

Vyladenie mechanickej sústavy pohonu piestového kompresora z hľadiska veľkosti torzného kmitania

Matej Urbanský, Ing., PhD.*

Katedra konštrukčného a dopravného inžinierstva, Strojnícka fakulta,
Technická univerzita v Košiciach,
Letná 1/9, 042 00, Košice-Sever.
E-mail: matej.urbanský@tuke.sk, Tel.: +421 55 602 2368

Peter Kaššay, doc. Ing., PhD.

Katedra konštrukčného a dopravného inžinierstva, Strojnícka fakulta,
Technická univerzita v Košiciach,
Letná 1/9, 042 00, Košice-Sever.
E-mail: peter.kassay@tuke.sk, Tel.: +421 55 602 2369

Optimum tuning of the mechanical system of piston compressor drive in terms of torsional vibration magnitude

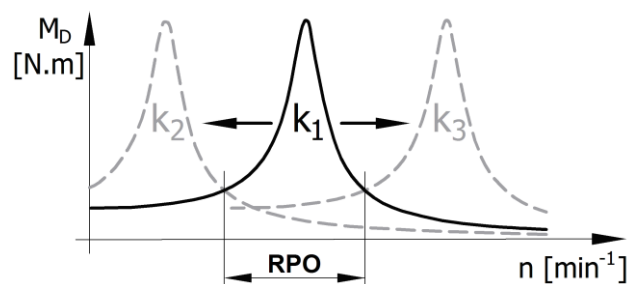
Abstract: One of possible ways to change the amount of compressed air delivered by a piston compressor is to change its operating speed. However, it can cause an improper tuning of the mechanical system of piston compressor drive in terms of torsional dynamics. In order to avoid excessive torsional vibration, a suitable pneumatic flexible shaft coupling can be used in the system. An optimum air pressure value in a pneumatic coupling was determined experimentally for three various operating modes of an experimental mechanical system of piston compressor drive.

Keywords: mechanical system, piston compressor, torsion oscillation, stiffness.

ÚVOD

Nadmerné torzné kmitanie mechanickej sústavy spôsobuje hluk a rôzne vážne poruchy, napr. [6, 7] ako sú lomy hriadeľov, zubov ozubených kolies a pätičiek strojov, otláčenia pier a žliabkov, poruchy pružných spojok a iné, preto sa ho snažíme znižovať. Hodnota torznej tuhosti pružnej hriadeľovej spojky aplikovanej v mechanickej sústave priamo ovplyvňuje vlastné frekvencie mechanickej sústavy. Vhodnou hodnotou torznej tuhosti k ($k_2 < k_1 < k_3$) (obr. 1) je možné vysunúť rezonancie od jednotlivých harmonických zložiek budenia torzného kmitania z rozsahu pracovných otáčok (RPO) sústavy a tým znížiť hodnotu dynamickej zložky M_D prenášaného záťažového krútiaceho momentu, napr. [1-4, 8]. Hovoríme teda, že vieme vyladiť mechanickej sústavy z hľadiska veľkosti torzného kmitania. Závislosť M_D od otáčok n mechanickej sústavy (obr. 1) je tzv. rezonančná krivka mechanickej sústavy. Otáčky mechanickej sústavy, pri ktorých sa vlastná a budiaca frekvencia zhodujú (vrchol rezonančnej krivky), sa nazývajú kritické otáčky.

Torzna tuhosť pneumatickej pružnej spojky, a teda aj vlastné frekvencie kmitania torzne kmitajúcej mechanickej sústavy sa dajú meniť nastavením tlaku vzduchu v jej pneumatických pružných elementoch. Pneumatické spojky nám umožňujú ladiť mechanickej sústavy aj počas jej prevádzky po zmene jej prevádzkového režimu, vtedy hovoríme o plynulom ladení mechanickej sústavy počas jej chodu. Ak je zámerom meniť torznú tuhosť pružnej hriadeľovej spojky s pružnými členmi vyrobenými z gumených, plastových alebo oceľových, musia sa pružné členy vymeniť, keď je mechanickej sústavy mimo prevádzky.



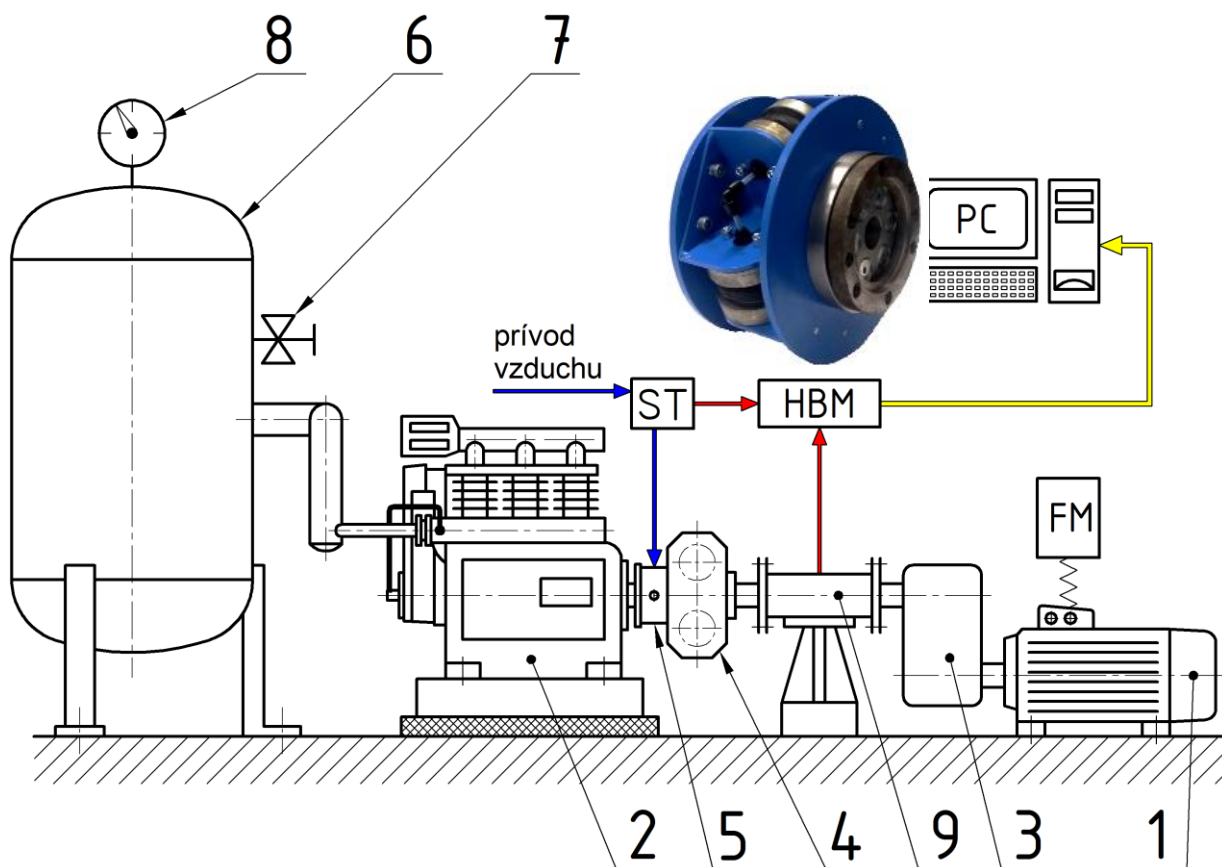
Obr. 1. Princíp ladenia mechanickej sústavy

Zmena pracovných otáčok piestového kompresora, napríklad pomocou frekvenčného meniča, je jedným z možných spôsobov, ako zmeniť ním dodávané množstvo stlačeného vzduchu. Môže však spôsobiť nesprávne vyladenie mechanickej sústavy z hľadiska torznej dynamiky. Aby sa predišlo nadmernému torznému kmitaniu, bola v experimentálnej mechanickej sústave pohonu piestového kompresora použitá pneumatická pružná hriadeľová spojka. Cieľom príspevku je experimentálne určiť optimálnu hodnotu tlaku vzduchu v tejto pneumatickej spojke pre tri rôzne prevádzkové režimy experimentálnej mechanickej sústavy dané rôznymi pracovnými otáčkami n sústavy.

1 POPIS A SCHÉMA EXPERIMENTÁLNEJ MECHANICKEJ SÚSTAVY

Na nasledujúcom obr.2 je znázornená schéma zariadenia, na ktorom bolo realizované meranie. Mechanická sústava pozostáva z 3-fázového asynchrónneho elektromotora (1) typu *Siemens 1LE10011DB234AF4-Z* (11 kW, 1470 min⁻¹), ktorého otáčky je možné plynule meniť pomocou frekvenčného meniča (FM). Elektromotor poháňa 3-valcový kompresor (2) typu *ORLIK 3JSK-75* cez prevodovku (3) s prevodovým pomerom 1:1 a pneumatickú spojku typu 4-1/70-T-C (4). Piestový

kompresor je budičom torzného kmitania v danej mechanickej sústave. Stlačený vzduch z kompresora prúdi do tlakovej nádoby (6) s objemom 300 l. Škrtiacim ventilom (7) je možné vypúšťať stlačený vzduch tak, aby sa v nej udržiaval konštantný pretlak, ktorého hodnotu je možné odčítať na manometri (8). Pomocou rotačného prívodu (5) sa realizuje plnenie kompresného priestoru rotujúcej pneumatickej spojky stlačeným vzduchom. Pre snímanie priebehu krútiaceho momentu v čase je použitý snímač krútiaceho momentu (9) typ 7934, výrobca *MOM Kalibergyár* s meracím rozsahom 0 až 500 Nm. Na meranie tlaku vzduchu v kompresnom priestore pneumatickej spojky bol použitý snímač tlaku (ST) typ *MBS 3000* s kovovou membránou, výrobca *Danfoss* s meracím rozsahom pretlaku 0 MPa ÷ 1 MPa). Signály z oboch snímačov sú zosilnené a spracované univerzálnou 8-kanálovou meracou aparátúrou *HBM MX840* a dáta sú následne odosielané do PC. Kombinovaná chyba merania snímača krútiaceho momentu (zahrňujúca nelinearitu, hysteréziu a reprodukovateľnosť) je 0,1 % z jeho meracieho rozsahu, t. j. 0,5 Nm. Kombinovaná chyba merania snímača tlaku (zahrňujúca nelinearitu, hysteréziu a reprodukovateľnosť) je 0,5 % z jeho meracieho rozsahu, t. j. 5 kPa.



Obr. 2. Experimentálna mechanická sústava pohonu piestového kompresora

2 PODMIENKY MERANIA

Prevádzkový režim mechanickej sústavy bol charakterizovaný konštantnou hodnotou pretlaku v tlakovej nádobe a konštantnými pracovnými otáčkami mechanickej sústavy.

Konštantná hodnota pretlaku v tlakovej nádobe počas meraní bola 500 kPa.

Konštantné pracovné otáčky mechanickej sústavy boli $n_{01} = 400 \text{ min}^{-1}$; $n_{02} = 700 \text{ min}^{-1}$ a $n_{03} = 1000 \text{ min}^{-1}$.

Hodnota pretlaku v kompresnom priestore pneumatickej spojky môže byť v rozsahu od $p_{ps} = 200 \text{ kPa}$ (minimálny pretlak na zabezpečenie požadovanej prenosovej schopnosti spojky v danej mechanickej sústave) do 800 kPa (maximálny dovolený pretlak predpísaný výrobcom pneumatických pružín [5]).

Boli namerané 3 rezonančné krivky mechanickej sústavy pri $p_{ps} = 200 \text{ kPa}$, $p_{ps} = 500 \text{ kPa}$ a $p_{ps} = 800 \text{ kPa}$ (obr. 3).

Pracovné otáčky mechanickej sústavy sa pohybovali v rozsahu $n_0 = 300$ až 1000 min^{-1} , s krokom 50 min^{-1} .

Kompresor pracoval bez poruchy; teda jeho valce pracovali rovnomerne. Pre trojvalcový kompresor je hlavnou harmonickou zložkou 3. harmonická zložka. Rezonančné špičky v zvolenom rozsahu prevádzkových otáčok vznikli pri zhode hlavnej – 3. harmonickej zložky budenia s 1. vlastnou frekvenciou mechanickej sústavy (overené frekvenčnou analýzou).

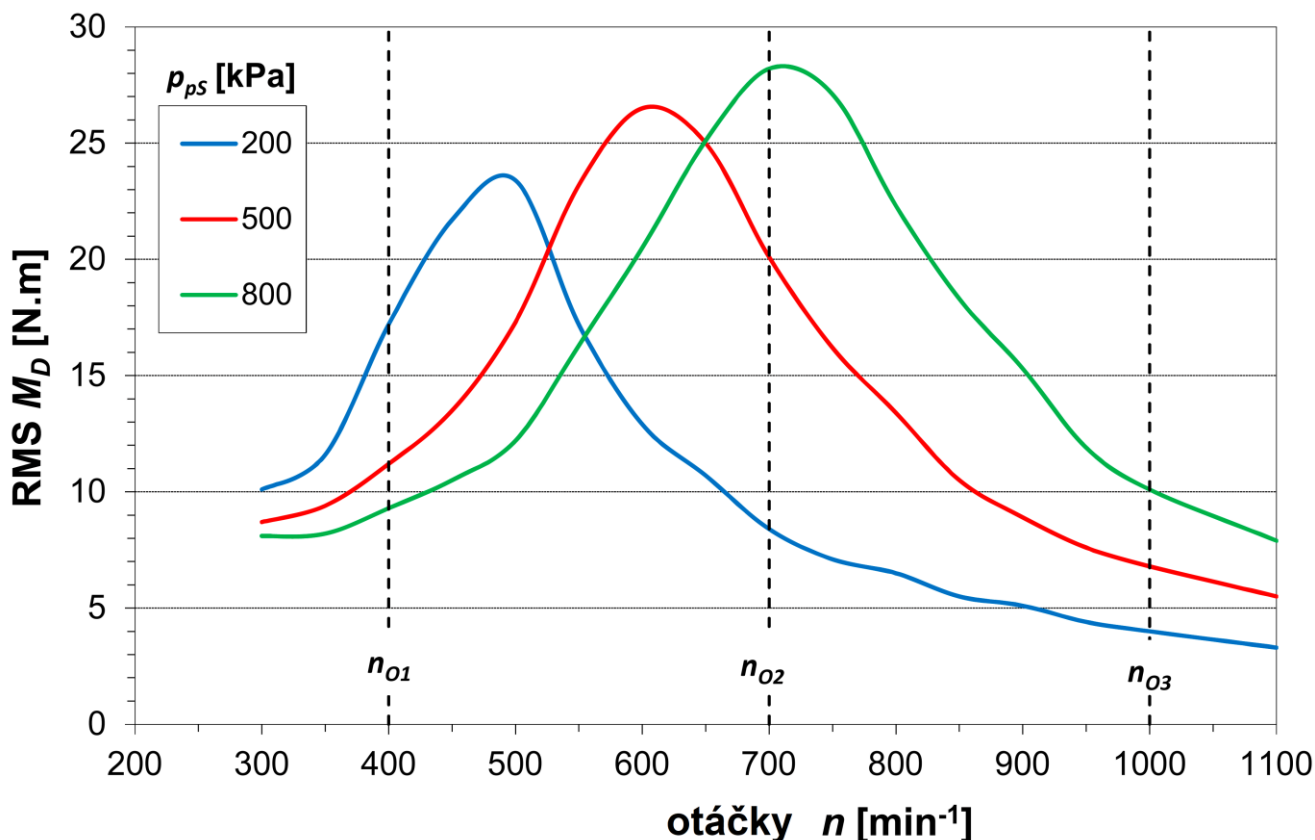
Na kvantifikáciu veľkosti torzného kmitania bola zvolená efektívna hodnota $RMS M_D$ dynamickej zložky M_D záťažového krútiaceho momentu. $RMS M_D$ bola vypočítaná podľa nasledujúcich rovníc:

$$RMS M_D = \sqrt{\frac{1}{N} \cdot \sum_{i=1}^N (M_{Di})^2}, \quad (1)$$

$$M_{Di} = M_i - \left(\frac{1}{N} \cdot \sum_{i=1}^N M_i \right), \quad (2)$$

kde N je počet vzoriek a M_i je i -tá vzorka časového záznamu záťažového krútiaceho momentu. Pre výpočet $RMS M_D$ podľa rovníc bola použitá metóda plávajúceho priemeru.

Vzorkovacia frekvencia merania signálu krútiaceho momentu bola 1200 Hz.



Obr. 3. Namerané rezonančné krivky mechanickej sústavy

3 VÝSLEDKY MERANIA

Na obr. 3 sú zobrazené namerané rezonančné krivky experimentálnej mechanickej sústavy pohonu piestového kompresora, ktoré boli namerané podľa vyššie uvedených podmienok.

Vidno, že najvhodnejšia hodnota pretlaku vzduchu v pneumatickej spojke je $p_{ps} = 800$ kPa pri $n_{O1} = 400$ min⁻¹; $p_{ps} = 200$ kPa pri $n_{O2} = 700$ min⁻¹ a $p_{ps} = 200$ kPa pri $n_{O3} = 1000$ min⁻¹.

Mechanická sústava pracuje v podrezonančnej oblasti pri $p_{ps} = 800$ kPa / $n_{O1} = 400$ min⁻¹ a v nadrezonančnej oblasti pri $p_{ps} = 200$ kPa / $n_{O2} = 700$ min⁻¹ a $n_{O3} = 1000$ min⁻¹.

ZÁVER

Použitím vhodnej pneumatickej pružnej hriadel'ovej spojky v mechanickej sústave pohonu piestového kompresora je možné meniť pracovné otáčky piestového kompresora bez toho, aby dochádzalo k nadmernému torznému kmitaniu v sústave v dôsledku nesprávneho vyladenia mechanickej sústavy z hľadiska torznej dynamiky.

Pre konkrétny prevádzkový režim mechanickej sústavy je potrebné zvoliť a nastaviť najvhodnejšiu hodnotu pretlaku vzduchu v pneumatickej spojke p_{ps} .

Pod'akovanie

Príspevok bol vypracovaný v rámci riešenia grantových projektov:

KEGA 029TUKE-4/2021: Implementácia moderných edukačných prístupov pri konštruovaní prevodových mechanizmov.

KEGA 037TUKE-4/2024: Vytvorenie interaktívneho nástroja pre zvýšenie zručností a kompetencií študentov v rámci výučby predmetov zameraných na tvorbu konštrukčnej dokumentácie.

VEGA 1 /0346/24: Vývoj inovatívnych systémov a prvkov pre redukciu torzných vibrácií v mechanických pohonoch.

LITERATÚRA

[1] HOMIŠIN, J. (2016): *Characteristics of pneumatic tuners of torsional oscillation as a result of patent activity*. In: Acta Mechanica et Automatica, Vol. 10, No. 4, pp. 316-323, ISSN 1898-4088, DOI: 10.1515/ama-2016-0050.

[2] HOMIŠIN, J. (2018): *Contribution and perspectives of new flexible shaft coupling types – pneumatic couplings*. In: Scientific Journal of Silesian University of Technology. Series Transport, Vol. 99, pp. 65-77, ISSN 0209-3324, DOI: <https://doi.org/10.20858/sjsutst.2018.99.6>.

[3] HOMIŠIN, J. (2008): *Dostrajanie ukadóv mechanicznych drgajacych skretnie przy pomocy sprzegie pneumatycznych*. Bielsko-Biala: ATH, ISBN 978-83-60714-55-3.

[4] HOMIŠIN, J. (2002): *Nové typy pružných hriadel'ových spojok: Vývoj-Výskum-Aplikácia*. Košice: Vienala, ISBN 80-7099-834-2.

[5] IMI (2023): *Compact air bellows*. Accessed: 05.10.2023. Dostupné na internete: <https://www.imi-precision.com/uk/en/list/actuators/air-bellows>.

[6] MALÁKOVÁ, S. a kol. (2023): *Analysis of damage origin of bevel gear wheels*. In: Engineering Failure Analysis. Amsterdam (Nemecko): Elsevier, No. 146, pp. 1-14, [print, online], ISSN 1350-6307.

[7] MALÁKOVÁ, S. a kol. (2020): *Meshing Stiffness - A Parameter Affecting the Emission of Gearboxes*. In: Multidisciplinary Digital Publishing Institute, Basel (Švajčiarsko): Vol. 10, No. 23, pp. 1-12, [online], ISSN 2076-3417 (online).

[8] STURM, M. - PEŠÍK, L. (2017): *Determination of a Vibrating Bowl Feeder Dynamic Model and Mechanical Parameters*. In: Acta Mechanica et Automatica, Vol. 11, No. 3, pp. 243-246, ISSN 1898-4088, DOI: 10.1515/ama-2017-0038.