ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ 1977
Seria: GÓRNICTWO z. 80 Nr kol. 547
KONFERENCJA: MODELOWANIE GÓRNICZYCH MASZYN WYCIĄGOWYCH
9 - 10. XII. 1977

MAREK DIETRICH
WŁODZIMIERZ OZIMOWSKI
ZBIGNIEW WALCZAK
POLITECHNIKA WARSZAWSKA, WARSZAWA

O BEZPIECZEŃSTWIE DŹWIGU OSOBOWEGO

Streszczenie

Przy analizie bezpieczeństwa użytkowników dźwigów osobowych ważne jest zbadanie procesów dynamicznych zachodzących w stanach awaryjnych tych dźwigów,takich jak zatrzymywanie kabiny przez chwytacze lub zderzak.Temu problemowi poświęcone jest to opracowanie,w którym przedstawiono wyniki badań teoretycznych i eksperymentalnych przeprowadzonych przez autorów.Wskazują one na losowy charakter omawianych procesów dynamicznych oraz możliwość występowania dużych przyspieszeń kabin.

Wprowadzenie

Dźwigi należą do klasy maszyn skomplikowanych,a obsługiwanych przez osoby zupełnie niefachowe.Ich awarii w procesie eksploatacji nie można więc wykluczyć.Jednocześnie zaś ewentualne awarie mogą się wiązać z dużymi stratami i stanowić bezpośrednie zagrożenie życia ludzkiego.Takie maszyny powinny być projektowane w oparciu o analizę,zarówno warunków normalnej eksploatacji,jak i stanów awaryjnych,które mogą wystąpić w procesie eksploatacji.Należy podkreślić,że właśnie dźwigi były chyba jednymi z pierwszych maszyn projektowanych z uwzględnieniem stanów awaryjnych.Ale czy projektowanie to było i jest oparte na dostatecznie ścisłej analizie tych stanów?

Spośród różnych stanów awaryjnych dźwigów można wyróżnić stany bardzo niebezpieczne,związane z przekroczeniem przez kabinę eksploatacyjnych parametrów ruchu - położenia lub prędkości.W stanach takich kabina zostaje zatrzymana przez

specjalne urządzenia zabezpieczające - chwytacze,związane z ramą kabiny lub zderzaki usytuowane na dole szybu /rys.1/. W tym referacie zajmiemy się analizą dynamiki dźwigu właśnie w takich stanach awaryjnych,a szczególnie przy działaniu zderzaków.Problemowi temu poświęcono wiele uwagi,co znalazło odbicie w publikacjach np. [1,2,3].Zwykle jednak w pracach tych stosowane są metody eksperymentalne i modele dynamiczne bardzo uproszczone,nie pozwalające na uzyskanie wyników dostatecznie zgodnych z rzeczywistością.Autorzy tej pracy od wielu lat prowadzą badania teoretyczne i doświadczalne tego zagadnienia [4,5,6,7].Tu zostaną przedstawione w wielkim skrócie wyniki tych badań.Parametrem ruchu najważniejszym z punktu widzenia bezpieczeństwa pasażerów dźwigu jest przebieg przyspieszenia kabiny dźwigu,a szczególnie,choć oczywiście nie jedynie,wartość przyspieszenia maksymalnego.

Badania eksperymentalne

Obecnie produkowane dźwigi wyposażone są w jeden z dwóch rodzajów zderzaków - sprężynowe lub hydrauliczne oraz jeden z dwóch rodzajów chwytaczy - natychmiastowe lub sterowane. Przeprowadzone więc zostały badania eksperymentalne różnych parametrów ruchu dźwigów w omawianych przypadkach awaryjnych, przy różnych zderzakach i różnych chwytaczach /tablica 1/. Badania pokazały,że ruch kabiny można traktować jako prostoliniowy [5].W tym referacie więc przedstawione zostaną tylko wyniki pomiarów przyspieszeń kabin dźwigów mierzonych za pomocą akceleratorów usytuowanych na podłodze kabiny,a więc w miejscu,z którym bezpośrednio stykają się pasażerowie.

W wyniku wielokrotnych pomiarów stwierdzono dość duże rozbieżności między przebiegami przyspieszenia przy powtarzaniu tego samego procesu.Wskazuje to na wpływ różnych przypadkowych czynników zewnętrznych powodujących niepowtarzalność przebiegów.Czynnikami tymi mogą być np. drgania dźwigu przed uderzeniem o zderzak,tarcie o prowadnice,aktualny stan zderzaka,chwytaczy i ramy kabinowej,mimośrodowość uderzenia kabio zderzak w granicach luzów,niejednoczesność działania chwy-

Tablica1

Charakterystyka badanych dźwigów

Numer dźwigu	I	II	III	IV	V
Udźwig N	3000	5000	5000	4500	10000
Prędkość ruchu kabiny ms^{-1}	1	1	0,5	1	3,5
Liczba przystanków	12	12	8	12	26
Masa kabiny - kg	640	560	560	560	2605
Rodzaj zderzaka	sprężyn.	sprężyn.	twardy	hydraul.	hydraul.
Rodzaj chwytaczy	sterowane	sterowane	natychmiastowe	sterowane	sterowane

Tablica 2

Przyspieszenia maksymalne przy osiadaniu kabiny na zderzak sprężynowy i olejowy

Numer dźwigu	I		II		III		IV
Masa ładunku kg	90	300	80	550	90	450	10000
Średnia wartość przyspieszenia maksymalnego ms^{-2}	20	30	20	33	8	5	14
Odchylenie standardowe przyspieszenia maksymalnego ms^{-2}	0	1	0	2	1	1	1

taczy,itp. Na rysunku 2 przedstawiono przykładowo zbiorczy wykres sześciu przebiegów przyspieszenia przy osiadaniu kabiny na zderzak hydrauliczny.Przebieg ruchu w omawianych przypadkach awaryjnych nie jest więc zdeterminowany,ale stanowi proces stochastyczny.W wyniku tego interesujące nas szczególnie przyspieszenie maksymalne też nie jest zdeterminowane,ale stanowi wielkość losową.Trzeba więc to przyspieszenie opisywać stosując aparat statystyki matematycznej i rachunku prawdopodobieństwa.

Najlepszą charakterystyką tego przyspieszenia byłby pełny rozkład prawdopodobieństwa.Przy ograniczonej liczbie doświadczeń pełnego rozkładu wyznaczyć nie można i trzeba ograniczyć się do kilku momentów rozkładu.W pracy tej przedstawione zostanie tylko oszacowanie pierwszych dwóch momentów,wartości oczekiwanej i odchylenia standardowego.Wyniki pomiarów przedstawiono w tablicach 2 i 3.

Na podstawie przeprowadzonych pomiarów można oszacować,jakiemu największemu przyspieszeniu mogą być poddani pasażerowie dźwigów przy awaryjnym zatrzymywaniu kabiny.

Ponieważ przyspieszenia są wielkościami losowymi,trzeba wyznaczyć taką wartość przyspieszenia,której przekroczenie będzie odpowiednio mało prawdopodobne.

Rozkład prawdopodobieństwa przyspieszenia maksymalnego nie jest znany.Należy więc przy wyznaczaniu prawdopodobieństwa przekroczenia określonej wielkości przyspieszenia wychodzić z takich związków,które nie wymagają założeń o charakterze rozkładu.Do takich należy nierówność Czebyszewa.Na podstawie tej nierówności można stwierdzić,że prawdopodobieństwo przekroczenia średniej wartości przyspieszenia plus trzy odchylenia standardowe jest na pweno mniejsze od 0,112.Z doświadczenia wiadomo,że na podstawie nierówności Czebyszewa określa się prawdopodobieństwo zwykle z dużym zapasem;prawdopodobieństwo przekroczenia wartości średniej plus trzy odchylenia standardowe jest zwykle dużo mniejsze.Np.gdy rozkład przyspieszenia maksymalnego był rozkładem normalnym,to prawdopodobieństwo to równałoby się tylko 0,0014.Przyjmując,że wyznaczone z nierówności Czebyszewa prawdopodobieństwo jest dosta-

tecznie małe,można oszacować praktyczną graniczną wartość przyspieszenia maksymalnego jako sumę wartości średniej plus trzy odchylenia standardowe.Na podstawie tego związku wyznaczono graniczne wartości przyspieszenia badanych dźwigów /tablica 4/.

Ponieważ nieznany jest dotąd rozkład prawdopodobieństwa liczby pasażerów znajdujących się w kabinie podczas awarii, więc przyspieszenie graniczne wyznaczono dla przypadku /kabina pusta lub obciążona/,w którym pojawiają się większe przyspieszenia.Wiadomo wtedy,że prawdopodobieństwo nieprzekroczenia tak wyznaczonej granicznej wartości przyspieszenia maksymalnego będzie jeszcze mniejsze.

Model dynamiczny dźwigu

W wyniku analizy wielu różnych modeli dynamicznych można było odpowiedzieć na pytanie czy warto silić się na daleko idące komplikacje modelu,czy stwarzać modele stosunkowo proste.Jak już stwierdzono,na dynamikę dźwigu w przypadku awaryjnym wpływa tak wiele czynników trudnych do przewidzenia,że proces ten powinno się traktować jako proces stochastyczny. Uwzględnienie wszystkich tych czynników w modelu dynamicznym jest trudne,więc i stosowanie modelowania stochastycunego dźwigu jest też trudne.

W tych warunkach ograniczymy się do modelowania dynamicznego deterministycznego,traktując je jako podstawę do projektowania dźwigu.Najlepszym modelem dynamicznym jest tu model najprostszy,i taki też zostanie w tym referacie przedstawiony w odniesieniu do procesu osiadania kabiny na zderzak.Odpowiedniego modelu zatrzymania kabiny przez chwytacze do tej pory jeszcze nie opracowano.

Najprostszy model dynamiczny dźwigu w omawianym przypadku to model o czterech stopniach swobody,odcinkami liniowy.W modelu tym występują człony masowe - kabina z ładunkiem /masa m_k/,przeciwwaga /masa m_p/,mechanizm napędowy /po zredukowaniu do osi koła ciernego moment bezwładności J/ oraz wirnik silnika napędowego.W pewnych przedziałach ruchu trzeba niezależnie uwzględnić masę lin po stronie kabiny m_l.O ruchu tych

Tablica 3

Przyspieszenie maksymalne przy działaniu chwytaczy

Numer dźwigu	III				II				V			
Pozycja pomiaru piętro	1		7		1		10		2		10	
Masa ładunku kg	150	560	80	560	150	550	150	550	80	1000	80	1000
Średnia wartość przyspieszenia maksymalnego ms^{-2}	28	32	27	26	25	22	22	17	12	14	13	15
Odchylenie standardowe przyspieszenia maksymalnego ms^{-2}	3	2	10	2	3	2	4	3	1	0	0	1

Tablica 4

Przyspieszenie graniczne przy osiadaniu kabiny na zderzak oraz przy działaniu chwytaczy

Numer dźwigu	I	II	III	IV	V
Przyspieszenie graniczne przy działaniu zderzaków ms^{-2}	33	39	-	11	17
Przyspieszenie graniczne przy działaniu chwytaczy ms^{-2}	-	34	57	-	18

członów zakłada się,że kabina i przeciwwaga poruszają się ruchem postępowym prostoliniowym,a mechanizm napędowy i wirnik silnika ruchem obrotowym.Dodatkowo o wirniku silnika zakłada się,że porusza się on ze stałą prędkością w czasie całego procesu osadzania kabiny na zderzak.W układzie pomija się opory ruchu poza tłumieniem w zderzaku hydraulicznym oraz poza tarciem suchym między linami,a koła. ciernym /μ_k/ i prowadnicami a kabiną /μ_p/.W układzie występują liniowe człony sprężyste - liny /łączna sztywność lin po stronie kabiny k_k,po stronie przeciwwagi k_p/. O tłumieniu w zderzaku hydraulicznym zakłada się,że jest ono proporcjonalne do prędkości ruchu,przy czym zależy również od kierunku ruchu /współczynniki c_d i c_g/. Założenia te zostały przedyskutowane w pracy [8].Tutaj,z braku miejsca,dyskusji tej nie przytaczamy.

Cechą charakterystyczną modelu dynamicznego dźwigu jest zmienność struktury.Wywołana jest ona jednostronnymi więzami nakładanymi na liny i zderzak oraz zmiennością charakteru współpracy lin i koła ciernego.W pewnych przedziałach ruchu liny są napięte,a zderzak obciążony,w innych nie.W pewnych przedziałach ruchu występuje sprzężenie cierne między linami a kołem ciernym,w innych występuje poślizg lin po kole.

Wychodząc z klasycznej teorii Eulera obowiązuje wtedy zależność:

$$S_k/S_p = \begin{cases} \exp(\mu_k \Psi) \\ \exp(-\mu_k \Psi) \end{cases}$$

gdzie S_k i S_p oznaczają siły w linach po stronie kabiny i przeciwwagi, a Ψ kąt opasania koła ciernego.

Gdy nie występuje poślizg między linami a kołem ciernym,to obowiązuje nierówność:

$$\exp(-\mu_k \Psi) \leqslant S_k/S_p \leqslant \exp(\mu_k \Psi) .$$

Pełny proces osiadania kabiny na zderzaku można podzielić na przedziały,w których struktura jest stała:

Przedział 1,w którym kabina porusza się w dół,zetknięta jest ze zderzakiem i nie występuje poślizg lin po kole ciernym.

Przedział 2, w którym kabina porusza się w dół, zetknięta jest ze zderzakiem i występuje poślizg lin po kole ciernym.
Przedział 3, w którym kabina porusza się w dół, zetknięta jest ze zderzakiem, a liny są luźne.
Przedział 4, w którym kabina porusza się do góry, zetknięta jest ze zderzakiem i występuje poślizg lin po kole ciernym.
Przedział 5, w którym kabina porusza się do góry, zetknięta jest ze zderzakiem, a liny są luźne.
Przedział 6, w którym kabina nie jest zetknięta ze zderzakiem i liny nośne są luźne.
Przedział 7, w którym kabina porusza się do góry, nie jest zetknięta ze zderzakiem i występuje poślizg lin nośnych.
Przedział 8, w którym kabina porusza się w dół, nie jest zetknięta ze zderzakiem i występuje poślizg lin nośnych.

W zależności od konkretnego układu dynamicznego nie wszystkie przedziały mogą wystąpić.

Model matematyczny

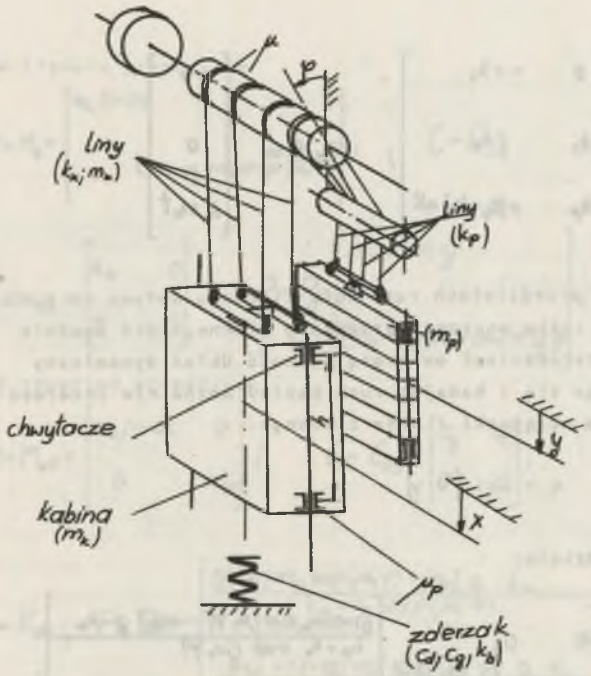
Położenie układu można opisać za pomocą trzech współrzędnych określających położenie kabiny x, przeciwwagi y i koła ciernego φ /rys.1/. Czwarta współrzędna określająca położenie wirnika silnika jest zgodnie z przyjętymi założeniami równa ωt, gdzie ω oznacza prędkość kątową wirnika silnika. Model matematyczny takiego układu można opisać równaniem macierzowym:

$$M\ddot{q} + C\dot{q} + Kq = P ,$$

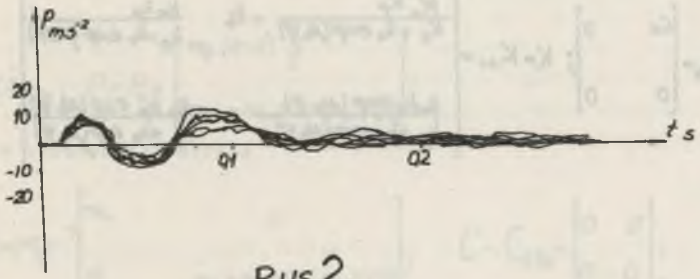
w którym: $q = \mathrm{col}\left[x, y, \varphi\right]$,

zaś macierze M, C, K i P zależą od przedziału ruchu. Oznaczamy je więc odpowiednimi indeksami. W pierwszym przedziale:

$$M = M_1 = \begin{bmatrix} m_k(1+a) & 0 & 0 \\ 0 & m_p & 0 \\ 0 & 0 & J \end{bmatrix} ; \quad C = C_1 = \begin{bmatrix} C_d & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} ;$$


μ
μp
liny
(kn; mn)
liny
(kp)
(mp)
chwytacze
y
kabina
(mk)
x
μp
zderzak
(cd, cg, kb)

Rys. 1.


P m s⁻²
20
10
-10
-20
0,1
0,2
t s

Rys. 2.

$$K=K_1=\begin{bmatrix} k_k+k_p & 0 & -rk_k \\ 0 & k_p & rk_p \\ -k_k & k_p & r(k_k+k_p)+\varkappa \end{bmatrix}; \quad P=P_1=\begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \varkappa\omega_0 t \end{bmatrix};$$

W następnych przedziałach ruch koła ciernego wpływa na ruch reszty układu tylko poprzez sprzężenie cierne, które zgodnie z przyjętymi założeniami ma stałą wartość. Układ dynamiczny wtedy rozprzęga się i badając ruch kabiny można nie interesować się ruchem wciągarki i koła ciernego.

Mamy wtedy:

$$q = \mathrm{col}\,[x \;\; y]$$

oraz

w drugim przedziale:

$$M=M_{22}=\begin{bmatrix} m_k(1+a) & 0 \\ 0 & m_p \end{bmatrix}; \quad P=P_{22}=\begin{bmatrix} \dfrac{[(1+a)m_k\exp(\mu_k\psi)-m_p]\,g\cdot k_k}{k_p+k_k\exp(\mu_k\psi)} \\ \dfrac{[m_p-(1+a)m_k\exp(\mu_k\psi)]\,g\cdot k_p}{k_p+k_k\exp(\mu_k\psi)} \end{bmatrix};$$

$$C=C_{23}=\begin{bmatrix} c_d & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}; \quad K=K_{24}=\begin{bmatrix} \dfrac{k_k k_p}{k_p+k_k\exp(\mu_k\psi)}+k_b & \dfrac{k_k k_p}{k_p+k_k\exp(\mu_k\psi)} \\ \dfrac{k_k k_p\exp(\mu_k\psi)}{k_p+k_k\exp(\mu_k\psi)} & \dfrac{k_k k_p\exp(\mu_k\psi)}{k_p+k_k\exp(\mu_k\psi)} \end{bmatrix};$$

W trzecim przedziale

$$M=M_3=\begin{bmatrix} m_k(1+a) & 0 \\ 0 & m_p+m_l\exp(\mu_k\psi) \end{bmatrix}; \qquad C=C_{23}$$

$$K=K_{35}=\begin{bmatrix} k_b & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}; \quad P=P_3=\begin{bmatrix} m_k(1-a)g \\ [m_p-m_l\exp(\mu_k\psi)]g \end{bmatrix};$$

W czwartym przedziale

$$M=M_{47}=\begin{bmatrix} m_k(1-a) & 0 \\ 0 & m_p \end{bmatrix}; \qquad C=C_{45}=\begin{bmatrix} c_g & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix};$$

$$K=K_{24}; \quad P=P_{47}=\begin{bmatrix} \dfrac{[(1-a)m_k\exp(\mu_k\psi)-m_p]\,g\cdot k_k}{k_p+k_k\exp(\mu_k\psi)} \\ \dfrac{m_p-(1-a)m_k\exp(\mu_k\psi)\,g\cdot k_k}{k_p+k_k\exp(\mu_k\psi)} \end{bmatrix};$$

W piątym przedziale

$$M=M_5=\begin{bmatrix} m_k(1-a) & 0 \\ 0 & m_p+m_l\exp(\mu_k\psi) \end{bmatrix}; \qquad C=C_{45};$$

$$K=K_{35}; \quad P=P_5=\begin{bmatrix} m_k(1-a)\cdot g \\ [m_p-m_l\exp(\mu_k\psi)]g \end{bmatrix};$$

W szóstym przedziale

$$M=M_6=\begin{bmatrix} m_k & 0 \\ 0 & m_p+m_l\exp(\mu_k\psi)\cdot g \end{bmatrix}; \qquad C=C_{678}=\begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix};$$

$$K=K_6=\begin{bmatrix}0 & 0\\ 0 & 0\end{bmatrix};\quad P=P_6=\begin{bmatrix}m_k\cdot g\\ [m_p-m_k\exp(\mu_k\Psi)]\cdot g\end{bmatrix};$$

W siódmym przedziale

$$M=M_{47};\quad C=C_{678};\quad K=K_{78}=\begin{bmatrix}\dfrac{k_k\,k_p}{k_p+k_k\exp(\mu_k\Psi)} & \dfrac{k_k\cdot k_p}{k_p+k_k\exp(\mu_k\Psi)}\\[2ex] \dfrac{k_k\,k_p\exp(\mu_k\Psi)}{k_p+k_k\exp(\mu_k\Psi)} & \dfrac{k_k\,k_p\exp(\mu_k\Psi)}{k_p+k_k\exp(\mu_k\Psi)}\end{bmatrix};\quad P=P_{47};$$

W ósmym przedziale

$$M = M_{28}\ ;\quad C = C_{678}\ ;\quad K = K_{78}\ ;\quad P = P_{78}\ .$$

W macierzach powyższych parametr a / $a=2\frac{\xi_1+\xi_2}{h}\mu_p$ / uwzględnia przemieszczenie środka masy kabiny i ładunku względem osi działania lin i zderzaka na odległość ξ_1 i ξ_2 odpowiednio w płaszczyźnie prowadnic i w płaszczyźnie pionowej prostopadłej do niej. Ruch układu w poszczególnych przedziałach jest sprzężony poprzez warunki początkowe stanowiące warunki końcowe ruchu w przedziale poprzednim. Przebieg analizy ruchu ilustruje sieć działań na tablicy 5.

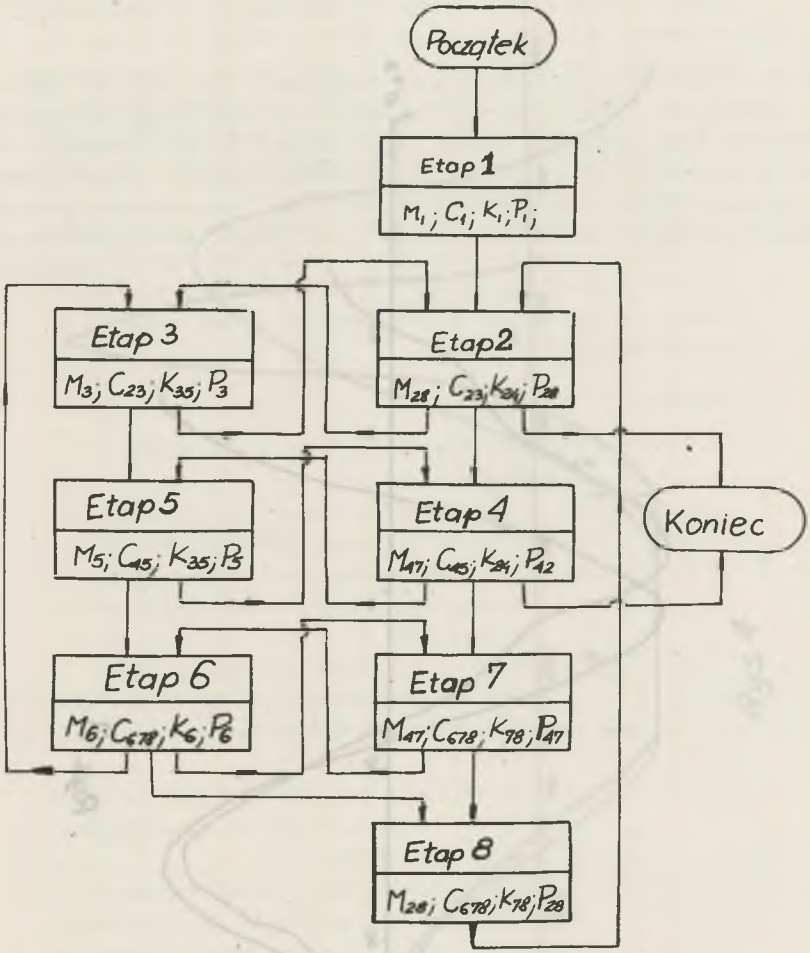
W dobrze zaprojektowanym dźwigu nie powinno występować luzowanie się lin /niebezpieczne/, więc nie powinien być realizowany ruch opisany lewą gałęzią sieci działań. W praktyce jednak zjawisko to często występuje.

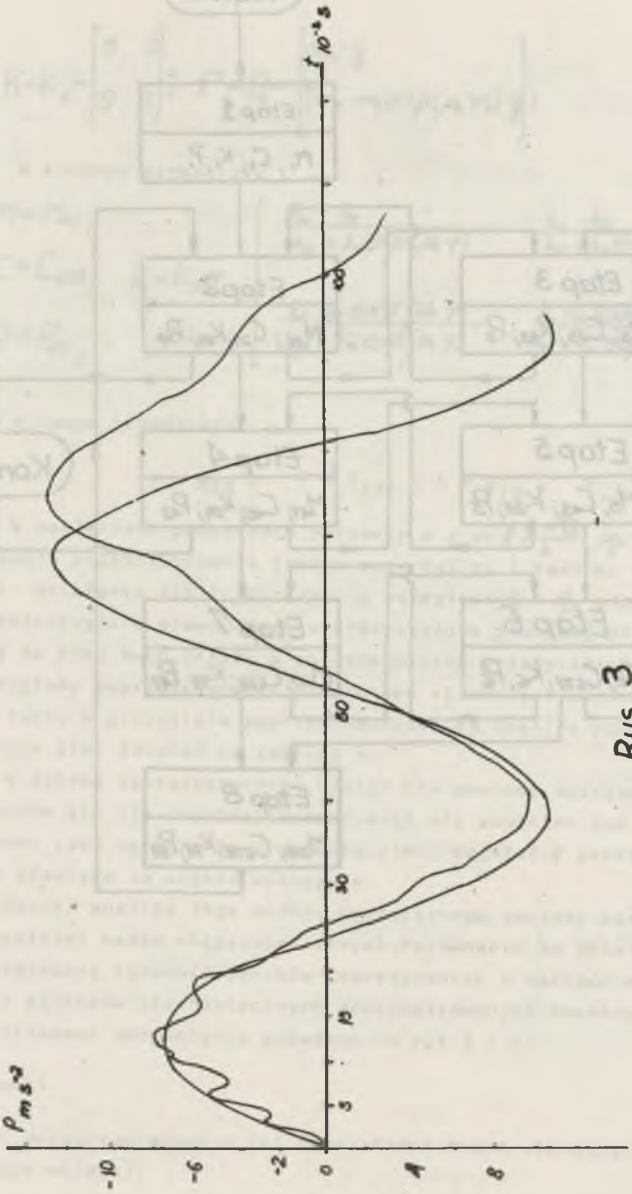
Wyniki analizy tego modelu dynamicznego zostały porównane z wynikami badań eksperymentalnych. Porównanie to potwierdziło dostateczną zgodność wyników teoretycznych z wartościami średnimi procesów stochastycznych zarejestrowanych eksperymentalnie. Przykładowe porównianie pokazano na rys. 3 i 4.

Wnioski

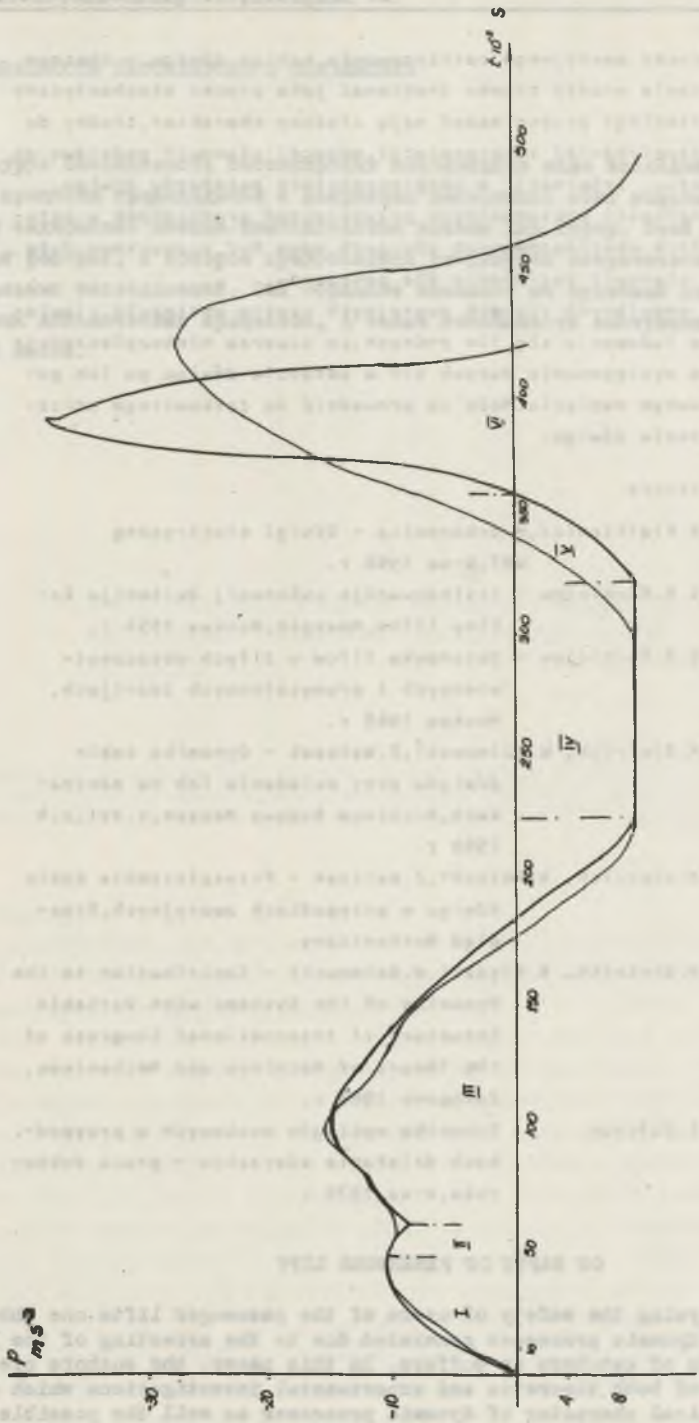
Z przedstawionych w tej pracy badań można wyciągnąć następujące wnioski:

Tablica 5


Początek
Etap 1
$M_1; C_1; K_1; P_1;$
Etap 3
$M_3; C_{23}; K_{35}; P_3$
Etap 2
$M_{28}; C_{23}; K_{24}; P_{28}$
Etap 5
$M_5; C_{45}; K_{35}; P_5$
Etap 4
$M_{47}; C_{45}; K_{24}; P_{42}$
Koniec
Etap 6
$M_6; C_{678}; K_6; P_6$
Etap 7
$M_{47}; C_{678}; K_{78}; P_{47}$
Etap 8
$M_{28}; C_{678}; K_{78}; P_{28}$



Rys. 3


P_{ms^2}
$t \cdot 10^{-3}$ s
-30
-20
-10
0
4
8
0
50
100
150
200
250
300
350
400
450
500
I
II
III
IV
V

Rys. 4

1. Proces awaryjnego zatrzymywania kabiny dźwigu,w obecnym stanie wiedzy trzeba traktować jako proces stochastyczny.
2. Przebiegi przyspieszeń mają złożony charakter,trudny do bezpośredniej interpretacji,mogącej stanowić podstawę do pełnej informacji o bezpieczeństwie pasażerów dźwigu.
3. Wielkości maksymalnych przyspieszeń granicznych w aktualnie eksploatowanych dźwigach mogą być stosunkowo duże i stanowić zagrożenie dla pasażerów.
4. W omawianych stanach awaryjnych często występuje zjawisko luzowania się lin nośnych,co stwarza niebezpieczeństwo występowania dużych sił w układzie dźwigu po ich ponownym napięciu.Może to prowadzić do całkowitego zniszczenia dźwigu.

Literatura

1 A.Piątkiewicz,H.Urbanowicz - Dźwigi elektryczne WNT,W-wa 1966 r.

2 G.K.Korniejew - Issledowanije uskorenij dwiżenija kabiny lifta,Maszgiz,Moskwa 1954 r.

3 G.K.Korniejew - Ustanowka lifow w żiłych obszczestwiennych i promyszlennych zdanijach, Moskwa 1969 r.

5 M.Dietrich, W.Ozimowski,Z.Walczak - Dynamika kabin dźwigów przy osiadaniu ich na zderzakach,Archiwum Budowy Maszyn,t.XVI,z.4 1969 r.

6. M.Dietrich, A.Różycki,Z.Walczak - Przyspieszenia kabin dźwigu w przypadkach awaryjnych,Przegląd Mechaniczny.

7 M.Dietrich, A.Olędzki,W.Ozimowski - Contribution to the Dynamics of the Systems with Variable Structure,II International Congress of the THeory of Machines and Mechanisms, Zakopane 1969 r.

8 Z.Walczak - Dynamika wyciągów osobowych w przypadkach działania zderzaków - praca doktorska,W-wa 1970 r.

ON SAFTY OF PASSENGER LIFT

When analysing the safety of users of the passenger lifts one should examine the dynamic processes generated due to the arresting of the lift cars by means of catchers or buffers. In this paper, the authors present the results of both theoretic and experimental investigations which display the stochastical character of dynamic processer as well the possible occurences.

О БЕЗОПАСНОСТИ ПАССАЖИРСКОГО ПОДЪЁМНИКА

Анализуруя безопасность пассажирских подбёмников надо исследовать дина мические процессы происходящие в аварийных состояниях этих подъёмников, такие как задержание кабина самозахватнам ковшом или буфер. Этой проблемой занимается реферат, в котором представлена результаты теоретических и экспериментальных исследований. Они обращают внимание на судебный характер обсуждаемых динамических процессов, а также возможности выступания болних ускорений кабин.