

# Pružné ukládání strojů



Ústav techniky prostředí

## Vibration Isolation of Machines

Recenzent

Prof. Ing. Karel Hemzal, CSc.

Na základě teoretických rozborů a zkušeností z praxe se autor zabývá návrhem pružného uložení a vysvětlením rezonančních jevů v pružném členu jednohmotového a dvojhmotového uložení strojů. Poukazuje na problémy s použitím rotačních strojů, které byly pružně uloženy pro vysoké budící kmitočty a mají být použity pro podstatně nižší budící frekvence. Upozorňuje na nutnost spolupráce projektanta pružného uložení se stavařem statikem v případech lehkých stavebních konstrukcí podlah a stropů.

**Klíčová slova:** izolace chvění, hluk

The author is concerned with the design of flexible placing and the explanation of resonance effects in a flexible element of one-mass and two-mass placing machines on the basis of theoretical analyses and practical experiences. He highlights problems regarding rotational machines placed flexibly due to high excitation frequencies to be used for significantly lower excitation frequencies. He points out of the necessity of cooperation between the designer of the machine flexible placing and the building safety engineer in cases of light construction structures of floors and ceilings.

**Key words:** vibration isolation, noise.

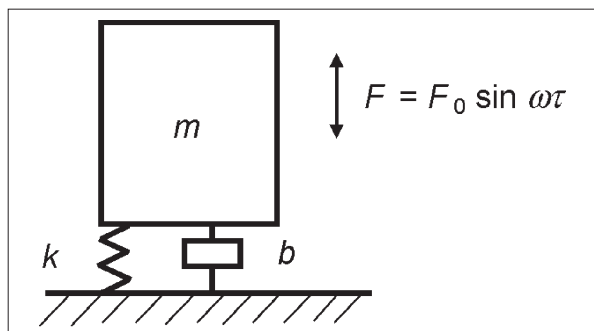
## 1. ÚVOD

Na první pohled by se technikovi zdálo, že problém pružného ukládání strojů je vyřešen. Ano již desítky let existují publikace zabývající se teorií i praxí při pružném ukládání technických zařízení. Řada inženýrů chápe tuto odbornost jako prostředek pro zamezení přenosu vibrací do okolí chvějících se strojních zařízení. Pokud je však nutno kontrolovat šíření chvění, které může na předem těžko určitelné stavební ploše vyvolat sekundární vyzářování hluku, tehdy se začne technik podívat, že k něčemu takovému mohlo dojít. Orgány hygienické služby v takovém případě neřeší příčiny vzniku hluku, ale pouze na základě naměřených hladin akustického tlaku  $A$  konstatují, že byly překročeny hlukové limity stanovené Nařízením vlády č. 148/2006 Sb. „o ochraně zdraví před nepříznivými účinky hluku“.

Tento článek si stanovuje za cíl upozornit čtenáře na úskalí, která nutno překonat, aby k citovaným problémům nedocházelo. Projektanti VZT a vytápění si jsou vědomi nutnosti pružně ukládat navrhovaná zařízení, ale někdy podlehnou ujišťování zástupců dodavatelských firem, kteří tvrdí, že jejich stroje jsou nehlukné a pružně uloženy.

## 2. ZÁKLADNÍ POJMY A POZNATKY

Každý stroj uložený na určitý základ je možno schématicky znázornit nákresem uvedeným na obr. 1. Obecně může mít stroj uložený na pružinách 6 stupňů volnosti. Může kmitat ve směru tří os a zároveň může kolem těchto tří os vykonávat rotační vratný pohyb. Pro projektanty VZT a vytápění



Obr. 1 Schéma pružně uloženého stroje na tuhém základu

bohatě stačí ovládat řešení soustavy s jedním stupněm volnosti, jak je uvedeno na schématu.

Stroj o hmotnosti  $m$  [kg] je podepřen pružinami o celkové tuhosti  $k$  [N/m] a tlumičem s konstantou odporu  $b$  [Ns/m]. Předpokládá se, že základ je absolutně tuhá plocha. Pro toto schéma je možné napsat pohybovou rovnici stroje

$$m \frac{d^2 y}{d\tau^2} + b \frac{dy}{d\tau} + ky = F \quad (1)$$

kde je

$y$  [m] výchylka stroje z rovnovážné polohy.

Pravá strana rovnice představuje budící sílu  $F$  [N], kterou u strojů s rotačním pohybem určitých částí (oběžné kolo ventilátoru, oběžné kolo čerpadla apod.) možno vyjádřit vztahem

$$F = F_0 \sin \omega \tau \quad (2)$$

kde je

$F_0$  [N] amplituda budící síly,

$\omega$  [1/s] úhlový kmitočtet budící síly,

$\tau$  [s] čas.

V podstatě se jedná o odstředivou sílu vyvolanou zbytkovým nevyvážením a promítnutou do svislé osy  $y$ .

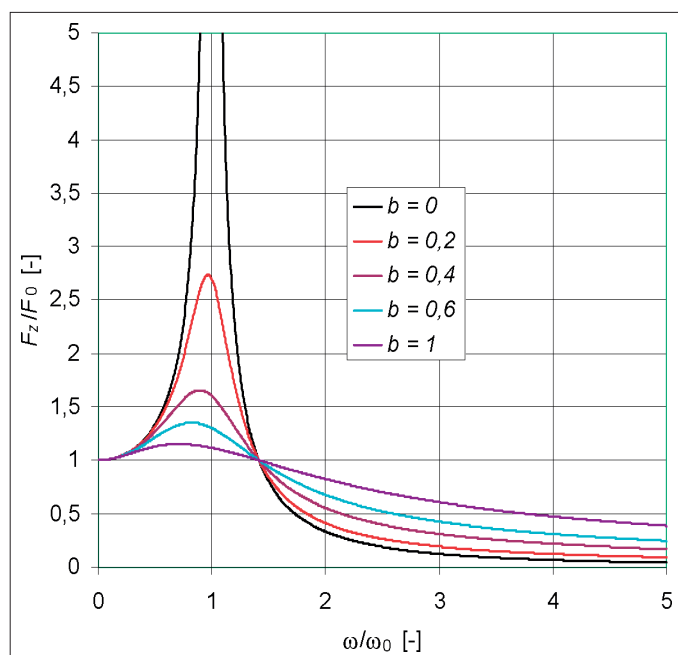
První člen v rovnici (1) představuje setrvačnou sílu. Druhý člen odpovídá síle odporu tlumiče při jeho stlačení. Třetí člen představuje výslednou sílu v pružinách. Hovoří se o výsledné síle, protože stroj musí být podepřen minimálně ve třech bodech, aby se stal případ uložení staticky určitým. Výsledná tuhost paralelně řazených pružin je dána součtem dílčích tuhostí. V naprosté většině případů pružných uložení strojů se používají stejné pružiny zatížené staticky stejnou silou, takže výsledná tuhost paralelně řazených pružin je dána výrazem

$$k = \sum_i^z k_i = z \cdot k_1 \quad (3)$$

kde je

$z$  [-] počet pružin,

$k_1$  [kg/m] tuhost jedné pružiny.



Obr. 2 Účinnost silového přenosu

Rovnice (1) má dvě zajímavá řešení. Prvním případem je řešení, u kterého je budící síla nulová, tzn. že stroj je vypnut. Pokud by stroj byl jednorázově vychýlen z rovnovážné polohy, tak bude (když zanedbáme sílu v tlumiči) kmitat s vlastním úhlovým kmitočtem  $\omega_0$  [1/s], který je dán vztahem

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (4)$$

Když sílu v tlumiči nebude možné zanedbat, tak vlastní úhlový kmitočet soustavy  $\omega_1$  [1/s] bude nižší, jak vyjadřuje následující vztah

$$\omega_1 = \sqrt{\omega_0^2 - \left(\frac{b}{2m}\right)^2} \quad (5)$$

Průběh vlastních kmitů tlumené kmitající soustavy lze vyjádřit výchylkou  $y$  [m]

$$y = y_0 \sin \omega_1 \tau \quad (6)$$

Pokud bude pružné uložení bez tlumení ( $b = 0$ ), pak  $\omega_1 = \omega_0$ .

Druhé řešení rovnice (1) se dostane s uvažováním budící síly. Výsledkem bude kmitání opět podle sinusového průběhu, ale s kmitočtem budící síly  $\omega$ , neboť se jedná o vynucené kmitání

$$y = y_0 \sin \omega \tau \quad (7)$$

Amplituda výchylky kmitání je dána vztahem

$$y_0 = \frac{F_0}{k} \frac{1}{1 - (\omega / \omega_0)^2} \quad (8)$$

Poměr úhlových kmitočtů ( $\omega/\omega_0$ ) se nazývá činitel naladění. V některých publikacích se poměr ( $\omega/\omega_0$ ) nahrazuje poměrem frekvencí ( $f/f_r$ ), pro který platí

$$\omega / \omega_0 = f / f_r$$

Kmitočet  $f_r$  [Hz] se nazývá kmitočtem rezonančním, pro který platí

$$f_r = \frac{\omega_0}{2\pi}$$

Nyní je třeba se vrátit k úvodu. Stroje se pružně ukládají, aby dynamické síly kmitání strojů byly přenášeny do základu jen v omezené míře, resp. do přiléhajících stavebních konstrukcí. Kterými elementy je přenos umožněn? Jsou to pružiny a tlumiče. Pokud bude možno zanedbat sílu přenášenou tlumičem (když  $b = 0$ ), tak dynamická síla přenášená do základu  $F_z$  [N] je dána pouze dynamickou silou v pružinách, tj.

$$F_z = k \cdot y = F_0 \frac{1}{1 - (\omega / \omega_0)^2} \quad (9)$$

Aby bylo možné poznatky zobecnit, byla zavedena veličina nazývaná účinnost silového přenosu  $\varepsilon$  [-], která obecně udává poměr mezi dynamickou silou přenášenou do základu a silou budící

$$\varepsilon = \frac{F_z}{F_0} = \left| \frac{1}{1 - (\omega / \omega_0)^2} \right| \quad (10)$$

Průběh této veličiny je graficky vyjádřen diagramem na obr. 2. Z diagramu vyplývá, že netlumená soustava může při poměru  $(\omega/\omega_0) = 1$  dosahovat teoreticky nekonečných hodnot. Ve skutečnosti je každá reálná soustava více či méně tlumena. Za tohoto předpokladu bude účinnost silového přenosu pro případ kdy  $(\omega/\omega_0) = 1$  nižší jak je také v diagramu na obr. 2 uvedeno. Z diagramu vyplývá, že do hodnoty poměru  $(\omega/\omega_0) = 1,4$  bude vždy síla přenášená do základu vyšší než síla budící. Tzn., že dochází v oblasti poměru kmitočtů  $(\omega/\omega_0) = 0$  až 1,4 k zesílení přenosu. Teprve pro poměr  $(\omega/\omega_0) > 1,4$  dochází k útlumu kmitání.

Při uvažování tlumení má rovnice (1) řešení, které lze vyjádřit rovnicí určující okamžitou výchylku kmitání stroje

$$y = \frac{F_0}{\sqrt{(k - m\omega^2)^2 + (b\omega)^2}} \sin \omega \tau \quad (11)$$

Síla přenášená do základu je dána vektorovým součtem síly, kterou přenáší pružina a tlumič. Amplituda síly přenášená do základu má hodnotu

$$F_{z0} = \frac{F_0 \sqrt{k^2 + (b\omega)^2}}{\sqrt{(k - m\omega^2)^2 + (b\omega)^2}} \quad (12)$$

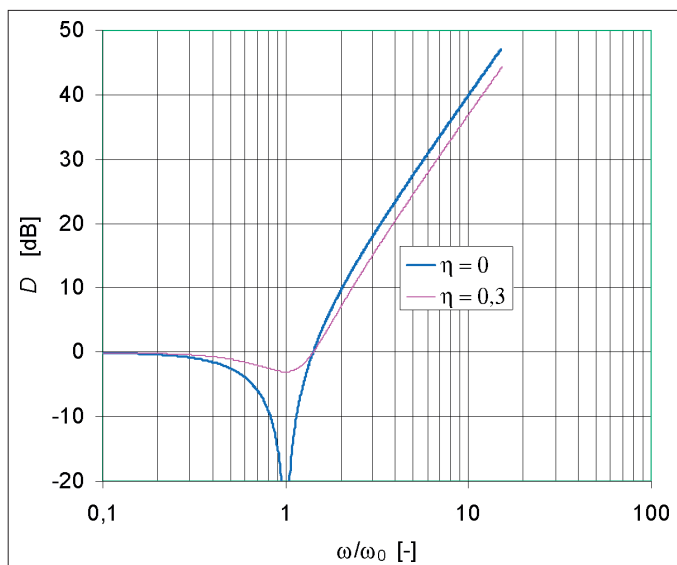
Zde je nutno upozornit na omyl vyplývající z názvu „tlumič“. Tlumič paralelně řazený vedle pružin je nežádoucím elementem při ukládání strojů. „Tlumič“ má význam pouze při rozběhu velkých strojů, u kterých je dosažení jmenovitých otáček záležitostí delší doby rozběhu. Tlumič umožňuje bez problémů, tj. bez velkých silových účinků přenášených do základu rozjezd stroje přes kritické otáčky.

U zařízení techniky prostředí se s tímto případem prakticky nesetkáme a proto je nutno vybírat z velké řady typů izolátorů chvění ty, u kterých limituje konstanta útlumu  $b$  k nule. To splňují především izolátory chvění založené na ocelových pružinách.

Pro běžné pružné uložení by měl projektant volit činitel naladění  $(\omega/\omega_0) > 3$  až 5. Pro náročné případy, např. strojovny VZT v nemocnicích, kulturních zařízeních apod. se doporučuje volit  $(\omega/\omega_0) > 10$ .

V technické akustice je zvykem udávat útlumy  $D$  v [dB]. Pro přenos dynamické síly do základu je možno vyjádřit útlum  $D$  v [dB] vztahem

$$D = 10 \log \left| \frac{F_0}{F_z} \right|^2 = 10 \log \frac{\eta^2 + [1 - (\omega / \omega_0)^2]^2}{1 + \eta^2} \quad (13)$$



Obr. 3 Útlum chvění jako funkce činitele naladění

Závislost takto definovaného útlumu chvění na činiteli naladění je graficky znázorněna v diagramu na obr. 3.

Parametr  $\eta$  [-], tzv. činitel vnitřního útlumu chvění v materiálu, vyjadřuje přeměnu mechanické energie kmitání na energii tepelnou. Ideální materiál by měl  $\eta = 0$ . Pružinová ocel dosahuje hodnot  $\eta = 10^{-4}$ . Pryž naopak vykazuje podstatně vyšší vnitřní útlum  $\eta = 0,02$  až  $1$ . Použití pryže jako pružiny při pružném ukládání strojů může být z tohoto hlediska problematické. Aby bylo možné vytvořit vztah (13), bylo nutno uplatnit mezi parametrem útlumu  $b$  a činitelem vnitřního tlumení  $\eta$  vztah

$$\eta = \frac{\omega b}{k} \quad (14)$$

Vztah (13) vyjadřující útlum chvění má omezenou platnost. Pokud se do délky pružiny vejde jedna polovina délky vlny, resp. celistvý násobek těchto vln, dojde k poklesu útlumu chvění a to na kmitočtech  $f_n$  [Hz]

$$f_n = \frac{c_L n}{2h} \quad (15)$$

kde je

$h$  [m] délka pružiny,

$c_L$  [m/s] rychlost podélných vln v materiálu pružiny (vlastnost materiálu),

$n$  [-] celá čísla (1, 2, 3, 4...).

Jedná se v tomto případě již o vlnový charakter šíření akustického signálu. Při těchto kmitočtech poklesne útlum teoreticky až na nulovou hodnotu. Aby bylo tomuto nepříznivému efektu zabráněno, není nutno používat materiály pružin s větším činitelem vnitřního tlumení, protože by to bylo kontraproduktivní v nižších kmitočtových oblastech.

Vhodným řešením je kombinace izolátoru s ocelovou pružinou s pryžovým členem zařazeným do série.

Praktickým řešením je izolátor s ocelovou pružinou, pod který se vloží pryžová vložka, např. vrstva rýhované pryže podle ČSN 63 5817. Při sériovém řazení izolátorů o tuhostech  $k_1$  a  $k_2$  se jejich výsledná tuhost určí ve vztahu

$$k = \frac{1}{1/k_1 + 1/k_2} \quad (16)$$

Jelikož tuhost tenké vrstvy pryže je velká, výsledná tuhost této sestavy se oproti tuhosti ocelové pružiny významně nezmění. Výraznému poklesu útlumu chvění na kmitočtech  $f_n$  však bude zamezeno.

Prezentovaná řešení diferenciální rovnice se mohou někomu zdát složitá a pro praxi těžko použitelná. Při prvním pohledu na řadu rovnic, které je třeba řešit při návrhu pružného uložení, to projektanta odradí od podrobnějšího řešení. Je to trochu způsobeno tím, že vlastní kmitočet kmitající soustavy  $\omega_0$  je dán dvěma parametry, tuhostí pružin a hmotností stroje, jak je možno kontrolovat ve vztahu (4).

Když se stroj o hmotnosti  $m$  [kg] uloží na pružiny o tuhosti  $k$  [N/m], tak se pružiny stlačí na hodnotu  $y_{stat}$  [m], jak lze vyjádřit rovnicí, která na levé straně má vyjádřenou hodnotu gravitační síly a na pravé straně odpovídající reakci v pružině

$$m g = k y_{stat} \quad (17)$$

kde  $g$  [m/s<sup>2</sup>] je hodnota gravitační konstanty.

Z této rovnice je možno dosadit do vztahu (4), čímž se získá výraz určující vlastní úhlový kmitočet

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{g}{y_{stat}}} \quad (18)$$

Toto je velice důležitý poznatek pro praxi. Vztah pro vlastní kruhový kmitočet je již jedno parametrový. Aby bylo pružné uložení kvalitní, musí dojít při usazení stroje na pružiny k dostatečnému statickému stlačení. V podstatě nezáleží na typu pružiny, ale pouze na jejím statickém stlačení. Hodnotu statického stlačení pružin od vlastní hmotnosti stroje určuje výraz

$$y_{stat} = \frac{30^2 g (\omega / \omega_0)^2}{\pi^2 n^2} \quad (19)$$

kde je

$\omega/\omega_0$  [-] zvolený činitel naladění s ohledem na požadovaný útlum,

$n$  [1/min] otáčky stroje.

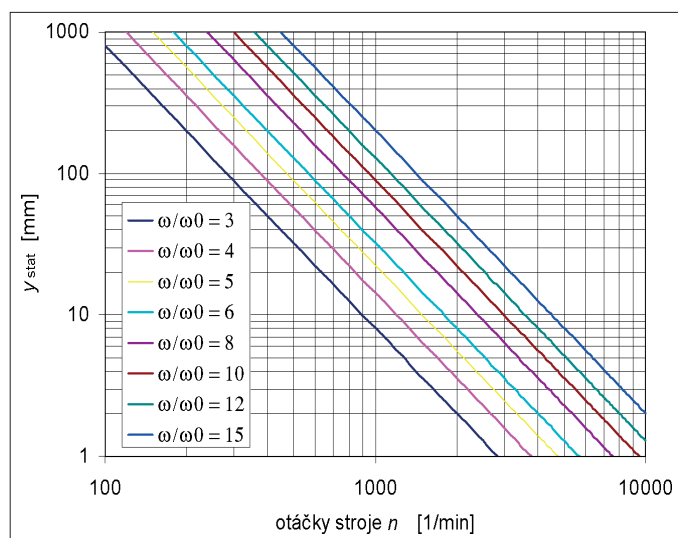
V praxi je na základě uvedeného poznatku možnost snadné kontroly kvality pružného uložení. Pokud na základ stroje přidáme další přídatnou hmotnost realizovanou např. vlastní vahou člověka, tak se musí při kvalitním uložení výrazně zvětšit stlačení pružin. Pokud nedojde ke zvětšení stlačení pružin, tak je nutno hledat chybu. Někdy se stává, že montéři zapomenou pod rámem stroje trámky nebo jiné podložky, které brání statickému stlačení pružin a pružné uložení nemůže správně pracovat.

Vztah (19) je graficky vyjádřen na diagramu obr. 4. V případě, že stroj obsahuje větší počet rotujících součástí, tak pro návrh pružného uložení se obvykle berou minimální otáčky.

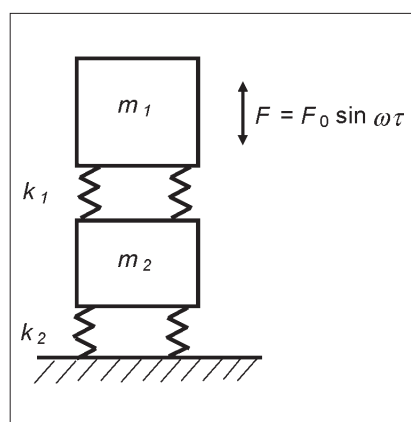
### 3. VLIV TUHOSTI ZÁKLADU

V úvodních odstavcích byl předpokládán pod strojem absolutně tuhý základ. Jestliže je stroj ukládán do stavební konstrukce, tak tento předpoklad není obvykle splněn. Jednotlivé nosné prvky stavební konstrukce vykazují určitou pružnost, což lze názorně vyjádřit schématem na obr. 5.

Každý nosník se vlivem vlastní hmotnosti prohne o určitou hodnotu  $\delta$  [m]. Při zatížení nosníku hmotností stroje dojde k většímu průhybu. Z toho lze usuzovat na tuhost  $k_2$ , která simuluje ve schématu pružnost stavební konstrukce. Hmotnost  $m_2$  ve schématu je redukovaná hmotnost nosníku, protože se celou svojí plochou nepodílí stejnou měrou na kmitání. Se stano-



Obr. 4 Nutná statická deformace izolátorů chvění pro dosažení činitele naladění



Obr. 5 Schéma uložení stroje na pružné stavební konstrukci

vením tuhosti  $k_2$  a reduko-  
vané hmotnosti  $m_2$  nastau-  
nou potíže. Je proto důle-  
žitě zapojit do řešení i sta-  
vaře statika, který by měl  
určit vlastní kmitočty da-  
ného prvku stavební kon-  
strukce, na které se bude  
stroj ukládat.

Pro získání prvního poh-  
ledu na řešení pružné  
uložení stroje ve stavební  
konstrukci je možno po-  
užít následujících infor-  
mací. Maximální průhyby  
nosníků bývá limitován

hodnotou cca 1/250 rozponu podlahy. Dovolný průhyb a pravděpodobné maximum průhybu centrálně zatížené podlahy možno zjistit z následující tab. 1.

Tab. 1 Průhyby a vlastní kmitočty podlah a stropů

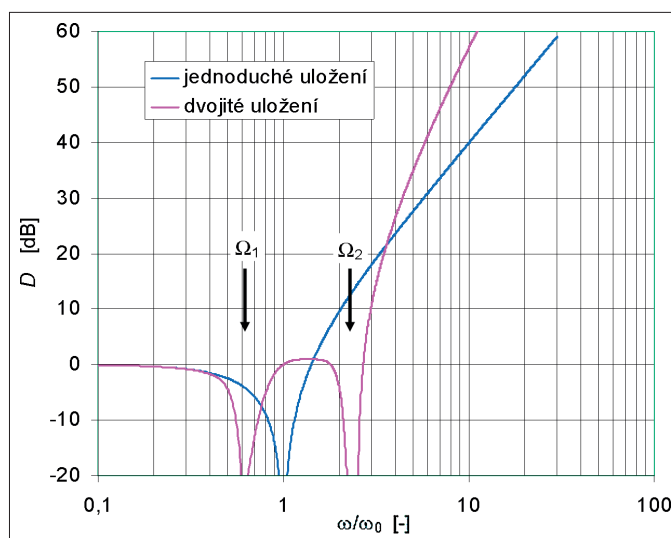
Rozpětí	Dovolný průhyb (1/250 rozpětí)	Pravděpodobné maximum průhybu	Pravděpodobný min. vlastní kmitočet
m	mm		Hz
2	12	2	12
5	20	4	8
10	40	8	7
12	50	10	6
15	60	12	5

Řešení kmitající soustavy o dvou hmotnostech, podle schématu na obr. 5, vyžaduje řešení dvou diferenciálních rovnic

$$m_1 \frac{\delta^2 y_1}{\delta \tau^2} + k_1(y_1 - y_2) = F_0 \sin \omega \tau \quad (20)$$

$$m_2 \frac{\delta^2 y_2}{\delta \tau^2} + k_2 y_2 + k_1(y_2 - y_1) = 0 \quad (21)$$

Řešením těchto rovnic jsou dva vlastní úhlové kmitočty soustavy  $\Omega_{1,2}$ , které lze stanovit řešením následujícího vztahu



Obr. 6 Porovnání průběhu útlumu jednoduchého a dvojhmotového pružného uložení

$$\Omega_{1,2} = \left[ \frac{1}{2}(\omega_{01}^2 + \omega_{02}^2) \pm \sqrt{\frac{1}{4}(\omega_{01}^2 + \omega_{02}^2) - \omega_{01}^2 \cdot \omega_{02}^2} \right]^{0.5} \quad (22)$$

kde pro dílčí úhlové frekvence platí

$$\omega_{01} = \sqrt{\frac{k_1}{m_1}} \quad (23)$$

$$\omega_{02} = \sqrt{\frac{k_2}{m_2}} \quad (24)$$

$$\omega_{12} = \sqrt{\frac{k_1 + k_2}{m_2}} \quad (25)$$

Řešením rovnice (22) se získají dva rezonanční kmitočty, na kterých pružné uložení místo aby tlumilo, tak zesiluje. Je proto nutno se s budícím kmitočtem stroje dostat mimo oblast těchto kmitočtů. Nižší kmitočet  $\Omega_1$  je menší než rezonanční kmitočet  $\omega_{01}$  platný pro jednohmotnostní případ uložení. Druhý kmitočet  $\Omega_2$  je naopak vyšší než  $\omega_{01}$ . Pro hodnocení kvality pružného uložení je tento vyšší kmitočet nebezpečný, protože posouvá oblast kvalitního pružného uložení do oblasti vyššího činitele naladění  $\omega/\omega_{01}$ , jak dokumentuje diagram na obr. 6.

Je zřejmé, že útlum u dvojhmotového uložení začíná až při vyšším poměru  $\omega/\omega_{01}$  i když s vyšší směrnici nárůstu (24 dB/okt). V technice prostředí se dvojhmotové uložení nepoužívá záměrně, ale dochází k němu při pružných základových konstrukcích. Pokud tuto skutečnost projektant zanedbá, tak se mu kvalita pružného uložení může dramaticky zhoršit. Pracovní poměr úhlových kmitočtů  $\omega/\omega_{01}$  by se měl volit vzhledem k vyšší úhlové frekvenci  $\Omega_2$ .

#### 4. POSTUP PŘI NÁVRHU PRUŽNÉHO ULOŽENÍ

Tato úloha musí vycházet ze znalosti ukládaného stroje. Tento odstavec je sepsán v podstatě jako klasický příklad návrhu pružného uložení stroje. Musí být zadána:

- a) hmotnost stroje m = 120 kg
- b) otáčky ventilátoru n = 800 1/min
- c) požadavek na útlum chvění D = 25 dB
- d) předpoklad tuhého základu

Z těchto hodnot možno určit potřebný činitel naladění použitím rovnice (13) s předpokladem, že  $\eta = 0$

$$\frac{\omega}{\omega_0} = \left( \text{abs} \left( 1 - \sqrt{10^{0,1D}} \right) \right)^{0,5} = 4,1$$

Ze zadaných otáček stroje se určí úhlový kmitočet budící síly

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = 83,8 \text{ 1/s}$$

a následně vlastní úhlový kmitočet soustavy s jedním stupněm volnosti

$$\omega_0 = \frac{83,8}{4,1} = 20,45 \text{ 1/s}$$

S použitím vzorce (4) se určí potřebná tuhost izolátorů chvění

$$k = m \omega_0^2 = 50,2 \text{ kN/m}$$

Ve výpočtu musí následovat volba počtu izolátorů. Nejedná se pouze o počet související se staticky určitou polohou stroje. Izolátory chvění musí vykazovat stejné statické stlačení. Výslednice sil v podporách prochází těžištěm stroje. Stanovit polohu těžiště je většinou pro projektanta obtížná záležitost. Je proto výhodné volit větší počet izolátorů chvění, u kterých se předepíše při montáži „jejich polohu volit po obvodě základového rámu tak, aby byl rám ve vodorovné poloze“. Tato podmínka zajistí, že jsou izolátory chvění stejně deformovány, aniž by bylo nutné znát polohu těžiště stroje. Pro prezentovaný příklad se zvolil počet izolátorů  $z = 8$ , takže tuhost jednoho izolátoru vychází  $k_1 = 6,27 \text{ kN/m}$ . Tento počet izolátorů umožňuje 4 ks umístit na rohy rámu stroje a další 4 ks nechat jako volné ve stranách rámu, aby při montáži bylo možné uplatnit shora uvedenou podmínku stejného statického stlačení.

V ČR jsou často používány izolátory ISTAKO s ocelovými pružinami. V katalogu těchto výrobků jsou izolátory děleny nejenom podle tuhosti, ale i podle únosnosti. Tzn., že je nutné kontrolovat zatížení izolátorů gravitačními silami. Ocelové pružiny jsou v tělese izolátoru předepnuty. Minimální zatížení vychází z podmínky uvolnění izolátoru z krajní polohy. Maximální zatížení odpovídá případu, kdy pružiny uvnitř izolátoru budou stlačeny na doraz. V tab. 2 je uveden příklad tabulky vlastností izolátorů ISTAKO řady P40.

Tab. 2 Vlastností izolátorů ISTAKO řady P40

Typ	Svislá tuhost	Statické zatížení		Montážní výška	Hmotnost
	kN/m	min. N	max. N		
P 41	3	20	80	90	0,59
P 42	5	80	195	90	0,60
P 43	11	195	390	90	0,60
P 44	17	390	590	90	0,68
P 45	18	155	245	72	0,59
P 46	30	245	490	84	0,70
P 47	45	490	785	84	0,67
P 48	12	80	155	84	0,58

Na jeden izolátor bude připadat gravitační síla od hmotnosti

$$m_1 = \frac{120}{8} = 15 \text{ kg}$$

Při volbě izolátoru musí platit pravidlo, že zvolený typ izolátoru chvění vykazuje nižší nebo stejnou tuhost, než která byla stanovena výpočtem.

Jeden izolátor bude zatížen statickou (svislou) silou

$$F_1 = 147,2 \text{ N}$$

Pro uvedené parametry nutno hledat v tabulkách vhodný typ izolátoru. Vyhovovat bude izolátor ISTAKO typ P 42.

Mohou nastat případy, že pro určitou kombinaci potřebné tuhosti a statického zatížení pružin se nenajde v tabulkách potřebný typ izolátoru chvění. V takovém případě lze uměle zvětšit hmotnost stroje např. přidáním zátěže ve formě betonu nalitého do rámu stroje. Tím lze obvykle doladit soustavu do požadovaných hodnot. Na závěr příkladu bude ukázána možnost použití izolátorů chvění s pryžovou pružinou z rýhované pryže. V tab. 3 jsou uvedeny příklady parametrů izolátoru ISTAKO PR s pryžovou pružinou.

Tab. 3 Vlastnosti izolátorů typ PR

Typ	Počet pryžových pružin	Tuhost statická svislá	Tuhost dynamická svislá	Maximální zatížení	Hmotnost
	ks	kN/m	kN/m	N	kg
PR 24	4	384	586	2500	1,2
PR 26	6	244	441	2500	1,25
PR 54	4	633	1115	5000	2,35
PR 56	6	485	1030	5000	2,5
PR 104	4	1425	2400	10 000	4,9
PR 106	6	947	1938	10 000	5,2
418 PR 1010	10	696	1168	10 000	5,8
PR 204	4	2681	4823	20 000	10,5
PR 206	6	1891	3813	20 000	11,1

Z tab. 3 vyplývá, že izolátory chvění s pryžovou pružinou vykazují rozdíl mezi statickou tuhostí a dynamickou tuhostí. Pro pružné ukládání je rozhodující dynamická tuhost, která je vyšší než statická. Pryž při dynamickém zatížení tzv. „tuhne“. Je zřejmé, že pro řešený příklad by nebyl nalezen vhodný izolátor typu PR.

## 5. ZÁVĚR

Pro pružné ukládání strojů platí řada zásad. Nejprve je třeba zmenšit na minimum budící síly a momenty. Proto se musí stroje dynamicky vyvažovat. Pokud se projektant zeptá dodavatele např. ventilátoru, bude obvykle ujišťován, že jejich výrobek je dynamicky vyvážen a navíc je ve skříni pružně uložen. To však nemusí být zcela pravdivá informace. Ventilátory od většiny výrobců jsou sice dynamicky vyvažovány, ale jejich pružné uložení bývá dimenzováno pro maximální otáčky, při kterých je činitel naladění  $\omega/\omega_0$  dostatečný. Jenže ventilátory v klimatizačních jednotkách se používají i při podstatně nižších otáčkách než jsou otáčky maximální a zde dochází k častým omylům.

Ventilátory provozované na nízkých otáčkách se často dostávají kvalitou dodaného pružného uložení do oblasti rezonance. V případě, že bylo uložení ventilátoru u výrobce dimenzováno pro otáčky např. 2850 1/min a činitel naladění  $\omega/\omega_0 = 3$ , tak při provozních otáčkách nižších než 1000 1/min je uložení v oblasti rezonance, tzn., že vibrace stroje jsou zesilovány.

V případech hlukově méně náročných si toho projektant a provozovatel nemusí v praktickém případě všimnout. Často se ale umísťují klimatizační jednotky na střechy objektů. Je známa řada případů, kdy bylo dodané klimatizační zařízení reklamováno pro nadměrný hluk. Přitom projektant vložil do výtlačného i sacího potrubí správně dimenzované tlumiče hluku, takže bylo možno vyloučit šíření hluku potrubím. Příčinou nadměrné hlučnosti bylo sekundární vyzařování akustické energie ze stavební konstrukce.

Jednalo se samozřejmě o špatné uložení ventilátoru, jehož chvění v zesílené formě bylo vedeno do konstrukce a na nahodilých plochách došlo k jeho generaci ve formě hluku do okolního prostředí. V řadě případů, kdy jsou stroje umístěné na lehkých konstrukcích střech může dojít při dlouhodobém působení vibrací i k destrukci nosných prvků střech.

Při návrhu pružného uložení nutno pamatovat i na pomocné instalace jako je přívod elektrické energie, uzemnění, připojovací potrubí apod. Tyto instalační prvky musí být pružně odděleny od stroje, tzn. elektrické přívody musí být realizovány ohybově měkkými kabelem, připojovací potrubí musí být přerušeno kompenzátory. Při návrhu pružného uložení se uvažují pouze budící síly, které prokazatelně na stroj působí a to jejich nejnižší harmonické složky. Jsou to nejčastěji síly o frekvenci odpovídající provozním otáčkám. Vyšší harmonické složky v důsledku vyššího činitele naladění nemají na velikost amplitudy kmitů a velikost přenášených sil do základu podstatný vliv.

Kontakt na autora: Richard.Novy@fs.cvut.cz

Prezentovaný článek byl vypracován v rámci plnění výzkumného záměru MSM 6840770011.

#### Použité zdroje:

- [1] Půst L., Lada M., Pružné ukládání strojů, SNTL Praha, 1965
- [2] Ransdorf J., Tlumení zvukových vln při pružném ukládání strojů, Strojírnoství 1963
- [3] Nový R., Hluk a chvění, Vydavatelství ČVUT Praha, 2005, ISBN 80-01-01306-5
- [4] Fry A., Noise Control in Building Services, Pergamon Press 1988, ISBN 0-08-034067

#### \* Skončil veletrh ISH Frankfurt 2011

Ve dnech 15. – 19.3. 2011 se konal ve Frankfurtu n/M. v SRN, veletrh ISH. Navzdory krizi je letošní akce prezentovaná jako v mnoha ohledech mimořádně úspěšná. Závěrečná zpráva se jen hemží výrazy „top results“ či „good business“.

Představilo se 2355 firem (v r. 2009 bylo vystavovatelů 2336). Počet účastníků dosáhl 204 tisíc a výrazně stoupl počet těch zahraničních, kterých bylo v r. 2009 o 6 % méně. Zvýšil se hlavně počet návštěvníků z asijských zemí. Závěrečná zpráva uvádí pořadí 15 zemí s nejvyšším počtem návštěvníků, ČR mezi nimi – bohužel – není. Mění se i profesní skladba návštěvníků. Zatímco dříve vedli obchodníci, dnes je nejvíce inženýrů, projektantů a architektů.

ISH je největším veletrhem se zařízením pro sanitu, větrání, vytápění a klimatizaci. Je to platforma, na které se uzavírá nejvíce exportních smluv o vývozu německých výrobků do zahraničí. Německý trh v oblasti vytápění a klimatizace tvoří cca 50 tis. firem, které zaměstnávají cca 400 tis. pracovníků.

Pro návštěvníky byly jednoznačně nejzajímavější ty produkty, které kombinují více funkcí, např. sanitu a vytápění, nebo větrání a chlazení.

Součástí veletrhu byl bohatý konferenční program, kterého se účastnilo 747 účastníků.

Příští veletrh ISH se koná ve Frankfurtu n/M. ve dnech 12. až 16. 3. 2013.

(Laj)

# POMOK

## Vzduchotechnika

**Polyuretanové potrubí PITRE P<sub>3</sub> ductal**

**Originál je pouze jeden – polyuretanové potrubí P<sub>3</sub> ductal s patentovaným přírubovým spojem.**

**Široký rozsah použití ve všech odvětvích průmyslu včetně potravinářského.**

**POMOK - Vzduchotechnika**, sdružení podnikatelů  
Průmyslová 325, 285 06 Sázava  
Tel.: 603 296 208, 603 443 897, e-mail: milena.kucharova@pomok.cz

**P<sub>3</sub>ductal**