

EXPERIMENTAL ANALYSIS OF SCREW COMPRESSORS OPERATIONAL VIBRATIONS

Miloslav Pašek, Jaromír Švígler*

Abstract:

The paper presents the results of the experimental measurements of operational vibrations and the determination of vibration sources for the dry and for the oil-injected screw compressors. The mathematical model of the dry screw compressor is verified by the experiments.

Key words: *operational vibrations, screw compressor, experimental modal analysis, modal synthesis method*

1. Úvod

Provozní kmitání šroubových kompresorů se projevuje nežádoucím chvěním a hlukem, a proto se do snahy o zlepšení jejich provozních vlastností řadí i dynamická analýza. Tato analýza je charakterizována hledáním příčin a zdrojů vynuceného kmitání mechanických soustav. Dynamická analýza probíhá souběžně ve dvou směrech. Nejprve je sestaven matematický model mechanické soustavy pomocí metody modální syntézy, který v sobě může zahrnovat i výsledky experimentální modální analýzy některých subsystémů. Na tomto modelu jsou sledovány vlivy jednotlivých subsystémů a vzájemných vazeb mezi nimi. Dále je prováděna experimentální dynamická analýza na reálné mechanické soustavě za provozu při různých provozních režimech. Výsledky experimentální dynamické analýzy pak slouží jak k ověření matematického modelu, tak i k identifikaci zdrojů buzení, které matematický model není schopen postihnout.

V příspěvku je provedena experimentální dynamická analýza pro dva typy kompresorů, a to pro *kompresor se vstřikováním* (umístěn na Technické univerzitě ve Vídni) a pro *kompresor bez vstřikování* (umístěn na Univerzitě v Dortmundu). Tato analýza se skládá z experimentální modální analýzy rotorů a skříně a z analýzy provozních vibrací při různých provozních režimech (otáčky, výstupní tlak). U šroubového kompresoru bez vstřikování byl sestaven matematický model, na kterém byla provedena modální analýza a simulace provozních vibrací.

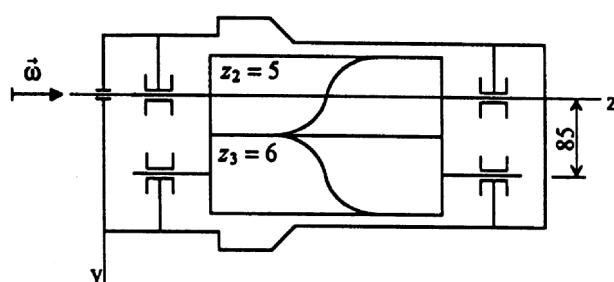
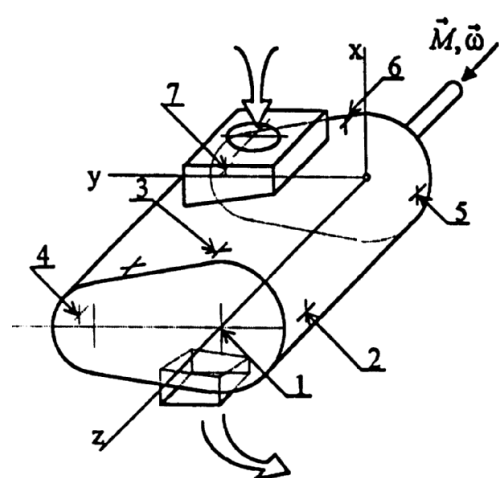
2. Experimentální modální analýza

Šroubové kompresory bez vstřikování (obr. 2) a se vstřikováním (obr. 1) se navzájem výrazně odlišují. U šroubových kompresorů se vstřikováním zprostředkovávají transformaci rotačního pohybu rotorů samotné rotory svým ozubením. Vazba mezi rotory u kompresorů

* Ing. Miloslav Pašek, Doc. Ing. Jaromír Švígler, CSc., Katedra mechaniky, Fakulta aplikovaných věd, Západočeská univerzita v Plzni, Univerzitní 22, 306 14 Plzeň, tel. +420 19 74 91 123, fax +420 19 74 23 661, e-mail: pasek@kme.zcu.cz, svigler@kme.zcu.cz

bez vstřikování je realizována synchronním ozubeným převodem. Šroubový kompresor představuje mechanický systém složený z dílčích subsystémů, které jsou tvořeny skříní kompresoru, hlavním rotorem, vedlejším rotorem a u kompresoru bez vstřikování ještě hnacím rotorem. U obou typů byla provedena experimentální modální analýza hlavního a vedlejšího rotoru a skříně.

V případě kompresoru bez vstřikování byly sestaveny 1D (rotory) a 3D (skřín) matematické modely jednotlivých subsystémů, které byly ověřeny výsledky experimentální modální analýzy. Z těchto dílčích experimentálně ověřených modelů byl sestaven matematický model popisující celou soustavu, na kterém byla provedena analytická modální analýza. Výsledkem této analýzy byly vlastní frekvence a vlastní tvary kmitu celé soustavy šroubového kompresoru bez vstřikování.



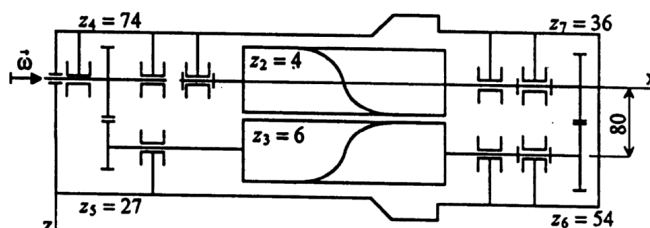
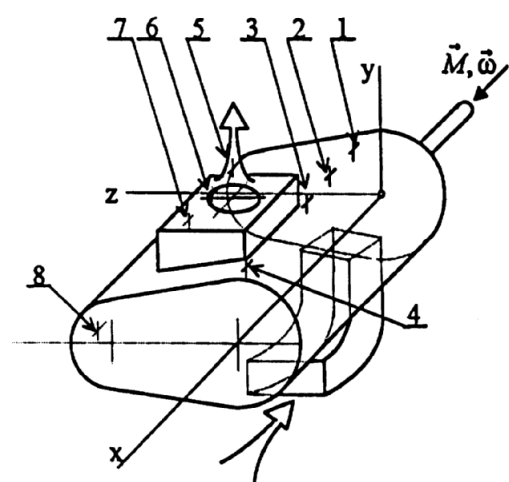
$$a_w = 85 \text{ mm}$$

$$z_2 = 5, z_3 = 6$$

$$n = 3000 \div 5000 \text{ ot.min}^{-1} (\Delta n = 100 \text{ ot.min}^{-1})$$

$$p = 5 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

Obr. 1 Schéma šroubového kompresoru se vstřikováním



$$a_w = 85 \text{ mm}$$

$$z_2 = 5, z_3 = 6$$

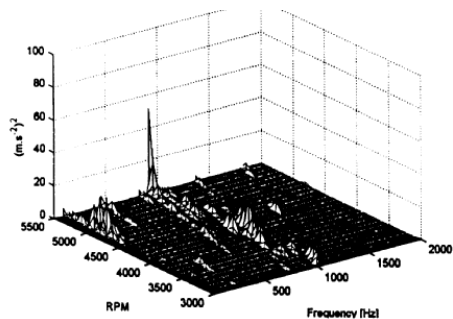
$$n = 3000 \div 5000 \text{ ot.min}^{-1} (\Delta n = 100 \text{ ot.min}^{-1})$$

$$p = 5 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

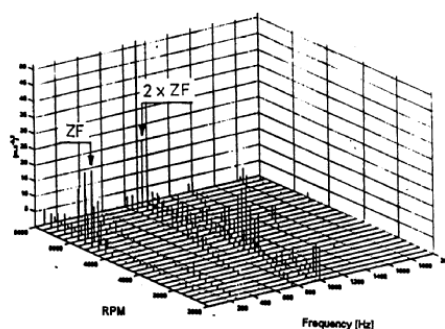
Obr. 2 Schéma šroubového kompresoru bez vstřikování

3. Experimentální analýza provozního kmitání

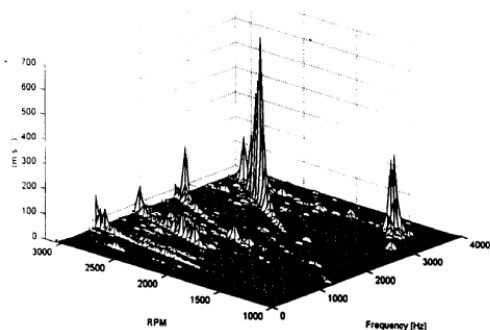
Provozní kmitání obou kompresorů bylo analyzováno použitím snímačů zrychlení *Brüel & Kjaer B&K 4396*, jenž byly umístěny v měřicích bodech na povrchu skříně (obr. 1 a 2). Naměřené časové průběhy zrychlení byly převedeny do frekvenční oblasti pomocí FFT-analyzátoru *BOBCAT* americké firmy *Spectral Dynamics*.



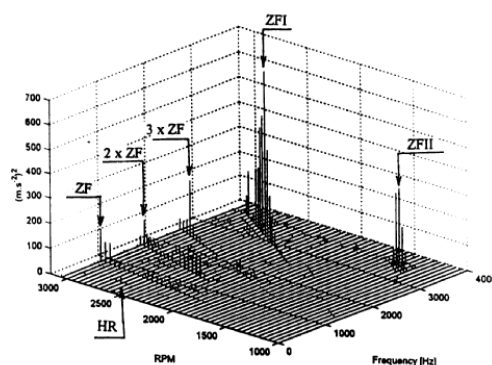
ZF – zubová frekvence šroub. ozubení



Obr. 3 Frekvenční spektrum pro kompresor se vstřikováním (snímač č. 3)



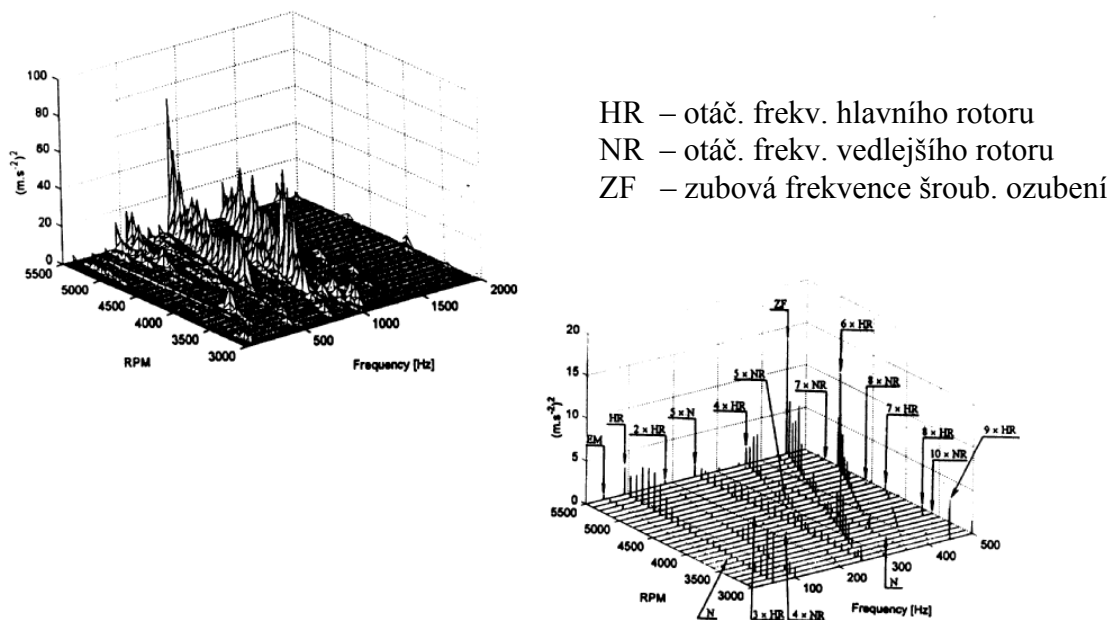
HR - otáč. frekv. hlavního rotoru
ZF – zubová frekvence šroub. ozubení
ZFI – zubová frekvence synchr. převodu
ZFII – 2. harm. zubové frekv. synch. přev.



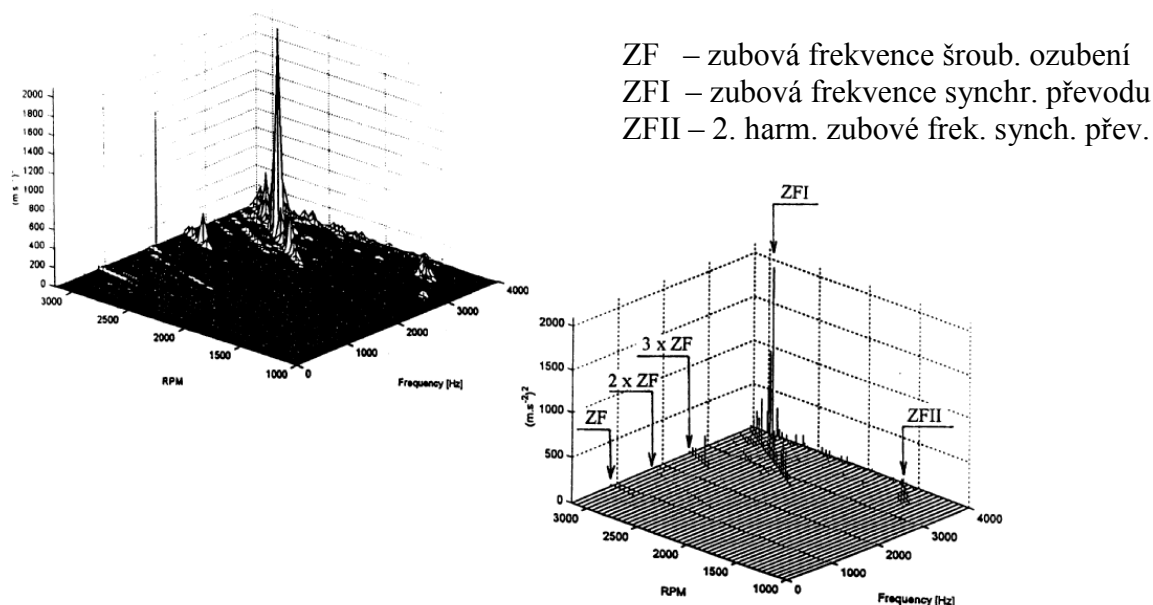
Obr. 4 Frekvenční spektrum pro kompresor bez vstřikování (snímač č. 3)

Provozní otáčky byly u kompresoru se vstřikováním měněny po 100 ot.min^{-1} v rozsahu 3000 až 5000 ot.min^{-1} s výstupním tlakem $5 \cdot 10^5 \text{ Pa}$. U kompresoru bez vstřikování byly provozní otáčky měněny po 50 ot.min^{-1} v rozsahu od 1000 do 3150 ot.min^{-1} s výstupním tlakem $2 \cdot 10^5 \text{ Pa}$. Rozdílnost otáček a provozních tlaků je způsobena rozdílnou konstrukcí obou kompresorů a odlišným experimentálním vybavením na obou pracovištích. U šroubového kompresoru se vstřikováním byly dále měřeny dva stejné stroje, které se odlišovaly

zpracováním v různých třídách přesnosti. Na obr. 3 a 4 jsou pro názornost uvedena frekvenční spektra snímače č. 3, který byl umístěn na boku skříně v oblasti vedlejšího rotoru. Na obr. 5 a 6 pak frekvenční spektra snímače č. 7, jenž snímal zrychlení na vrchní stěně skříně v oblasti hlavního rotoru.



Obr. 5 Frekvenční spektrum pro kompresor se vstřikováním (snímač č. 7)



Obr. 6 Frekvenční spektrum pro kompresor bez vstřikování (snímač č. 7)

Z rozboru frekvenčních spekter pro oba typy kompresorů vyplývají následující zjištění:

- **Šroubový kompresor se vstřikováním**

Ve frekvenčních spektrech zrychlení se nejvýrazněji projevuje zubová frekvence šroubového ozubení svoji první a druhou harmonickou složkou. Na všech frekvenčních spektrech

je patrná základní frekvence otáčení hlavního rotoru a její harmonické složky. Frekvenci vedlejšího rotoru, zejména její vyšší harmonické složky lze pozorovat jen u kompresoru zhotoveného v nižší třídě přesnosti. Amplitudy frekvencí vedlejšího rotoru jsou podstatně menší než amplitudy frekvencí hlavního rotoru. Toto zjištění je zajímavé, neboť vedlejší rotor má mnohem štíhlejší tvar zubů. Pravděpodobně se projevuje vliv jednoho zubu navíc.

- **Šroubový kompresor bez vstřikování**

Ve frekvenčních spektrech jsou dominantní amplitudy 1. harmonické zubové frekvence ozubení synchronního převodu (ZFI). Podstatně slaběji se projevuje 2. harmonická zubová frekvence ozubení (ZFII). Ve frekvenčních spektrech jsou také patrné zubové frekvence šroubového ozubení a to jak základní, tak zejména druhá a třetí harmonická.

4. Porovnání experimentálních výsledků s matematickým modelem

Byl vytvořen kondenzovaný matematický model šroubového kompresoru bez vstřikování, který byl složen ze čtyř subsystémů: hnacího rotoru, hlavního rotoru, vedlejšího rotoru a skříně (obr. 2). Tento model má v konfiguračním prostoru modálních souřadnic tvar

$$\ddot{\mathbf{x}}(t) + [\mathbf{B} + \omega_1 \mathbf{G} + \mathbf{V}^T (\mathbf{B}_G + \mathbf{B}_B) \mathbf{V}] \dot{\mathbf{x}}(t) + [\ddot{\mathbf{E}} + \mathbf{V}^T (\mathbf{K}_G + \mathbf{K}_B) \mathbf{V}] \mathbf{x}(t) = \mathbf{V}^T [\mathbf{f}_G(t) + \mathbf{f}_B(t) + \mathbf{f}_P(t)], \quad (1)$$

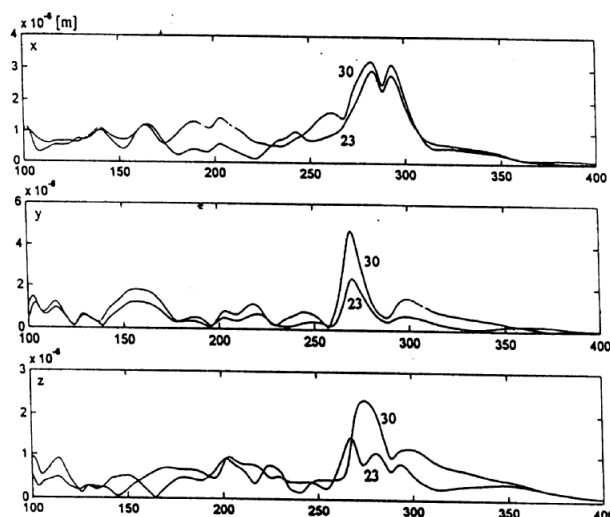
kde blokově diagonální matice $\mathbf{B}$ a $\mathbf{G}$ vyjadřují tlumení a gyroskopické účinky systému. Matice $\mathbf{K}_G$, $\mathbf{B}_G$ jsou matice tuhosti a tlumení zubových vazeb a $\mathbf{K}_B$, $\mathbf{B}_B$ ložiskových vazeb mezi jednotlivými subsystémy. Blokově diagonální matice $\mathbf{A}$ a $\mathbf{V}$ jsou spektrální a modální matice celého systému a jejich bloky odpovídající jednotlivým subsystémům byly získány pomocí experimentální modální analýzy. Vektor $\mathbf{f}_B(t)$ vyjadřuje kinematické buzení v ložiskách, vektor $\mathbf{f}_G(t)$ pak popisuje kinematické buzení v ozubení a má tvar

$$\mathbf{f}_G(t) = \sum_z c_z \left\{ \sum_j (k_z + i\omega_j b_z) \Delta_{z,j} e^{\omega_j t} + \sum_k (k_z + i\omega_z b_z) \Delta_{z,k} e^{ik\omega_z t} \right\}. \quad (2)$$

Ve vektoru buzení $\mathbf{f}_P(t)$ jsou uvažovány tlakové pulsace, které působí na šroubové části hlavního a vedlejšího rotoru během pracovního cyklu. Tyto pulsace byly experimentálně zjišťovány se vzorkovací frekvencí, která byla devítinásobkem zubové frekvence rotorů. Vektor $\mathbf{f}_P(t)$ je vyjádřen ve tvaru

$$\mathbf{f}_P(k\Delta t) = \begin{bmatrix} 0 \\ \mathbf{f}_2^P(k\Delta t) \\ \mathbf{f}_3^P(k\Delta t) \\ 0 \end{bmatrix}, \quad k = 0, 1, 2, \dots \quad (3)$$

Počítačovou simulací byly získány amplitudové charakteristiky uzlů na povrchu skříně. Pro uzly 23 a 30, které se nacházejí v blízkosti snímače č. 3 (obr. 2), jsou tyto charakteristiky uvedeny na obr. 7. Z amplitudové charakteristiky pro kinematické buzení způsobené úchytkami v ozubení (obr. 7) je patrné, že vypočtená amplitudová charakteristika nabývá maxima kolem budící frekvence cca 270 rad.s^{-1} . Porovnáním této skutečnosti s frekvenčním spektrem pro šroubový kompresor bez vstřikování (obr. 4) vidíme, že experimentálně zjištěná data mají maximum v oblasti 2500 ot.min^{-1} (262 rad.s^{-1}) na přímce odpovídající 1. harmonické zubové frekvenci synchronního převodu. Z těchto výsledků je patrná dobrá shoda mezi výsledky získanými výpočtem a experimentem. Podobné charakteristiky byly získány i pro 2. harmonickou zubové frekvence synchronního převodu.



Obr. 7 Amplitudové charakteristiky ve vybraných uzlech skříně

5. Vyhodnocení

Z frekvenčních spekter je patrné, že nejvýznamnějším zdrojem buzení je zubová frekvence synchronního převodu a její harmonické. Dalšími zdroji buzení je zubová frekvence rotorů a dále otáčkové frekvence hlavního a vedlejšího rotoru. Z průběhu amplitud zrychlení vybuzených jednotlivými zdroji buzení lze určit vlastní frekvence celé soustavy. Na příklad z frekvenčního spektra snímače č. 3 (obr. 4) je patrná rezonance na přímce 1. harmonické zubové frekvence synchronního převodu při otáčkách 2500 ot.min^{-1} . Tato rezonance na frekvenci cca 3150 Hz odpovídá vlastní frekvenci skříně, která byla také zjištěna pomocí experimentální modální analýzy i výpočtově.

6. Závěr

Byla provedena komplexní experimentální dynamická analýza šroubového kompresoru se vstřikováním a bez vstřikování složená z experimentální modální analýzy a z analýzy provozních vibrací. Ze získaných frekvenčních spekter byly určeny hlavní zdroje buzení. U kompresoru se vstřikováním je jím zubová frekvence šroubového ozubení rotorů a u kompresorů bez vstřikování je to zubová frekvence ozubení synchronního převodu. Oba hlavní zdroje buzení mají původ v kinematické úchylce ozubení. U kompresoru bez vstřikování byly experimentální výsledky porovnány s výsledky počítačové simulace.

Předložená práce byla vytvořena v rámci výzkumného projektu Katedry mechaniky Západočeské univerzity v Plzni číslo MSM 235200003.

7. Literatura

- [1] Rinder L., Švígler J., Pašek M., Albl P.: Die experimentelle Bestimmung der dynamischen Eigenschaften von Schraubenkompressoren, Schraubenmaschinen Nr. 6, S. 60-69, Universität Dortmund, 1998
- [2] Zeman V., Rosenberg J., Švígler J., Kovář L., Pašek M.: Analyse der erregten Schwingungen bei Schraubenkompressoren, Schraubenmaschinen '98, VDI Berichte 1391, S. 17-31, Dortmund 1998
- [3] Švígler J., Pašek M., Albl P.: Experimental Analysis of Dynamic Properties of Screw Compressors, XXXVII Symposion: Modelowanie w mechanice, str. 303-308, Gliwice 1999