

# CSAVARRUGÓVAL ELŐFESZÍTETT, ERŐVEL ZÁRÓ TENGYELKAPCSOLÓ

## WRAP SPRING CLUTCH

Dr. Kozma Mihály kandidátus, egyetemi tanár\*; Molnár László egyetemi adjunktus\*,  
Dr. Váradi Károly MTA doktora, egyetemi tanár\*; Dr. Oroszváry László, fejlesztés vezető\*\*

### ABSTRACT

Wrap Spring Clutch offer some advantages in torque to size ratios and clutching time as compared to other torque transmitting devices [1]. The torque capacity of a wrap spring clutch is determined by the cross sectional strength of the spring. A wrap spring clutch engages instantaneously. The higher the torque, the tighter the spring wraps down on the hubs [2]. It must be sized carefully for each application. The equations for calculation its parameters are outlined in the following.

### 1. BEVEZETÉS

Két tengely között a nyomaték átvitel, a tengely kapcsolat létrehozása vagy megszüntetése, egyszerűen megvalósítható olyan, gyakorlatilag egyetlen csavarrugóból álló szorító szerkezettel, ahol a két tengelyhez tartozó hengeres felületekre előfeszítéssel felhelyezett vagy csavaró nyomatékkal rászorított csavarrugó hoz létre súrlódási erőt a hengerek és a csavarrugó között.

Az ilyen csavarrugós tengelykapcsolók sokoldalúan használhatók, és nagyon sok előnyös tulajdonságuk van:

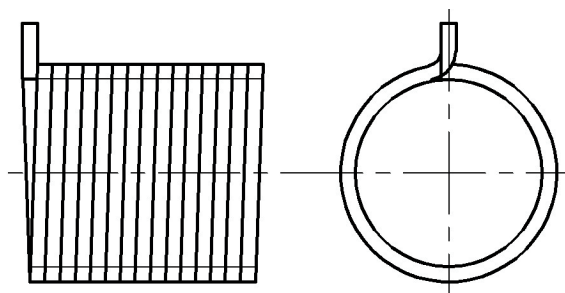
- radiális irányban nagyon kis helyet igényelnek,
- méretükhöz képest igen nagy nyomaték átvitelére alkalmasak,
- a nyomaték átviteléhez kihasználják a kötél súrlódás törvényét,
- szabadonfutóként is használhatók.

A rugóhuzal rendszerint négyzet keresztmetszetű a rugó és a henger között ébredő felületi nyomás csökkentése érdekében. A rugó kialakítását az 1. ábra mutatja.

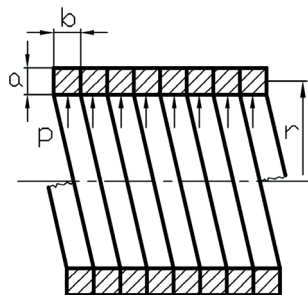
### 2. AZ ELŐFESZÍTŐ NYOMÁS SZÁMÍTÁSA

Az előfeszítés érdekében a rugó belső átmérője kisebb, mint a csatlakozó két henger külső átmérője, beszereléskor a rugó átmérője  $\Delta d = 2\Delta r$  értékkel megnövekszik, és a rugó rászorul a hengerek palást felületére. A kialakuló, egyenletesen megoszlóan

tekintett  $p$  szorító nyomás nagyságát a  $\Delta r$  sugárváltozás mértéke, valamint a rugó kialakítása, méretei (2. ábra) és anyaga határozza meg. A  $\Delta r$  sugárnövekedés a rugó hossza mentén gyakorlatilag egyenletesen megoszló hajlító nyomatékot hoz létre



1. ábra. A csavarrugó kialakítása.



2. ábra. A mechanikai modell.

A rugó belső felületén az előfeszítés hatására kialakuló  $p$  felületi nyomás nagysága számítható abból a feltételből, hogy a felületi nyomás hatására tágló csavarrugóban felhalmozott  $W$  rugóenergia megegyezik a rugó huzalban keletkező  $M$  hajlító nyomaték által létrehozott rugóenergiával.

A  $p$  belső nyomás hatására kialakuló rugóenergia:

$$W = \frac{p2r\pi bn\Delta r}{2}, \quad (1)$$

ahol  $r$  – a rugó középpátmérőhöz tartozó sugár,  $b$  – a rugóhuzal szélessége,  $n$  – az egyik hengeres felületen lévő rugómenetek száma.

\* Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem Gép- és Terméktervezés Tanszék

\*\* Knorr Bremse Vasúti Járműrendszerek Hungária Kft.

Az  $M$  hajlító nyomatékból eredő rugóenergia, miután a rugó huzal hossza mentén a nyomaték nem változik:

$$W = \frac{M\varphi}{2}, \quad (2)$$

ahol

$$\varphi = \frac{M2r\pi n}{IE} \quad (3)$$

a rugó végének szögelfordulása,  $I$  – a rugóhuzal másodrendű nyomatéka,  $E$  – a rugó anyagának rugalmassági modulusa.

A  $\Delta r$  sugárváltozásból eredő hajlító nyomaték a következőképpen határozható meg [3], [4]:

$$M = \frac{\Delta r IE}{r^2}. \quad (4)$$

Az  $M$  hajlító nyomaték és a rugóvég  $\varphi$  szögelfordulásának összefüggését behelyettesítve a  $W$  rugóenergia összefüggésébe, rendezés után, a hajlító nyomatékból eredő rugóenergia számítására alkalmas összefüggés a következő alakot veszi fel:

$$W = \frac{\Delta r^2 IE \pi n}{r^3}. \quad (5)$$

Egyenlővé téve a rugóenergia kétféleképpen felírt összefüggését, a csavarrugó  $\Delta r$  sugárnövekedésének hatására kialakuló  $p$  felületi nyomás összefüggése a következőképpen írható fel:

$$p = \frac{\Delta r IE}{br^4}. \quad (6)$$

A felületi nyomás és a súrlódási tényező ismeretében egyszerűen számítható az előfeszített rugó és a csatlakozó hengeres felület között kialakuló  $F_S$  súrlódási erő.

$$F_S = p d \pi b n. \quad (7)$$

Ez az erő rúdírnyban átadható a két hengeres felület között. A nyomaték számításakor azonban figyelembe kell venni a kötelsúrlódás hatását, amely az egyik forgásirányban rászorítja a rugót a hengerek palástfelületére, a másik forgásirányban pedig részben lelazítja azt.

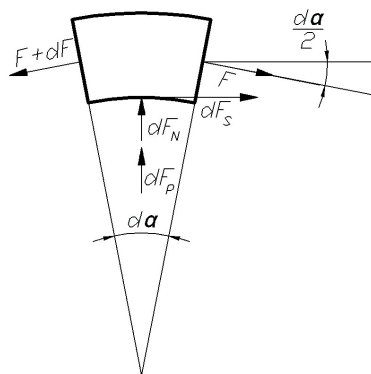
A sugárváltozás hatására kialakuló  $M$  hajlító nyomaték képletéből levezethető a legnagyobb hajlító feszültség számítására szolgáló alábbi összefüggés:

$$\sigma = \frac{Ma}{2I} = \frac{\Delta r a E}{r^2 2}, \quad (8)$$

ahol  $a$  – a rugó huzal vastagsága.

### 3. A NYITÁSI ÉS ZÁRÁSI NYOMATÉK SZÁMÍTÁSA

Az előfeszített csavarrugóval átvihető nyomaték, a zárási nyomaték a kötelsúrlódás elméletéből számítható. A felcsavarodó rugó elemi szakasza és a rá ható erők a 3. ábrán láthatók.



3. ábra. Elemi rugószakasz erőegyensúlya.

A 3. ábrán  $F_S$  – a súrlódó erő,  $F$  – a rugót feszítő tangenciális erő (kötélfeszítés) és  $F_N$  – a rugó belső felületére a kötélröböl ható erő.

Az erők vízszintes komponenseinek egyensúlyát felírva:

$$F \cos\left(\frac{d\alpha}{2}\right) - (F + dF) \cos\left(\frac{d\alpha}{2}\right) + dF_S = 0. \quad (9)$$

A kis  $d\alpha$  szög miatt  $\cos(d\alpha/2) \approx 1$ , ezért

$$dF = dF_S = \mu(dF_N + dF_p). \quad (10)$$

A függőleges erőkomponensek egyensúlya (a  $p$  nyomásból eredő sugárirányú erővel a rugót terhelő hajlító nyomaték tart egyensúlyt, ezért azt nem kell figyelembe venni a függőleges erők egyensúlyának felírásakor):

$$dF_N - (F + dF) \sin\left(\frac{d\alpha}{2}\right) - F \sin\left(\frac{d\alpha}{2}\right) = 0 \quad (11)$$

A másodrendű kis mennyiséget ( $dF \cdot \sin(d\alpha/2)$ ) elhanyagolva, és  $\sin(d\alpha/2) \approx \alpha/2$  összefüggést alkalmazva az egyenlet a következő alakra egyszerűsödik:

$$dF_N = F d\alpha. \quad (12)$$

A  $dF_N$  elemi erő kifejezhető a vízszintes erők egyszerűsített egyenletéből és behelyettesíthető ebbe az egyenletbe. Így a két egyenlet felhasználásával az erőegyensúlyra a következő összefüggés írható fel:

$$-dF_p + \frac{dF}{\mu} = F d\alpha. \quad (13)$$

Az elemi előfeszítő nyomásból eredő felületre mérőleges erő:

$$dF_p = pbrd\alpha, \quad (14)$$

ahol  $r$  – a dob sugara,  $b$  – a rugóhuzal szélessége,  $p$  – pedig az előfeszítő nyomás.

Az előfeszítő nyomásból eredő erőt behelyettesítve az előző egyenletbe, a következő differenciál-egyenlet jön létre:

$$\frac{dF}{F + pbr} = \mu d\alpha. \quad (15)$$

Mindkét oldalt integrálva:

$$\ln(F + pbr) = \mu\alpha + C. \quad (16)$$

Felhasználva a következő határfeltételt:  
ha  $\alpha = 0$  és  $F = 0$ , meghatározható a  $C$  konstans:

$$C = \ln(pbr), \quad (17)$$

amelyet visszahelyettesítve a megoldás összefüggésébe, és átrendezve, a kötélúrlódásból a rugóban ébredő  $F$  húzóerő, illetve annak ismeretében a csavarrugós szabadonfutóval átvihető  $M_z$  nyomaték (zárási nyomaték) számítására a következő összefüggések írhatók fel:

$$F = pbr(e^{\mu\alpha} - 1), \quad (18)$$

$$M_z = pbr^2(e^{\mu\alpha} - 1). \quad (19)$$

Behelyettesítve a korábban meghatározott  $p$  előfeszítő nyomás (6) összefüggését a zárási nyomaték egyenletébe, elhanyagolva a rugó középsugár és a paláston felfekvő felület sugara közötti különbséget, rendezés után a következő formula jön létre:

$$M_z = \frac{\Delta r I E}{r^2} [e^{\mu\alpha} - 1]. \quad (20)$$

A zárási nyomatékkal ellentétes irányú nyomaték, a nyitási nyomaték, feloldja a kötélúrlódásból eredő nyomaték összetevőt, ezért ebben az egyenletben nyitáskor az  $e^{\mu\alpha}$  értéke nullának tekinthető. Ennek megfelelően a csavarrugós szabadonfutó nyitási nyomatékának meghatározására alkalmas összefüggés:

$$M_{ny} = \frac{\Delta r I E}{r^2}. \quad (21)$$

A csavarrugó és a tengelyhez tartozó hengeres palástfelület közötti nyomás a kötélúrlódásból származó tangenciális rugófeszítő erővel arányosan változik, így a legnagyobb felületi nyomás a legnagyobb rugófeszítő erőnél alakul ki. A maximális nyomás ezért a következőképpen számítható:

$$p_{\max} = \frac{F}{br} = p(e^{\mu\alpha} - 1). \quad (22)$$

A levezetett összefüggések felhasználásával meghatározható a tengelyeken lévő hengerekből és azok palástjára előfeszítéssel felszerelt csavarrugóból álló tengelykapcsolóval átvihető nyomaték (zárási nyomaték), a tengelykapcsoló oldásához szükséges nyomaték (nyitási nyomaték), nagysága, illetve kiszámíthatók az adott nyomaték átviteléhez szükséges csavarrugó geometriai méretei.

Hasonló megfontolások alapján levezethetők a hézaggal szerelt csavarrugóval átvihető nyomaték és a rugó geometriai méreteinek számítására alkalmas összefüggések is.

## IRODALOM

- [1]. [www.warnerelectric-eu.com/Selection and Calculations](http://www.warnerelectric-eu.com/Selection%20and%20Calculations),
- [2]. [www.warnerelectric-eu.com/ Wrap spring Clutches & Brakes](http://www.warnerelectric-eu.com/Wrap%20spring%20Clutches%20&%20Brakes)
- [3]. [www.codecogs.com/Curved beams-Materials\\_Engineering reference](http://www.codecogs.com/Curved%20beams-Materials_Engineering%20reference)
- [4]. Muttnyánszky Ádám: Szilárdságtan. Műszaki könyvkiadó, Budapest, 1981