

MODELE OBLICZENIOWE I BADANIA DOŚWIADCZALNE ZAWIESZENIA LOTNICZEGO SILNIKA TŁOKOWEGO

MARIAN JEŻ

Instytut Lotnictwa

1. Wstęp

Obiektem pracy jest lotniczy silnik tłokowy ze śmigłem zawieszony elastycznie na płatowcu. Ten rodzaj napędu dominuje wśród samolotów lekkich. Wynika to z przyczyn zarówno technicznych (duży gradient mocy) jak i ekonomicznych. Jednakże charakterystyczna dla silnika tłokowego cykliczność przemian termodynamicznych i zamiana ruchu posuwisto-zwrotnego tłoka na ruch obrotowy wału korbowego generują złożone oddziaływanie na zewnątrz. Stąd wyłania się potrzeba metodycznego podejścia do zagadnienia wibroizolacji śmigło-silnikowego zespołu napędowego.

Celem pracy jest sformułowanie i zastosowanie modeli fizycznych i matematycznych badanego obiektu. Obliczenia według wyprowadzonych modeli umożliwiły dobór podatności więzów obiektu tj. zawieszenia aby zapobiec nadmiernemu przenoszeniu się drgań.

Badania doświadczalne służyły weryfikacji obliczonych wariantów zawieszenia.

2. Założenia i model fizyczny

Zagadnienie wibroizolacji zespołu śmigło-silnikowego na płatowcu uproszczono do dwóch zagadnień szczegółowych a mianowicie:

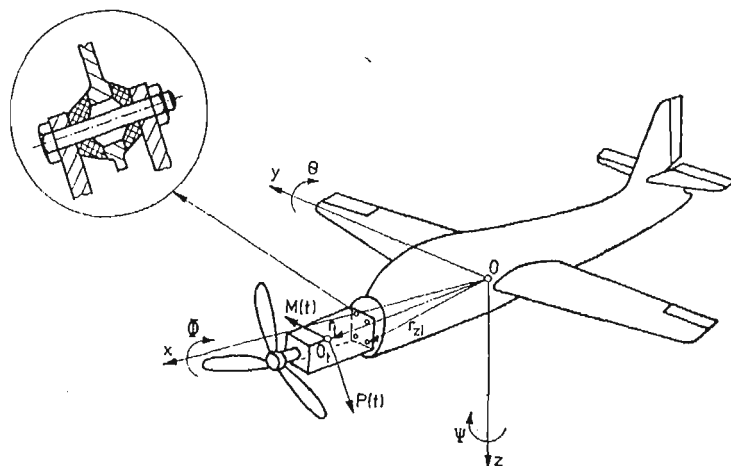
1. Zagadnienie statyki ciała sztywnego o masie m i momentach bezwładności I_x, I_y, I_z na n amortyzatorach o nieliniowej podatności typu $K_x = b_x x + d_x x^3$ (pominięto ewentualne oddziaływanie płatowca traktowanego jako drugie ciało sztywne modelu).
2. Zagadnienie drgań własnych i odstrojenia od rezonansu ciała sztywnego z płaszczyzną symetrii.

Aby było możliwe efektywne rozwiązanie tych zagadnień dostępnymi metodami obliczeniowymi sprowadzono badany obiekt do modelu fizycznego. W tym celu przyjęto następujące założenia dodatkowe:

1. Przemieszczenia kątowe silnika podczas pracy są bardzo małe.
2. Istnieje pionowa płaszczyzna symetrii ciała i zawieszenia.
3. Oś układu współrzędnych związanego z ciałem są głównymi centralnymi osiami bezwładności ciała.

4. Pominięto tłumienie wewnętrzne w elementach gumowych.
5. Pominięto sprzężenia kinematyczne współrzędnych uogólnionych (tj. iloczyny pierwszych pochodnych przemieszczeń).

Orientację ciała sztywnego modelującego zespół śmigło-silnikowy opisano przy pomocy współrzędnych Eulera $(x, y, z, \Theta, \psi, \Phi)$. Ciało jest pobudzone do drgań uogólnionymi siłami okresowymi $P(t)$ i $M(t)$. Siły te wynikają z pracy silnika i są sprowadzone do jego środka masy — punkt O , na rys. 1.



Rys. 1. Schemat zespołu śmigło-silnikowego na samolocie.

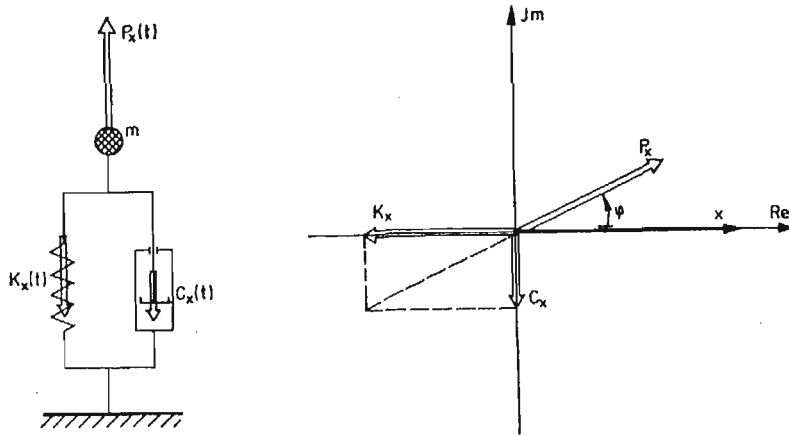
3. Modele matematyczne i ich rozwiązania

Określony powyżej model fizyczny poddano formalizacji matematycznej przy pomocy aparatu mechaniki klasycznej — patrz [1]. Wyprowadzone tam równania ruchu ciała sztywnego na zawieszeniu podatno-tłumiącym uproszczono w pierw do zagadnienia statycznego. Otrzymany model (1) został zaprogramowany i posłużył do obliczeń sześciu współrzędnych uogólnionego przemieszczenia silnika pod działaniem dowolnych obciążeń statycznych. Podatności występujące w modelu zostały wyznaczone drogą identyfikacji gumowych elementów zawieszenia. Położenie tych elementów określają współrzędne (x_i, y_i, z_i) . Identyfikacja statyczna polegała na zdjęciu charakterystyk obciążenie/odkształcenie badanych amortyzatorów w trzech kierunkach na maszynie INSTRON. Otrzymane charakterystyki były następnie aproksymowane numerycznie do dwóch postaci:

- 1) liniowej $K_x = a_x x$,
- 2) nieparzystego wielomianu 3-go rzędu $K_x = b_x x + d_x x^3$.

Identyfikacja dynamiczna amortyzatorów gumowych wymagała zastosowania wymuszenia harmonicznego. Zrealizowano je przy pomocy wzбудnika indukcyjnego DERRITRON w zakresie częstotliwości od 1 do 100 Hz. Mierzono przebiegi siły wymuszającej i wywołanego przemieszczenia. Korelacja dwóch odpowiadających sygnałów elektrycznych umożliwiła rozdzielenie reakcji amortyzatora $R_x(t)$ na dwie składowe, a mianowicie:

1) składową sprężystą $K_x(t)$, która jest w przeciwfazie z przemieszczeniem $x(t)$,
 2) składową tłumiącą $C_x(t)$, która jest opóźniona względem przemieszczenia o 90° .
 Stwierdzono, że przy wymuszeniu harmonicznym gumowych amortyzatorów wywołane przemieszczenie jest prawie dokładnie harmoniczne. Wektory poszczególnych harmonik, wchodzących w grę przy identyfikacji dynamicznej można dogodnie i jasno przedstawić na płaszczyźnie zmiennej zespolonej — rys. 2 (siły masowe były pomijalnie małe). Wyniki doświadczalnej identyfikacji dynamicznej były następnie aproksymowane wielomianami 1-go i 3-go rzędu przy pomocy programu już wykorzystanego dla identyfikacji statycznej.



Rys. 2. Schemat wektorowy identyfikacji dynamicznej amortyzatorów gumowych

Elementy gumowe zawieszenia tłokowego silnika lotniczego pracują głównie na ścisnięcie i dlatego mają wyraźne nieliniowe charakterystyki podatności. Do obliczeń statycznych wg modelu (1) przyjęto więc aproksymację podatności nieparzystym wielomianem 3-go stopnia. Rozwiązanie iteracyjne tych 6-ciu równań dało wartości współrzędnych przemieszczenia silnika dla dwóch założonych wariantów sztywności łoża. Obciążeniami statycznymi zawieszenia był ciężar silnika oraz średnia wartość jego momentu napędowego. Opracowana metoda znalazła zastosowanie do obliczenia odkształceń zawieszenia podczas przeciążeń akrobacyjnych. Wyniki rozwiązania zagadnienia statycznego są punktem wyjścia dla zagadnienia wibroizolacji.

STATYKA CIAŁA SZTYWNEGO ZAWIESZONEGO PODATNIE

$$\left. \begin{aligned} \sum_{i=1}^n (b_{x_i} + d_{x_i} x^2) x + \sum_{i=1}^n z_i (b_{x_i} + d_{x_i} x^2) \Theta &= P_{xs}, \\ \sum_{i=1}^n (b_{y_i} + d_{y_i} y^2) y + \sum_{i=1}^n x_i (b_{y_i} + d_{y_i} y^2) \Psi - \sum_{i=1}^n z_i (b_{y_i} + d_{y_i} y^2) \Phi &= P_{ys}, \\ \sum_{i=1}^n (b_{z_i} + d_{z_i} z^2) z - \sum_{i=1}^n x_i (b_{z_i} + d_{z_i} z^2) \Theta &= P_{zs}, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

$$\begin{aligned}
 & - \sum_{i=1}^n z_i(b_{y_i} + d_{y_i}y^2)y - \sum_{i=1}^n x_i z_i(b_{y_i} + d_{y_i}y^2)\Psi + \\
 & + \sum_{i=1}^n z_i^2(b_{y_i} + d_{y_i}y^2)\Phi + \sum_{i=1}^n y_i^2(b_{z_i} + d_{z_i}z^2)\Phi = M_{xs}, \\
 & - \sum_{i=1}^n x_i(b_{z_i} + d_{z_i}z^2)z + \sum_{i=1}^n z_i(b_{x_i} + d_{x_i}x^2)x + \\
 & + \sum_{i=1}^n x_i^2(b_{z_i} + d_{z_i}z^2)\Theta + \sum_{i=1}^n z_i^2(b_{x_i} + d_{x_i}x^2)\Theta = M_{ys}, \\
 & \sum_{i=1}^n x_i(b_{y_i} + d_{y_i}y^2)y + \sum_{i=1}^n y_i^2(b_{x_i} + d_{x_i}x^2)\Psi + \\
 & + \sum_{i=1}^n x_i^2(b_{y_i} + d_{y_i}y^2)\Psi' - \sum_{i=1}^n x_i z_i(b_{y_i} + d_{y_i}y^2)\Phi = M_{zs}.
 \end{aligned} \tag{1}$$

[cd.]

Podstawową metodą wibroizolacji jest odstrojenie układu drgającego od rezonansów. Wymaga to doboru sztywności elementów zawieszenia. Dokonano tego metodą przeszukiwania obszaru rozwiązań zbudowanego w dwóch wariantach, a mianowicie:

- 1 — sztywności amortyzatorów dostępnych lub projektowanych w trzech wzajemnie prostopadłych kierunkach są zadane — poszukiwanie optymalnego typu,
- 2 — zadana jest proporcja między sztywnościami składowymi oraz ich zakres — poszukiwanie optymalnej wielkości.

Dobór sztywności elementów zawieszenia odbywał się w dwóch etapach, rozwiązujących zagadnienie wartości własnych dla dwóch zestawów danych zdefiniowanych powyżej (z tym, że liczbowe określenie zestawu drugiego odbywa się po ocenie rozwiązania dla zestawu pierwszego).

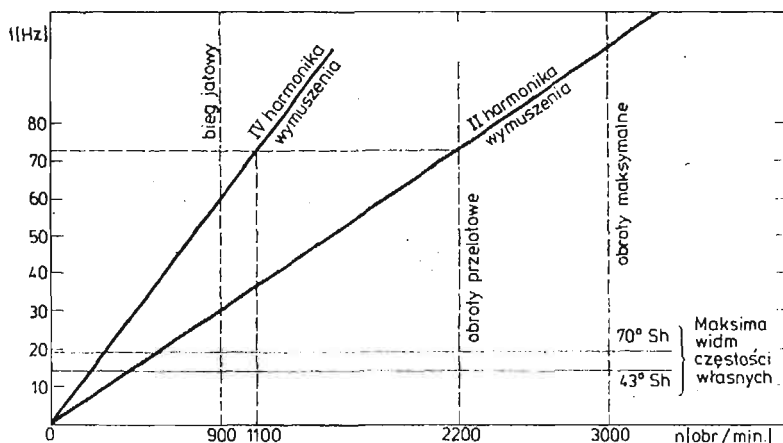
Model matematyczny (2) zagadnienia dynamicznego otrzymano z ogólnego algorytmu [1] ciała sztywnego na zawieszeniu podatno-tłumiącym zubożonego o człony reprezentujące siły tłumienia. Te ostatnie będą mieć szczególne znaczenie przy symulacji procesów przejściowych. Założenie symetrii względem płaszczyzny xOz (Rys. 1), umożliwiło rozdzielne badanie drgań w tej płaszczyźnie, jak i pozostałych, czyli tzw. drgań asymetrycznych. Program cyfrowy realizujący model matematyczny (2) pozwala dla każdego zestawu danych obliczyć częstotliwości własne, a także tzw. współczynnik odstrojenia od rezonansu, tj. stosunek minimalnej częstotliwości wymuszającej do maksymalnej częstotliwości własnej, który winien być większy niż $\sqrt{2}$, ale nie nadmiernie. Pozwala to na wybór takich sztywności amortyzatorów, które stanowią kompromis między wymaganiami wibroizolacji z jednej strony, a wytrzymałością zmęczeniową gumy i siłami przekazywanymi na podłoże, z drugiej strony.

Niektóre wyniki obliczeń wibroizolacji silnika Franklin-4 na samolocie „Koliber” przedstawia diagram na Rys. 3.

DYNAMIKA CIAŁA SZTYWNEGO ZAWIESZONEGO PODATNIE

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{x} + \sum_{i=1}^n a_{x_i} x + \sum_{i=1}^n z_i a_{x_i} \Theta &= 0, \\ m\ddot{z} + \sum_{i=1}^n a_{z_i} z - \sum_{i=1}^n x_i a_{z_i} \Theta &= 0, \\ J_y \ddot{\Theta} - \sum_{i=1}^n x_i a_{z_i} z + \sum_{i=1}^n z_i a_{x_i} x + \left(\sum_{i=1}^n x_i^2 a_{z_i} + \sum_{i=1}^n z_i^2 a_{x_i} \right) \Theta &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (2.A)$$

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{y} + \sum_{i=1}^n a_{y_i} y + \sum_{i=1}^n x_i a_{y_i} \Psi - \sum_{i=1}^n z_i a_{y_i} \Phi &= 0, \\ J_z \ddot{\Psi} + \sum_{i=1}^n x_i a_{y_i} y + \left(\sum_{i=1}^n x_i^2 a_{y_i} + \sum_{i=1}^n y_i^2 a_{x_i} \right) \Psi - \sum_{i=1}^n z_i x_i a_{y_i} \Phi &= 0, \\ J_x \ddot{\Phi} - \sum_{i=1}^n z_i a_{y_i} y - \sum_{i=1}^n x_i z_i a_{y_i} \Psi + \left(\sum_{i=1}^n z_i^2 a_{y_i} + \sum_{i=1}^n y_i^2 a_{z_i} \right) \Phi &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (2.B)$$



Rys. 3. Diagram odstrojenia od rezonansów dwóch wersji zawieszenia silnika FRANKLIN na samolocie KOLIBER

4. Badania doświadczalne

Obliczone warianty zawieszenia silnika tłokowego na samolocie były przedmiotem weryfikacji doświadczalnej. Przy kilku reżimach pracy silnika na płatowcu mierzono i przetworzono sygnały przyspieszeń. Są one preferowanym nośnikiem informacji o jakości prototypu lub stanie zużycia konstrukcji. Wynika to z tego, że zawierają one mniej zakłóceń, niż sygnały akustyczne, a są łatwiejsze do zmierzenia, niż przebiegi ciśnień lub sił. Niemniej

jednak, w każdym punkcie obserwujemy kombinację oddziaływań różnych przyczyn (uszkodzeń, błędów) po przejściu drogami propagacji o różnych transmitancjach. Dlatego na podstawie znajomości obiektu trzeba wpiерw ustalić punkty i kierunki pomiaru. Z pomocą przychodzi tu również normy (np. ISO 2372), które postulują pomiary tam, gdzie energia drgań jest przekazywana na zewnątrz obiektu. Dla lotniczego silnika tłokowego jest to łożysko przednie oraz ucha korpusu do mocowania na płatowcowym łożu silnika. Głównym kryterium porównawczym poziomu drgań dla różnych wariantów zawieszenia były wartości skuteczne przyspieszeń mierzone po dwóch stronach amortyzatora gumowego. Stwierdzono, że wartości te maleją ze wzrostem podatności zawieszenia. Niemniej ogólnomaszynowe normy dopuszczalnych drgań (wg normy ISO 2372), zostały przekroczone nawet dla „miękkich” wariantów. Badania statystyczne przebiegów przyspieszeń drganiowych silnika wykazały również, że ze wzrostem podatności zawieszenia maleje liczba sprzężeń drgań poszczególnych stopni swobody — poszczególne częstości własne zbliżają się, a ich postaci stają się coraz bardziej wyodrębnione.

5. Wnioski

Aby ograniczyć przenoszenie się drgań generowanych przez silnik tłokowy na płatowiec należy:

1. Zmierzyć momenty bezwładności zespołu napędowego
2. Wyznaczyć sztywności dostępnych amortyzatorów zawieszenia w trzech ortogonalnych kierunkach
3. Zastosować zaproponowane modele obliczeniowe celem optymalnego doboru:
 - a) współrzędnych punktów zawieszenia zespołu,
 - b) typu i wielkości amortyzatorów,
 - c) częstości własnych oraz współczynników odstrojenia od rezonansu dla różnych możliwych wersji zawieszenia.

Literatura

1. M. JEŻ, *Analogowa metoda syntezy zawieszenia silnika stacjonarnego*, Archiwum Budowy Maszyn, Zesz. 2, 1979.
2. J. MARYNIAK, *Dynamiczna teoria obiektów ruchomych*, Prace naukowe Politechniki Warszawskiej Nr 32, 1975.
3. J. OSIECKI, *Problemy dynamiki maszyn*, XI Sympozjum Podstaw Konstrukcji Maszyn, 1983.

Резюме

РАСЧЁТ МОДЕЛИ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПОДВЕСКИ АВИАЦИОННОГО ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ

Поршневые двигатели широко распространены в области легкой авиации. Но они характеризуются значительными возбуждающими силами вредными для структуры, инструментов и самого пилота. Решение этой проблемы заключается в применении эластично-демпфирующей подвески.

В этой работе задача виброизоляции рассматривается теоретическими и экспериментальными методами.

S u m m a r y

MODEL CALCULATIONS AND EXPERIMENTAL TESTING OF
AIRCRAFT'S PISTON ENGINE SUSPENSION

Piston I.C. engine still dominates in the light aviation domain. However it generates exciting forces which are harmful for the structure, the avionics and the pilot himself. The solution is based on the assumption of elasto-damping suspension. The problem is approached here from the theoretical as well as numerical and experimental point of view.

Praca wpłynęła do Redakcji dnia 6 lutego 1986 roku.