:

k_u - współczynnik proporcjonalności charakterystyki statycznej

T - stała czasowa charakterystyki dynamicznej.

Zależności /36/ i /37/ przedstawiają przebieg procesu zagłębienia gąsienic w czasie, na skutek działania sił ciężkości oraz sił masowych.

Przyspieszenia \ddot{y}_p oraz \ddot{y}_u występujące w zależnościach /34/ i /35/ nie występują w równaniach w sposób jawny. Dlatego też przedstawiemy je następująco:

~~$$\ddot{y}_p = \frac{d}{dt} \left(\frac{k_u \cdot F_p - y_p}{T} \right) \quad (38)$$~~

~~$$\ddot{y}_u = \frac{d}{dt} \left(\frac{k_u \cdot F_u - y_u}{T} \right) \quad (39)$$~~

Przyspieszenie \ddot{y}_1 można obecnie wyrazić następująco:

~~$$\ddot{y}_1 = \frac{l+d}{l_g} \cdot \ddot{y}_p + c \cdot \ddot{y}_u \quad (40)$$~~

Obecnie wyznaczmy wartość przesunięcia korekcyjnego Δy_c i kąta korekcyjnego $\Delta \varphi_c$

Zapiszemy, że rzeczywiste położenie y_{cr} jest równe:

$$y_{cr} = y_c \cdot \frac{1}{1+sT_f} + \Delta y_c \quad (41)$$

przy czym:

$$\Delta y_c = \frac{y_p + y_u}{2} \quad (42)$$

T_f - stała czasu filtru wygładzającego w procesie liczenia na EMG.

Rzeczywisty kąt φ_{cr} jest określony następująco:

$$\varphi_{cr} = \varphi_c \cdot \frac{1}{1+sT_f} + \Delta \varphi_c \quad (43)$$

przy czym:

$$t_g(\Delta \varphi_c) = \frac{y_p - y_u}{l_g \cdot \cos \varphi_c} \quad (44)$$

Obecnie skorygujemy wyrażenie na x_L i y_L w ten sposób, że
i/ uwzględnimy wartości rzeczywiste y_{cr} oraz φ_{cr} oraz
ii/ uwzględnimy zmianę położenia punktu obrotu siłownika w stosunku do podwozia.

Zależności te przyjmą następującą postać:

$$x_L = x_c + \sqrt{x_{1em}^2 + h_{1em}^2} \cdot \cos \left(\arctg \frac{h_{1em}}{x_{1em}} + \varphi_c + \Delta \varphi_c \right) \quad (45)$$

$$y_L = y_c + \sqrt{x_{1em}^2 + h_{1em}^2} \cdot \sin \left(\arctg \frac{h_{1em}}{x_{1em}} + \varphi_c + \Delta \varphi_c \right) + \Delta y_c \quad (46)$$

$$p' = p - 2 \cdot (lq - c - d) \cdot \sin \frac{\varphi - \beta}{2} \quad (46a)$$

Wniosek:

Zależności /41/, /43/, /54/, /46/ wraz z równaniami opisującymi składniki tych zależności tworzą model dynamiczny ruchu ciągnika gąsienicowego wyposażonego w lemiesz.

5. Model układu regulacji zamkniętej laserowego układu sterowania ciągnika gąsienicowego wyposażonego w lemiesz.

Rys.7 przedstawia schemat blokowy układu regulacji.

Dotychczas zostały opracowane i zweryfikowane modele matematyczne bloków 3 do 6.

Układ 2 wypracowujący sygnał błędu jest przekaźnikiem trójpołożeniowym z histerezą, natomiast bloki 7 i 8 zostały omówione w niniejszym sprawozdaniu.

Na schemacie blokowym zaznaczono wielkości będące parametrami w procesie sterowania. Są to:

- i/ Okres generatora T_p odpowiadający częstotliwości dokonywania chwilowych pomiarów błędu regulacji.
- ii/ Czas trwania impulsu sterującego decydującego o czasie przeterowania rozdzielacza.
- iii/ Wydatek pompy Q_0 wpływający na szybkość ruchu siłownika.
- iv/ Siła F o charakterze losowym zależna od ilości ziemi oddziaływującej na lemiesz.
- v/ Prędkość jazdy ciągnika v wpływająca na przebieg błędu regulacji w czasie.

17

Po zweryfikowaniu bloków 7 i 8 na EMC zostaną przeprowadzone badania symulacyjne mające na celu znalezienie takich wartości parametrów Q_0 , τ i T_p , które zapewnią regulację wg. kryterium

$$J = \min \int |\dot{e}| dt$$

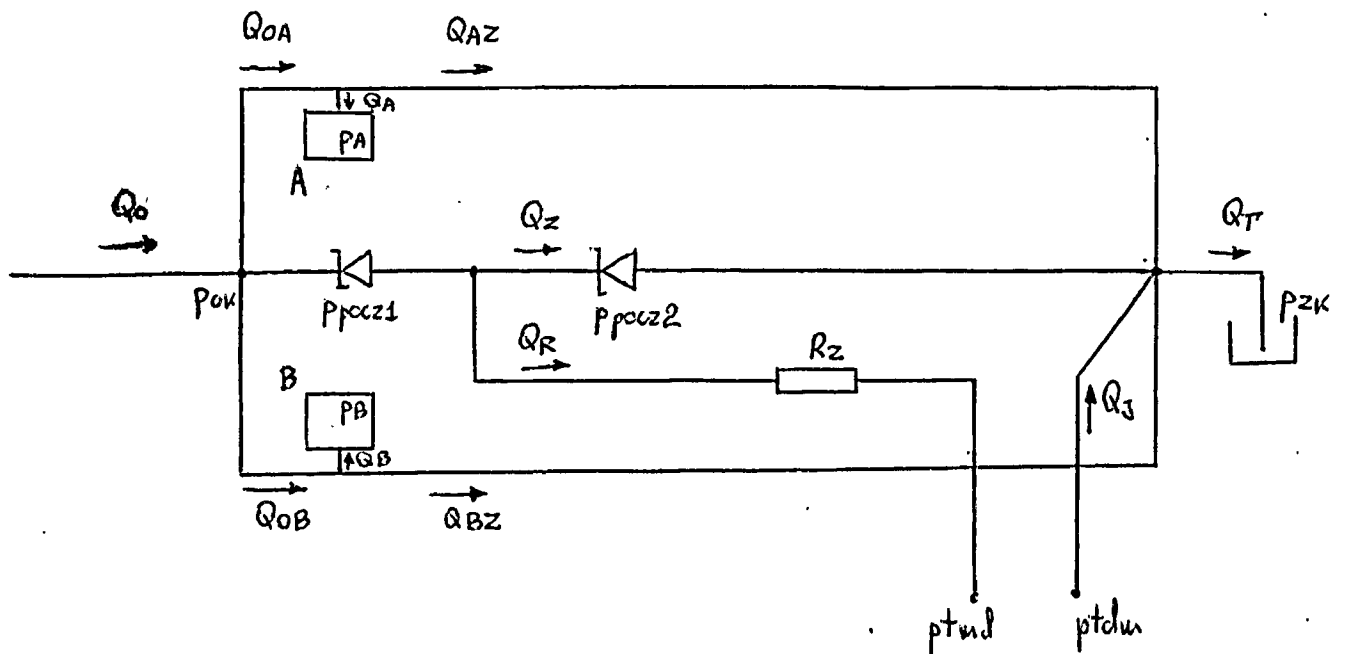
6. Uwagi dotyczące modelowania układu regulacji zamkniętej

Dotychczasowy przebieg modelowania układów elektrohydraulicznych pokazał, że można uzyskać modele odzwierciedlające działanie układów rzeczywistych z dużą dokładnością.

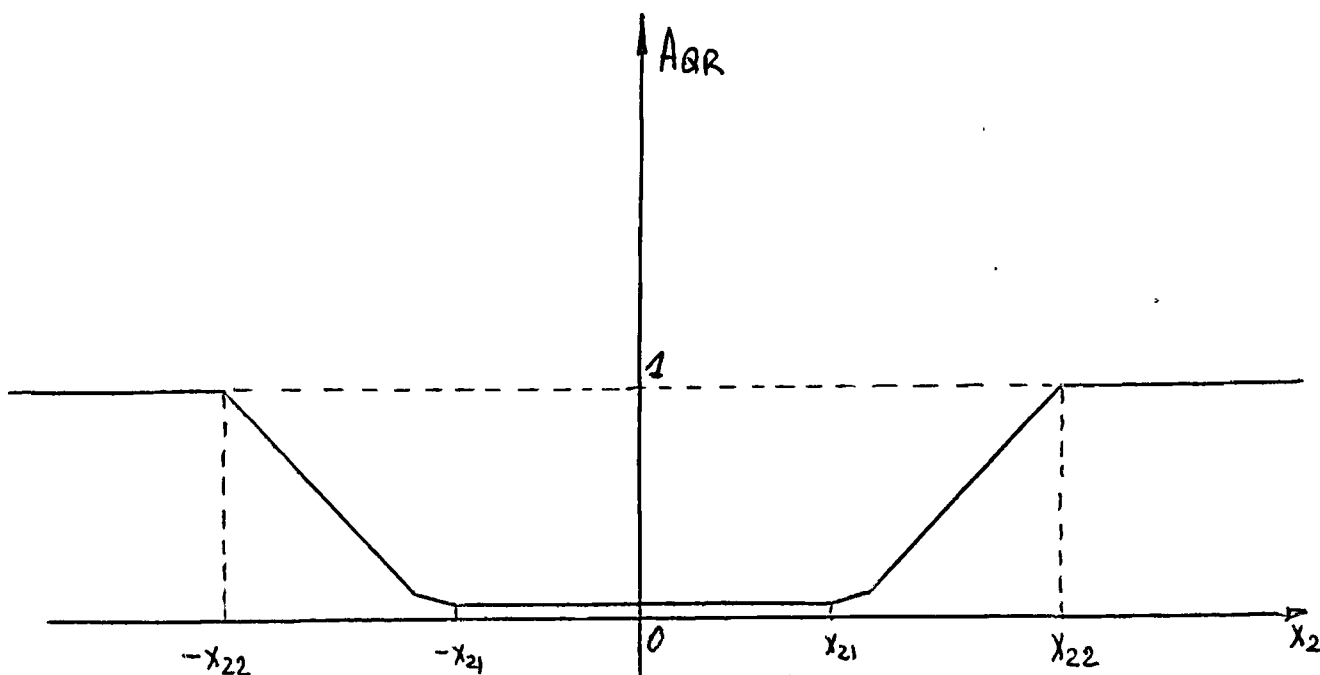
Modele te uwzględniały prawie wszystkie wielkości występujące w układzie rzeczywistym. Jednakże odbywa się to kosztem czasu pracy EMC. Z tego też względu przy wykorzystywaniu modelu do badania symulacyjnego sterowania ciągnika należy tak przedstawić modele poszczególnych układów, aby uwzględniały one jedynie te wielkości, których obecność jest istotna z punktu widzenia modelowania sterowania ciągnika.

Przewiduje się zatem, że kolejny i ostatni etap pracy będzie obejmował:

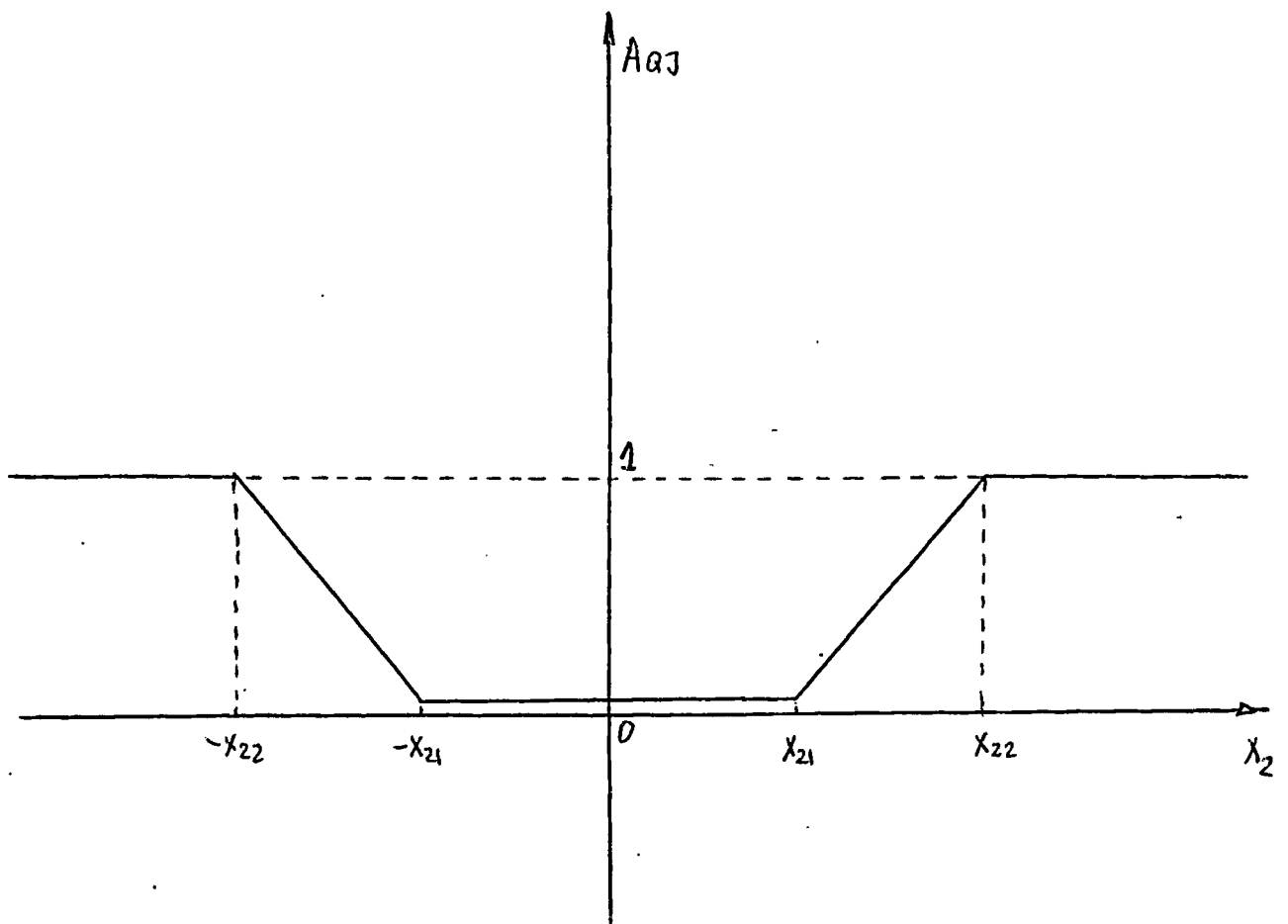
- i/ Przystosowanie opracowanych modeli do symulacji wybranego zagadnienia.
- ii/ Zweryfikowanie opracowanego modelu ciągnika z lemieszem.
- iii/ Przeprowadzenie właściwych badań symulacyjnych.



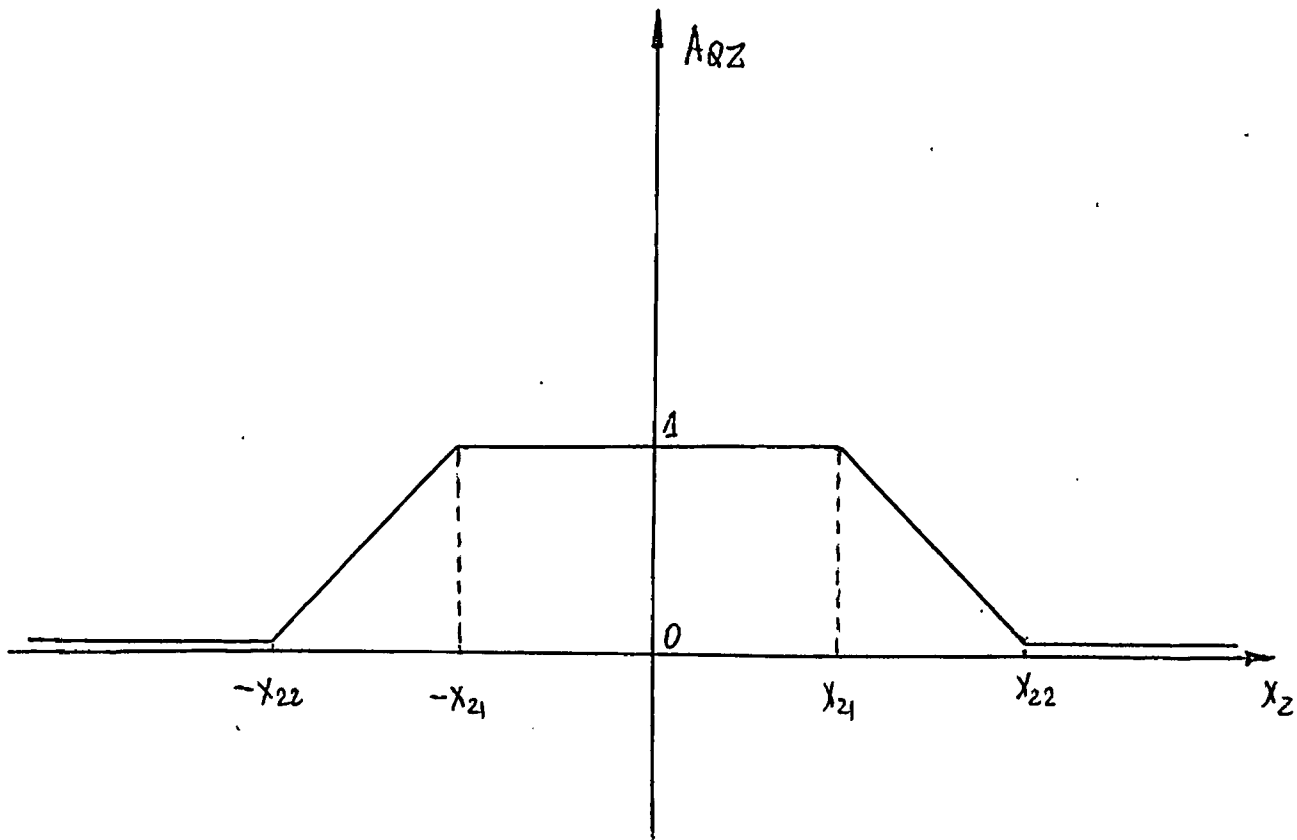
Rys. 1 Rozptyw oleju w układzie sterowania siłownikami hydraulicznymi



Rys. 2 . Względna zmiana powierzchni szczeliny dla przepływu roboczego w funkcji położenia x_2 suwaka głównego rozdzielacza

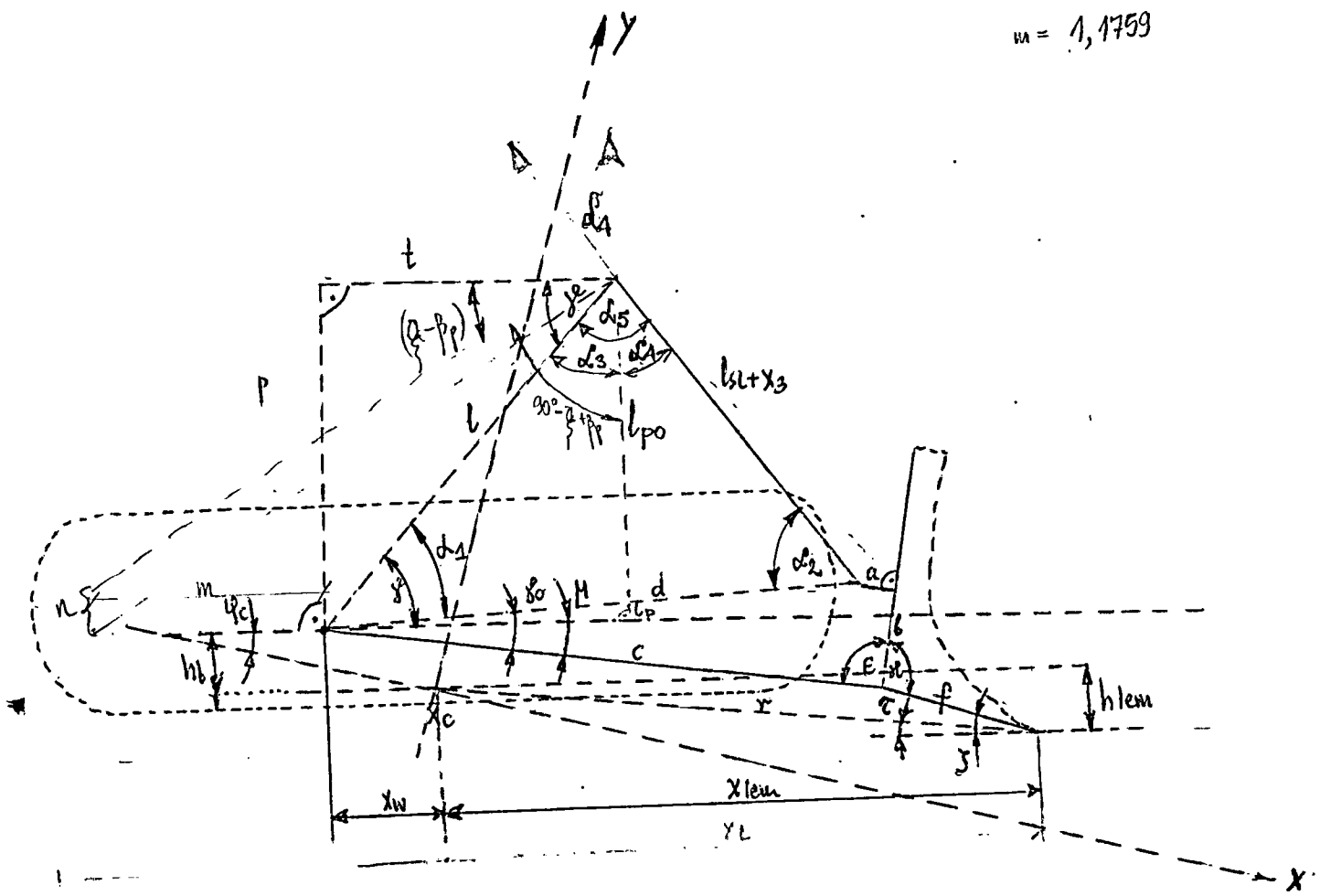


Rys. 3. Względna zmiana powierzchni szczeliny dla przepływu powietrza w funkcji położenia x_2 suwaka jakowego głównego rozdzielacza.

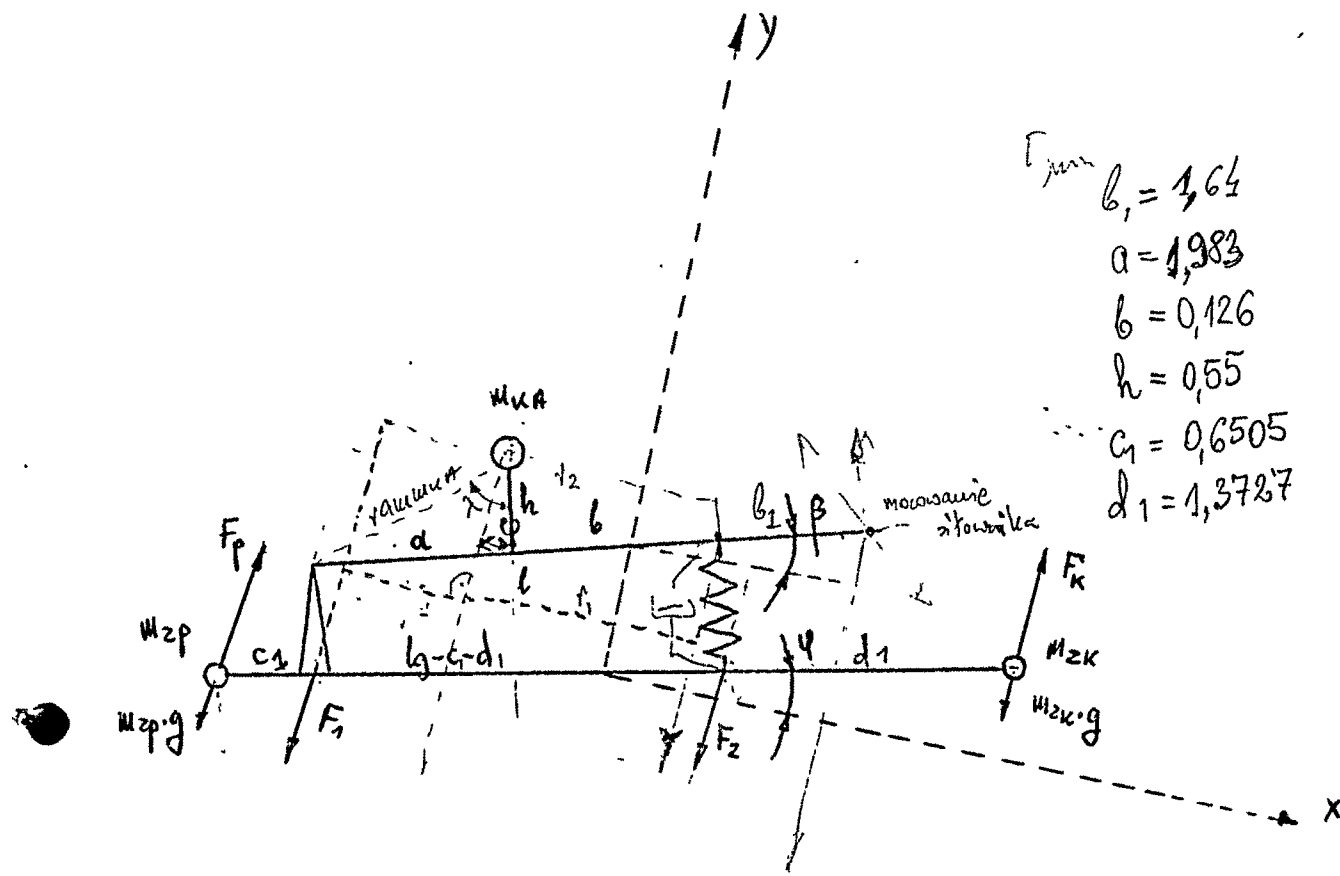


Rys. 4. Względna zmiana powierzchni szczytowej dla przepływu zlewowego głównego w funkcji rozdzielnicy położenia x_2 swaka

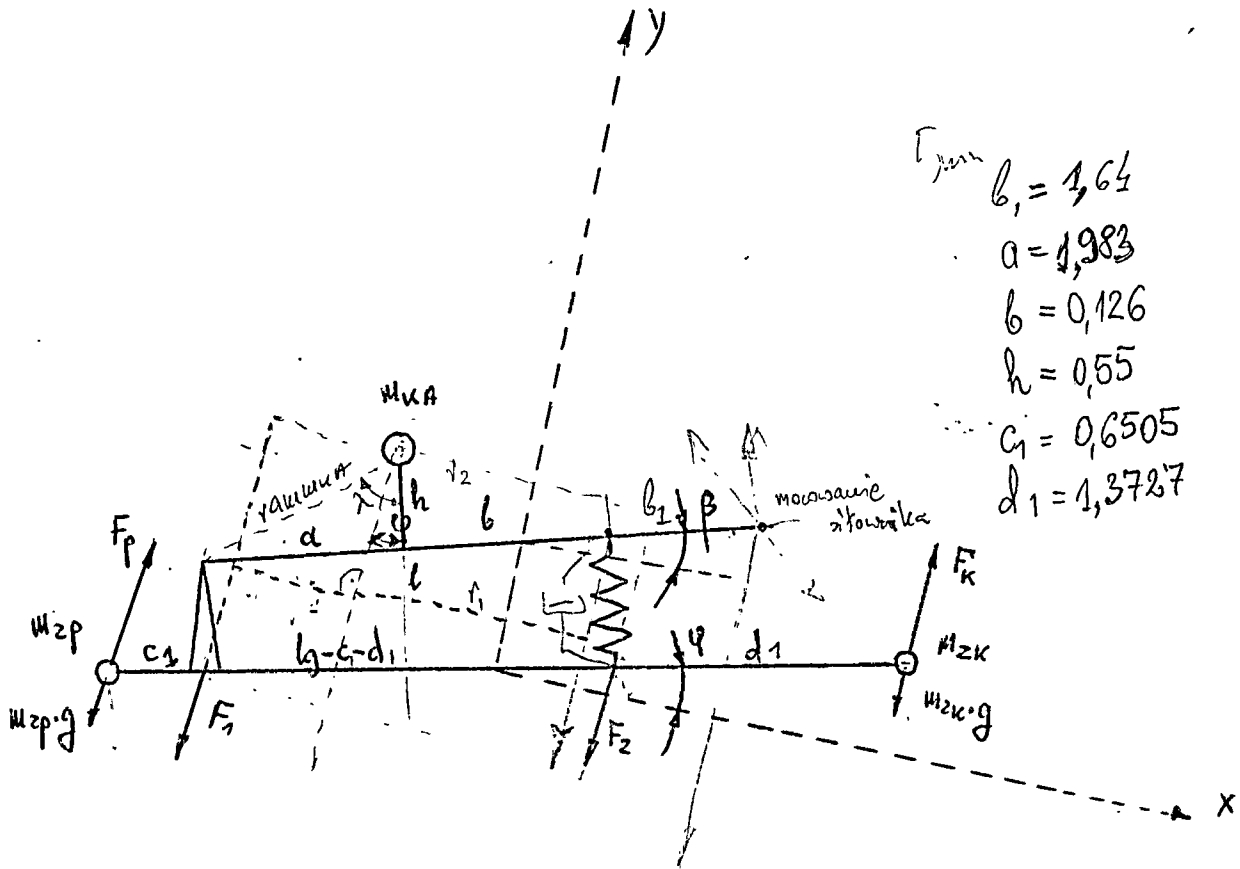
$m = 1,1759$



Rys. 5 Schemat zawieszania lewieszca ciężkiego



Rys. 6 Model dyskretny ciągnika gęsiwcowego



γ_{pauza}
 $b_1 = 1,64$
 $a = 1,983$
 $b = 0,126$
 $h = 0,55$
 $c_1 = 0,6505$
 $d_1 = 1,3727$

Rys. 6 Model dyskretny ciągnika gęsiencowego

$$F_1 \cdot l \cdot \cos \beta = m_{KA} \cdot (b + h \cdot \sin \beta) \cdot (g - \ddot{y}_p) \Rightarrow F_1 = \frac{m_{KA} \cdot (b + h \cdot \sin \beta)}{l \cdot \cos \beta} \cdot (g + \ddot{y}_p)$$

$$F_2 = k_r \cdot (\varphi - \beta) \cdot \cos \frac{\varphi + \beta}{2}$$

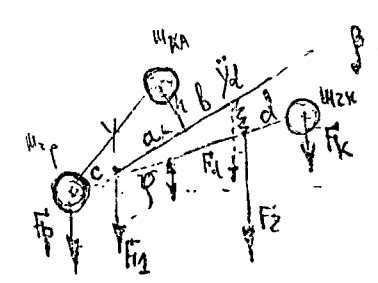
$$F_p \cdot 0 + F_1 \cdot c \cdot \cos \varphi + F_2 \cdot (l - d) \cdot \cos \varphi - F_k \cdot l \cdot \cos \varphi = 0 \Rightarrow \begin{cases} F_k = \frac{F_1 \cdot c + F_2 \cdot (l - d)}{l} \\ F_p = \frac{F_2 \cdot (l - c) + F_2 \cdot d}{l} \end{cases}$$

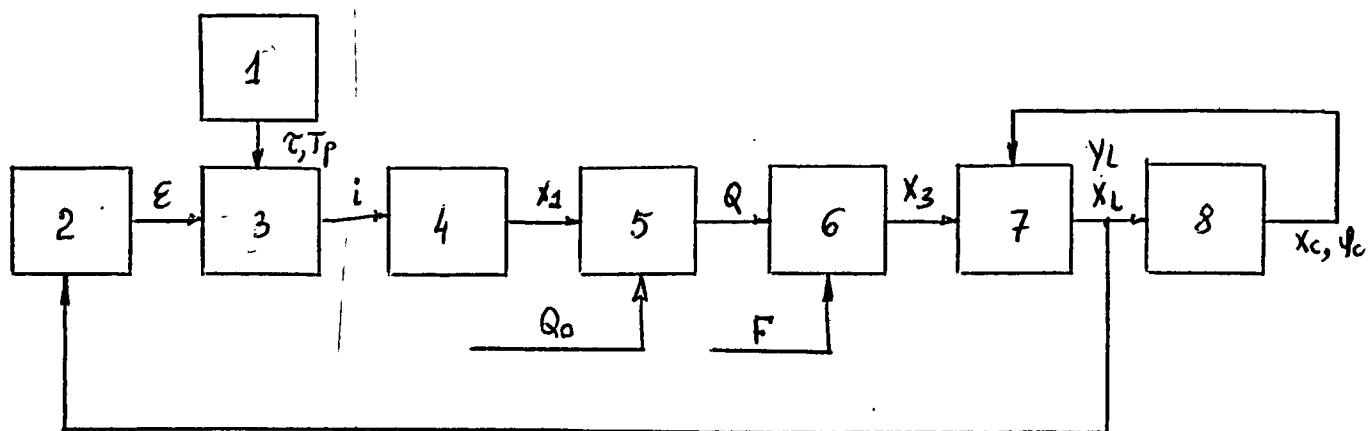
$$F_p = m_{zp} \cdot \ddot{y}_p + B_2 \cdot \dot{y}_p + k_z (y_1 - y_p)$$

$$F_k = m_{zk} \cdot \ddot{y}_k + B_2 \cdot \dot{y}_k + k_z (y_k - y_p)$$

$$\ddot{y}_d = \ddot{y}_p \frac{d}{l} + \ddot{y}_k \frac{l - d}{l}$$

$$F_d = \frac{m_{KA} (a \cdot \cos \beta - h \cdot \sin \beta)}{l \cdot \cos \beta} \cdot (g + \ddot{y}_d)$$





1 - Generator

2 - Układ wypracowujący sygnał błędny

3 - Sterownik elektromagnesu

4 - Elektromagnes

5 - Rozdzielacz

6 - Silownik

7 - Lewiesz

8 - Ciężnik gasniony

ϵ - błąd

i - prąd elektromagnesy

x_1 - położenie kotwicy elektromagnesu

Q - przepływ roboczy

x_3 - położenie silownika

y_L, x_L - położenie lewiesza

F - siła działająca

na lewiesz zawieszony w ziemi

Rys. 7 Schemat blokowy układu regulacji