ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ 1980

Seria: AUTOMATYKA z. 50 Nr kol. 626

Stanisław KUBIT

ZAGADNIENIE ODPORNOŚCI NA ODDZIAŁYWANIE ZAKŁÓCEŃ MECHANICZNYCH NIEKTÓRYCH URZĄDZEŃ AUTOMATYKI

Streszczenie. W artykule przedstawiono problematykę wpływu zakłóceń mechanicznych na działanie urządzeń automatyki. Podano analizę odporności na oddziaływanie wibracji podłoża organów pomiarowych pracujących w układzie otwartym i zamkniętym.

1. Wstęp

Dotychczasowe prace poświęcone badaniom wpływu zakłóceń mechanicznych na działanie urządzeń automatyki wykazały potrzebę sporządzenia pewnej klasyfikacji tej problematyki. Próbę stworzenia takiej klasyfikacji przedstawiono w niniejszym artykule. Podano również szereg uwag dotyczących odporności na oddziaływanie wibracji podłoża różnego typu organów pomiarowych.

2. Klasyfikacja problematyki wpływu zakłóceń mechanicznych na działanie urządzeń automatyki

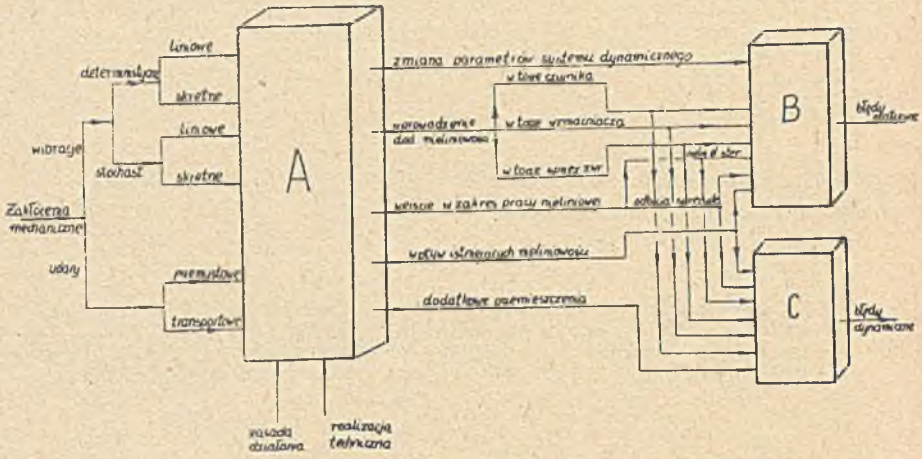
Wpływ zakłóceń mechanicznych na działanie urządzeń automatyki można sprowadzić do następujących głównych zagadnień:

- badania zakłóceń mechanicznych,
- analiza wpływu zakłóceń mechanicznych na powstawanie błędów dodatkowych,
- analiza wpływu zakłóceń na trwałość urządzeń automatyki,
- ograniczanie wpływu zakłóceń,
- badania urządzeń automatyki, precyzowanie wymogów i norm.

Badania zakłóceń mechanicznych mają na celu wyznaczenia charakteru i parametrów zakłóceń oddziaływujących na urządzenia automatyki. Ogólnie zakłócenia mechaniczne można podzielić na wibracje i udary.

O ile parametry wibracji są już dziś dobrze rozpoznane poprzez badania prowadzone w szeregu zakładach przemysłowych(z wyjątkiem wibracji skrętnych) o tyle badanie parametrów udarów jest jak dotychczas bardzo ograniczone ze względu na mniej częste ich występowanie.

Schematyczne ujęcie wpływu zakłóceń mechanicznych na powstanie błędów dodatkowych od oddziaływania tych zakłóceń przedstawiono na rys. 1. Ry-



Rys. 1. Wpływ zakłóceń mechanicznych na powstanie błędów dodatkowych typowych urządzeń automatyki

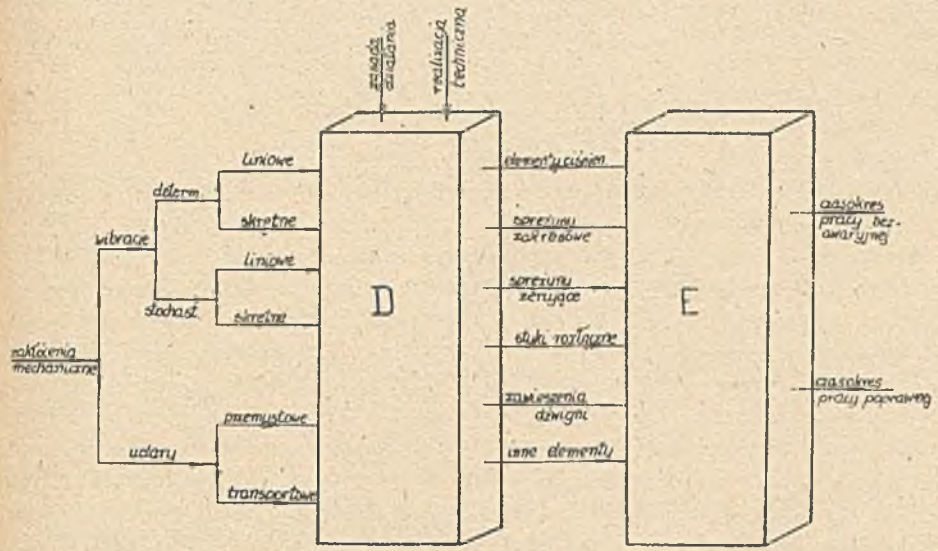
sunek przedstawia pewien uporządkowany wykaz tematyki, której rozpoznanie pozwoli na podstawie znajomości charakteru zakłóceń mechanicznych oraz zasady działania urządzenia a także jego realizacji technicznej wyznaczyć względnie oszacować błędy statyczne i dynamiczne. Błąd statyczny zdefiniowany jest jako względna odchyłka średniej wartości sygnału wyjściowego w obecności zakłóceń mechanicznych od średniej wartości sygnału wyjściowego przy braku tych zakłóceń, błąd dynamiczny natomiast jako względna odchyłka chwilowej wartości sygnału wyjściowego w obecności zakłóceń mechanicznych od wartości średniej sygnału wyjściowego przy braku tych zakłóceń. Badania błędów dynamicznych są istotne z punktu widzenia współpracy urządzeń automatyki z maszynami cyfrowymi.

Blok A zawiera zbiór algorytmów postępowania umożliwiających przeprowadzenie oceny powstania pewnych zjawisk fizykalnych jako skutków wpływu zakłóceń na system dynamiczny pewnej klasy urządzeń automatyki na podstawie znajomości rodzaju i parametrów tych zakłóceń.

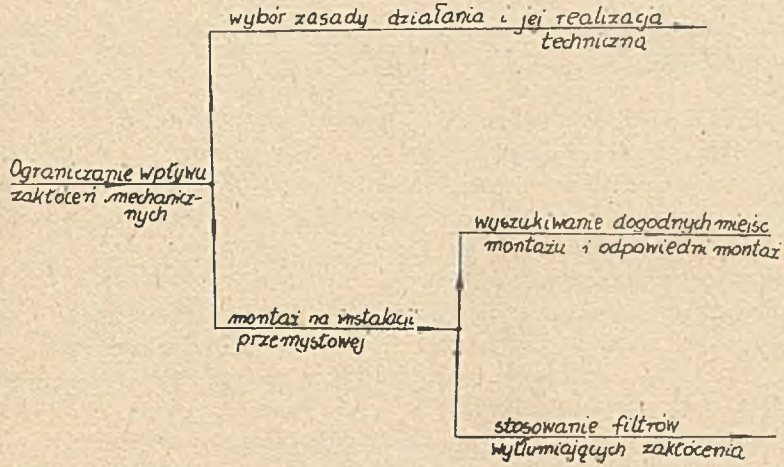
W blokach B i C ujęto metody szacowania względnie wyznaczania błędów dodatkowych od wpływu zakłóceń mechanicznych na podstawie przeprowadzonej uprzednio oceny.

Przeprowadzone dotychczas badania [2] obejmowały niektóre aspekty zagadnienia utraty kontaktu styków rozłącznych w systemie dynamicznym oraz wejścia systemu w zakres pracy nieliniowej.

Były to jednakże badania raczej wycinkowe bez szerszych aspektów uogólniających. Trzeba zaznaczyć, że niektóre skutki wpływu zakłóceń na systemy dynamiczne urządzeń automatyki są już w ogólnej postaci znane i rozpracowane, np. praca systemu dynamicznego w zakresie nieliniowej części charakterystyki statycznej elementu sterującego. W tego typu przypadkach



Rys. 2. Tematyka analizy wpływu zakłóceń mechanicznych na trwałość urządzeń automatyki



Rys. 3. Tematyka ograniczania wpływu zakłóceń mechanicznych na działanie urządzeń automatyki

należy znane metody postępowania zastosować do konkretnych badań wynikających z zakresu rozpatrywanej tematyki. Tematyka analizy wpływu zakłóceń na trwałość urządzeń automatyki przedstawiona jest schematycznie na rys.2. W bloku D zawarto metody badań wpływu zakłóceń na trwałość najbardziej wrażliwych elementów urządzeń automatyki (metody raczej doświadczalne)na-

tomiast w bloku Z ujęto algorytmy obliczania czasokresów pracy bezawaryjnej i pracy poprawnej (pracy bez pogorszenia klasy urządzenia). Schemat przedstawiony na rys. 2 podaje próbę ujęcia tematyki akcentującą istotę zagadnienia, a nie końcowe sprecyzowanie problemu. Opracowanie tej tematyki wymaga dużych nakładów sił, środków, a także wykonywania długich serii żmudnych badań.

Duże znaczenie w przeprowadzeniu tego typu badań będą miały metody analizy niezawodnościowej.

Ograniczenie wpływu wibracji podłoża sprowadza się do dwóch niezależnych zagadnień: wyboru odpowiedniej zasady działania urządzenia i jego realizacji konstrukcyjnej na etapie projektowania urządzeń automatyki [2] oraz stosowania odpowiedniego montażu urządzeń już istniejących (rys. 3).

W tym ostatnim przypadku wymagane byłoby przeprowadzenie szeregu badań aby znane w literaturze metody wytłumiania zakłóceń mechanicznych zaadaptować do potrzeb automatyki przemysłowej. Bardzo ważnym zagadnieniem są badania odporności na zakłócenia mechaniczne produkowanych aktualnie urządzeń automatyki. Wiąże się z tym problem właściwego sprecyzowania warunków technicznych i norm, pozwalających ocenić przydatność urządzeń do pracy w obecności zakłóceń mechanicznych w zależności od przewidywanych rodzajów i parametrów tych zakłóceń.

3. Analiza odporności na oddziaływanie wibracji podłoża niektórych urządzeń automatyki

Do urządzeń automatyki najbardziej narażonych na oddziaływanie wibracji należy zaliczyć przede wszystkim organy pomiarowe i siłowniki ze względu na pracę tych urządzeń na obiekcie technologicznym.

Wibracje mogą wpływać również, choć w mniejszym stopniu na pracę regulatorów, rejestratorów, linii przesyłowych i innych urządzeń. W referacie ograniczono się do porównania wpływu wibracji na pracę różnego typu organów pomiarowych oraz podano kilka uwag dotyczących zależności pomiędzy zasadą działania urządzenia, a jego odpornością na oddziaływanie wibracji.

W celu przeprowadzenia porównania w/wym. urządzeń wytypowano pewną liczbę parametrów systemu dynamicznego, których wartości są istotne z punktu widzenia odporności danego urządzenia na oddziaływanie wibracji.

Parametrami tymi mogą być: stosunek amplitudy dodatkowych przemieszczeń wykonywanych przez system dynamiczny przy oddziaływaniu wibracji do zakresu ruchu roboczego systemu, częstotliwości drgań własnych systemu i stosunek sił użytecznych do sił bezwładności występujących w systemie dynamicznym przy oddziaływaniu wibracji.

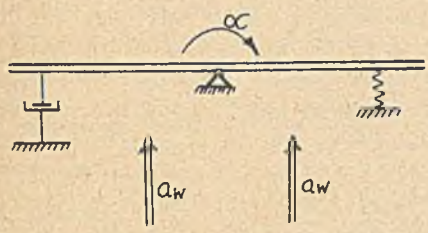
Przy oddziaływaniu wibracji sinusoidalnych amplitudę ruchu dźwigni systemu dynamicznego wyznaczyć z wzoru:

$$\alpha_A = \frac{C_{z\alpha} \cdot M_{sz} \cdot a_w}{\sqrt{\left[1-\left(\frac{\omega}{\xi}\right)^2\right] + 4\left(\frac{\varrho}{\xi}\right)^2 \left(\frac{\omega}{\xi}\right)^2}} \tag{1}$$

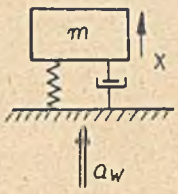
przy założeniu, że system dynamiczny można sprowadzić do schematu jak na rys. 4, lub ze wzoru

$$X_A = \frac{C_{zx}\, m_z \cdot a_w}{\sqrt{\left[1-\left(\frac{\omega}{\xi}\right)^2\right]^2 + 4\left(\frac{\varrho}{\xi}\right)^2 \left(\frac{\omega}{\xi}\right)^2}} \tag{2}$$

przy założeniu, że schemat zastępczy systemu dynamicznego będzie miał postać jak na rys. 5.



Rys. 4. Schemat ideowy urządzenia automatyki, w którym sygnałem wejściowym elementu sterującego jest kąt obrotu



Rys. 5. Schemat ideowy urządzenia automatyki, w którym sygnałem wejściowym elementu sterującego jest przesunięcie

Oznaczenia we wzorach (1), (2)

α_A - amplituda kąta obrotu [rad]

X_A - amplituda przemieszczenia x [m]

M_{sz} - zastępczy moment statyczny [kg m]

m_z - masa zastępcza [kg]

a_w - amplituda przyspieszenia wibracji $\left[\frac{m}{s^2}\right]$

ω - prędkość kątowa wibracji $\left[\frac{1}{s}\right]$

ξ - prędkość kątowa drgań własnych nietłumionych $\left[\frac{1}{s}\right]$

ϱ - współczynnik tłumienia $\left[\frac{1}{s}\right]$

C_z - zastępcza podatność $\left[\frac{rad}{Nm}\right]$

C_{zx} -zastępcza podatność $\left[\frac{m}{N}\right]$

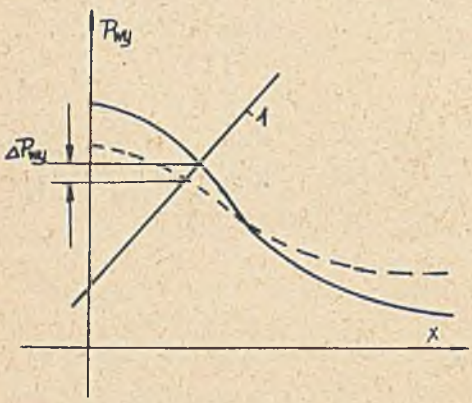
Stosunek amplitudy przemieszczeń i kątów obrotu przy oddziaływaniu wibracji do zakresów ruchów roboczych podają zależności

$$\varphi = \frac{\alpha_A}{\alpha_{mx} - \alpha_{min}} \quad \text{dla układów jak na rys. 4}$$

$$r = \frac{X_A}{X_{mx} - X_{min}} \quad \text{dla układów jak na rys. 5}$$

W układach bez sprzężenia zwrotnego (otwartych) przy dużych wartościach współczynników φ oraz r może nastąpić wejście układu w zakres pracy na nieliniowych częściach charakterystyk statycznych jego elementów, co powoduje powstanie błędów statycznych. Od współczynników φ oraz r zależą bezpośrednio błędy dynamiczne tego typu urządzeń. Znając parametry i charakterystyki urządzenia a także parametry i charakter wibracji można bez trudu oszacować w.w błędy.

Sposób szacowania błędów dodatkowych statycznych w układach ze sprzężeniem zwrotnym podano w pracy [2]. Polega on na wyznaczeniu charakterystyki elementu nieliniowego dla wartości średnich i graficznym wyznaczeniu błędu wynikającego z różnicy rzędnych punktów przecięcia prostej wyrażającej działanie liniowej części układu z charakterystykami części nieliniowej (rys. 6).



Rys. 6. Powstanie błędu dodatkowego organu pomiarowego od oddziaływania wibracji podłoża na skutek deformacji charakterystyki statycznej (dla wartości średnich) elementu sterującego

Wielkość błędów statycznych zależy od nachylenia prostej (1), podatności systemu dynamicznego [2], a także od współczynników φ oraz r, gdyż ich wartości wpływają na deformację charakterystyki elementu nieliniowego. Błędy dynamiczne podobnie jak w urządzeniach pracujących w układzie otwartym zależą bezpośrednio od współczynników φ oraz r.

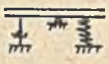
Wystąpienie w systemie dynamicznym zjawiska utraty kontaktu zależne jest w głównym stopniu od stosunku sił użytecznych występujących w systemie do sił bezwładności $(\frac{F_u}{F_b})$. W układach, w których stosunek ten jest mały, istnieje duże prawdopodobieństwo utraty kontaktu [2].

Częstotliwość drgań własnych nietłumionych ξ może mieć z kolei duży wpływ na współpracę urządzeń z filtrami wytłumiającymi drgania. Jak wynika z [1] korzystne jest, aby częstotliwość drgań własnych urządzenia była stosunkowo duża, gdyż wówczas łatwo można wytłumić drgania stosując filtry mechaniczne o odpowiednio niskiej częstotliwości rezonansowej.

Przy wysokiej częstotliwości drgań własnych (powyżej 100 Hz) jest również małe prawdopodobieństwo wejścia w rezonans systemu dynamicznego, gdyż częstotliwości wibracji przemysłowych przeważnie nie przekraczają wartości 100 Hz. W tabeli 1 zebrano własności aktualnie produkowanych rodzajów organów pomiarowych. Podano również zastępcze schematy dynamiczne omawianych urządzeń.

Tabela 1

Porównanie parametrów decydujących o odporności na oddziaływanie wibracji podłoża typowych przemysłowych organów pomiarowych

Lp.		Organy pomiarowe o wyjściu elektrycznym			Organy pomiarowe o wyjściu pneumatycznym
		pracujące w układzie otwartym		pracujące w układzie zamkniętym	
		małe ruchy	duże ruchy		
		A	B	C	D
1.	Schemat zastępczy				
2.	$k = \frac{F_u}{F_b}$	b.duży	średni	mały	duży
3	φ, r	mały	mały	duży	duży
4.	$\xi = \frac{1}{\sqrt{I_z C_c}}$	b.duża	średnia	mała	średnia

Z podanego w tabeli 1 zestawienia wynika, że najkorzystniejsze własności z punktu widzenia odporności i niewrażliwości na oddziaływanie wibracji posiadają organy pomiarowe o wyjściu elektrycznym pracujące w układzie otwartym i wykonujące małe ruchy (grupa A).

Do tej grupy należą na przykład przetworniki pomiarowe tensometryczne lub piezoelektryczne.

Najbardziej natomiast wrażliwymi na oddziaływanie wibracji są organy pomiarowe o wyjściu elektrycznym pracujące w układzie zamkniętym, np. przetworniki pomiarowe ciśnienia i różnicy ciśnień produkowane aktualnie na licencji przez Zakłady MERA-ZAP-MONT. Zakłady Automatyki Przemysłowej (grupa C).

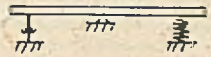
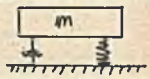
Warto również zwrócić uwagę na zastępcze schematy rozpatrywanych urządzeń, Przy oddziaływaniu wibracji liniowych stosunkowo łatwo będzie wyeliminować wpływ tego typu wibracji w układach dźwigniowych (grupy C i D)

na drodze wyważenia dźwigni poprzez dodanie odpowiednich mas. Eliminacja wpływu wibracji liniowych powoduje jednak w tym wypadku zwiększenie wrażliwości na wibracje skrętne. W urządzeniach należących do grupy C i D wpływu wibracji skrętnych w prosty sposób nie można wyeliminować, podobnie zresztą jak wpływu wibracji liniowych na działanie organów pomiarowych należących do grup A i B. W urządzeniach tego typu zawsze będzie istniała pewna masa zastępcza która poddana oddziaływaniu wibracji spowoduje powstanie przemieszczeń systemu dynamicznego.

W tabeli 2 podano porównanie własności urządzeń automatyki sklasyfikowanych według zasady ich działania.

Tabela 2

Porównanie parametrów decydujących o odporności na oddziaływanie wibracji podłoża urządzeń automatyki pracujących według różnych zasad działania

Lp.		Zasada porównania momentów	Zasada porównania przemieszczeń	Zasada porównania sił
1	Schemat zastępczy			
2	$k = \frac{F_u}{F_b}$	duży w pneumatycznych mały w elektrycznych		b. duży
3	φ, r	duży	mały	średni
4	$\xi = \frac{1}{\sqrt{I_z C_z}}$	mała i średnia (rzędu kilkunastu Hz lub kilku Hz)	b. duża (rzędu 100 Hz)	duża (rzędu kilkudziesięciu Hz)

Jak wynika z tabeli 2 najlepsze własności w obecności wibracji podłoża winny wykazywać urządzenia pracujące na zasadzie porównania przemieszczeń. Dodatkowo ze schematu zastępczego wynika, że przy odpowiednim wykonaniu elementu sterującego również wpływ wibracji skrętnych może być w znacznym stopniu ograniczony.

W urządzeniach pracujących według zasady porównania przesunięć nie można wyeliminować oddziaływania wibracji liniowych, aczkolwiek ich wpływ nie powinien być duży. Urządzenia pracujące według zasady porównania sił są bardziej odporne na oddziaływanie wibracji od urządzeń pracujących według zasady porównania momentów, ale mniej odporne od urządzeń pracujących według zasady porównania przemieszczeń. Również w tego typu urządzeniach nie można wyeliminować wpływu wibracji liniowych. Najbardziej wrażliwymi na oddziaływanie wibracji są urządzenia pracujące w oparciu o zasadę porównania momentów.

Jedyną zaletą tych urządzeń z punktu widzenia eliminacji wpływu wibracji jest możliwość uniezależnienia się całkowitego od oddziaływania wibracji liniowych.

LITERATURA

[1] KRZYŻANOWSKI R.: Urządzenia pracujące w oparciu o "Zasadę porównania uogólnionych sił", a urządzenia pracujące w oparciu o "Zasadę porównania uogólnionych przemieszczeń". Seminarium Urządzeń i Układów Automatyki, Tom I. Referat Nr 4. Gliwice 1970.

[2] KUBIT S.: Wpływ wibracji podłoża na pracę przetworników pomiarowych ciśnienia i różnicy ciśnień. Praca doktorska - niepublikowana Gliwice 1974.

ВОПРОСЫ МЕХАНИЧЕСКОЙ ПОМЕХОУСТОЙЧИВОСТИ НЕКОТОРЫХ УСТРОЙСТВ АВТОМАТИКИ

Р е з ю м е

В статье дана проблематика влияния механических помех на работу устройств автоматики. Представлен анализ виброустойчивости основания измерительных органов, работающих в разомкнутой и замкнутой цепях.

THE PROBLEM OF SHOCK RESISTANCE OF SOME CONTROL DEVICES

S u m m a r y

The paper presents the problem of classification of shock resistance influence on functioning of some control devices.

The analysis of the base shock resistance in typical measurement devices with open and closed control loop is described.