

# IDENTIFIKACE HYDRODYNAMICKÝCH ZÁTĚŽÍ ROTORŮ JEDNOSTUPŇOVÝCH SPIRÁLNÍCH ČERPADEL

Matula Richard, Foretek Miloš, Vyroubal Jiří

Tenzometrické snímače síly (U2 fy HEM) umožnily zkonstruovat dynamický přípravek pro identifikaci provozního zatížení rotoru čerpadla za rotace. V referátu je tato konstrukce nastíněna spolu s uvedením použité přístrojové techniky, pracující s vyhodnocovacím počítačem ADT 4500 "on line" a metodiky zpracování výsledků.

## 1. Úvod

Rozhodující hydraulické zatížení oběžného kola spirálního čerpadla je vázáno na silně neoptimální provozní režim. Matematické modely zatížení jsou jen přibližné. Před zahájením konstrukční optimalizace řady čerpadel uvedeného typu bylo rozhodnuto upřesnit informace o zatíženích experimentálně.

## 2. Experimentální přípravek

Konstrukční provedení experimentálního přípravku muselo vyhovovat následujícím požadavkům:

- i) minimální zkreslení požadovaných informací ze strany pohonu a od "ložiskových" efektů v těsněních
- ii) maximální možná rychlost demontáže hydraulicky aktivních částí, tj. kola a spirály
- iii) umožnit vyhodnocení příčné síly  $F$ , ohybového momentu  $M$ , osové síly  $F_z$  působící na kolo za rotace
- iv) minimální zkreslení identifikovaných veličin od změn teplot v úložných místech rotoru

Požadované bylo dostatečně splněno konstrukcí přípravku, jehož schematické vyobrazení je na obr. 1. Jako těsnicích elementů bylo použito "plovoucího" těsnicího krúhu a mechanické ucpávky. Mezi pohonem a přípravkem byla instalována speciální pružná spojka. Hřídel byl uložen ve dvojici radiálních a jednom axiálním ložisku. Vazba ložiskových těles A, B, C na tuhý rám byla realizována přes vhodné předepjaté tenzometrické snímače síl typu U2 fy HEM. U radiálních ložisek byla vazba realizována

čtveřicí snímačů, u spirálního ložiska jedním snímačem. V aretovaném stavu rotoru byly snímače (v lož. A, B) pře-depnuty na polovinu svého měrného rozsahu. Posuvná tuhost snímačů byla dostatečná pro to, aby provozní otáčky byly podstatně nižší než otáčky kritické. Konstrukční uzel uchycení rotoru vyžadoval z hlediska přesnosti identifikace sil rovno-měrné rozložení teplotního pole, což zajišťovala kapotáž této části, obrácení toku chladicího vzduchu od elektromotoru a provozní prohrátí celého systému před vlastním měřením.

Z naznačeného je zřejmé, že experimentální identifikace hydraulického zatížení kola byla založena na patřičném zhodno-cení reakcí v místech uložení rotoru.

### 3. Měřicí trať

K nastíněnému způsobu identifikace radiální a axiální zátěže rotoru se řadí dynamické měření dalších, tzv. doprovod-ných veličin. Sem patří měření tlakových pulzací pomocí piezo-elektrických snímačů tlaku 16 QP 100 c fy VIBRO-METER, měření hluku v kapalině hydrofonem typu 8103 fy Brüel & Kjaer, měření chvění statoru čerpadla snímači typu 4366 fy Brüel & Kjaer, měření otáček prostřednictvím pulzů z indukčního snímače IWT 102 fy RPT, oproti kterému byl na hřídel nalepen výstupek z feromagnetické oceli a nakonec orientační měření teploty ložisek pomocí termočlánků typu J. Blokové schéma celé sestavy měření s uvedením typů měřicí techniky je na obr. 2.

Velký rozsah měření byl prioritním faktorem, určujícím způsob měření a vyhodnocování pomocí číslicového počítače. Metodicky se musely posoudit dva problémy:

- a) stanovení statických složek (středních hodnot) hydrodyna-mických sil a momentů
- b) frekvenční rozbor dynamických složek všech měřených veličin

V obou případech bylo nutné získaný analogový signál převést do digitální formy, pro stanovení dynamické složky radiální síly z měřených reakcí přistoupil požadavek synchron-ního vzorkování jednotlivých složek reakcí. V SIGMA VÚ je k dispozici počítač ADT 4500, vybavený jednotkou styku s prostředím DASIO. Vzhledem k omezeným možnostem, kde limitují-cími faktory jsou vzorkovací frekvence DASIA, kapacita DMA kanálu a kapacita operační paměti počítače byl zvolen měřicí

a vyhodnocovací systém rozdělený na dvě části (obr. 2). Formou ON-LINE s počítačem ADT probíhalo měření reakcí silových účinků a okamžité vyhodnocení středních hodnot. Souběžně s digitalizací byly tyto signály registrovány měřicím magnetofonem TESLA EAM 500 pro další zpracování OFF-LINE. Rovněž všechny doprovodné veličiny se zaznamenávaly v analogové formě na měřicím magnetofonu ADR 1000 fy Bell & Howell. Vyhodnocování dynamických složek axiální síly a všech doprovodných dynamických veličin se pak provádělo na frekvenčním analyzátoru 2033 fy Brüel & Kjaer [ 1, 2 ].

#### 4. Metodika vyhodnocování

Pružně uložený zkušební rotor tvoří lineární dynamický systém. Na vstupu systému je identifikované buzení

$$/F = F(t); \quad M = M(t); \quad F_z = F_z(t) /.$$

Odezvou nabuzení jsou reakce v uložení rotoru

$$/R_x^A(t); R_y^A(t); R_x^B(t); R_y^B(t) /.$$

Je-li buzení ergodický stacionární proces, pak tyto vlastnosti sdílí i odezva [ 3 ]. Budící a odezvové procesy lze rozložit na střední hodnotu (prvý statický moment) procesů (—) a centrovány proces (—). Pak pro statické složky zatížení lze psát vztah:

$$\begin{vmatrix} \bar{F}_x \\ \bar{F}_y \\ \bar{M}_x \\ \bar{M}_y \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} -1 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & -1 \\ 0 & -a & 0 & -(1+a) \\ a & 0 & (1+a) & 0 \end{vmatrix} \begin{vmatrix} \bar{R}_x^A \\ \bar{R}_y^A \\ \bar{R}_x^B \\ \bar{R}_y^B \end{vmatrix} \wedge F_z = 2\bar{R}_z \quad (1)$$

kde  $x, y, z$  označují složky v příslušných směrech (obr. 1) a  $t$  čas.

Pro hodnocení fluktuujících složek zatížení byla použita frekvenčně-amplitudová dekompozice procesů, zde spekter  $X(f)$ , kde  $f$  je frekvence. Pak dle [ 1, 2 ] lze psát

$$\left. \begin{aligned} X_{F_x}(f) &= \mu_x(f) X_{R_x^A}(f) \\ X_{F_y}(f) &= \mu_x(f) X_{R_y^A}(f) \\ X_{F_z}(f) &= \mu_z(f) X_{R_z^A}(f) \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

kde  $\mu(f)$  jsou frekvenčně korekční funkce reprezentující dynamické vlastnosti zkušebního rotoru [ 1, 2, 3 ].

$$\left. \begin{aligned} \mu_x(f) &= (1+Q) / \sqrt{[1 - (f/f_I)^2]^2 + 4 \xi_I^2 (f/f_I)^2} \\ \mu_z(f) &= 2 - \sqrt{[1 - (f/f_{II})^2]^2 + 4 \xi_{II}^2 (f/f_{II})^2} \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

kde  $f_{I,II}$  jsou vlastní frekvence rotoru a  $\xi_{I,II}$  bezrozměrné parametry tlumení.

## 5. Závěr

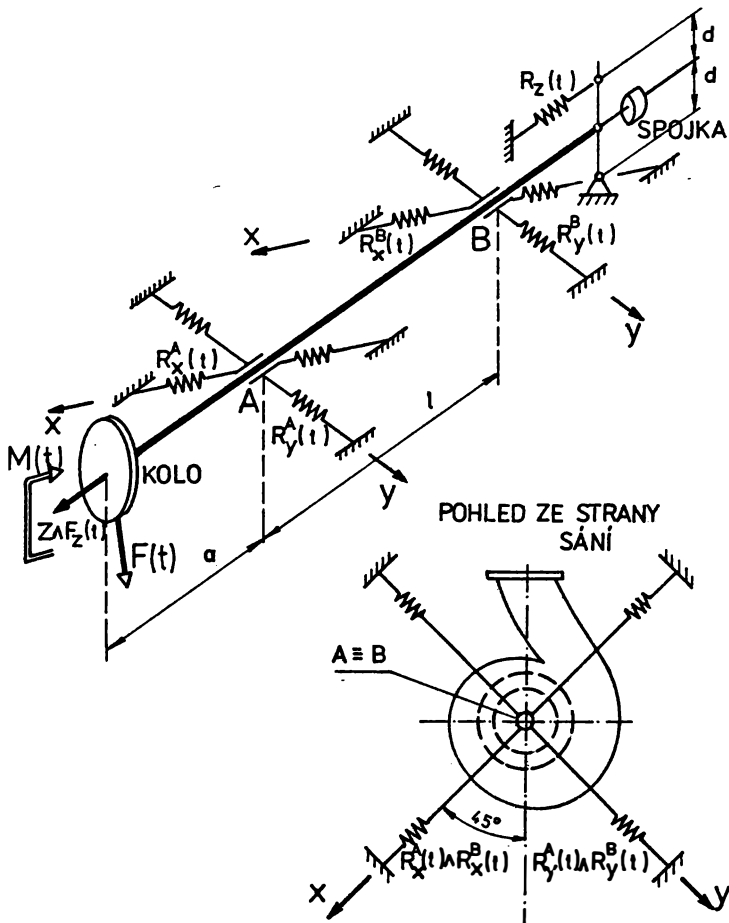
Vyhodnocení hydraulických zatížení kola u různých alternativ kola a spirály ukázalo:

- i) Statické zatížení kola se podařilo snížit o 30 % [ 1 ]
- ii) Nejvýraznější monofrekvenční složky fluktujícího zatížení se podařilo snížit až o 50 % [ 1, 2 ].

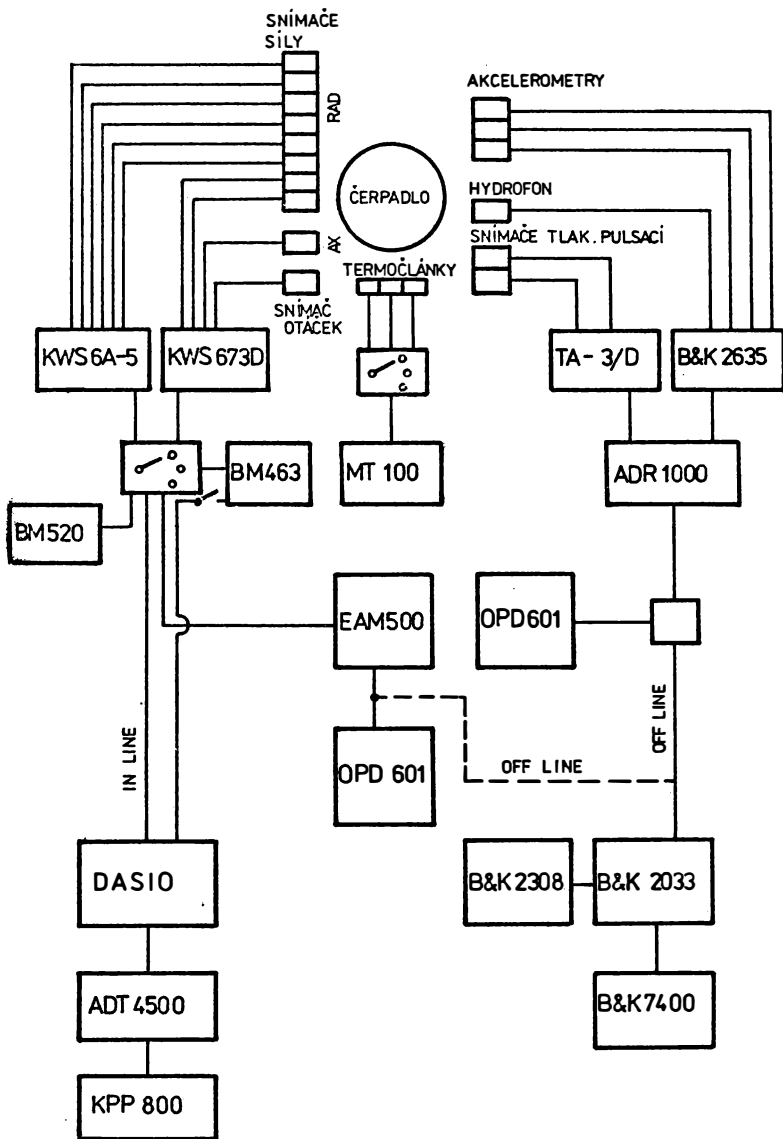
Získané výsledky se promítnou do konstrukce nové řady čerpadel se sníženou hlučností a pomohou dále upřesnit matematický model hydraulického zatížení kola.

## 6. Literatura

- [ 1 ] Matula R.,            Dynamické charakteristiky spirálních  
Vyroubal J.            čerpadel typu META-26.  
a kol.:                 Zpráva SIGMA VÚ Olomouc, prosinec 1984
- [ 2 ] Matula R.,            Dynamické charakteristiky spirálních  
Foretek M.            čerpadel typu META-22,8.  
a kol.:                 Zpráva SIGMA VÚ Olomouc, prosinec 1985
- [ 3 ] Crandall H. S.,        Random Vibration in Mechanical Systems.  
Mark W. D.:            Academic Press, New York and London 1963



OBR.1 SCHEMA ULOŽENÍ HŘÍDELE VE ZKUŠEBNÍM PŘÍPRAVKU



OBR. 2 BLOKOVÉ SCHEMA MĚŘICÍ SESTAVY