

TRAPÉZMENETES ÉS GOLYÓSORSÓS HAJTÁSOK EGYENÉRTÉKŰSÉGE

EQUIVALENCE BETWEEN TRAPEZOIDAL- AND BALL- SCREW DRIVES

Dr. Szilágyi Attila*, Dr. Patkó Gyula**, Dr. Takács György***

ABSTRACT

The feeding motion of traditional cutting machines is generated by trapezoid-screw drives, so when it comes to the maintenance process of such machines, the replacement of the trapezoid-screw by a ball-screw drive sometimes can be a demand. Some questions can be emerging in connection with the aspects when the replacement of the trapezoid drive is demanded. This article is a brief summary of a method that gives instructions for such a replacement.

1. BEVEZETÉS

Hagyományos forgácsoló berendezések előtoló mozgását trapézmenetes orsóval oldották meg. Így, az ilyen gépek karbantartása, felújítása során gyakran igényként jelentkezik a korszerűtlen trapézmenetes hajtás korszerű, CNC berendezéseken előforduló golyósorsós hajtással történő cseréje. Ekkor kérdésként merülhet fel, hogy melyek azok a szempontok, amelyek alapján eldönthető, hogy az adott trapézmenetes hajtás milyen méretű és típusú golyósorsós hajtással helyettesíthető. Cikkünkben egy ilyen kiválasztási módszer elvi lehetőségét mutatjuk be.

2. ELVI ALAPOK

Egy trapézmenetes hajtás orsója négy jellemző igénybevételnek van kitéve: összetett (húzó-nyomó+csavaró), felületi, kihajlás, menettő hajlítás. Az igénybevételi anyagjellemzők értékei, valamint a hajtás jellemzői – geometria, anyagtulajdonságok, mozgásmennyiségek szélsőértékei – alapján minden egyes igénybevétel esetén kiszámítható egy-egy előtoló érték. Ezek közül véve a legkisebbet, majd ezt az

előtoló erő értéket felhasználva, és egy algoritmus segítségével kiválasztott golyóshajtás felületi és élettartam jellemzőit kiszámítva, meghatározhatjuk azt a golyósorsó-anya kombinációt, amely ugyanazokat a terhelési és élettartam követelményeket elégíti ki, mint az eredeti trapézmenetes hajtás.

3. A TRAPÉZMENETES ORSÓK IGÉNYBEVÉTELEI

Az alábbiakban az egyes igénybevételekhez tartozó maximális előtoló értékek kifejezéseit soroljuk fel a szükséges bemeneti paraméterekkel együtt. A menettő hajlításból eredő igénybevételt elhanyagoljuk.

Összetett húzó-nyomó+csavaró igénybevétel esetén az előtoló erő maximális értéke

$$F_{e_{max,össz}} = \frac{\pi d_3^2 \sigma_{meg}}{4 \sqrt{1 + 12 \left(\frac{d_2}{d_3}\right)^2 \left[\frac{\pi d_2 \mu + P \cos(\beta / 2)}{\pi d_2 \cos(\beta / 2) - \mu P} \right]^2}}$$

ahol d_2 , d_3 és P az orsó magátmérője, középátmérője, menetemelkedése, β a profilszög, μ az orsó anya anyagpárosításra jellemző csúszási súrlódási együttható. $\sigma_{meg} = \frac{R_{eH}}{n}$, ahol R_{eH} az orsó anyagjellemzője, n pedig a biztonsági tényező.

Hasonló módon adjuk meg a felületi igénybevételhez tartozó maximális előtoló erő értéket.

$$F_{e_{max,felületi}} = \frac{L p_{meg} d_2 \pi H_1 z}{P}$$

ahol L az anya hossza, H_1 az anya és az orsó meteteinek átfedési hossza, z a menetbekezdések száma, p_{meg} a megengedett maximális felületi nyomás, amely függ az anyagpárosítástól és a maximális előt-

* PhD, egyetemi adjunktus, Miskolci Egyetem, Szerszámgépek Tanszéke

** PhD, egyetemi tanár, Miskolci Egyetem, Szerszámgépek Tanszéke

*** PhD, egyetemi docens, Miskolci Egyetem, Szerszámgépek Tanszéke

ló sebesség nagyságától. Ezekre az adatokra vonatkozóan utalunk a szakirodalomra [3][7].

Az orsó kihajlása az

$$F_{e_{max,kihajlás}} = \frac{21 \cdot 10^4 d_3^4 \pi^3 f_k}{64 L_k^2}$$

kifejezésből számítható, ahol f_k az orsó megtámasztásától függő korrekciós tényező [4], L_k a támasztási hossz.

A fenti erők közül általában a felületi igénybevétel-nél meghatározott $F_{e_{max,felületi}}$ előtoló erő értéke a mérvadó, rendszerint a három érték közül ez adódik a legkisebbre. Ez lesz az irányadó előtoló erő érték a golyósorsós hajtás kiválasztásakor.

4. AZ EGYENÉRTÉKŰ GOLYÓSORSÓS HAJTÁS KIVÁLASZTÁSA

Ehhez a folyamathoz az imént meghatározott előtoló érték és maximális előtoló sebesség mellett rendelkezésre áll a felújítást végző cég által gyártott golyósorsós hajtás választéka. Amennyiben minden egyes választékot – a geometriai és anyagjellemzőivel együtt – egy rekordtömb egyes elemeinek fogjuk fel, úgy például intervallumfelező eljárással – itt az egyes rekordok sorszámára hivatkozva indexként – indítható egy iteratív kiválasztó eljárás. Ennek során először kiválasztásra kerül egy rekord a tömb közepéről, és figyelembe véve rekord elemeit (geometriai és anyagjellemzők, gördülőelemek száma, stb.), valamint az $F_{e_{max,felületi}}$ előtoló erő értéket, meghatározzuk a kiválasztott golyósorsós konstrukció elemei közötti Hertz-feszültségeket, valamint az élettartamot. A számított Hertz-feszültség értékeket szakirodalomból származó felületi nyomás értékekkel vetjük össze. Amennyiben az összevetés eredménye pozitív, úgy a fenti eljárást a tömbben található, következő kisebb átmérőjű golyósormentes hajtásra is alkalmazzuk mindaddig, míg az összevetés eredménye nem válik megfelelővé. Amennyiben az eljárás első összevetésének az eredménye negatív, úgy felelve a kiválasztott tömbelemhez képest nagyobb átmérőjű orsókat tartalmazó tömbelemek intervallumát az eljárást előlről kezdjük.

Az imént bemutatott algoritmus az alábbiakban tárgyalásra kerülő számítási módszert alkalmazza a Hertz-feszültségre, valamint az élettartam jellemzőkre vonatkozó becsléseket, ellenőrzéseket illetően.

5. ELLENŐRZÉS HERTZ-FESZÜLTÉSRE

Mivel a Hertz-feszültségre történő ellenőrzés során szükségünk van az egymással érintkező felületpárok érintkezési pontbeli görbületi jellemzőire, ezért először ezeket állítjuk elő. Ehhez differenciál geometriai eszközöket alkalmazunk [1][2]. Elsőként felírtuk az anya és az orsómenet felületének paraméteres egyenletrendszerét, amely

$$x(\varphi, \vartheta) = \left(\frac{d_{oI}}{2} + r_p \cos \vartheta \right) \cos \varphi + r_p \sin \alpha \sin \vartheta \sin \varphi$$

$$y(\varphi, \vartheta) = \left(\frac{d_{oI}}{2} + r_p \cos \vartheta \right) \sin \varphi - r_p \sin \alpha \sin \vartheta \cos \varphi$$

$$z(\varphi, \vartheta) = r_p \cos \alpha \sin \vartheta + \frac{h\varphi}{2\pi}$$

alakú, és ahol d_{oI} , r_p , h rendre a csavarvonal átmérője, a menetprofil sugara és a menetemelkedés, α , ϑ pedig szögparaméterek. Ezt követően deriválással előállítottuk a felületi koordinátarendszer

$$\mathbf{g}_1 = \frac{\partial \mathbf{r}}{\partial \varphi}; \quad \mathbf{g}_2 = \frac{\partial \mathbf{r}}{\partial \vartheta}$$

kovariáns bázisvektorait és a

$$\mathbf{g}^{\mu\beta} = \mathbf{g}^\mu \cdot \mathbf{g}^\beta; \quad (\mu, \beta = 1, 2)$$

kontravariáns mértéktenzort. Ezekből adódnak a görbületi tenzor elemei, amely értékek a Hertz-feszültségek kiszámításához szükségesek. Az érintkezésponthban a csavar felület H közepes görbületét és a K Gauss-féle görbületét a görbületi tenzor egyik indexének emelésével nyert vegyes indexű mennyiséggel fejezhetjük ki a

$$b^\mu_\gamma = \mathbf{g}^{\mu\beta} b_{\beta\gamma}; \quad (\mu, \beta, \gamma = 1, 2)$$

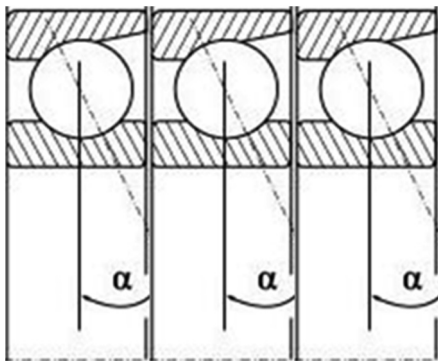
összefüggésnek megfelelően, melyből adódnak a

$$H = \frac{1}{2}(\kappa_I + \kappa_{II}) = \frac{1}{2} b^\mu_\mu; \quad K = \kappa_I \kappa_{II} = \det(b^\mu_\gamma)$$

közepes és a Gauss-féle görbületek, amelyek alapján egy másodfokú egyenlet származtatja a κ_I , κ_{II} főgörbületeket, valamint a

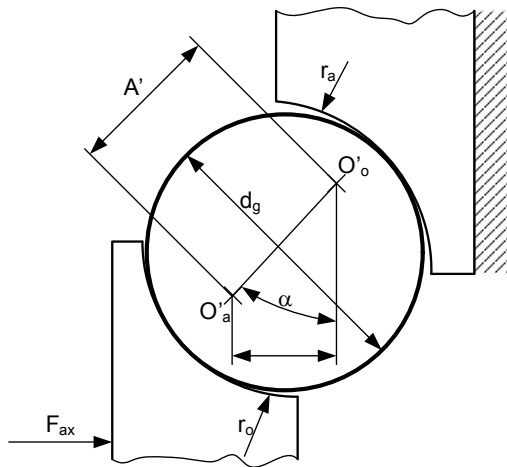
$$R_I = \frac{I}{|\kappa_I|}; \quad R_{II} = \frac{I}{|\kappa_{II}|}$$

hányadosok szolgáltatják a gördülőelem és a menetfelületek főgörbületi sugarait. Szükségünk van továbbá az egyes gördülőelemekre ható erőkre. Feltételezzük, hogy ezek minden gördülő elem esetén azonosak, és ezt a 3. fejezetben meghatározott előtoló erő ismeretében felírhatjuk az alábbiak szerint. A golyósanyagördülőelem-orsó kapcsolatról feltételezzük, hogy jó közelítéssel megfelel egymás mögött elhelyezkedő, ferde hatásvonalú golyóscsapágyak sorozatának (1. ábra).



1. ábra. A golyósorsós hajtás ferde hatásvonalú csapágymodellje

Ezek alapján egyetlen gördülőelem erőjátékát az alábbi ábra részletezi (2. ábra).



2. ábra. Egyetlen gördülőelem erőjátéka

Feltesszük, hogy a golyósorsót csak axiálisan terheljük. Az axiális terhelés hatására az anyánál δ_a , az orsónál δ_o rugalmas elmozdulás jön létre, melyek

hatására a kezdeti α_o hatásszög megnő. A ' -vel jelölt mennyiségek a deformációt követő állapotra vonatkoznak. Itt nem részletezett számítások szerint a deformációt követően kialakuló hatásszög értéke az

$$\alpha = \arcsin \left(\frac{\sin \alpha_o + \frac{\delta_{ax}}{A}}{\sqrt{\cos^2 \alpha_o + \left(\sin \alpha_o + \frac{\delta_{ax}}{A} \right)^2} - 1} \right)$$

összefüggés alapján határozható meg. Egyetlen gördülőelem erőjátékát az

$$F_a = Z F_g \sin \alpha$$

egyenlet írja le, ahol F_a az axiális terhelés, Z a terhelésben résztvevő gördülőtestek száma, F_g pedig a gördülőelem terhelés. Az egyetlen gördülőelemre ható terhelés az előző összefüggésből határozható meg, amely egyéb más jellemzők mellett szükséges adat a golyósorsó rendszer Hertz-feszültségek alapján történő élettartam megítéléséhez. Az axiális terhelés az orsóra ható megmunkálási terhelés mellett a golyósanyát előfeszítő erőt is tartalmazza.

Az előzőekben meghatározott görbületi jellemzők és terhelések alapján – az anyagjellemzőket is figyelembe véve – felírhatjuk az érintkező elemek közötti, ellipszis alakúnak feltételezett kontakt zónák kis- és nagytengelyeinek

$$a_a = n_{aa} \sqrt[3]{\frac{3\eta F_g}{2(\kappa_{11g} + \kappa_{12g} + \kappa_{21a} + \kappa_{22a})}}$$

$$b_a = n_{ba} \sqrt[3]{\frac{3\eta F_g}{2(\kappa_{11g} + \kappa_{12g} + \kappa_{21a} + \kappa_{22a})}}$$

összefüggéseit, ahol a κ értékek a megfelelő főgörbületek az érintkezési pontokban (esetünkben az anya és a gördülő test érintkezési pontjában),

$$\eta = \frac{2(1-\nu^2)}{E}$$

anyagjellemző, az (n_a, n_b) értékek

a szakirodalomból kereshetők ki [6]. Hasonló mennyiségek írhatók fel az orsó és a gördülő elemek érintkezési viszonyaira. Ezek alapján az orsón és az anyán jelentkező érintkezési nyomások a

$$p_{0o} = n_{po} \sqrt[3]{\frac{3\eta F_g}{2(\kappa_{11g} + \kappa_{12g} + \kappa_{21o} + \kappa_{22o})}}$$

$$p_{0a} = n_{pa} \sqrt[3]{\frac{3\eta F_g}{2(\kappa_{11g} + \kappa_{12g} + \kappa_{21a} + \kappa_{22a})}}$$

kifejezésekkel számíthatók, ahol az n_p értékek az előzőleg hivatkozott [6] szakirodalom alapján veendő figyelembe.

Az érintkezési nyomás maximum értékei lehetővé teszik a gördülőpályák élettartamának hozzávetőleges minősítését. A szakirodalomban szokás megkülönböztetni a statikus, illetve a dinamikus igénybevételeket. Statikus igénybevételre a szakirodalom a $p_0 = 4600 \text{ MPa}$ értéket javasolja a legnagyobb megengedett érintkezési nyomásnak. Dinamikus igénybevétel esetén a legnagyobb megengedett érintkezési nyomást az [6] szakirodalom szerint $p_0 = 3500 \text{ MPa}$, a [5] szakirodalom szerint pedig $p_0 = 5,25 \text{ HB}$, ahol $[p_0] = \text{MPa}$, HB pedig az orsó és anya alapanyagának Brinell-keménysége.

Az élettartam számítás az ismert

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p$$

összefüggés alapján becsülhető, ahol C a dinamikus alapterherbírás, P az egyenértékű axiális terhelés, amely a 3. Fejezetben kiszámolt előtölő erők közül a minimális. Ez az összefüggés üzemórára és megtett útra is átszámítható. Értéke a gyártói katalógusban feltüntetett elvárt élettartam értékek alapján ítéhető meg.

Jelenleg folyik egy olyan szoftver kifejlesztése, amely a fenti részlejárások mindegyikét, egységes programba integrálva tartalmazza.

6. ÖSSZEFOGLALÁS

Cikkünkben röviden bemutatunk egy olyan módszert, melynek segítségével lehetővé válik trapézmenetes és golyósorsós hajtások terhelhetőségének és élettartamának összevetése, így egymással történő helyettesítése, amely egyébként hagyományos trapézmenetes mellékhajtással ellátott megmunkálógépek esetén sokszor felmerül igényként.

KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

A bemutatott kutató munka a TÁMOP-4.2.1.B-10/2/KONV-2010-0001 jelű projekt részeként az Európai Unió támogatásával, az Európai Szociális Alap társfinanszírozásával valósul meg

This research was carried out as part of the TAMOP-4.2.1.B-10/2/KONV-2010-0001 project with support by the European Union, co-financed by the European Social Fund.

IRODALOM

- [1] BÉDA, Gy., KOZÁK, I.: Rugalmas testek mechanikája. Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1987.
- [2] Dr. SZABÓ, T., SZILÁGYI, A., Dr. TAKÁCS, Gy.: Golyósorsó konstrukciók élettartamának meghatározása. XXV. microCAD International Scientific Conference, 31st March – 1st April 2011. Miskolc – Egyetemváros, pp: 45 – 50.
- [3] Dr. TERPLÁN, Z.: Gépelemek I. Tankönyvkiadó, Budapest. 1990.
- [4] <http://www.scribd.com/farhadfakurian/d/60174920-Kammerer-Engels>
- [5] MOLNÁR, L., dr. VARGA, L.: Gördülő csapágyazások tervezése. Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1977.
- [6] PONOMARJOV, SZ. D.: Szilárdsági számítások a gépészetben, III. Kötet. Lemezek. Héjak. Vastagfalú csövek. Érintkezési Feszültség. Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1966.
- [7] UNGÁR, T., VIDA, A.: Segédlet a Gépelemek I-II. kötetéhez. Tankönyvkiadó, Budapest 1989.