

Zastosowanie wibratorów i pulsatorów w badaniach przyspieszonych maszyn rolniczych

TADEUSZ KOŃCZAK, STANISŁAW PRZYGÓRZEWSKI

Wykresy sił działających na dany układ mechaniczny (a więc ciągnik, maszynę i narzędzie rolnicze) podczas pracy, są jak wiemy bardzo złożone. Opisują one pewien zachodzący proces dynamiczny. Od badań przyspieszonych wymaga się, aby warunki stworzone na stanowisku doświadczalnym zbliżały się możliwie najbardziej do warunków rzeczywistych. Innymi słowy badającemu zależy na tym, aby można było odwzorować proces dynamiczny zachodzący podczas pracy w określonych warunkach eksploatacyjnych. Trzeba sobie jednak powiedzieć, że wierne odwzorowanie jest niemożliwe, bowiem w rzeczywistości zachodzi proces przypadkowy, zależny od szeregu czynników. Na stanowisku doświadczalnym można więc tylko odtworzyć „przeciętny” (statystycznie) proces dynamiczny, lub taki, który preferuje pewne określone parametry.

O tym, jak wielkie muszą być te parametry, aby mogły zadośćuczynić stawianym wymaganiom, może zdecydować doświadczenie badających i odpowiednia analiza pomiarów dokonanych w terenie według określonej metodyki badań.

O MOŻLIWOŚCI STOSOWANIA WIBRATORÓW LUB PULSATORÓW W BADANIACH PRZYSPIESZONYCH

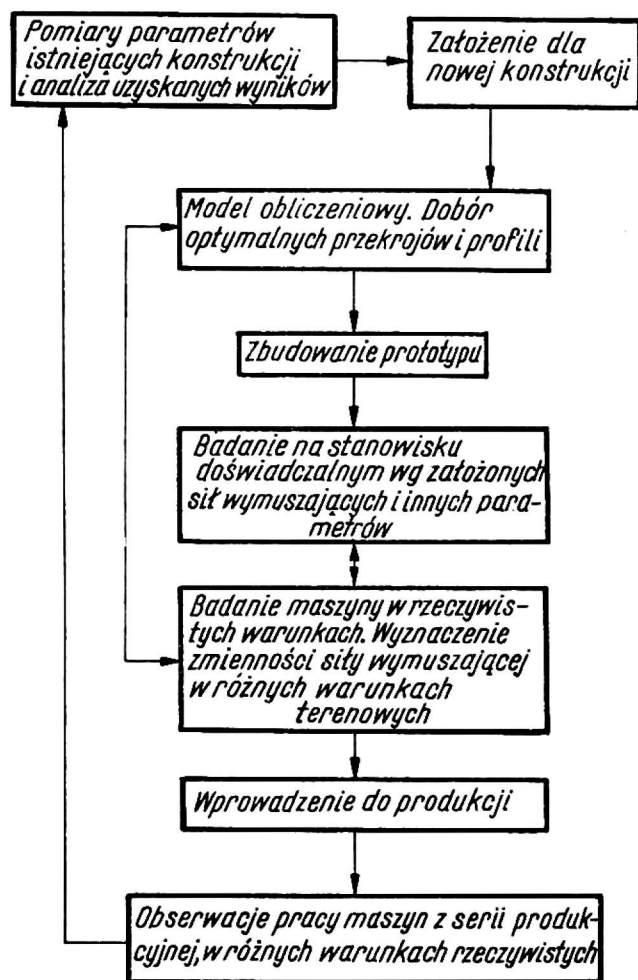
W dalszym ciągu referatu będziemy omawiać zagadnienie dotyczące pewnego przybliżonego odwzorowania procesu dynamicznego, występującego w terenie.

Główną myślą przewodnią, wskazującą na celowość stosowania wibratorów w badaniach przyspieszonych, jest możliwość konfrontowania parametrów, które są charakterystyką zjawisk zachodzących w rzeczywistych i przyspieszonych warunkach pracy maszyny, z wynikami obliczeń dotyczących modelu matematycznego, opisującego spotykane w praktyce zjawiska. Oczywiście ze względu na konstrukcję, interesujące jest szczególnie określenie przebiegu amplitud naprężeń, a także częstości i postaci drgań.

Zakładając liniowość występujących drgań, co jest jednak uproszczeniem w stosunku do rzeczywistego przebiegu zjawiska, można stosować zasadę superpozycji, przechodząc od analizy rzeczywistego procesu dynamicznego do syntezy drgań na stanowisku doświadczalnym. Znajomość składowych siły wymuszającej umożliwia

przy tym wyznaczenie *a priori* parametrów drgań, co ułatwia dokonanie optymalnego doboru przekrojów i profili części nośnej konstrukcji, która jest najbardziej materiałochłonna. Istotnym mankamentem w stosowaniu wibratorów jest trudność odwzorowania przypadkowości. W pewnej mierze można ten mankament złagodzić przez odwzorowanie przeciętnych warunków, których opis wynika z losowo pobieranych informacji w terenie. W ten sposób na stanowisku odtwarzane byłyby cykle pracy maszyny w różnych warunkach terenowych, przy czym suma tych cykli równoważyłaby czas rzeczywistej pracy maszyny z kilku sezonów agrotechnicznych, w których maszyna jest wykorzystywana w normalnych warunkach eksploatacyjnych. Oprócz tego poza przeprowadzeniem badań nowej konstrukcji w warunkach przyspieszonych nieodzowna byłaby obserwacja zachowania się nowej konstrukcji w warunkach rzeczywistych.

Niezależnie od badania całej maszyny lub jej konstrukcji nośnej istnieje niekiedy potrzeba badania niektórych ważniejszych zespołów. Jest to tym bardziej możliwe, gdy znane są siły (wymuszające) powodujące drgania, o określonych parametrach, wybranej części w warunkach rzeczywistych. Zastosowanie odpowiednich wzbud-



Rys. 1. Tok postępowania przy opracowywaniu nowej konstrukcji

ników w laboratorium umożliwia dopracowanie konstrukcji wybranej części, tak pod względem doboru częstości drgań własnych (dążenie do wyeliminowania wpływu częstości rezonansowej na wytrzymałość konstrukcji), jak też ze względu na trwałość tej części, a więc w odniesieniu do możliwości przeniesienia określonej liczby zmian obciążenia.

Celowe będzie nakreślenie pewnego toku postępowania przy wprowadzeniu nowej maszyny do produkcji. W zasadzie tok ten jest dość oczywisty jednak warto go mimo wszystko przytoczyć, gdyż niektóre fragmenty proponowanego postępowania są możliwe właśnie dzięki zastosowaniu liniowości drgań i zastosowaniu wibratorów o znanych parametrach siły wymuszającej.

ANALIZA WIDMOWA DRGAŃ ZŁOŻONYCH

Rzeczywiste drgania występujące w warunkach eksploatacyjnych są złożone i aby można je było bliżej poznać istnieje konieczność dokonania ich rozkładu na drgania elementarne, czyli dokonanie analizy widmowej. Przez widmo drgania złożonego rozumiemy zbiór przyporządkowanych mu amplitud drgań elementarnych.

Ogólne stosowane obecnie metody analizy widmowej drgań prowadzą do uzyskania widma chwilowego lub ewolucyjnego. Zarówno widmo ewolucyjne jak i chwilowe są widmami dynamicznymi, tzn. takimi, które zdają nam sprawę ze zmiennego w czasie przebiegu analizowanego drgania. W odróżnieniu od tego, widmo w sensie Fouriera, które prowadzi do rozkładu badanego drgania na periodyczne składowe elementarne, można nazwać widmem statycznym.

Zasadą utworzenia widma ewolucyjnego, zgodnie z koncepcją Pimonowa [3], jest sumowanie przyczynków do całkowania od początku istnienia drgania lub pewnej umownej chwili aż do chwili bieżącej w obserwacji zjawiska. W dalszej koncepcji Pimonow wprowadził ponadto pod całkę jako czynnik, funkcję stanowiącą dynamiczną charakterystykę aparatury, która nadawała wagę przyczynkom do całkowania.

Niezależnie od koncepcji Pimonowa, w ośrodku poznańskim [2, 4, 5, 6], została opracowana teoria widma chwilowego. Widmo chwilowe powstaje w wyniku całkowania przyczynków w otoczeniu pewnej wybranej w czasie chwili. Przy przejściu do chwili następnej oraz jej otoczenia otrzymuje się ewolucję w czasie widma chwilowego.

Formalizm widm dynamicznych bierze swój początek z klasycznej analizy fourierowskiej — a zasadniczą różnicą w formalizmie jest zacieśnienie granic całki Fouriera do pewnego skończonego przedziału czasu. Tego zwężenia przedziału całkowania do otoczenia wybranej chwili bieżącej dokonuje się najdogodniej przez wprowadzenie pod całkę Fouriera czynnika tzw. funkcji granic, która nadaje wagę przyczynkom do całkowania w procesie tworzenia widma chwilowego. Operacja ta przy odpowiednim doborze funkcji granic z jednej strony ma spowodować zbieżność całki widmowej dla przebiegu zarówno periodycznego, jak i nieperiodycznego, z drugiej strony ma zagwarantować wierność widma chwilowego w dziedzinie częstości oraz w dziedzinie czasu.

Wierność w dziedzinie częstości określa fakt, że otrzymane widmo chwilowe posiada wyraźne maksima jedynie dla częstości, które są zawarte w analizowanym drganiu. Szczególnie widmo chwilowe drgania monochromatycznego posiada tylko jedno maksimum.

Wierność widma chwilowego w dziedzinie czasu polega na tym, że dla odpowiednio długotrwałego drgania, amplituda każdej składowej spektralnej jest różna od zera w przedziale niewiele większym od przedziału istnienia badanego drgania. Mogące wystąpić przy tym przebiegi transjentowe winny być jak najbardziej krótkotrwałe i wzrost amplitudy transjentu monotoniczny.

Dla funkcji $f(s)$ przedstawiającej pewne drganie, które chcemy poddać analizie, amplitudę składowej spektralnej dla przedziału częstości $\Delta\omega$ przedstawia wzór

$$\Delta A(\omega, t) = \Delta\omega \int_{-\infty}^{\infty} f(s)g(s-t)e^{-i\omega s} ds \quad (1)$$

gdzie $g(s-t)$ jest funkcją granic.

Sama całka

$$\varphi(\omega, t) = \frac{\Delta A(\omega, t)}{\Delta\omega} = \int_{-\infty}^{\infty} f(s)g(s-t)e^{-i\omega s} ds \quad (2)$$

stanowi gęstość spektralną widma chwilowego.

Składową spektralną widma chwilowego natomiast określa wzór

$$\varphi(\omega_1, \omega_2, t) = \int_{\omega_1}^{\omega_2} \varphi(\omega, t)e^{i\omega t} d\omega \quad (3)$$

Gęstość widmowa dla drgania monochromatycznego w formalizmie widma chwilowego przedstawia tzw. rozmyty prążek, którego kształt jest uwarunkowany postacią funkcji granic, jest on bowiem transformacją fourierowską tej funkcji. A więc dla funkcji granic prostokątnej jest typu $\sin x/x$. Natomiast dla gaussowskiej funkcji granic ma również kształt funkcji Gaussa. Otrzymuje się więc w tym przypadku tylko jedno maksimum dla częstości zgodnej z częstością analizowanego drgania. Wybór funkcji Gaussa jako funkcji granic gwarantuje więc zachowanie wierności widma w dziedzinie częstości i dziedzinie czasu, tzn. pozwala na otrzymanie widma chwilowego w przyjętym przez nas sensie.

PRZYKŁADY SYNTEZY DRGAŃ

Główną zaletą przedłożonego na wstępie schematu postępowania przy obliczaniu i badaniu nowych konstrukcji jest wobec założonej liniowości, możliwość stosowania zasady superpozycji. Przedstawiliśmy następnie sposób dokonania analizy drgań, pomierzonych w rzeczywistych warunkach, aby dojść do drgań składowych.

Na stanowisku doświadczalnym ma miejsce, wobec przyjętych założeń, synteza drgań. Założmy, że na stanowisku doświadczalnym siły wymuszające są wywierane przez określone wibratory, włączane i wyłączane w określonej kolejności i w odpowiedniej chwili, według szczegółowo przygotowanego i przemyślanego programu.

W odniesieniu do danego punktu materialnego, który można przyjąć jako reprezentatywny, może zachodzić między innymi jedna z poniżej podanych kombinacji syntezy, która w efekcie sprowadza się do przybliżonego obrazu drgań, uzyskanych z pomiarów w terenie:

(A) Drganie wypadkowe jest sumą „ n ” ($n = 1, 2, \dots$) drgań harmonicznycch o tej samej częstotliwości ω

$$x(t) = \sum_{i=1}^n \sin(\omega t + \varphi_i) = a \sin(\omega t + \psi) \quad (4)$$

gdzie

$$\psi = \operatorname{arctg} \frac{\sum_{i=1}^n a_i \sin \varphi_i}{\sum_{i=1}^n a_i \cos \varphi_i}$$

oraz amplituda

$$a = \left[\left(\sum_{i=1}^n a_i \sin \varphi_i \right)^2 + \left(\sum_{i=1}^n a_i \cos \varphi_i \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

Drganie wypadkowe jest więc też drganiem harmonicznym o częstotliwości ω .

(B) Drgania wypadkowe są sumą drgań harmonicznycch o różnych częstotnościach,

$$\text{czyli} \quad x(t) = a_i \sin(\omega_i t + \varphi_i) \quad (5)$$

$$\text{np.} \quad x(t) = a_1 \sin(\omega_1 t + \varphi_1) + a_2 \sin(\omega_2 t + \varphi_2)$$

Teraz drgania wypadkowe nie są harmoniczne. Wykazuje się jednak że drgania wypadkowe są okresowe, jeśli zachodzi związek

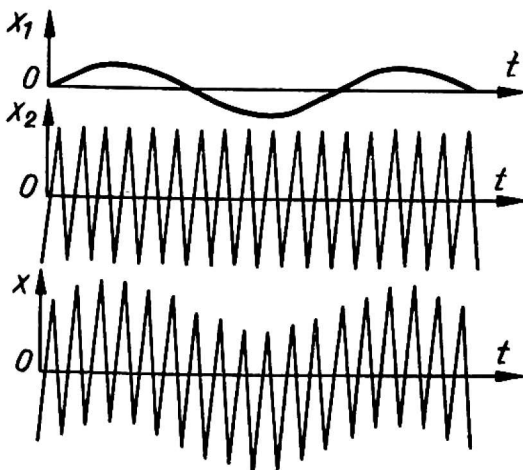
$$\omega_1 : m = \omega_2 : n$$

gdzie m, n są liczbami naturalnymi.

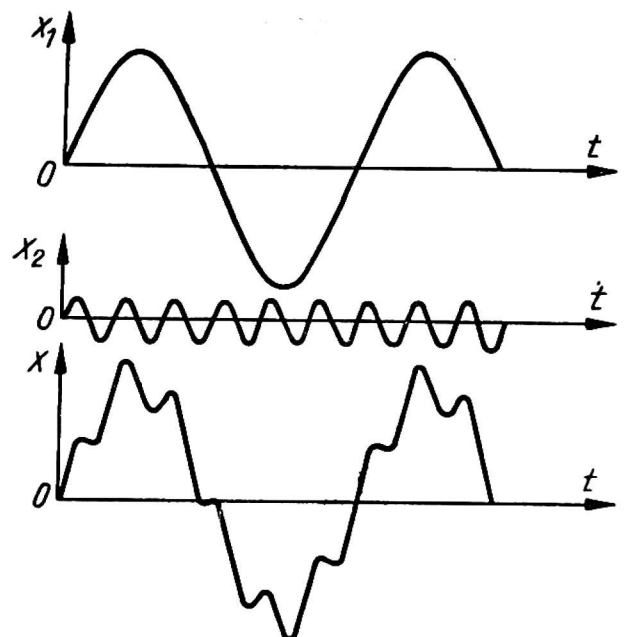
Jeżeli częstotności ω_1, ω_2 są niewspółmierne, to drgania wypadkowe są nieokresowe.

Przejrzyjmy niektóre przypadki składania drgań, kiedy $\frac{\omega_1}{m} = \frac{\omega_2}{n}$, a więc kiedy drgania wypadkowe są okresowe

$$B_1 \quad \omega_1 \gg \omega_2 \quad \text{oraz} \quad a_1 < a_2$$



Rys. 2. Drgania składowe i wypadkowe w przypadku $\omega_1 \gg \omega_2$ oraz $a_1 < a_2$



Rys. 3. Drgania składowe i wypadkowe w przypadku $\omega_1 \gg \omega_2$ oraz $a_1 > a_2$

Drgania wypadkowe

$$x(t) = x_1(t) + x_2(t)$$

dla tego przypadku są przedstawione na rys. 2.

Drgania składowe:

$$x_1(t) = a_1 \sin(\omega_1 t + \varphi_1)$$

$$x_2(t) = a_2 \sin(\omega_2 t + \varphi_2)$$

$$B_2 \quad \omega_1 \gg \omega_2 \quad \text{oraz} \quad a_1 > a_2$$

Drgania wypadkowe oraz odpowiednie składowe są przedstawione na rys. 3.

$$B_3 \quad \frac{\omega_1}{\omega_2} \text{ — małe liczby naturalne.}$$

Przykład takich drgań przedstawia rys. 4 dla składowych

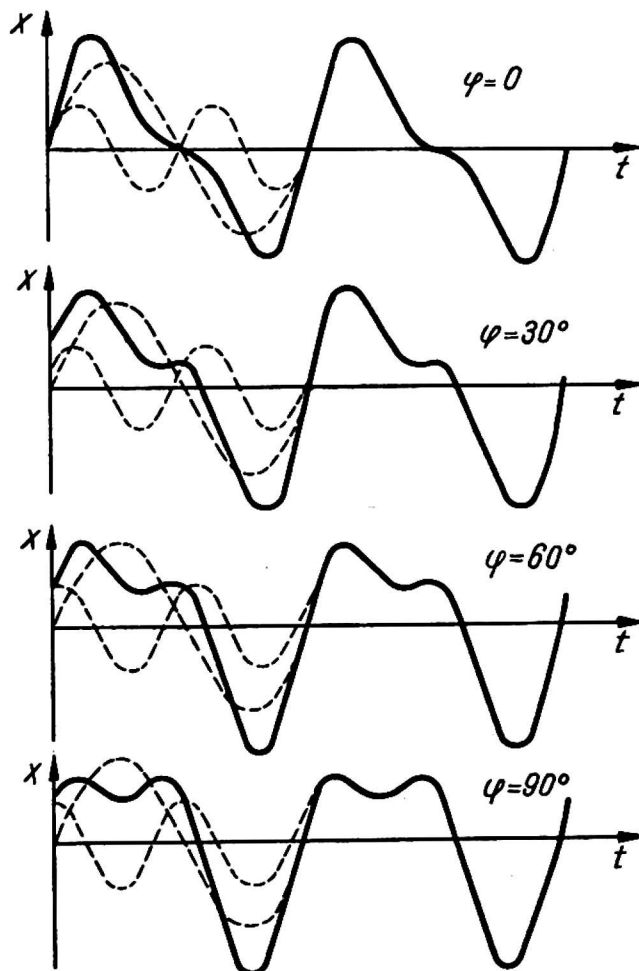
$$x_1 = a_1 \sin \omega t$$

$$x_2 = a_2 \sin(2\omega t + \varphi)$$

gdzie $\frac{a_1}{a_2} = \varphi_2 = 2$

Na rys. 4 rozpatrzone są różne przypadki składowych, a tym samym i wypadkowych dla różnych kątów przesunięcia fazowego, a więc dla $\varphi = 0^\circ$, $\varphi = 30^\circ$, $\varphi = 60^\circ$ oraz $\varphi = 90^\circ$.

Linie kropkowane wskazują postać drgań składowych, drgania wypadkowe zaznaczone są linią ciągłą.



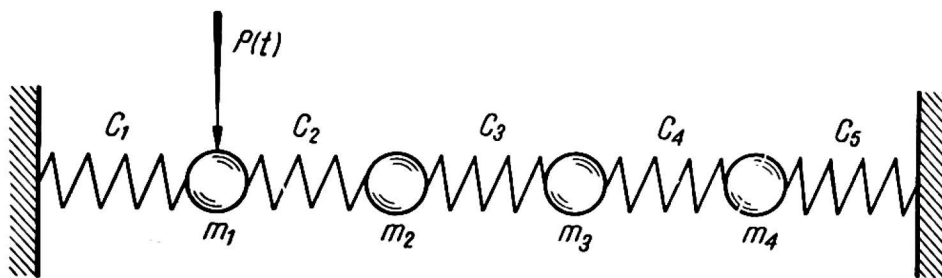
Rys. 4. Drgania składowe i wypadkowe w przypadku $\frac{\omega_1}{\omega_2}$ małe liczby naturalne $\frac{a_1}{a_2} = 2a$
przesunięcie fazowe $\varphi = 0^\circ, 30^\circ, 60^\circ, 90^\circ$

MODELE MATEMATYCZNE

Znajomość charakteru siły wymuszającej umożliwia po przyjęciu określonych założeń zastosowanie modeli matematycznych, opisujących zachodzący proces dynamiczny. Zakładamy przy tym, że drgania są liniowe, a ugięcia są małe.

Obecnie znane są szeroko opisy matematyczne drgań różnych prostych układów mechanicznych, między innymi wałów i belek oraz płyt. Elementy te są głównymi składowymi konstrukcji maszyn rolniczych. O ile jednak ustalenie modelu matematycznego dla poszczególnego elementu jest proste, wyrażające się w postaci równania różniczkowego czwartego rzędu (dla metody ścisłej) lub też równania różniczkowego drugiego rzędu (wg przybliżonej metody), to ustalenie modelu dla konstrukcji nośnej, lub też całej maszyny jest zagadnieniem złożonym, możliwym jednak do rozwiązania. Przy założeniu liniowości drgań, możliwe jest bowiem stopniowe rozpatrywanie oddziaływania pojedynczych sił, aby następnie przez zastosowanie syntezy dojść do wypadkowego oddziaływania sił na układ. Rozpatrzmy np. proces dynamiczny zachodzący w konstrukcji przyczepy rolniczej. Załóżmy, że w wyniku analizy zebranych wyników obserwacji w terenie udało się nam określić siłę wymuszającą w funkcji czasu. Przyczepa wspiera się na czterech kołach. Nierówności terenowe stanowią siły wymuszające. Wymuszenia są przenoszone na ramę przyczepy przez koła ogumione. Na stanowisku doświadczalnym przyczepa może być podwieszona i siły wymuszające, wywierane przez pulsatory, podłączone w miejscu kół.

Na stanowisku doświadczalnym siły mogą działać jednocześnie, inaczej jednak to zagadnienie ujmemy w modelu matematycznym. Wtedy najpierw rozpatrzmy wielkości przemieszczeń i naprężeń w poszczególnych punktach układu nośnego przyczepy od siły przyłożonej w miejscu pierwszego koła, następnie drugiego itd.



Rys. 5. Model matematyczny ramy przyczepy poddanej sile wymuszającej

Stosując zasadę superpozycji powiemy, że efekt łączny jest wypadkową kolejnych oddziaływań pojedynczych sił. Mając układ mechaniczny, w tym wypadku ramę przyczepy, poddaną sile wymuszającej — możemy, stosując zasadę redukcji mas i wprowadzając współczynniki sztywności, określić drgania rozpatrywanej ramy w postaci układu równań różniczkowych liniowych, dla skończonej liczby stopni swobody np. dla modelu rys. 5.

$$m_i \ddot{y}_i + c_i y_i = P_i(t) \quad (6)$$

gdzie m_i — zredukowane masy

c_i — sprowadzone współczynniki sztywności

lub przy uwzględnieniu tłumienia (lepkiego)

$$m_i \ddot{y}_i + \tau_i \dot{y}_i + c_i y_i = P_i(t)$$

gdzie τ_i — współczynniki tłumienia.

Redukcja mas wynika z zasady zachowania energii, a współczynniki sztywności określone są na podstawie analizy wytrzymałości statycznej konstrukcji.

Jeżeli w ten sposób w przybliżeniu uda się opisać zachodzący proces dynamiczny, to możliwe jest wtedy określenie *a priori* wielkości naprężeń dynamicznych, co może być wykorzystane przy opracowywaniu nowej konstrukcji dla optymalizacji doboru przekrojów i profili.

Duże usługi w tym zakresie może dać korzystanie z analogii pomiędzy opisem drgań mechanicznych i drgań elektrycznych. Posługując się więc maszyną analogową można rozpatrywać kilka wariantów rozwiązań danej konstrukcji, wybierając najlepszy. Posługiwanie się maszyną analogową eliminuje trud rozwiązywania równań, główny wysiłek trzeba skupić natomiast na stworzeniu odpowiedniego modelu matematycznego, możliwie dokładnie odwzorowującego proces dynamiczny zachodzący podczas pracy maszyny.

Ze względu na to, że opracowanie dobrego modelu jest sprawą trudną, można zakładać, że przemieszczenia jednostkowe w wybranych punktach konstrukcji od uogólnionej siły jednostkowej, przyłożonej w innym wybranym punkcie konstrukcji, byłyby ustalone drogą eksperymentu, drogą pomiaru na stanowisku doświadczalnym. Wielkości te tworzące macierz przemieszczeń, mogą być wykorzystane dla określenia drgań własnych konstrukcji, ustalenia przemieszczeń wybranych punktów od zadanej siły wymuszającej o znanej charakterystyce.

Wykorzystano by w tym celu metodę sił lub metodę przemieszczeń (odkształceń), które znane są między innymi w dynamice konstrukcji budowlanych. Wielkości uzyskane drogą eksperymentalną można by porównywać z odpowiednimi parametrami wyznaczonymi na drodze teoretycznej. Postępując w ten sposób można by dojść do bieguności w opracowywaniu nowych modeli dla nowych konstrukcji.

Poniżej przedstawione równania wskazują na możliwości wyznaczenia przemieszczeń w układzie mechanicznym:

według metody sił

$$\sum_{k=1}^n \delta_{jk} (m_k \ddot{y}_k + \tau_k \dot{y}_k) + y_j = \sum_{k=1}^n \delta_{jk} P_k(t) \quad j = 1, 2, 3, \dots, n \quad (8)$$

gdzie δ_{jk} — współczynnik wpływu

współczynnik δ_{jk} jest równy uogólnionemu przemieszczeniu w miejscu „j”, które wynikało na skutek działania uogólnionej siły jednostkowej przyłożonej w miejsce „k”.

Według metody odkształceń

$$Q_j + B_j - R_j = \sum_{k=1}^n r_{jk} z_k; \quad j = 1, 2, 3, \dots, n \quad (9)$$

gdzie Q_j — uogólnione siły zewnętrzne

B_j — uogólnione siły bezwładności

R_j — uogólnione siły oporu
 r_{jk} — współczynniki sztywności
 $2k$ — uogólnione przemieszczenie

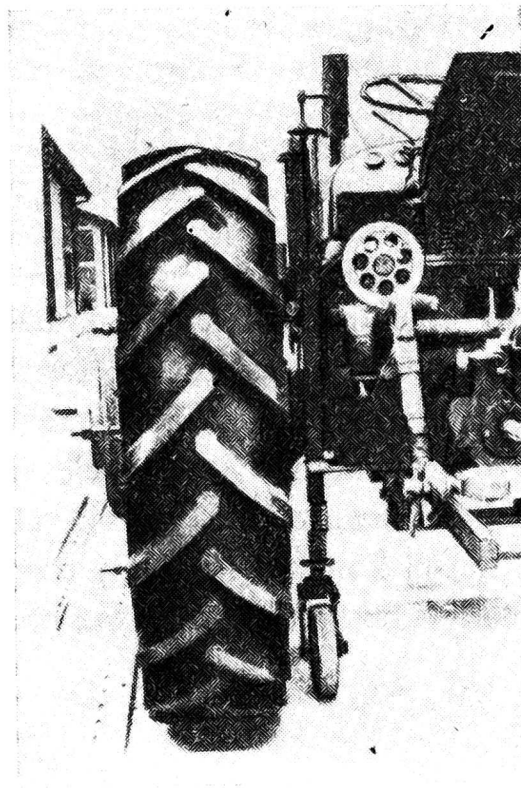
Współczynnik r_{jk} jest równy sile uogólnionej, którą należy przyłożyć w miejscu „ j ” (w kierunku uogólnionego przemieszczenia $2j$), aby utrzymać układ w równowadze, gdy przemieszczenie uogólnione w miejscu „ k ” jest równe 1, a pozostałe przemieszczenia uogólnione równe są zero.

W przypadku gdy przyjmiemy za uogólnione przemieszczenie ugięcie w kierunku „ y ”, wtedy otrzymamy układ równań

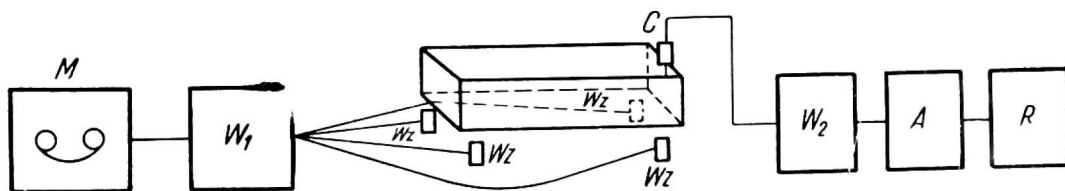
$$m_j \ddot{y}_j + \tau_i \dot{y}_j + \sum_{k=1}^n r_{jk} y_k = P_j(t) \quad (10)$$

ZAKOŃCZENIE

Reasumując dotychczasowe rozważania można wskazać na praktyczne zastosowanie wibratorów (ogólnie wzbudników) w badaniach przyspieszonych dokonywanych: (a) na stanowisku doświadczalnym, (b) na torze przeszkód.



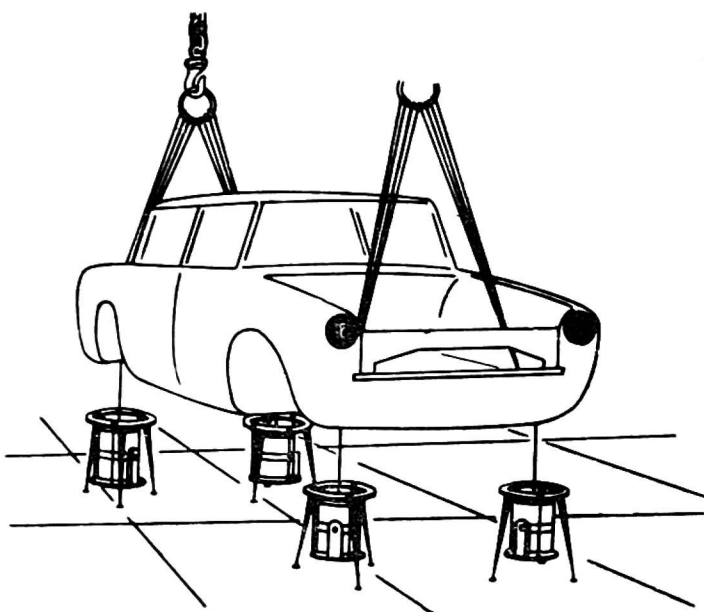
Rys. 6. Czujnik przemieszczeń zamocowany obok koła ciągnika



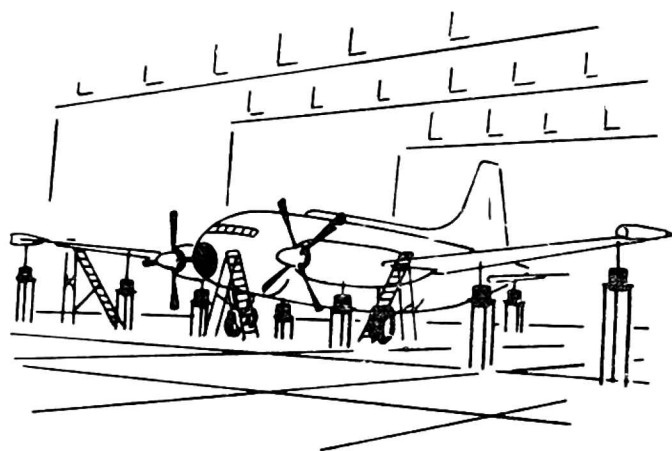
Rys. 7. Stanowisko do badań maszyny np. przyczepy. M — magnetofon z taśmą testacyjną, W_1 — wzmacniacz mocy, W_z — wzbudniki, C — czujnik, W_2 — wzmacniacz napięcia, A — analizator, R — rejestrator

Aby zebrać informacje co do przeszkód spotykanych na drodze danej maszyny, rejestrujemy je za pośrednictwem czujnika przemieszczeń zamocowanego obok koła maszyny i układu rejestrującego (rys. 6 i 7).

Zarejestrowane w ten sposób możliwie wszystkie przeszkody, na jakie natrafia maszyna rolnicza w czasie eksploatacji, stanowią materiał do sporządzenia taśmy testacyjnej sterującej układ wzbudników. Analogiczne przykłady w czasie badań przyspieszonych maszyny przedstawiają rys. 8 i 9.



Rys. 8. Przykład zastosowania układu wzbudników przy badaniu samochodu



Rys. 9. Przykład zastosowania układu wzbudników przy badaniu samolotu

Przed przystąpieniem do pomiarów, należy dokonać analizy widmowej przy pomocy selektywnego heterodynowego analizatora, zapisu taśmy testacyjnej. Przez skorelowanie tego przebiegu z wynikami analizy drgań odebranych w poszczególnych punktach pomiarowych uzyskamy informacje dotyczące zachowania się konstrukcji badanej maszyny czy urządzenia. Badanie takie byłoby specjalnie przydatne przy opracowywaniu nowej konstrukcji, kiedy trzeba określić zalety różnych wersji konstrukcji, a także dać wskazówki dla nowych opracowań.

STRESZCZENIE

W wielu dotychczasowych referatach istotną rolę odgrywało zagadnienie widma obciążeń i innych określonych parametrów oraz problem przybliżonego odwzorowania procesu dynamicznego występującego w terenie.

W naszym referacie dajemy matematyczny formalizm widma dynamicznego, zdającego sprawę ze zmiennego w czasie analizowanego przebiegu. Wskazujemy też na możliwość przybliżonego odwzorowania procesu dynamicznego za pomocą wibratorów, które są sterowane wg określonego programu, wynikającego z analizy przebiegu widma obciążeń rzeczywistych.

W ten sposób można w warunkach laboratoryjnych, w stosunkowo krótkim czasie odtworzyć pracę maszyny, równoważną jej pracy z kilku okresów agrotechnicznych.

LITERATURA

1. Kaliski S., *Drgania i fale w ciałach stałych*, Warszawa 1966.
2. Kwiek M., Nowe metody statystycznej i harmonicznej analizy hałasu. *Prace II Sem. Otw. z Akustyki*, Olsztyn 1955, s. 157—172.
3. Pimonow L., Théorie et pratique de l'analyse des vibrations en régime transitoire, *An. des Telecom. (Cahiers d'Acoustique)*, 13, 1958, pp. 100—110.
4. Przygórzewski S., Modèles spatiaux de l'évolution du spectre instantané de différents bruits d'impulsion. *5 Congrès International d'Acoustique F-65*, Liège 1965.
5. Przygórzewski S., Sur le pouvoir de séparation, obtenu optiquement, du spectre momentané du son. *Bull. De La Société des Amis des Sciences des Lettres de Poznań* 1966, pp. 141—149.
6. Ryffert H., *Metody analizy widmowej niestacjonarnych przebiegów akustycznych*. Poznań 1961.

ТАДЭУШ КОНЬЧАК, СТАНИСЛАВ ПЖЫГУЖЕВСКИ

ПРИМЕНЕНИЕ ВИБРАТОРОВ И ПУЛЬСАТОРОВ В УСКОРЕННЫХ ИСПЫТАНИЯХ
СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН

Р е з ю м е

Существенное значение в ускоренных испытаниях сельскохозяйственных машин имеет вопрос спектра нагрузки и другие определенные параметры а также вопрос приближенного отображения динамического процесса, происходящего в полевых условиях.

В отчёте рассмотрено математическое оформление динамического спектра, получаемого при снятии переменных во времени нагрузок. Доказано, что возможным является приближенное отображение динамического процесса применяя вибраторы, которые управляются по заданной программе, разработанной на основании анализа спектра действительных нагрузок.

Таким образом можно в лабораторных условиях, в относительно коротком времени отобразить работы машины, которая отвечала бы работе машины в течении нескольких агротехнических сезонов.