FUNKČNÍ ZKOUŠKY A NAPĚŤOVÁ ANALÝZA UPÍNACÍCH PRSTENCŮ TYPU RINGFEDER

Ing. Petr Jaroš, CSc

Souhrn: Je uvedena základní charakteristika upínacích prstenců a fundamentální matematický popis funkčních parametrů. Dále je provedeno experimentální ověření těchto předpokladů dvojí metodikou, z nichž první je založena na zjištění přítlaků na hřídel a na náboj pomocí siloměrných členů s tenzometry a druhá představuje simulované provozní namáhání krouticím momentem pomocí navrženého zatěžovacího systému adaptabilního pro univerzální laboratorní zkušební stroj. Závěrem jsou uvedeny praktické poznatky.

1. Úvod

V moderní konstrukci strojů se v rostoucí míře uplatňují mechanické upínací prvky založené na využití axiálních posuvů konických prstenců k dosažení velkých radiálních sil. Upínací prvky vyráběné seriově specializovanými firmami (např. Ringfeder, Bikon, Stüwe) v mnoha modifikacích a rozměrových řadách slouží k náhradě lisovaných spojení s předností opakovatelné rozebíratelnosti. Předmětem komplexního mechanického výzkumu prováděného v oddělení experimentální pružnosti a pevnosti SVÚSS Běchovice byl základní upínací prstenec RINGFEDER typ 7012, d =220, D =295 (viz katalog /1/).

2. Základní poznatky

Typickou aplikací tohoto upínacího prstence (obr. 1) je upevnění náboje N (řemenice, ozubeného kola, spojky, setrvačníku, páky apod.) na hřídel H. Požadovaného přenosu krouticího momentu T a osové síly F se dosáhne třecím účinkem upínacího prstence R, který se skládá ze čtyř kroužků a stahovacích šroubů (obr. 2). Vnější a vnitřní kroužky jsou pružné, jelikož jsou na jednom místě obvodu rozříznuty. Přední a zadní kroužky jsou celistvé a liší se pouze provedením otvorů (v zadním jsou závitové). Akce prstence je vyvolávána rovnoměrným utahováním šroubů typu INBUS, které způsobují sbližování předního a zadního kroužku. Tento pohyb má s ohledem na princip klínu za následek rozpínání vnějšího a stahování vnitřního kroužku, což po dosednutí na válcové plochy náboje a hřídele vede ke vzniku přítlaků p a p', jejichž účinky jsou v ideálním případě geometrické čistoty vázány vztahem

$$\frac{p}{p'} = \frac{D}{d}, \qquad (1)$$

kde D je průměr náboje a d je průměr hřídele.
Geometrickou čistotu lze v obecné podobě popsat podmínkou

$$(D+d)_{PRSTENCE} = (D+d)_{SPOJOVANÝCH\ SOUČÁSTÍ}. \qquad (2)$$

Při uvažování lineární teorie smykového tření lze poměrně jednoduše odvodit hlavní funkční parametry uvažovaného spojení

$$F_{MAX} = \frac{2\cdot\mu\cdot\pi\cdot n(1-\mu\cdot tg\beta)}{(\mu+tg\beta)(\pi\cdot\hat{\mu}\cdot d_s+s)}\cdot T_A = \mu\cdot\pi\cdot d\cdot l\cdot p = \mu\cdot\pi\cdot D\cdot l\cdot p' \qquad (3)$$

$$T_{MAX} = F_{MAX}\cdot\frac{d}{2}. \qquad (4)$$

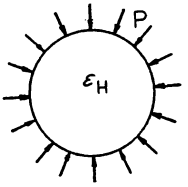
Tyto vztahy obsahují pouze fyzikální konstanty
μ = 0,14 ... koeficient smykového tření mazaných ocel. ploch,
$\hat{\mu}$ = 0,35 ... efektivní hodnota pro INBUS šroub a geometrické údaje: $\beta = 14^0$ ... konicita, l ... šířka prstence, n ... počet šroubů, d_s... střední průměr závitu, s ... stoupání závitu, po jejichž dosazení pro konkrétní případ je zřejmá lineární závislost přenosných parametrů T a F a přítlaků p , p' na utahovacím momentu šroubů T_A .

3. Experimentální ověření funkčních vlastností

S ohledem na závažnost průmyslových aplikací upínacích prstenců bylo provedeno experimentální ověření uvedených vztahů nezávislými metodikami.

I. Analýza přítlaků pomocí měrného hřídele a náboje.

Uvedená dvojice měrných členů sestávala ze dvou siloměrných členů elementárních geometrických tvarů - hřídel ve tvaru plného válce průměru d a výšky l , náboj ve tvaru dutého válce s vnitřním průměrem D , vnějším D_N a shodnou výškou l . Tato jednoduchost umožňuje i pružnostní popis obou členů. Působení upínacího prstence (viz obr. 3) vyvolává v hřídeli stav isotropní rovinné napjatosti charakterizované zobecněným Hookovým zákonem



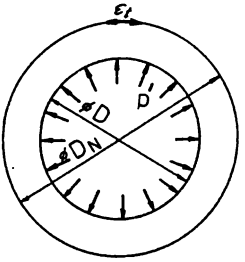
$$p = -\sigma = \frac{E}{1-\nu}\,\varepsilon_H, \qquad (5)$$

kde σ je normálné napětí v rovině kolmé k ose (směr libovolný)

E, ν jsou Youngův modul a Poissonův poměr materiálu,

ε_H je poměrná deformace v rovině kolmé k ose (teoreticky v libovolném směru).

Prakticky byla hodnota ε_H stanovena jako aritmetický průměr čtyř odporových tenzometrů 1 až 4 instalovaných ve formě křížů v oblasti středů obou základen hřídele (obr. 3).



Napěťový stav náboje lze dostatečně přesně popsat rovnicemi pro tlustostěnnou tlakovou nádobu s nulovou axiální složkou síly, platí tedy pro tangenciální napětí na vnějším povrchu

$$\sigma_t = \frac{2p'}{\left(\frac{D_N}{D}\right)^2 - 1} \qquad (6)$$

a s ohledem na jednoosou napjatost v tomto místě platí vyjádření

$$p' = \frac{E}{2}\left[\left(\frac{D_N}{D}\right)^2 - 1\right]\cdot\varepsilon_t \qquad (7)$$

Hodnota tangenciálního poměrného prodloužení na vnějším povrchu ε_t byla stanovena jako aritmetický průměr čtyř odporových tenzometrů 5 až 8 umístěných na osách (obr. 3).

Typická ukázka výsledků měření provedených při plynulém zvyšování utahovacího momentu T_A pomocí torzního momentového klíče TONA TMK 50 jsou uvedeny na obr. 3.

II. Funkční zkoušky pomocí laboratorního zatěžovacího stroje.

Navzdory tomu, že přítlaky p a p' jsou z teoretického hlediska podle rov. (3) a (4) plně určujícími hodnotami pro funkční parametry T a F, byly provedeny dynamické a statické zkoušky prstence zatěžovaného prakticky čistým krouticím momentem T. Za účelem využití standartního elektrohydraulického stroje firmy Schenck bylo navrženo zatěžovací zařízení, jehož schema je uvedeno na obr. 4. Zkoušen je upínací prstenec umístěný v náboji prostřední páky, krajní prstence mají pouze poloviční namáhání. Uvedeným způsobem bylo simulováno několikaleté provozní namáhání, čímž byla provedena kontrola správného dimenzování všech částí upínacího prstence z hlediska únavy, relaxace napětí při cyklickém namáhání a třecí koroze ve všech stykových plochách.

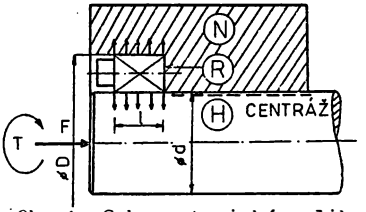
4. Shrnutí výsledků

- Při splnění podmínky (2) s přesností běžnou ve strojírenství je prakticky přesně splněna i relace (1). Při hrubém porušení podmínky (2) nastává relativně malý nesouhlas (okolo 10%) v relaci (1), jelikož toleranční odchylky se vymezí plastickou deformací tangenciálních můstků předního a zadního kroužku.
- Lineární závislosti ve vztazích (3) a (4) lze považovat s technickou přesností za správné. Skutečné hodnoty parametrů T a F leží na straně vyšší bezpečnosti, hlavní příčinou je zvýšení koeficientu smykového tření v čase řádu hodin přechodem na statické hodnoty.
- Z hlediska mechanických materiálových vlastností je nejnáročnějším prvkem stahovací šroub, který při vysoké mezi kluzu 1000 MPa musí mít velmi přísné výrobní tolerance. Jisté nároky jsou kladeny i na materiál předního a zadního kroužku, jejichž mez kluzu by měla přesahovat 500 MPa.
- Pro snadnou montáž a demontáž je důležité, aby průměr vnějšího prstence ve volném stavu byl menší než D a průměr vnitřního větší než d o 0,5 až 1%.

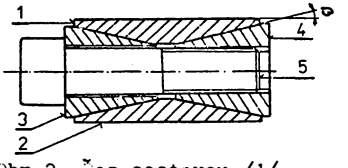
Závěrem lze doporučit použití upínacích prstenců v běžné konstruktérské praxi s ideálem jejich zavedení jako normalizovaného tabulkového strojírenského prvku.

Literatura:

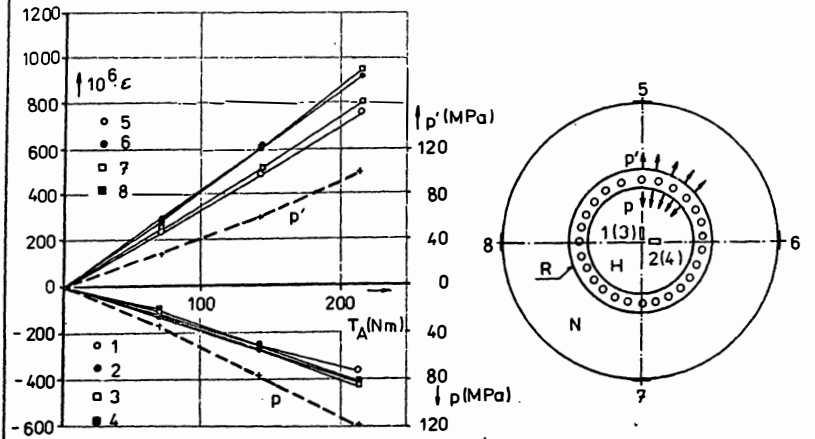
/1/ Spannsätze RfN 7012
(firemní literatura Ringfeder GmbH, únor 1982).



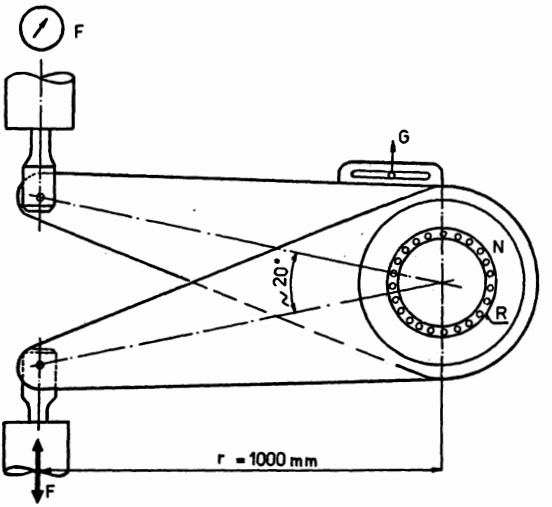
Obr.1. Schema typické aplikace upínacího prstence /1/



Obr.2. Řez sestavou /1/
1,(2) vnější (vnitřní) kroužek
3,(4) přední (zadní) kroužek
5 šroub s vnitřním šestihranem



Obr. 3 Příklad výsledků měření přítlaku jako funkce utahovacího momentu a schema prstencového dynamometru s tenzometry



Obr. 4 Bokorys zatěžovacího zařízení pro funkční zkoušky namáhání upínacího prstence kroutícím momentem