

ŘÍZENÍ ABSORBERU KMITŮ POMOCÍ MATLABU

Jiří Vondřich¹; Evžen Thöndel²

Katedra mechaniky a materiálů, Fakulta elektrotechnická ČVUT Praha

Abstrakt

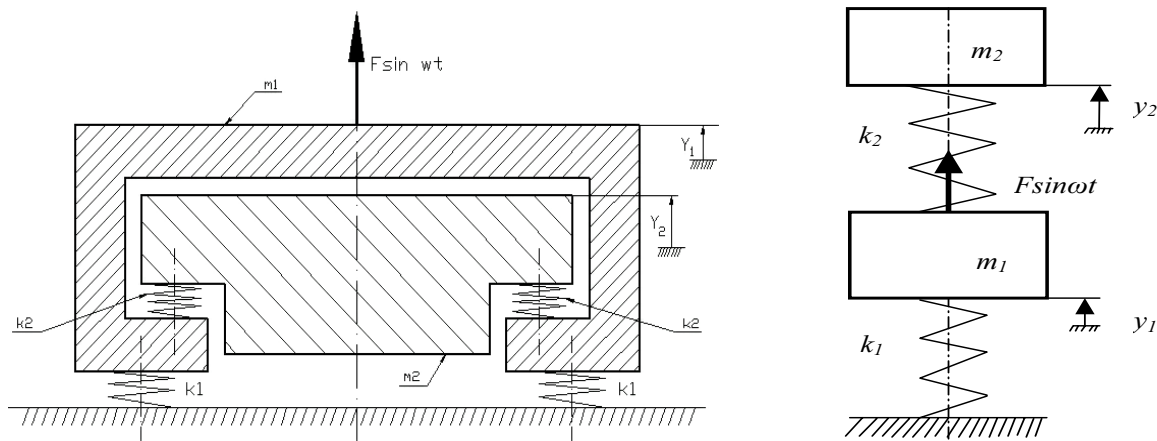
Periodické síly působící na strojní zařízení - například z důvodů proměnného zatížení, nevyvážených rotorů, mechanismů apod. - způsobují nežádoucí vibrace, které mají za následek zvětšení vůlí ve vazebních prvcích, zvýšení namáhání a hlučnosti jednotlivých částí stroje a často i nutnost zvýšení výkonu hnacího motoru. K potlačení nežádoucích vibrací je vhodné použití přídavné hmoty m_2 , tzv. dynamického absorberu kmitání (Obr. 1) V článku je uvedené numerické řešení matematického modelu strojního zařízení s absorberem pomocí Matlabu - Simulinku.

1 Model strojního zařízení s absorberem a jeho numerické řešení

U strojního zařízení o hmotnosti m_1 , uloženého na pružném podkladě o tuhosti k_1 , byl přidán absorber kmitů, představující hmotu m_2 uloženou na čtyřech pneumatických pružinách o celkové tuhosti k_2 a součinitelem tlumení b_2 (Obr. 1). Z důvodu, že není často možné velikost přídavné hmoty m_2 neúměrně zvětšovat, hledá se takové uložení stroje (tj. velikost hmotnosti m_2 a tuhosti k_2) vyhovující z hlediska dlouhodobé životnosti a zajišťující, že vlastní kmitů a amplituda jednotlivých částí strojního zařízení jsou pod určitou požadovanou mezí.

Model stroje (Obr. 1) představuje soustavu s 2 stupni volnosti y_1 a y_2 , kterou je možné popsat pohybovými rovnicemi

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{y}_1 &= -k_1 y_1 + k_2 (y_2 - y_1) - b_1 \dot{y}_1 + b_2 (\dot{y}_2 - \dot{y}_1) + F \sin \omega t, \\ m_2 \ddot{y}_2 &= -k_2 (y_2 - y_1) - b_2 (\dot{y}_2 - \dot{y}_1). \end{aligned} \quad (1)$$



Obr. 1 Schéma a model strojního zařízení o hmotnosti m_1 uloženého na pružné podložce o tuhosti k_1 s přídanou hmotou absorberu m_2 uloženého na pneumatických pružinách o tuhosti k_2

Pro amplitudovou frekvenční charakteristiku kmitající hmoty absorberu m_2 uložené na pneumatické pružině o tuhosti k_2 buzené harmonickou silou $F \sin \omega t$ platí vztah

$$\omega = \sqrt{\frac{k_2}{m_2}}, \quad (2)$$

kde ω je budící frekvence.

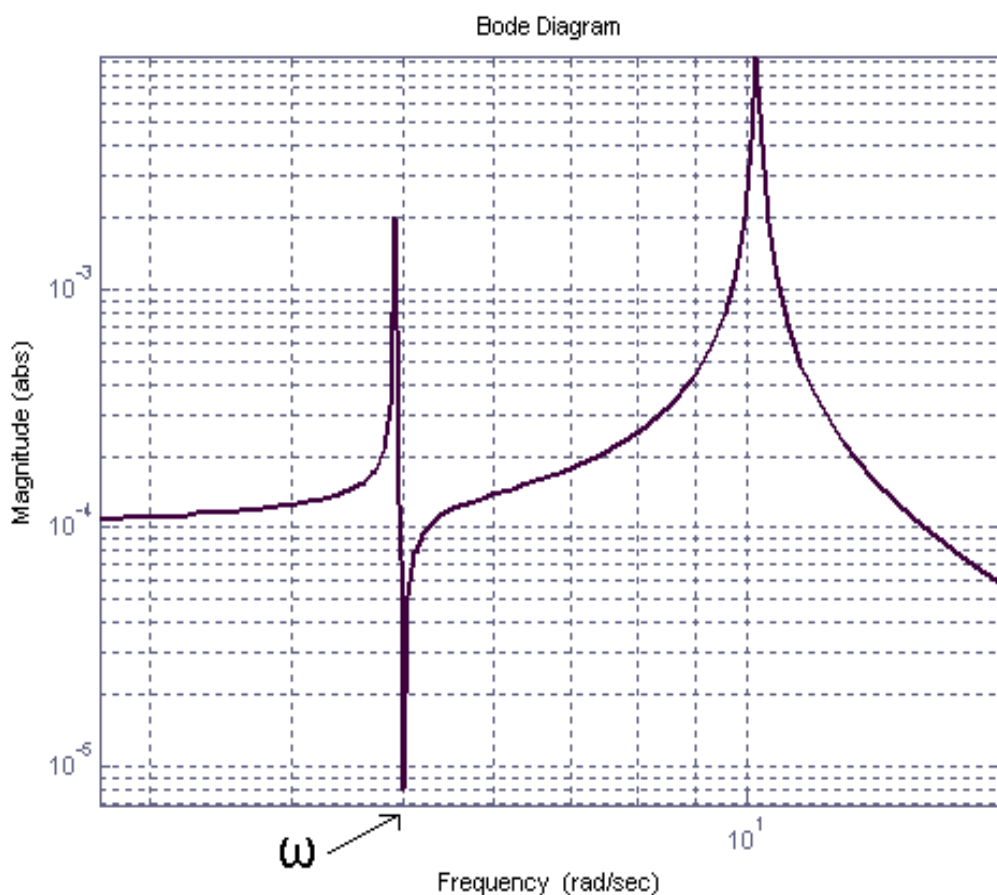
Experimentálním výzkumem uveřejněném v článku [1] byla, za předpokladu tlumících účinků pneumatických pružin ověřena platnost vztahu

$$\omega = \omega_2, \quad (3)$$

Je tedy možné ze vztahu (2) pro zvolenou velikost hmoty absorberu m_2 určit tuhost pneumatických pružiny k_2 . Řízením tlaku v pneumatických pružinách je pak možné při případné změně budící frekvence ω síly působící na hmotu m_1 okamžitě reagovat tak, aby byla splněna podmínka (2). Nejdříve ze vztahu (1) pomocí Matlabu znázorníme přenosovou frekvenční charakteristiku mezi budící silou $F\sin\omega t$ a hmotou m_2 (Obr.2). Poloha minima na této přenosové funkci pro hodnoty

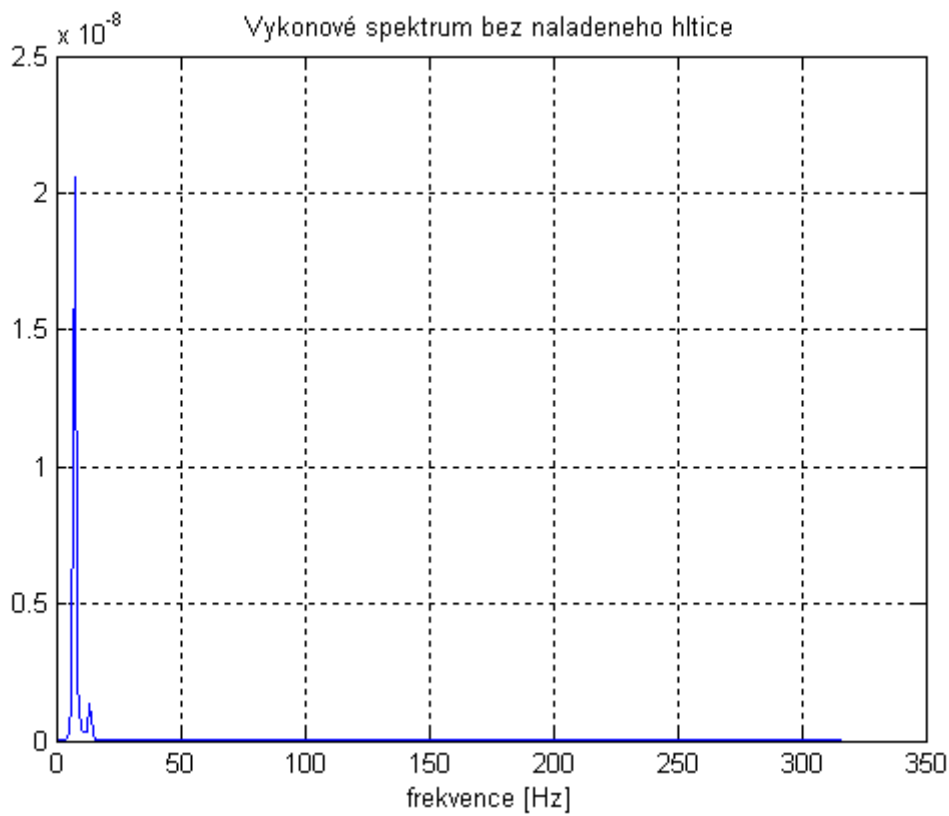
$$m_1 = 100 \text{ kg}, m_2 = 10 \text{ kg}, k_1 = 10\,000 \text{ Nm}^{-1}, b_1 = 10 \text{ Nsm}^{-1}, b_2 = 0,1 \text{ Nsm}^{-1}, F = 0,1 \text{ N}, \omega = 5 \text{ s}^{-1} \quad (4)$$

odpovídá frekvenci $\omega_2 = 5 \text{ s}^{-1}$, rovnajícím se dle vztahu (3) frekvenci budícího systému

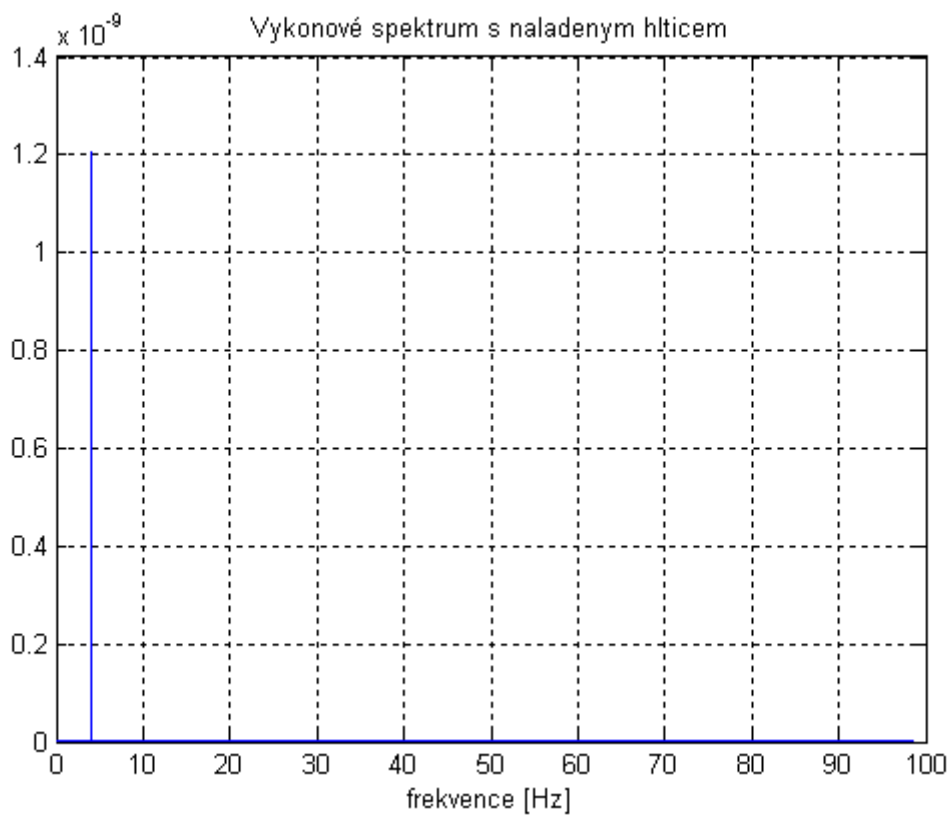


Obr. 2 Přenosová frekvenční charakteristika mezi budící silou $F\sin\omega t$ a hmotou m_2

Při platnosti vztahu (3) určíme ze vztahu (2) konstantu tuhosti $k_2 = 250 \text{ Nm}^{-1}$ pneumatických pružin. Pro dané parametry strojního zařízení (4) a vypočtenou hodnotu $k_2 = 250 \text{ Nm}^{-1}$ určíme frekvenční výkonové spektrum strojního zařízení s absorberem a bez absorberu. Na Obr. 3 je frekvenční výkonové spektrum kmitavého pohybu strojního zařízení bez naladěného absorberu a na Obr. 4 frekvenční výkonové spektrum kmitavého pohybu strojního zařízení s naladěným absorberem m_2 .



Obr. 3 Frekvenční výkonový spektrum strojního zařízení o hmotnosti m_2 , bez naladění



Obr. 3 Frekvenční výkonový spektrum strojního zařízení o hmotnosti m_2 , s naladěným absorberem

2 Závěr

Na Obr. 3 a4 je zřejmé, že strojní zařízení, s řízeným kmitavým pohybem absorberu (v praxi prováděném naladěním přetlakem vzduchu v pneumatických pružinách), vykazuje značný pokles výkonu kmitavého pohybu oproti neřízenému. Tento pokles činí oproti strojního zařízení bez použití absorberu 56 dB. Uvedený postup byl realizován v praxi [1] u vibračních podavačů a na základě měření vibrací a hluku a bylo konstatováno, že došlo u podavače ke snížení vibrací a rovněž k značnému snížení hluku. Navržený postup numerického řešení pomocí Matlabu umožňuje pro strojní zařízení buzeného harmonickou silou provést návrh absorberu, tj. velikosti hmoty m_2 a druhu pneumatických pružin.

Literatura

- [1] L. Pešík. Pneumaticky ovládaný dynamický absorber kmitů vibračního podavače. Sborník mezinárodní XXXIX. Konference kateder částí a mechanismů strojů, TU Liberec, 2005.

¹Fakulta elektrotechnická, ČVUT v Praze, Technická 2, 166 27 Praha6, e-mail: vondrich@fel.cvut.cz

²Fakulta elektrotechnická, ČVUT v Praze, Technická 2, 166 27 Praha6, e-mail: thondel@fel.cvut.cz

