

Pneumatyczne semiaktywne zawieszenie siedziska maszyny roboczej

A pneumatic semi-active seat suspension

PIOTR WOŚ
RYSZARD DINDORF*

DOI: <https://doi.org/10.17814/mechanik.2017.2.30>

Przedstawiono zagadnienia związane z poprawą własności wi-
broizolacyjnych semiaktywnego elektropneumatycznego za-
wieszenia siedziska maszyny roboczej. Skonstruowano sys-
tem sterowania siłą sprężyny pneumatycznej zamontowanej
w seryjnie produkowanym zawieszeniu siedziska. Zapropono-
wano wyjściową funkcję sterującą zaworem ciśnieniowym
pneumatycznego układu zasilającego siłownik mieszkowy.
Opracowane rozwiązanie umożliwiło przeprowadzenie badań
dynamicznych sprężyny pneumatycznej wykorzystanej w se-
miaktywnym układzie zawieszenia.

SŁOWA KLUCZOWE: wibroizolacja, semiaktywne sterowanie
zawieszeniem, siłownik mieszkowy

*Presented are issues related to improvement of the vibration
isolating properties of semi-active seat suspension. It shows
the practical implementation of the force control system for
pneumatic spring which was mounted in mass-produced seat
suspension. Output control function for pressure valve of
pneumatic supply system was proposed. The developed solu-
tion allowed to carry out the research of air spring applied to
a semi-active suspension system.*

KEYWORDS: vibro-isolation, semi-active suspension control,
bellows actuator

Wibracje mechanicznych układów drgających przeno-
szą się na człowieka i negatywnie wpływają na funkcjono-
wanie jego tkanek, naczyń krwionośnych oraz organów.
W organizmie człowieka narażonego na długotrwałe od-
działywanie drgań mechanicznych występuje szereg za-
burzeń, które prowadzą do trwałych zmian chorobowych
w postaci zespołu wibracyjnego [5]. Dotyczy to wielu grup
zawodowych, np. operatorów maszyn budowlanych i kie-
rowców pojazdów, w tym traktorzystów, wykonujących
pracę w pozycji siedzącej. Negatywne skutki ekspozycji
na drgania o częstotliwościach rezonansowych najbar-
dziej dotkliwe są dla narządów wewnętrznych oraz ukła-
du kostnego.

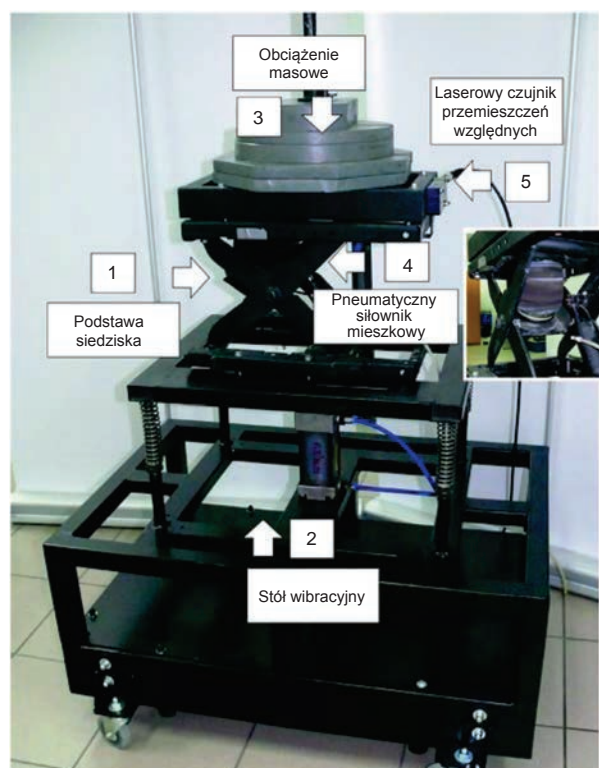
Zakres tych częstotliwości zależy od indywidualnej bu-
dowy człowieka i wynosi dla organów wewnętrznych od
2 do 12 Hz [5]. Częstotliwość drgań własnych układów
zawieszenia siedzisk maszyn i pojazdów o charakterze
pasywnym mieści się w zakresie 1÷3 Hz, dlatego mało
skutecznie tłumią one drgania o niskich częstotliwościach
wymuszeń [7].

We wczesnych rozwiązaniach konstrukcyjnych amor-
tyzowanych foteli kierowców stosowano pasywne układy
wibroizolacji z metalową sprężyną i tłumikiem hydraulicz-
nym, a następnie z mieszkową sprężyną pneumatycz-
ną [4]. Popularne są rozwiązania umożliwiające zmianę
współczynnika tłumienia przez operatora w zależności od
indywidualnej oceny jego ciężaru i warunków pracy. Efek-
tywnością tłumienia steruje się automatycznie lub ręcznie,

poprzez ustawienie stałej wartości ciśnienia (sprężyna
pneumatyczna) lub napięcia (prądu) w tłumiku ze zmień-
ną charakterystyką tłumienia (ciecz magnetoreologiczna).
Rozwinięciem tej metody są układy semiaktywne, w któ-
rych wartości współczynników tłumienia lub sprężystości
są zmienne w czasie i ustalane przez system kontrolny
[3]. Niewielkie wymagania co do mocy zewnętrznego
źródła energii sprzyjają popularyzacji tego typu układów.
Pozwalają one zredukować drgania siedzisk o niskiej czę-
stotliwości sił wymuszających (do 5 Hz), a jednocześnie
zachowują dobre własności wibroizolacyjne, gdy czę-
stotliwości wmuszeń są wyższe [2].

Budowa stanowiska doświadczalnego

W Katedrze Technologii Mechanicznej i Metrologii na
Wydziale Mechatroniki i Budowy Maszyn Politechniki
Świętokrzyskiej prowadzone są prace nad nowymi sys-
temami zawiesznień siedzisk z zastosowaniem semiaktyw-
nych i aktywnych układów redukcji drgań. Skonstruowano
semiaktywne zawieszenie fotela ze sterowaną pneuma-
tyczną sprężyną mieszkową [8]. Eksperymentalne sta-
nowisko do badań nad własnościami wibroizolacyjnymi
siedziska maszyny roboczej przedstawiono na rys. 1.
Podstawowym elementem tego stanowiska jest pneuma-
tyczno-hydrauliczny wibroizolator podstawy siedziska ma-
szyny roboczej (1).



Rys. 1. Stanowisko eksperymentalne

* Dr inż. Piotr Woś (wos@tu.kielce.pl), prof. dr hab. inż. Ryszard Dindorf (dindorf@tu.kielce.pl) – Katedra Technologii Mechanicznej i Metrologii, Wydział Mechatroniki i Budowy Maszyn Politechniki Świętokrzyskiej

Wibroizolator zbudowano z ramy w kształcie dwuwahaczowego czworoboku przegubowego, do której docelowo mocowane jest siedzisko operatora maszyny. Z wahaczami czworoboku połączone są przegubowo mieszkowy akuator pneumatyczny i tłumik hydrauliczny. Zastosowany w układzie siłownik mieszkowy to napęd pneumatyczny pozwalający na pracę układu przy odchyleniu od osi o kąt $10 \div 20^\circ$. Do celów badawczych dolną część wibroizolatora przymocowano do stołu wibracyjnego (2); górna część umożliwia zamontowanie obciążenia masowego (3). Stół wibracyjny jest napędzany tłoczkowym siłownikiem pneumatycznym, którym steruje się przez pneumatyczny zawór proporcjonalny [6]. Taka konstrukcja umożliwia uzyskanie przemieszczeń pionowych w zakresie $0 \div 220$ mm z częstotliwością do 8 Hz. Do bezkontaktowego pomiaru przemieszczenia względnego siedziska zastosowano triangulacyjny przetwornik laserowy firmy Baumer Electric z serii OADM (5) [9]. Siłownikiem mieszkowym (4) steruje ciśnieniowy zawór proporcjonalny firmy SMC typu VEP3121-2.

Modelowanie własności wibroizolacyjnych stanowiska doświadczalnego

Równanie ruchu wibroizolowanego siedziska maszyny roboczej można przedstawić w postaci uogólnionej:

$$m\ddot{p} + c\dot{p} + kp - h_1\ddot{p}_g - h_2\dot{f} - h_3u = 0 \quad (1)$$

gdzie: m , c i k to odpowiednio zredukowane: masy, współczynniki tłumienia i sztywności układu. Wielkości $\ddot{p}_g = [\ddot{x}_g \ \ddot{y}_g \ \ddot{z}_g]^T$, $f = [f_1 \dots f_m]^T$ i $u = [u_1 \dots u_n]^T$ to wektory sił działających na układ: wektor sił bezwładności, sił zewnętrznych i sterowań.

Zapisując równanie ruchu z użyciem uogólnionych współrzędnych modalnych, otrzymuje się:

$$p = \Phi \cdot q \quad (2)$$

gdzie: Φ jest macierzą modalną, natomiast $q = [x \ y \ z \ \theta_x \ \theta_y \ \theta_z]^T$ jest wektorem współrzędnych uogólnionych.

Równanie (1) można przedstawić w postaci:

$$M\ddot{q} + C\dot{q} + Kp = H_1\ddot{p}_g + H_2\dot{f} + H_3u \quad (3)$$

gdzie:

$$M = \Phi^T m \Phi, \quad C = \Phi^T c \Phi, \quad K = \Phi^T k \Phi, \quad H_{k=1,3} = \Phi^T m_{k=1,3}$$

Ruch pionowy siedziska można analizować z zastosowaniem modelu uproszczonego o jednym stopniu swobody. Równanie ruchu siedziska dla jednowymiarowego ($i = 1$) układu przybiera postać:

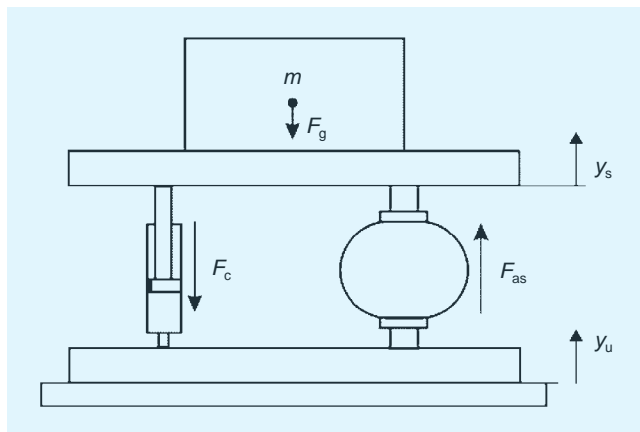
$$m_i\ddot{q}_i + c_i\dot{q}_i + k_iq_i = m_i\ddot{q}_{gi} + f_i + u_i \quad (4)$$

W uproszczonym modelu zawieszenia siedziska (rys. 2) uwzględniono siłę sprężystości układu pochodzącą od sprężyny pneumatycznej F_{as} , siłę tłumienia F_c amortyzatora hydraulicznego oraz siłę grawitacji obciążenia masowego F_g .

Ruch układu zawieszenia siedziska ma postać:

$$m\ddot{x} = F_{as} + F_c + F_g \quad (5)$$

Wykorzystany w układzie siłownik mieszkowy po napełnieniu sprężonym powietrzem można traktować jak sprężynę pneumatyczną. Siłowniki tego typu stosuje się tam, gdzie istotne jest uzyskanie dużej siły docisku przy



Rys. 2. Schemat uproszczonego modelu zawieszenia siedziska

stosunkowo małym skoku oraz gdzie powrót do położenia wyjściowego następuje pod wpływem sił zewnętrznych. Zastosowanie siłownika mieszkowego jako napędu wymaga spełnienia pewnych warunków – siłownik musi pracować pod obciążeniem i konieczne są ograniczniki skoku.

Jeżeli zasilony siłownik mieszkowy obciąży się masą, to otrzymuje się układ drgający (rys. 2). Siłę F_{as} pochodzącą od sprężyny pneumatycznej, działającą w kierunku pionowym na izolowany od drgań obiekt, zdefiniowano jako iloczyn jej powierzchni efektywnej A_{ef} i ciśnienia względnego ($p - p_0$):

$$F_{as} = A_{ef} \cdot (p - p_0) \quad (6)$$

Przy wzroście ciśnienia p , a tym samym wzroście objętości V , wysokość h mieszka zwiększa się, a jednocześnie zmniejsza się jego powierzchnia efektywna A_{ef} .

Sztywność k mieszka pneumatycznego wyraża się stosunkiem obciążenia F_g do ugięcia h mieszka: $k = dF_g/dh$, a zależność od jego ugięcia h i ciśnienia p określono następująco [1]:

$$k(h, p) = p \frac{dA_{ef}}{dh} + \frac{A_{ef}^2}{C_g(p)} \quad (7)$$

gdzie: C_g – pojemność gazowa mieszka, $C_g = V/K_g$, K_g – moduł sprężystości powietrza, $K_g = \kappa p$, $\kappa = 1,4$ – układnik adiabaty.

Jeśli zmiana objętości poduszki powietrznej wynosi:

$$V = V_0 - \Delta V = V_0 - A_{ef} \cdot h \quad (8)$$

oraz $V_0 = A_{ef} h_0$, wówczas sztywność mieszka określono jako:

$$k(h) = \frac{\kappa \cdot p_0 \cdot A_{ef}^2}{V_0} \left(\frac{V_0}{V_0 - A_{ef} \cdot h} \right)^{\kappa+1} = \frac{\kappa \cdot p_0 \cdot A_{ef}}{h_0} \left(\frac{V_0}{h_0 - h} \right)^{\kappa+1} \quad (9)$$

gdzie: V_0 , p_0 – pojemność i ciśnienie w stanie początkowym.

W konsekwencji siłę mieszka działającą na układ zawieszenia określono następująco:

$$F_{as}(h) = k(h)(h_0 - h) = \kappa \cdot p_0 \cdot A_{ef} \frac{h_0 - h}{h_0} \left(\frac{h_0}{h_0 - h} \right)^{\kappa+1} \quad (10)$$

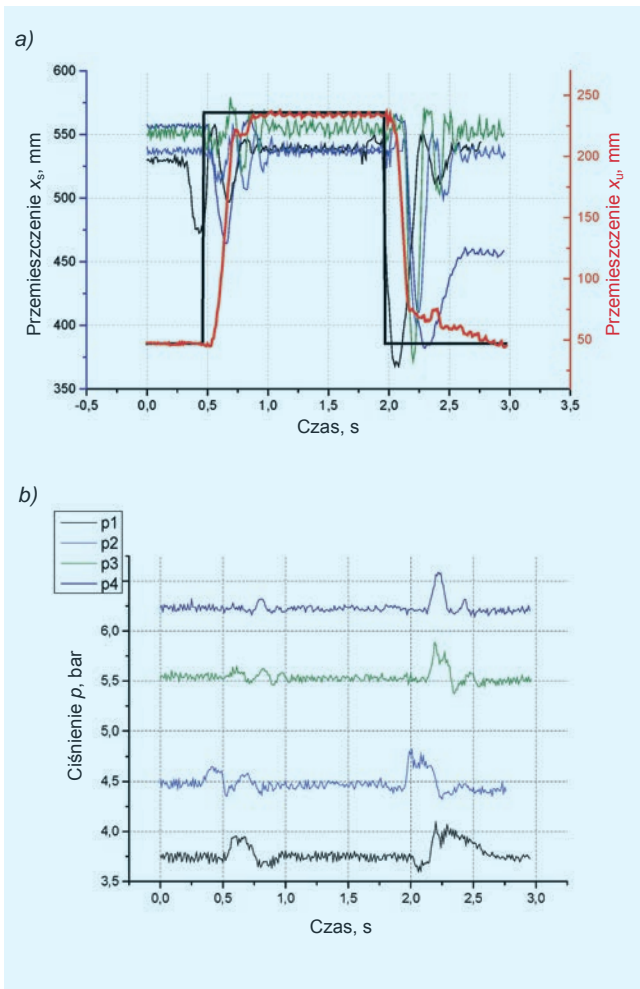
Częstotliwość f_0 drgań własnych mieszka wynosi:

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{\kappa \cdot p_0 \cdot g}{h_0 \cdot p}} \quad (11)$$

Współczynnik przenoszenia amplitudy drgań przez siłownik mieszkowy określono jako:

$$T_a(f) = \frac{1}{\left(\frac{f}{f_0}\right)^2 - 1} \quad (12)$$

Właściwy stopień wibroizolacji siłownika mieszkowego (sprężyny pneumatycznej) występuje dla częstotliwości $f = 1,4 f_0$ [1]. Na rys. 3 przedstawiono przebiegi czasowe wibroizolowanej masy siedziska dla wymuszenia o charakterze prostokątnym. Badania przeprowadzono przy zadanych wartościach ciśnienia p .

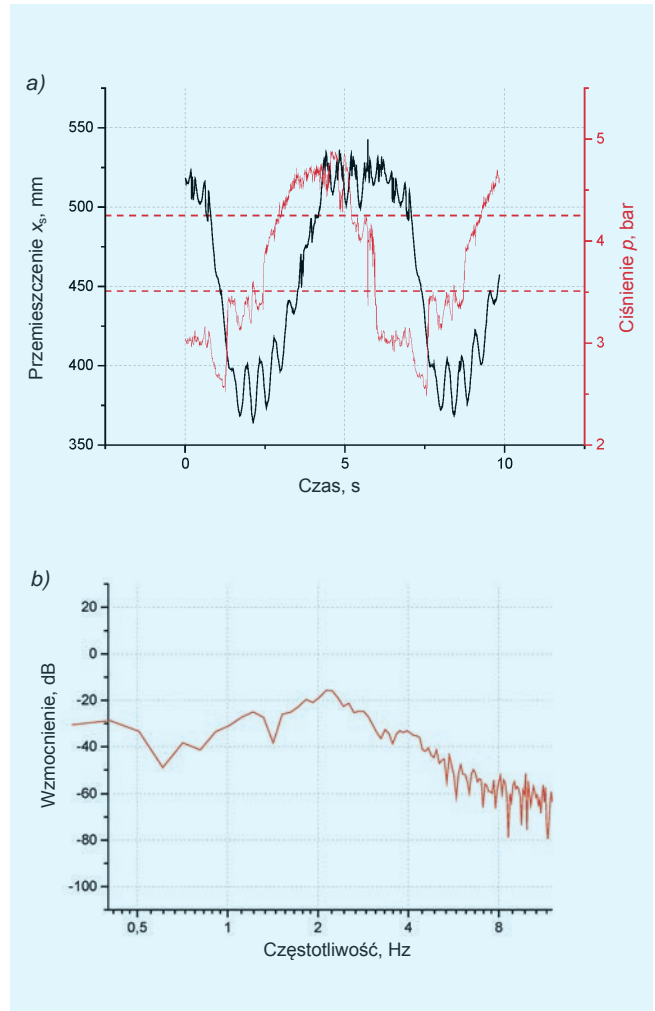


Rys. 3. Przebiegi czasowe: a) przemieszczeń masy wibroizolowanej x_s i wymuszenia x_u , b) wartości ciśnienia p w mieszku

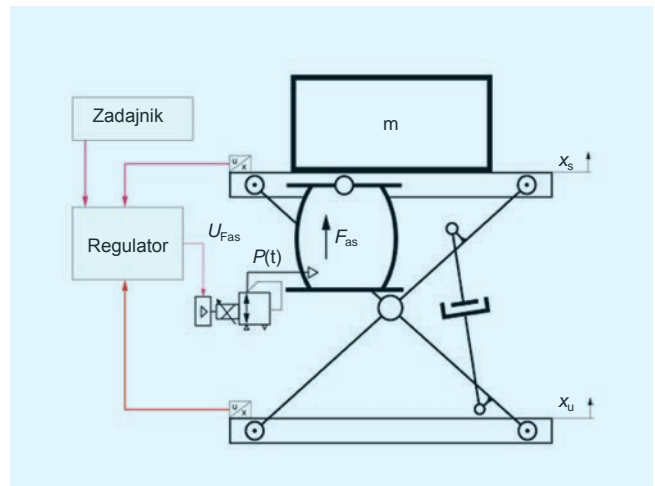
Na rys. 4a przedstawiono przebiegi czasowe masy wibroizolowanej (72 kg) o częstotliwości wymuszeń 2 Hz i zmianie ciśnienia w mieszku. Najlepsze własności wibroizolacyjne układ osiągnął dla ciśnienia p w zakresie 4,44÷4,90 bar.

Struktura układu sterowania

Nadrzędnym celem sterowania siedziskiem jest ograniczenie przyspieszeń, jakim poddawany jest kierowca. Sterowanie układem zawieszenia odbywa się na podstawie



Rys. 4. Przebiegi czasowe przemieszczenia masy wibroizolowanej przy zmianie ciśnienia p (a) i charakterystyka częstotliwościowa przenoszenia drgań układu (b)



Rys. 5. Schemat blokowy semiaktywnego układu sterowania zawieszeniem siedziska

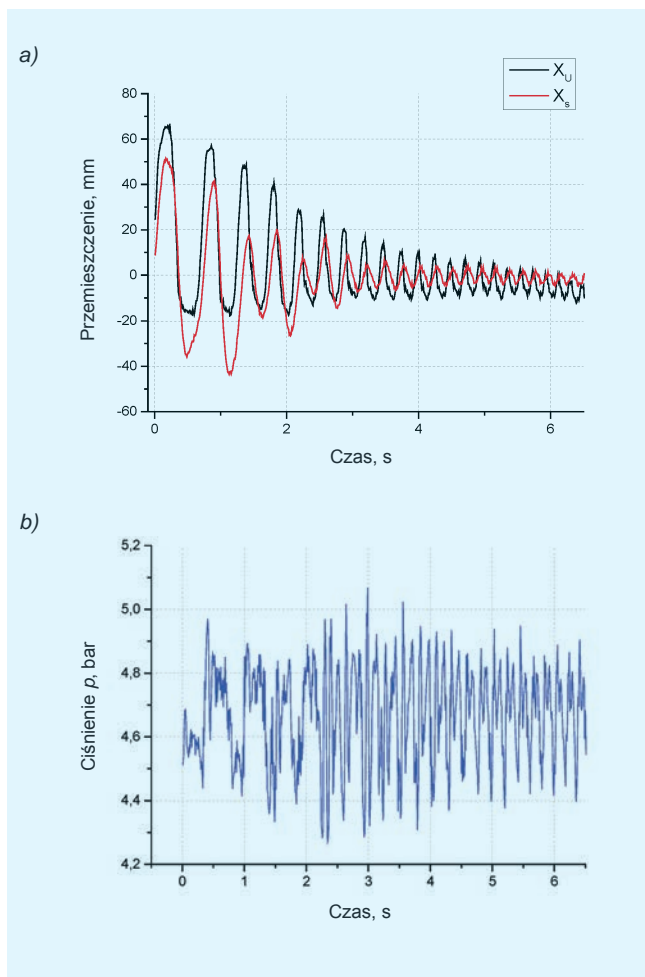
pomiarów: przemieszczenia układu siedziska roboczego z masą obciążającą oraz względnego przemieszczenia siedziska operatora (x_s) i podłogi (x_u) (rys. 5).

Rolą układu regulacji zawieszenia jest dostrojenie wstępnie ustalonego ciśnienia w siłowniku mieszkowym, tak aby zminimalizować przyspieszenie siedziska. Wartość początkowa ciśnienia w mieszku jest uzależniona od ciężaru masy wibroizolowanej m . Siła F_{as} generowana

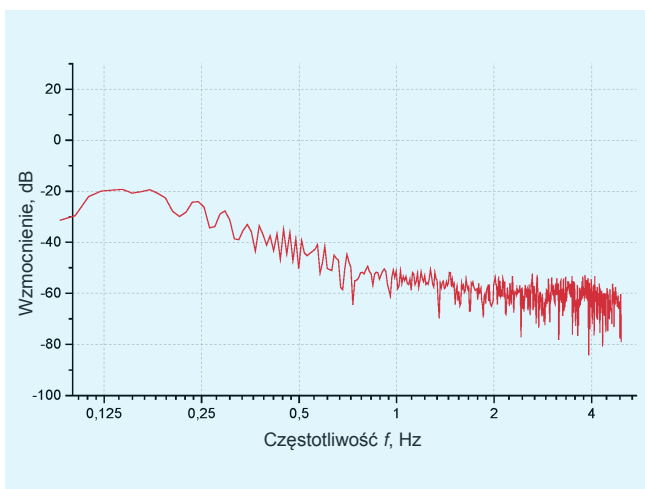
w układzie semiaktywnym zależy nie tylko od zadanego sygnału sterującego, ale również od aktualnego względnego ugięcia siedziska ($x_u - x_s$). Regułę ograniczenia przyspieszenia można przedstawić jako:

$$\min |c\dot{\Delta} + k\Delta| \quad (13)$$

gdzie: $\Delta = x_u - x_s$ – aktualne przemieszczenie względne układu zawieszenia, c – współczynnik tłumienia, k – stała sprężystości układu.



Rys. 6. Przebiegi czasowe przemieszczenia: a) masy wibroizolowanej, b) regulowanej wartości ciśnienia $p(t)$



Rys. 7. Charakterystyka przenoszenia drgań układu semiaktywnego

Wartość napięcia sterującego zaworem obliczana jest według funkcji wagowej:

$$u_{Fas} = u_{zad} + w \cdot (k_1 \cdot u_2(\dot{x}_u - \dot{x}_s) + k_2 \cdot u_2(x_u - x_s)) \quad (14)$$

gdzie: $w = \frac{x_u - x_s}{(x_u - x_s)_n}$, $(x_u - x_s)_n$ – nominalna wartość przemieszczenia względnego układu zawieszenia, k_1 , k_2 – współczynniki wzmocnienia regulatora.

Na rys. 6a przedstawiono przebiegi czasowe przemieszczeń masy wibroizolowanej x_s i podłoża x_u dla wymuszeń sygnałem sinusoidalnym o amplitudzie 80 mm i częstotliwości modulowanej w zakresie 0,1÷6,0 Hz. W wyniku działania regulatora układu semiaktywnego z regulowaną sztywnością sprężyny pneumatycznej nastąpiło zmniejszenie amplitudy odpowiedzi masy wibroizolowanej. Dla masy 72 kg, ciśnienia w mieszkku równego 4,6 bar i częstotliwości drgań własnych 2,2 Hz przenoszenie drgań zmniejszyło się o ok. 22 dB. Przy wyższych częstotliwościach (od 4 Hz) zmiana własności tłumiących układu ze sprężyną pneumatyczną jest prawie niezauważalna.

Wnioski

Zaproponowane rozwiązanie wibroizolacji siedziska bazuje na dotychczasowym rozwiązaniu konstrukcyjnym pasywnego układu zawieszenia, stosowanego powszechnie w maszynach roboczych. Takie układy mało skutecznie redukują drgania w zakresie niskich częstotliwości wymuszeń, ponieważ następuje wzmocnienie drgań w zakresie częstotliwości drgań własnych (1÷2 Hz). Dzięki opracowanemu układowi regulacji, sterującemu sztywnością sprężyny pneumatycznej, poprawiono własności wibroizolacyjne siedziska dla zadanego zakresu częstotliwości wymuszeń (do 4 Hz). W tym zakresie częstotliwości zaproponowany układ skutecznie zmniejsza wartości przemieszczeń względnych siedziska, co w przyszłości może skutkować poprawą komfortu i bezpieczeństwa pracy.

LITERATURA

- Dindorf R. „Elastyczne aktuatory pneumatyczne”. *Monografie, Studia, Rozprawy*. M55. Kielce: Wydawnictwo Politechniki Świętokrzyskiej, 2013, s. 203.
- Guglielmino E. i in. „Semi-active Suspension Control: Improved Vehicle Ride and Road Friendliness”. London: Springer-Verlag, 2008.
- Maciejewski I., Krzyżyński T. “Control design of semi-active seat suspension systems”. *Journal of Theoretical and Applied Mechanics*. 49, 4 (2011): s. 1151–1168.
- Mizuno T., Murashita M., Takasaki M., Ishino Y. “Pneumatic active vibration isolation systems using negative stiffness”. *Trans. SICE*. 41, 8 (2005): s. 676–684.
- Nader M. „Modelowanie i symulacja oddziaływania drgań pojazdów na organizm człowieka”. Warszawa: Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, 2001.
- Takosoglu J.E., Dindorf R., Laski P. “Rapid prototyping of fuzzy controller pneumatic servo-system”. *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*. 40, 3–4 (2009): s. 349–361.
- Tora G. “Synthesis of the active cab suspension mechanism”. *Advanced Materials in Machine Design*. Trans Tech Publications Ltd. 542 (2013): s. 219–231.
- Woś P., Dindorf R. “Aktywny układ zawieszenia siedziska maszyny roboczej”. *Logistyka*. 6 (2014): s. 11355–11360.
- Woś P., Dindorf R., Mazur S. „Układ sterowania serwonapędem elektropneumatycznym przy zastosowaniu laserowej metody pomiaru przemieszczenia”. *Pomiary Automatyka Kontrola*. 6 (2013): s. 574–577.