



Kovács Gáborné Mezei Gizella, Rácz Péter, Szalai Péter, Törőcsik Dávid
Széchenyi István Egyetem, Műszaki Tudományi Kar

Gépelemek

2013

Műszaki és természettudományos alapismeretek
tananyagainak fejlesztése a mérnökképzésben
Pályázati azonosító: TÁMOP-4.1.2.A/1-11/1-2011-0054



IMPRESSZUM

©COPYRIGHT: Kovács Gáborné Mezei Gizella, Rácz Péter, Szalai Péter, Törőcsik Dávid Széchenyi István Egyetem, Műszaki Tudományi Kar

Lektorálta: Dr.Kégl Tibor (Óbudai Egyetem, Mechatronikai és Autótechnikai Intézet), Dr. Varga Mihály (Nyugat-magyarországi Egyetem, FMK, Gépészeti és Mechatronikai Intézet)

©Creative Commons NonCommercial-NoDerivs 3.0 (CC BY-NC-ND 3.0)

A szerző nevének feltüntetése mellett nem kereskedelmi céllal szabadon másolható, terjeszthető, megjelentethető és előadható, de nem módosítható.

ISBN 978-963-7175-89-3

Kiadja: Széchenyi István Egyetem, Műszaki Tudományi Kar

Támogatás:

Készült a TÁMOP-4.1.2.A/1-11/1-2011-0054 számú, "Műszaki és természettudományos alapismeretek tananyagainak fejlesztése a mérnökképzésben" című projekt keretében.

Kulcsszavak: szilárdságtani alapok; statikus, dinamikus és változó igénybevételek; kötőelemek; kötések; tengelyek; tengelykötések; tengelykapcsolók; csapágyak; csapágyazások; tömítések; hajtások; rugók

Tartalmi összefoglaló: A jegyzet anyaga széles ismeretkörben ad meghatározó tudást annak a mérnökjelöltnek aki tervezőként, gyártóként vagy akár kereskedőként kíván a diploma megszerzése után elhelyezkedni. Tárgyalja az alkatrészek egyes igénybevételeit. Bemutatja a különböző kötések, a szabványos kötőelemeket. Ismerteti a tengelyek kialakítási szempontjait, a különböző tengelykapcsolókat. Bemutatja a tengelyek beépítésének eseteit és az ehhez szükséges alkatrészeket: csapágyakat, rugókat, tömítéseket. Foglalkozik a különböző hajtásokkal és hajtáselemekkel, kitérve ezek méretezésére is. A gépelemek és egyszerűbb gépszerkezetek adott feladatra történő megtervezése révén képessé teszi a hallgatót valós ipari feladatok megoldására is.

Bevezető

I. MODUL | A gépelemek szilárdsági méretezésének alapjai

1. A gépelemek szilárdsági méretezésének alapjai

1. lecke

- 1.1. Igénybevételek és alakváltozások
- 1.2. A megengedett feszültség megválasztása, a biztonsági tényező
- 1.3. Gyakorló feladatok

- 1.4. A kifáradási határfeszültség
- 1.5. A kifáradási határt módosító tényezők
- 1.6. A kifáradási biztonsági terület
- 1.7. Méretezés egyszerű igénybevételre
- 1.8. Gyakorló feladatok

2. lecke

3. lecke

II. MODUL | Kötőgépelemek, kötési módok

2. Kötőgépelemek, kötési módok

4. lecke

- 2.1. Kötőgépelemek, kötési módok csoportosítása
- 2.2. A csavarmenetekkel kapcsolatos alapfogalmak
- 2.3. Csavarmenet profilok, jellemző méretek
- 2.4. A csavarmeneteken keletkező erőhatások
- 2.5. Gyakorló feladatok

2.6. A csavarkötések szilárdsági méretezése statikus terhelések esetén

5. lecke

2.7. Gyakorló feladatok

2.8. A csavarok és csavaranyák anyaga

6. lecke

2.9. A csavarkötés elemeiben kialakuló feszültségeloszlások és az elemek szerkezeti kialakítása

2.10. Csapszegek, szegek, rögzítőelemek

7. lecke

2.11. Gyakorló feladat

2.12. Ék- és reteszkötések

8. lecke

2.13. Gyakorló feladat

2.14. Bordás és alakos tengelykötések

9. lecke

2.15. Gyakorló feladat

10. lecke

III. MODUL | Nem oldható kötések

3. Nem oldható kötések

11. lecke

3.1. A szegecskötések

3.1.1. Szegecskötés létesítése

3.2. Gyakorló feladat

3.3. Hegesztési módok, varratfajták, a hegesztett szerkezetek kialakítása

12. lecke

3.3.1. Varratfajták

3.3.2. A hegesztett kötések optimális kialakításának szempontjai

3.3.3. A hegesztett kötések szilárdsági méretezése

3.4. Gyakorló feladat

3.5. A szilárd illesztésű kötés

13. lecke

3.5.1. A szilárd illesztésű kötés méretezése

3.6. Gyakorló feladat

3.7. Forrasztás

14. lecke

3.7.1. A forrasztott kötések szilárdsági méretezése

3.8. Ragasztás

15. lecke

3.8.1. A ragasztott kötések kialakítási szempontjai

3.9. Gyakorló feladat

IV. MODUL | Tengelyek

4. Tengelyek

4.1. A tengelyek osztályozása

4.2. A tengelyek kialakítása

4.2.1. A tengelyek tipikus részletei

4.3. A tengelyek anyagai

4.4. A tengelyek méretezése

4.5. Gyakorló feladatok

4.6. Ellenőrzés alakváltozásra

4.7. A tengelyek anyagának kifáradása

4.8. Modulzáró

V. MODUL | Tengelykapcsolók

5. A tengelykapcsolók feladata, csoportosítása és általános méretezési elve

21. lecke

5.1. Merev tengelykapcsolók

5.1.1. Tokos tengelykapcsoló

5.1.2. Héjas tengelykapcsoló

5.1.3. Tárcsás tengelykapcsolók

5.2. Gyakorló feladatok

5.3. Mozgó tengelykapcsolók

22. lecke

5.4. Hajlékony tengelykapcsolók

5.5. Rugalmas tengelykapcsolók

5.6. Gyakorló feladatok

5.7. Oldható tengelykapcsolók

23. lecke

5.7.1. Oldható alakzáró tengelykapcsolók

5.7.2. Oldható erőzáró tengelykapcsolók

5.8. Különleges tengelykapcsolók

5.8.1. Biztonsági tengelykapcsoló

5.8.2. Hidrodinamikus tengelykapcsoló

5.9. Gyakorló feladatok

VI. MODUL | Csapágyak

6. Csapágyak

6.1. Csapágyak feladata, fajtái

6.2. Kenőanyagok

6.3. Siklócsapágyak

6.3.1. Siklócsapágyak tulajdonságai

6.3.2. Súrlódási és nyomás viszonyok

6.3.3. A siklócsapágyak üzemi hőmérséklete, olajsüksége

6.3.4. Siklócsapágyak méretezése

6.3.5. Kenőberendezések

6.3.6. Siklócsapágyak anyagai

6.3.7. Siklócsapágy-szerkezetek

6.4. Gördülőcsapágyak

6.4.1. Gördülőcsapágyak tulajdonságai, osztályozása

6.4.2. Gördülőcsapágyak fajtái

6.4.3. Gördülőcsapágyak kiválasztása

6.4.4. Gyakorló feladatok

6.4.5. Gördülőcsapágyak kenése

29. lecke

6.4.6. Gördülőcsapágyak tömítése

6.4.7. Gördülőcsapágyak beépítése

6.5. Modulzáró

30. lecke

VII. MODUL | Dörzshajtások és súrlódásos végtelenített hajtások

7. Dörzshajtások és súrlódásos végtelenített hajtások

31. lecke

7.1. Dörzshajtás

7.2. A súrlódásos végtelenített hajtások elrendezése és alapösszefüggései

32. lecke

7.3. Szíjcsúszás és az ékszíjhajtás tulajdonságai, szerkezeti elemei

7.4. Fogasszíjhajtás

7.5. Modulzáró

33. lecke

VIII. MODUL | Fogaskerekek

8. Fogaskerekek

34. lecke

8.1. Fogaskerekek csoportosítása

8.2. A fogaskerekek geometriája

35. lecke

8.3. Elemi fogazat

36. lecke

8.4. Kompenzált fogazat

8.5. Általános fogazat

8.6. Gyakorló feladatok

8.7. Ferde fogazat

37. lecke

8.8. Gyakorló feladatok

8.9. Kúpfogaskerekek

38. lecke

8.10. Gyakorló feladatok

8.11. Fogaskerekek szilárdsági méretezéséről

39. lecke

8.12. Gyakorló feladatok

8.13. Csigahajtás

40. lecke

8.14. Gyakorló feladatok

8.15.Hajtóművek

41. lecke

8.16.Különleges hajtóművek

42. lecke

IX. MODUL | Rugók

9. Rugók

43. lecke

9.1. A rugók felhasználása és anyagaik

9.2. Igénybevétellel terhelt fémrugók

9.3. Csavaró igénybevétellel terhelt fémrugók

9.4. Nem fémes anyagú rugók

9.5. Gyakorló feladatok

Feladatok megoldása

44. lecke

Bevezető

Az alábbiakban feldolgozásra kerülő Járműelemek (Gépelemek) tantárgy anyaga a Gépszerkezettan I. tantárgyban tanultakra épül.

A feldolgozásban a következők nyújtanak segítséget:

1. elektronikus jegyzet,
2. elektronikus tanulási útmutató,
3. gyakorló feladatok és ellenőrző kérdések,
4. lecke záró vagy modul záró tesztek.

Javasoljuk, hogy a tananyag feldolgozása során a következők szerint járjon el:

- ha az Ön gépén nincs SWF lejátszó, társítson hozzá internet böngészőt;
- az ábrák megfelelő vonalvastagságát nagyítással állítsa be;
- az ellenőrző kérdések és feladatok megoldásaiban a tizedesvessző helyett pontot írjon;
- a leckéket az elektronikus tanulási útmutató sorrendje szerint dolgozza fel;
- kövesse a javasolt tevékenységeket és ismerje meg a követelményeket;
- olvassa el a jegyzet kijelölt részét;
- válaszolja meg az ellenőrző kérdéseket és oldja meg a gyakorló feladatokat;
- készítse el a megoldásra javasolt feladatokat (az eredményeket két tizedes pontossággal adja meg)!

A gyakorló feladatok önálló rajzi munkát is kérhetnek, amelyekhez hasonló a vizsgán is előfordulhat. Az ilyen feladatok megoldásában Ön csak akkor lesz sikeres, ha a rajzokat valójában el is készíti. Rajzos feladatot nem elég csak „gondolatban” megoldani, mert a produktum ellenőrzéséhez annak megjelenítése szükséges.



Szerkesztett rajzot csak a házi feladatban várunk el Öntől, amelynek leírását a tantárgyprogramban rögzítettek szerint, gyakorlatvezetőjétől megkapja.

Ha a feldolgozás során nehézsége támad vagy valamit nem ért, forduljon bizalommal oktatójához.

Munkájához sok sikert kívánunk!

I. MODUL

A gépelemek szilárdsági méretezésének alapjai

1. LECKE

1. A gépelemek szilárdsági méretezésének alapjai

Tevékenység:

Olvassa el a jegyzetet az 1.3 alfejezetig. A feldolgozás során a következőkre figyeljen:

- Milyen követelményeket kell kielégítenie egy gépnek vagy szerkezeti egységnek?
- Hogyan történhet a gépalkatrészek méretezése?
- Hogyan határozzuk meg az ébredő feszültséget a különböző egyszerű igénybevétel esetén?
- Mit jelent az összetett igénybevétel?
- Hogyan határozható meg a redukált feszültség többirányú összetett igénybevétel esetén?
- Mit értünk megengedett feszültségen, hogyan határozzuk meg?
- Milyen anyagjellemzőt választhatunk határfeszültségnek?
- Hogyan határozhatjuk meg a megengedhető normál és csúsztató feszültség értékét különböző anyagok esetén?

Követelmény:

A tananyag elsajátítása akkor tekinthető sikeresnek, ha Ön:

- Ismertetni tudja a gépszerkezetek fő követelményeit.
- Részletezni tudja a gépelemek két különböző méretezési elvét.
- Fel tudja írni az egyszerű igénybevételek alapegyenleteit.
- Meg tudja határozni az ébredő feszültséget többirányú összetett igénybevétel esetén.
- Önállóan fel tudja írni a megengedett feszültség összefüggéseit.

- Fel tudja sorolni a határfeszültségként használatos anyagjellemzőket.

Kulcsszavak: igénybevétel, húzás, nyomás, nyírás, hajlítás, csavarás, egyszerű igénybevétel, összetett igénybevétel, megengedett feszültség, határfeszültség, biztonsági tényező.

Egy adott gépelem konkrét feladatra való megtervezése vagy egy már meglevő alkatrész ellenőrzése egy konkrét feladat szempontjából, a végeredményt tekintve, egyazon feladat két különböző aspektusaként fogható fel. Mindkét esetben szükséges az alkatrészt érő igénybevételek minél pontosabb meghatározása és a felhasznált szerkezeti anyag szilárdsági tulajdonságainak ismerete.

A valóságban ébredő feszültség meghatározásához az alkatrész üzemi viszonyait, az eközben fellépő üzemi terheléseket vesszük figyelembe. A működési körülmények és az alkatrész kialakítása megadják a fellépő terheléseket, majd egy alkalmas szilárdságtani modell felhasználásával korlátozott pontossággal ugyan, de az ébredő feszültségek meghatározhatók. Mivel a méretezendő alkatrészt érő igénybevételek időbeli lefolyása és együttes hatása többnyire nem egyezik meg az anyagvizsgálat során alkalmazott „próbapálca” igénybevételével, ezért az alkatrész anyagának szilárdsági jellemzőit sem mindig az adott feladatnak megfelelően ismerjük. Ezeket a bizonytalanságokat a méretezés során nem hagyhatjuk figyelmen kívül.

Egy gép vagy gépalkatrész tervezése vagy ellenőrzése akkor sikeres, ha megfelel az adott üzemi feladatra, élettartama során maradéktalanul betölti funkcióját és ezeket a célokat a lehető leggazdaságosabban értük el.

1.1. Igénybevételek és alakváltozások

A gépalkatrészeket leggyakrabban szilárdsági alapon, a megengedhető feszültség vagy a megengedhető alakváltozás figyelembe vételével méretezzük.

A szilárdsági méretezéshez első lépésként mindig mechanikai modellt készítünk. Ez azt jelenti, hogy a gépalaktrészt egy geometriai modellel (kéttámaszú tartó, keretszerkezet, ...), a valódi terheléseket pedig terhelési modellekkel (koncentrált erő, megoszló terhelés, ...) helyettesítjük.

A fellépő feszültségek, ill. alakváltozások meghatározásának első lépése az alkatrész vizsgált keresztmetszetét terhelő igénybevételek fajtájának meghatározása. Itt nem részletezett gondolatmenet szerint az adott keresztmetszetet terhelő erők és nyomatékok a négy alap igénybevételnek felelnek meg, amelyek közül egyszerre általában több is hat. Ezek az igénybevételek és az ezeket meghatározó összefüggések egyenes rudakra a következők:

Húzás: egy adott gépalkatrész valamely felületére merőlegesen ható erő, amely azt erő irányú növekedésre készíti. Húzáskor az alkatrészben σ feszültség ébred.

A húzás alapegyenlete:

$$\sigma_{\text{húzó}} = \frac{F}{A} = \frac{\text{húzóerő}}{\text{húzott felület}} \left[\frac{N}{\text{mm}^2} \right] \quad (1.1)$$

Nyomás: az alkatrész felületére merőleges erő hat, amely alakváltozás szempontjából rövidülést eredményez. A rúdban σ feszültség ébred.

A nyomás alapegyenlete:

$$\sigma_{\text{nyomó}} = \frac{F}{A} = \frac{\text{nyomóerő}}{\text{nyomott felület}} \left[\frac{N}{\text{mm}^2} \right] \quad (1.2)$$

Nyírásnál τ , azaz csúsztatófeszültség ébred.

A nyírás alapegyenlete:

$$\tau_{\text{nyíró}} = \frac{F}{A} = \frac{\text{nyíróerő}}{\text{nyírt keresztmetszet}} \left[\frac{N}{\text{mm}^2} \right] \quad (1.3)$$

Hajlításnál σ feszültség ébred.

A hajlítás alapegyenlete:

$$\sigma_{\text{hajl}} = \frac{M}{K} = \frac{\text{hajlítónyomaték}}{\text{keresztmetszeti tényező}} \left[\frac{N}{\text{mm}^2} \right] \quad (1.4)$$

A hajlítónyomaték mindig a terhelés (erő) és karja segítségével számítható:

$$M = F \cdot k [Nm] \quad (1.5)$$

Hajlító igénybevételnél nagyon fontos a keresztmetszet alakja, mert az ébredő feszültség nemcsak a keresztmetszet nagyságától, hanem annak alakjától is függ. Ezt vesszük figyelembe a másodrendű vagy inercia nyomatékkal, illetve a keresztmetszeti tényezővel: K . A keresztmetszeti tényező az inercianyomaték (I) és a szélsőszál távolságának (inerciasugár = e) hányadosa, $K = I/e$, bármely keresztmetszet esetén. (A szélsőszál a semleges vonaltól, tengelytől vett legnagyobb távolság.)

Csavarásnál a keresztmetszet síkjába eső τ , ún. **csúsztató feszültség** ébred.

A csavarás alapegyenlete:

$$\tau_{cs} = \frac{T}{K_p} = \frac{\text{csavarónyomaték}}{\text{poláris keresztmetszeti tényező}} \left[\frac{N}{mm^2} \right] \quad (1.6)$$

ahol: $T = P/\omega$ [Nm]

- P : az átvíendő teljesítmény [W]
- ω : a forgó rendszer szögsebessége [1/s]

K_p : poláris keresztmetszeti tényező, ami a poláris vagy más néven pontra számított másodrendű nyomatékból számítható, mértékegysége mm^3 .

Ha a fenti egyszerű igénybevételek közül egyszerre több is hat, összetett igénybevétel áll fenn. Ha az ébredő feszültség egynemű, csak σ vagy τ , egyirányú összetett igénybevétel; ha egyidejűleg mindkettő fellép, σ és τ is, akkor többirányú összetett igénybevétel hat az adott keresztmetszetben. Többirányú összetett igénybevétel esetén valamely feszültségelmélet alapján határozunk meg egy σ_r egyenértékű feszültséget:

$$\sigma_r = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} = \text{Mohr elmélete szerint,} \quad (1.7)$$

$$\sigma_r = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \text{Huber-Mises-Hencky (HMH) elmélete szerint.} \quad (1.8)$$

1.2. A megengedett feszültség megválasztása, a biztonsági tényező

A megengedhető feszültség helyes megválasztása a szilárdsági méretezések egyik legnehezebb feladata.

Mivel a valóságban sem a ténylegesen ébredő feszültséget, sem az adott igénybevételre érvényes szilárdsági határértékeket nem ismerjük pontosan, ezért a megengedett feszültséget az alkatrész használhatatlanságát okozó határfeszültségnek egy biztonsági tényezővel (n) osztott értékeként fejezzük ki:

$$\sigma_{meg} = \frac{\text{határfeszültség}}{\text{biztonsági tényező}} = \frac{\sigma_{\text{határ}}}{n} \quad (1.9)$$

A határfeszültség az anyag tönkremenetelét jellemzi, értéke pedig attól függ, hogy mi a méretezés feladata. Az alkatrészek anyagától függően más-más szilárdsági jellemzőt tekintünk határfeszültségnek:

- rideg anyagok a szakítószilárdság (R_m) elérésével válnak használhatatlanná:
 $\sigma_{meg} = R_m$ (öntöttvas és temperöntvény esetén nyomásra),
 $\sigma_{meg} = \frac{R_m}{n}$ $n=1,5-3$ (öntöttvas, műanyagok, kerámia – ahol nincs folyási jelenség),
- képlékeny anyagoknál az R_{eH} folyáshatár jelenti a határfeszültséget, mert ennek elérésével az anyag alakváltozása már megengedhetetlenül nagy:
 $\sigma_{meg} = \frac{R_{eH}}{n}$ $n=1,5-2$ (acél, acélöntvény, könnyűfémek és ötvözeteik),
- magas hőmérsékletű helyeken az anyag meleg folyáshatára (R_L) vagy a tartós folyáshatár a mérvadó;

- hosszú, nyomott rudak esetében a törőfeszültség elérése a káros (a törőfeszültség (σ_t) értéke az anyagjellemzőkön túl a rúd geometriai méreteitől is függ);
- változó igénybevétel következtében fellépő anyagfáradás esetén a kifáradási határt (σ_D) kell határfeszültségnek tekinteni.

A megengedhető feszültségek így meghatározott értékeiből a csúsztató feszültség megengedett értéke különböző anyagok esetén az alábbi módon számítható:

- acél, acélöntvény, réz, bronz: $\tau_{meg} = 0,65 \sigma_{meg}$
- alumínium és ötvözetek: $\tau_{meg} = 0,7 \sigma_{meg}$
- öntöttvas és temperöntvény: $\tau_{meg} = \sigma_{meg}$

A biztonsági tényező több, az alkatrész szempontjából fontos jellemzőtől függő tapasztalati érték. Nem a túlterheléssel szembeni biztonságot fejezi ki, inkább a számítás bizonytalanságának mértékével függ össze (minél nagyobb a bizonytalanság, annál nagyobb a biztonsági tényező). Más megvilágításban a biztonsági tényező a nemkívánatos állapotot előidéző és a méretezés alapjául szolgáló igénybevételnek a hányadosa.

A minél pontosabb meghatározásához szükséges, különböző szempontokhoz tartozó részértékeit táblázatok tartalmazzák. Ezeket összeszorozva 1,7 ... 6 közötti értékeket kapunk. A gyakorlatban, mint ahogy korábban már látható volt, a biztonsági tényező értéke 3 körül van.

1.3. Gyakorló feladatok

A következő, többségében megoldott feladat az egyszerű igénybevételekhez kapcsolódik. Javasoljuk, hogy a feladatok megoldását csak akkor tekintse meg, ha önállóan nem boldogul a kidolgozással.

1.1. feladat. Acél esetében a megengedett feszültség meghatározásához határfeszültségnek az anyag folyáshatárát tekintjük.

Határozzuk meg a megengedett feszültséget az $R_{eH} = 250 \text{ N/mm}^2$ folyáshatárú acél esetében, ha a biztonsági tényező értéke $n = 1,5$!

Számítás:

$$\sigma_{meg} = \frac{\sigma_{hat}}{n} = \frac{R_{eH}}{n} = \frac{250}{1,5} = 167 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

1.2. feladat. Egyszerű igénybevételről akkor beszélünk, ha a gépalkatrészt egyidejűleg csak egyfajta (húzó, nyomó, hajlító, ...) igénybevétel terheli.

Határozzuk meg az ébredő feszültséget egy kör keresztmetszetű rúdban, ha a rúd átmérője $d = 20 \text{ mm}$, a húzóerő pedig $F = 70000 \text{ N}$.

Számítás: $\sigma = \frac{F}{A}$, ahol $A = \frac{d^2 \pi}{4}$

$$\sigma = \frac{70000 \cdot 4}{20^2 \cdot \pi} = 222,92 \frac{N}{mm^2}$$

Milyen folyáshatárú anyagból készülhet a rúd, ha $n = 1,5$ -szörös biztonságot szeretnénk?

Határesetben a $\sigma_{meg} = \sigma_{\acute{e}bred\acute{o}} = 222,92 \frac{N}{mm^2}$

$$\sigma_{meg} = \frac{\sigma_{hat}}{n} = \frac{R_{eH}}{n}, \text{ ahol } R_{eH} = \sigma_{meg} \cdot n$$

$$R_{eH} = 222,92 \cdot 1,5 = 334,38 \frac{N}{mm^2}$$

1.3. feladat. Határozzuk meg egy húzott kör keresztmetszetű rúdban az ébredő feszültséget! Ellenőrizzük, hogy a választott anyagminőségű (folyáshatárú) acél bírja-e ezt az igénybevételt?

Adatok:

terhelés, $F = 10000 \text{ N}$

átmérő, $d = 30 \text{ mm}$

folyáshatár, $R_{eH} = 290 \text{ N/mm}^2$

biztonsági tényező, $n = 1,5$

Számítás: A rúdban ébredő tényleges feszültség,

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{F}{\frac{d^2\pi}{4}} = \frac{4F}{d^2\pi} = \frac{4 \cdot 10000}{30^2\pi} = 14,15 \frac{N}{mm^2}$$

A választott anyag akkor megfelelő, ha

$$\sigma_{tényleges} \leq \sigma_{meg}$$

$$\sigma_{meg} = \frac{\sigma_{hat}}{n} = \frac{R_{eH}}{n} = \frac{290}{1,5} = 193,3 \frac{N}{mm^2},$$

tehát a választott anyag feszültség szempontjából megfelel.

Megjegyzés: egyéb szempontok (pl. gazdasági, formai) alapján ez a rúd túlméretezett, mert az ébredő feszültség túl kicsi a megengedetthez képest. Csökkenthetjük tehát a rúd átmérőjét, vagy választhatunk kevésbé jó minőségű, vagyis kisebb folyáshatárú anyagot.

1.4. feladat. Négyzet keresztmetszetű oszlopot $F=200000$ N nyomásra vesz igénybe. Az oszlop keresztmetszetének oldalhossza, $a = 50$ mm, anyagának folyáshatára 220 N/mm².

A szerkezet biztonsága szempontjából az anyagminőségi biztonsági tényezőt $n = 2$ -nek választjuk. Megfelelő-e az alkalmazott oszlop?

Adatok:

$$F = 200000 \text{ N}$$

$$a = 50 \text{ mm} - \text{amiből a felület: } A = a^2 = 50^2 = 2500 \text{ mm}^2$$

folyáshatár, $R_{eH} = 220 \text{ N/mm}^2$

biztonsági tényező, $n = 2$

$$\sigma_{meg} = \frac{R_{eH}}{n} = \frac{220}{2} = 110 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Az oszlopban ébredő tényleges feszültség:

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{200000}{250} = 80 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$\sigma < \sigma_{meg}$, tehát az oszlop megfelelő!

1.5. feladat. Mekkora átmérőjű rúddal helyettesíthetnénk az előbbi négyzet keresztmetszetű oszlopot?

A keresztmetszetek egyezőségéből:

$$a^2 = \frac{d^2 \cdot \pi}{4} \rightarrow d = \frac{2 \cdot a}{\sqrt{\pi}} = \frac{2 \cdot 50}{\sqrt{\pi}} = 56,418 \text{ mm} \cong 57 \text{ mm}$$

1.6. feladat. Egy csapot $F = 8 \text{ kN}$ nyíróerő terhel. A csap anyagára megengedett σ feszültség:

$\sigma_{meg} = 120 \text{ N/mm}^2$. Mekkora átmérőjű csap bírja ki ezt az igénybevételt?

Adatok:

$F = 8000 \text{ N}$

$$\sigma_{meg} = 120 \frac{N}{mm^2}, \text{ ahol } \tau_{meg} = 0,65 \cdot \sigma_{meg} = 78 \frac{N}{mm^2}$$

Határesetben $\tau_{tényleges} = \tau_{meg}$, ami a méretezés alapkikötése.

$$\tau_{tényleges} = \frac{F}{A}; \quad A = \frac{d^2 \pi}{4};$$

$$\tau_{tényleges} = \frac{F \cdot 4}{d^2 \pi} = \tau_{meg} \rightarrow d = \sqrt{\frac{4 \cdot 8.000}{\pi \cdot 78}} = \sqrt{130,65} = 11,43 mm,$$

tehát a csap átmérője kerekítve **d = 12 mm**, amely méretű csap már kibírja a fenti igénybevételt.

1.7. feladat. Kör keresztmetszetű rudat $F = 10 \text{ kN}$ erő 100 mm karon hajlításra vesz igénybe. A rúd átmérője 40 mm, a megengedett feszültség a rúd anyagára 150 N/mm^2 . Kibírja-e a rúd ezt az igénybevételt?

Adatok:

$$F = 10 \text{ kN} = 10000 \text{ N}$$

$$d = 40 \text{ mm}$$

$$k = 100 \text{ mm}$$

$$\sigma_{meg} = 150 \frac{N}{mm^2}$$

$$\text{A hajlítónyomaték: } M = F \cdot k = 10000 \cdot 100 = 10^6 \text{ Nmm}$$

A keresztmetszeti tényező: $K = \frac{I}{e}$, ahol I = a kör másodrendű nyomatéka: $I = \frac{d^4\pi}{64}$, a szélsőszál távolsága pedig: $e = \frac{d}{2}$.

Behelyettesítve:

$$K = \frac{d^4 \cdot \pi}{64 \cdot \frac{d}{2}} = \frac{d^3 \pi}{32} mm^3$$

A fenti adatokkal:

$$K = \frac{40^3 \pi}{32} = 6280 mm^3$$

A tényleges hajlítófeszültség:

$$\sigma = \frac{M}{K} = \frac{10^6}{6280} = 159,23 \frac{N}{mm^2},$$

tehát a rúd **nem bírja ki** a fenti igénybevételt, mert $\sigma_{tényleges\ hajl} > \sigma_{meg}$.

1.8. feladat. Egy tengely terhelése és helyzete az alábbi modellel jellemezhető:

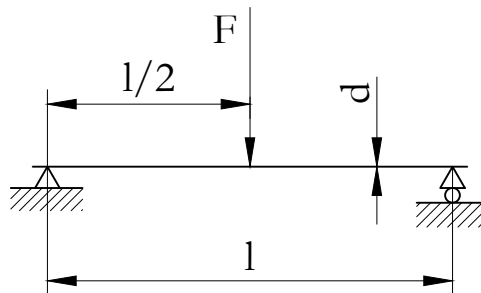
Adatok:

$$F = 10 \text{ kN} = 10000 \text{ N}$$

$$l = 600 \text{ mm}$$

$$d = 50 \text{ mm}$$

a tengely anyagára megengedett feszültség: $\sigma_{meg} = 140 \text{ N/mm}^2$



Mekkora hajlítófeszültség ébred a tengelyben?

Kibírja-e a tengely ezt az igénybevételt?

$$M = \frac{F \cdot l}{4} = \frac{10000 \cdot 600}{4} = 1,5 \cdot 10^6 \text{ Nmm}$$

$$K = \frac{d^3 \cdot \pi}{32} = \frac{50^3 \cdot \pi}{32} = 383,3 \text{ mm}^3$$

$$\sigma = \frac{M}{K} = \frac{1,5 \cdot 10^6}{3,833 \cdot 10^2} \cong 120 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$\sigma_{hajl} < \sigma_{meg} \rightarrow$ a tengely kibírja az igénybevételt.

1.9. feladat. Milyen folyáshatárú anyagból kell készíteni ($R_{eH} = ?$) azt a tengelyt, amelyet $M = 1100 \text{ Nm}$ hajlítónyomaték terhel, a tengely átmérője $d = 60 \text{ mm}$, az elvárt biztonság pedig $n = 1,5$?

Megoldásának helyességét a feladatra kattintva ellenőrizheti!

1.10. feladat. Egy forgó tengelyt $T = 2 \cdot 10^3 \text{ Nm}$ csavarónyomaték terhel. A tengely átmérője $d = 50 \text{ mm}$, a megengedett feszültség $\tau_{meg} = 85 \text{ N/mm}^2$. Kibírja-e a tengely ezt az igénybevételt?

Adatok:

$$T = 2000 \text{ Nm} = 2 \cdot 10^6 \text{ Nmm}$$

$$d = 50 \text{ mm}$$

$$\tau_{meg} = 85 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_{tényleges} = ?$$

$\tau = \frac{T}{K_p}$, ahol a K_p a körkeresztmetszet poláris keresztmetszeti tényezője:

$$K_p = \frac{I_p}{e}, \text{ ahol } I_p = \frac{d^4 \pi}{32}, \quad e = \frac{d}{2}$$

$$K_p = \frac{d^3 \pi}{16}$$

A fenti adatokkal:

$$\tau_{tényleges} = \frac{T}{K_p} = \frac{16 \cdot T}{d^3 \cdot \pi} = \frac{16 \cdot 2 \cdot 10^6}{50^3 \cdot \pi} = 81,5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Tehát a tengely kibírja az igénybevételt, mert: $\tau_{tényleges} < \tau_{meg}$

1.11. feladat. Ellenőrizze az alábbi forgó tengelyt **csavarásra**!

Adatok:

$$P = 20 \text{ kW} = 2 \cdot 10^4 \text{ W} = 2 \cdot 10^4 \text{ Nm/s}$$

$$n = 10 \text{ 1/s}$$

$$d = 30 \text{ mm}$$

$$\tau_{meg} = 80 \text{ N/mm}^2$$

A csavarónyomaték:

$$T = \frac{P}{\omega} = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n} = \frac{20.000}{2 \cdot \pi \cdot 10} = 318,47 \text{ Nm}$$

A poláris keresztmetszeti tényező:

$$K_p = \frac{d^3 \pi}{16} = \frac{30^3 \pi}{16} = 5298,75 \text{ mm}^3$$

A csavarófeszültség:

$$\tau_{cs} = \frac{T}{K_p} = \frac{3,1847 \cdot 10^5}{5,29875 \cdot 10^3} = 60,1 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Megfelel a tengely, mert: $\tau_{cs} < \tau_{meg}$

1.12. feladat. Mekkora átmérőjű tengely kell $P = 500 \text{ kW}$ teljesítményű és $n = 10 \text{ 1/s}$ fordulátú hajtásnál, ha a tengely anyagára $\sigma_{meg, \text{acél}} = 240 \text{ N/mm}^2$ feszültség tartható?

Megoldásának helyességét a feladatra kattintva ellenőrizheti!

Önellenőrzés

1. Jelölje meg azokat az állításokat, amelyeket egy gépszerkezet fő követelményei közé sorolhatunk!
gazdaságosan, elfogadható költséggel gyártható
élettartama megfelelő
esztétikailag megfelelő
teljesíti a tervezett üzemi feladatot
méretezése egyszerű
2. Válassza ki az alábbi állítások közül az igazakat!
A gépalkatrészeket leggyakrabban szilárdsági alapon, a megengedhető feszültségek vagy a megengedhető alakváltozás függvényében méretezzük.
Az egyes szerkezeti elemek terhelését pontosan ismerve, azokat a legnagyobb anyagtakarékossággal tudjuk méretezni.
Lökésszerű terhelést az átlagos igénybevételnek a dinamikus tényezővel való szorzásával vesszünk figyelembe.
Gépelemeket szükség esetén az élettartamra is ellenőrizzük.
3. Az alábbi összefüggések közül melyik alkalmas a megengedhető feszültség meghatározására? Jelölje a helyes választ!

$$\sigma_{meg} = \frac{\sigma_{hat}}{n}$$

$$\sigma_{meg} = \sigma_{hat} \cdot n$$

4. Válassza ki azokat az anyagjellemzőket, amelyeket határfeszültségként használunk!

nyúlás: Δl

folyáshatár: R_{eH}

szakítószilárdság: R_m

kifáradási határ: σ_D

rugalmassági modulus: E

kihajlási törőfeszültség: σ_t

5. Melyik anyagjellemzőt használjuk határfeszültségként acél alkatrészek esetén? Jelölje be a helyes választ!

R_m

R_{eH}

σ_D

6. A megengedhető csúsztatófeszültség értékei a megengedhető feszültség függvényében az alábbiak lehetnek!

1. $\tau_{meg} = 0,65 \cdot \sigma_{meg}$

2. $\tau_{meg} = 0,7 \cdot \sigma_{meg}$

3. $\tau_{meg} = \sigma_{meg}$

Mely anyagokra igazak a fenti összefüggések? Párosítsa az anyagfajtákat a csúsztatófeszültségek értékeivel!

Acél, acélöntvény, réz, bronz

Öntöttvas és temperöntvény

Alumínium és ötvözetek

7. Melyik anyagjellemzőt használjuk határfeszültségként rideg anyagok esetén? Jelölje be a helyes választ!

☐ R_m

☐ R_{eH}

☐ σ_D

2. LECKE

Tevékenység: Olvassa el a jegyzetet a ?? alfejezetig. A feldolgozás során a következőkre figyeljen:

- Mikor következik be fáradt törés?
- Milyen terhelési csoportokat különíthetünk el?
- Mik a feszültségtorlódások okai?
- Hogyan vesszük figyelembe az egyes feszültségtorlódások következményeit az alkatrészek méretezésekor?
- Milyen formában ábrázolják a Wöhler-görbéket?
- Milyen információkat kaphatunk ezekből a görbékéből?

Követelmény: A tananyag elsajátítása akkor tekinthető sikeresnek, ha Ön:

- Fel tudja sorolni a fáradt törés jellemzőit.
- Ismeri a különböző terhelési eseteket és rajzban szemléltetni tudja időbeli lefolyásukat.
- Fel tudja sorolni a feszültségtorlódást okozó tényezőket.
- Értelmezni tudja az alak- és gátlástényezőt.
- Értelmezni tudja az érzékenységi tényezőt.
- Ismertetni tudja a méretnövekedés és a felületi érdesség hatását a kifáradási határra.
- Értelmezni tudja a feszültséglefolyás, a Wöhler-görbék és a Smith diagram közötti összefüggést adott anyag esetén.
- Fel tudja sorolni a különböző méretezési eljárásokat, adott ciklusszám esetén.
- Értelmezni tudja a Smith diagramot.

Kulcsszavak: fáradt törés, Wöhler görbe, Smith diagram, alaktényező, gátlástényező, érzékenységi tényező, kifáradási határ, biztonsági tényező.

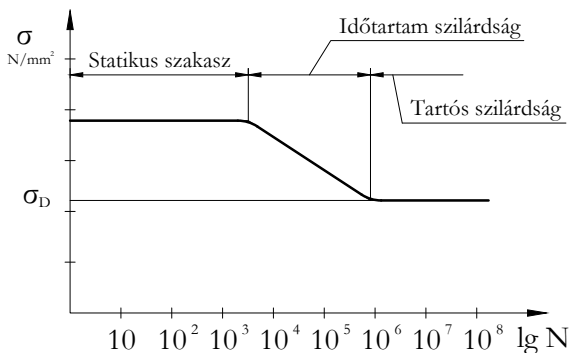
1.4. A kifáradási határfeszültség

A fáradt törés jelenségére Wöhler figyelt fel, amikor azt tapasztalata, hogy vasúti kocsik tengelyei ismételten váltakozó terhelés esetén, a statikus vizsgálattal megállapított szilárdságnál jóval kisebb feszültségen tönkremennek.

A fáradt törések jellegzetesen jönnek létre. Az igénybevétel bizonyos számú ismétlődése után egy, esetleg több feszültséggyűjtő helyről is, hajszálrepedés indul ki. Ez a repedés tovaterjed, aminek következtében az ép keresztmetszet jelentősen csökken és az alkatrész hirtelen eltörik. A törésfelület két, egymástól jól elkülöníthető részből tevődik össze (1.1. ábra). A sötétebb részen lassan terjedt a fáradási repedés, a világosabb részen pedig bekövetkezett a fáradt törés.



1.1. ábra. Hajtórúd fáradt törése



1.2. ábra. A Wöhler görbe

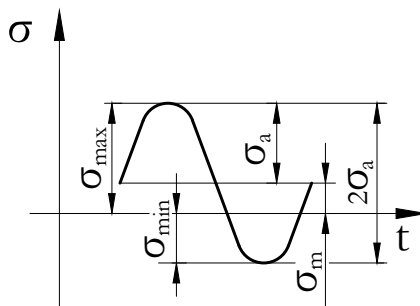
Wöhler vizsgálatainak célja eredetileg a törést okozó feszültség meghatározása volt, az igénybevétel-ismétlődések számának függvényében. Az eredmények azt mutatták, hogy a függvénygörbe három, egymástól jól elkülöníthető szakaszból tevődik össze. Különösen jól ábrázolható ez, ha a független változót, az ismétlődések számát, logaritmikus léptékben vesszük fel (1.2. ábra).

Az első szakaszban - acélok esetén kb. 10^4 ismétlődésig – nem csökken a törést okozó feszültség, majd mintegy 10^6 ismétlődésszámmal csökken, ezután pedig az ismétlődések számának növekedése ellenére sem változik. Az ehhez a szakaszhoz tartozó feszültséget σ_D kifáradási határnak nevezzük.

A fentiekből következik, hogy mintegy 10000 ismétlődésig nincs kifáradás, tehát ezzel nem kell számolnunk, de ha a törés szempontjából korlátlan élettartamra törekszünk, akkor ismétlődő igénybevétel esetén σ_D figyelembevételével kell méreteznünk. Az időtartam szilárdság szakaszának az adott élettartamra való méretezés során van jelentősége.

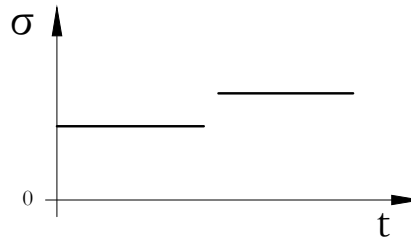
A fárasztó kísérletek során általában szinuszos lefolyású váltakozó igénybevétellel terhelt alkatrészeket, próbatesteket vizsgálnak. A járműalkatrészek vizsgálatánál azonban, az erősen változó üzemi viszonyok miatt, nagy jelentőségűek a valóságos terheléseloszlást utánzó program szerint végrehajtott fárasztó vizsgálatok.

A szinuszos igénybevétel két adattal, a σ_m közép feszültséggel és a σ_a feszültség amplitúdóval jellemezhető (1.3. ábra), amelyek egyértelműen meghatározzák a felső és alsó feszültség határt, σ_{max} -ot és σ_{min} -ot is.

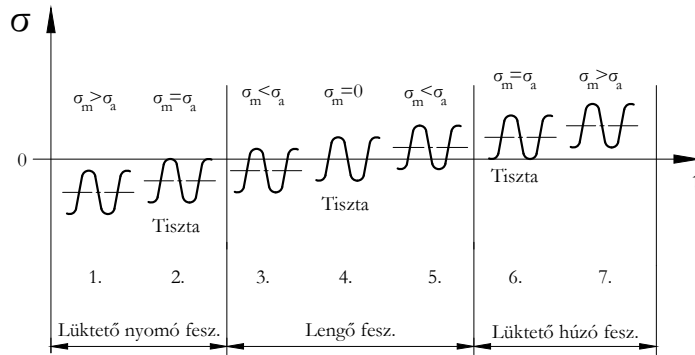


1.3. ábra. Szinuszos terheléseloszlás

A σ_{min} és σ_{max} hányadosa a terhelés időbeli változásának jellemzésére szolgáló, ún. aszimmetriatényezőt (feszültségviszonyt) R adja meg. Az aszimmetriatényező három kitüntetett értékének ($R=1$, $R=0$, $R=-1$) az igénybevételek három speciális esete: a nyugvó vagy statikus, a σ_a közép feszültségű lüktető és a szimmetrikus lengő igénybevétel felel meg (1.4., 1.5. ábra).



1.4. ábra. *Időben állanbó terhelés*



1.5. ábra. *Lüktető és lengő igénybevétel*

Az 1.5. ábrán a 2. és 6. tiszta lüktető, a 4. pedig a tiszta lengő feszültség terhelési esete.

1.5. A kifáradási határt módosító tényezők

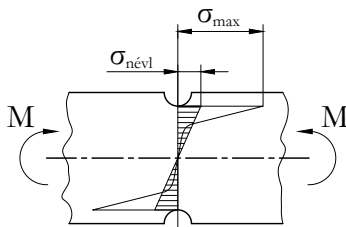
A kifáradási határfeszültséget általában 7,5-12 mm átmérőjű hengeres, sima, polírozott felületű próbatesteken határozzák meg, ezért ezt az értéket a gyakorlati feltételek (alak, méret, profil, terhelés) eltérése miatt korrigálni kell.

A fő problémát az okozza, hogy az összetett igénybevételek miatt feszültségtorlódások jönnek létre, ami többtengelyű feszültségállapotot eredményez. A feszültségtorlódást okozó tényezők lehetnek:

- geometriai jellegűek (bemetszések, peremek, hornyok, furatok),
- az alkatrészszel érintkező más elem hatása által (illesztés, sajtolás) kiváltott, erőhatás által (Hertz feszültség, felületi érintkező erő) létrejövők.

A tökéletesen rugalmas anyagból készült alkatrészek keresztmetszet változásainak feszültséggyűjtő hatását a K_t alaktényezővel vesszük figyelembe. Az alaktényező értékét a bemetszés okozta legnagyobb helyi feszültség (1.6. ábra) és az átlagos, ún. névleges feszültség hányadosa adja meg :

$$K_{t\sigma} = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_{\text{névl}}}, \text{ illetve } K_{t\tau} = \frac{\tau_{\max}}{\tau_{\text{névl}}}$$



1.6. ábra. A bemetszés hatása a feszültségeloszlásra

Az alaktényező a 4 alapigénybevételre különböző értékű, csak az alkatrész geometriai kialakításától függ, az anyagminőségtől független. Meghatározása méréssel vagy számítással lehetséges. A gyakorlatban előforduló bemetszési alakokra diagram vagy egyenlet formájában a szakirodalomban megtalálható.

A kísérletek és a tapasztalat azonban azt igazolták, hogy a sima próbatesten mért σ_D és a bemetszett próbatesten mért σ_D' kifáradási határ viszonya csak kivételes esetben egyenlő az alaktényezővel, ezért be kellett vezetni a kifáradási határt csökkentő tényezőt, a gátlástényezőt. A gátlástényező a simára polírozott próbatest és a bemetszéstől eltekintve azzal azonos méretű és felületi érdességű bemetszett próbatest (halmozott feszültséggel terhelt) tiszta lengő kifáradási határainak hányadosa:

$$K_{f\sigma} = \frac{\sigma_D}{\sigma'_D}, \text{ illetve } K_{f\tau} = \frac{\tau_D}{\tau'_D}$$

A K_f tényező nemcsak a geometriától, hanem az anyag sajátosságaitól is függ, ezért csak kísérlettel határozható meg. A sok különböző bemetszésre és anyagra a K_f tényező meghatározása nagyon nehéz és költséges feladat. Ez a tény arra készítette a kutatókat, hogy olyan anyagjellemzőket keressenek, amelyek a K_f tényezőt közvetett módon határozzák meg.

Bevezették az érzékenységi tényezőt, ami a K_f és a K_t tényező közötti összefüggés a feszültségekre vonatkoztatva:

$$q = \frac{K_{f\sigma} - 1}{K_{t\sigma} - 1}, \text{ illetve } q = \frac{K_{f\tau} - 1}{K_{t\tau} - 1}$$

Az érzékenységi tényező jellemző értékei:

- ötvözetlen acél: $q = 0,5 - 0,8$
- ausztenites acél: $q = 0,1 - 0,3$
- rugóacél: $q = 0,95 - 1,0$

Tapasztalatok szerint durvább felületi minőség esetén a teherbírás csökken. Ezt a hatást a K_{Ra} felületi érdesség tényezővel vesszük figyelembe. A felületi érdesség tényező értéke az R_z egyenetlenség magasságon kívül az anyag R_m szakítószilárdságától is függ.

Az alkatrész méretének növekedése hozzávetőlegesen a felületi érdesség növelésével azonos mértékben csökkenti a kifáradási határt. Számszerű kifejezésére a K_d mérettényezőt használjuk. A mérettényező megadja, hogy a méretnövekedés függvényében a próbapálcára vonatkozó érték hány százalékára csökken a kifáradási határ.

A kifáradási határt módosító többi tényező hatása igen változatos, ezért számszerű adatot nehéz megadni velük kapcsolatban. Néhány minőségi megállapítás azonban általánosítható.

Így pl. a felületi kezelések közül a felületi edzés, nitridálás és a felület mechanikus keményítése (görgőzése), igen kedvező hatású.

Ezzel szemben a galvanikus fémbevonatok általában kedvezőtlenek (bár a korrózió megakadályozása révén végeredményben kedvezőek is lehetnek).

A hidegalakítás kedvező hatású, ha nyomófeszültséget idéz elő, káros azonban, ha húzófeszültség keletkezésével jár.

A hőmérséklet hatása igen érdekes. Az acélok hőmérsékletének növelésekor a kifáradási határ kb. 300 °C-ig nő, majd csökken, de 400 °C-on is meghaladja a 20 °C-on mérhető értéket. Gyakori ezért, hogy a kifáradási határ nagyobb az alsó folyáshatárnál. A gyakorlatban természetesen nem engedjük meg a nagyobb feszültséget.

A nagyon kis hőmérsékletek tartományában (de már -20 °C-on is) jelentősen nőnek a statikus szilárdsági értékek s velük a kifáradási határ is. Ugyanakkor az acélok elridegednek, ami óvatosságra int a méretezés során.

1.6. A kifáradási biztonsági terület

Wöhler vizsgálatai kimutatták, hogy a fáradt törést okozó feszültség és az ismétlődések száma között igen határozott összefüggés van. Ez az összefüggés a Wöhler görbe segítségével szemléltethető. A Wöhler görbéket

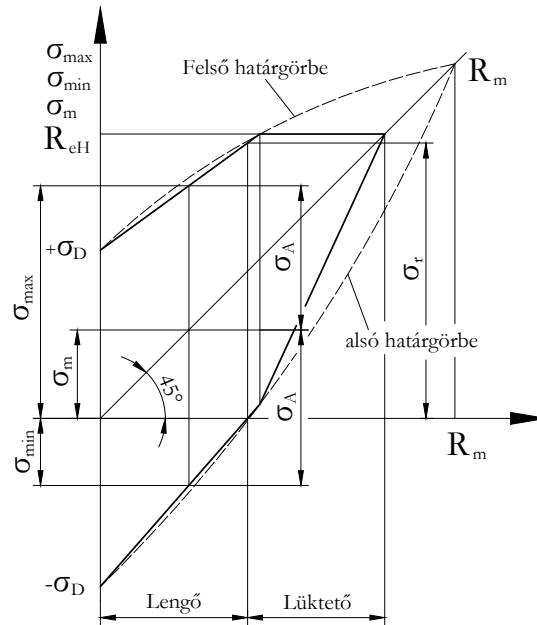
$\sigma - N$, $\sigma - \lg N$. vagy $\lg \sigma - \lg N$ formában ábrázolják, ahol σ az igénybevételből származó maximális feszültséget, N pedig a terheléismétlődések számát (a ciklusszámot) jelöli.

Acélnál $N_0 = 2 \cdot 10^6$ ciklusszám fölötti igénybevétel esetén kifáradási határra méretezünk. A görbének ez a szakasza a kifáradási határvonal, amit σ_D -vel jelölünk. $N = 10^4$ és $N_0 = 2 \cdot 10^6$ ciklusszám közötti igénybevételnél élettartamra méretezünk, ekkor ugyanis a kifáradási határfeszültségnél nagyobb feszültséget engedhetünk meg. $N = 10^4$ ciklusszám alatt a statikus méretezés szokásos módszereit alkalmazzuk. Azt a terhelés ismétlődési számot, amelynél gazdaságossági okokból a Wöhler görbe felvételét abbahagyjuk, N_B bázis-ciklusszámnak nevezzük. Ez acélra $5 \cdot 10^6 \dots 10^7$, míg könnyűfémre $3 \cdot 10^7 \dots 5 \cdot 10^7$.

A Wöhler-görbék nem csupán az anyag minősége, hanem az aszimmetriatényező függvényében is változnak. Így a különböző lehetséges esteknek megfelelően igen nagyszámú görbét kellene felvenni és használni. Ezért került sor a sok információt tartalmazó diagramok (Haigh, Smith) megalkotására, amelyek közös jellemzője, hogy biztonsági területeket határoznak meg. Az adott esetben fellépő ismétlődő szilárdsági igénybevételt jellemző pontoknak a biztonsági területen belül kell lenniük.

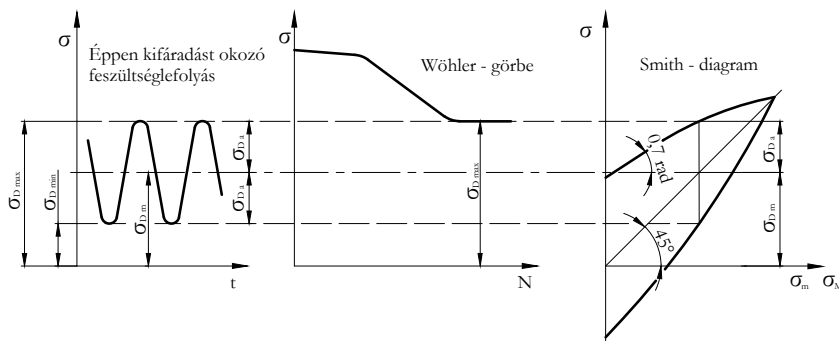
A gépszerkesztésekhez leggyakrabban a Smith-féle biztonsági területet használjuk. A Smith diagrammal történő ábrázoláskor az ismétlődő igénybevételhez tartozó közép feszültség függvényében a kifáradást okozó határfeszültségeket tüntetjük fel (1.7. ábra).

A szerkesztéskor célszerű először a $\sigma_m = f(\sigma_m)$ vonalat (az origon átmenő, $\pi/4$ rad hajlásszögű egyenest) feltüntetni. Az egyes közép feszültségekhez tartozó, kifáradást okozó határfeszültség amplitúdókat innen mérhetjük fel a megfelelő Wöhler görbe alapján mindkét irányban. Így megkaphatjuk a diagram alsó és felső határgörbéjének tetszőleges számú pontját, majd ezek összekötésével a határgörbéket (az ábrán szaggatott vonallal feltüntetve). Mivel a gyakorlatban a folyáshatárt meghaladó feszültség nem engedhető meg, a felső határgörbének R_{eH} feletti szakaszát nem vesszük figyelembe, a megmaradó szakaszt pedig, jó közelítéssel, egyenessel helyettesítjük. Az így módosuló diagram alsó határgörbéje, mivel bármely helyen σ_A mindkét irányban azonos, szintén két egyenes szakasz lesz.



1.7. ábra. *Smith diagram*

A Smith diagramot acélokra igen jó közelítéssel megszerkeszthetjük két adat, a folyáshatár és a szimmetrikus lengő igénybevételhez tartozó σ_D kifáradási határfeszültség birtokában (1.8. ábra), ugyanis a tapasztalat szerint a felső határgörbe kezdeti szakasza és az abszcisszatengely hajlásszöge kb. 0,7 rad (40°C).



1.8. ábra. A Smith diagram szerkesztése

1.7. Méretezés egyszerű igénybevételre

A váltakozó terhelésű gépalkatrészek méreteinek megállapítására általában csak az ellenőrző méretezési módszer használható. Ehhez előzetesen, a statikus igénybevétel esetére érvényes számítással, közelítő számítást végzünk, majd megtervezünk az alkatrészt. Az alkatrész alakjának ismeretében figyelembe vesszük a feszültségtorlódásokat, kiszámítjuk a tényleges feszültség maximumokat, majd a biztonsági területet is felhasználva meghatározhatjuk a biztonsági tényezőt. Ha ennek mértéke a megkívánttól lényegesen eltér, az alkatrészt módosítjuk, és az eljárást megismételjük.

Aszimmetrikus igénybevételek esetén a biztonsági tényező különbözőképpen, többféle feltételezés alapulvételével határozható meg.

Az irodalomból ismert eljárások nagy része a Sodeberg-féle elvet használja fel. Egy ezen alapuló egyszerű módszer a következő:

A módszer első lépése, hogy a Smith diagram biztonsági területét csökkentjük a mérettényező (K_d) és a felületi érdességi tényező (K_{Ra}) értékével, azaz a diagram határgörbéihez tartozó amplitúdók szorzásával. Ekkor

az 1.9. ábrán szaggatott vonallal jelölt biztonsági területet kapjuk. Második lépésként bejelöljük a diagramba a kifáradási határt csökkentő tényező ($K_{f\sigma}$) figyelembevételével meghatározott valóságos igénybevételt ábrázoló pontpárt (N, N') úgy, hogy a névleges közép feszültséget és feszültség amplitúdót is szorozzuk $K_{f\sigma}$ -val. A terhelésnövekedés leggyakrabban a közép feszültség és amplitúdó aránytartó növekedésével történik és a P pontban éri el a módosított határgörbéket, így a biztonsági tényező:

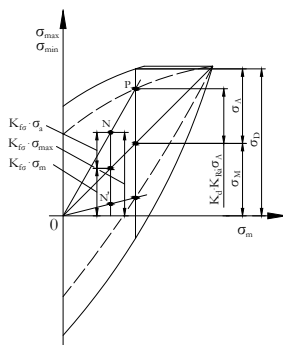
$$n = \frac{\overline{OP}}{\overline{ON}} = \frac{K_d \cdot K_{Ra} \cdot \sigma_{Da}}{K_{f\sigma} \cdot \sigma_a} \quad (1.10)$$

ahol:

σ_{Da} = a kifáradási határfeszültség amplitúdója,

σ_a = az igénybevételi feszültség amplitúdója.

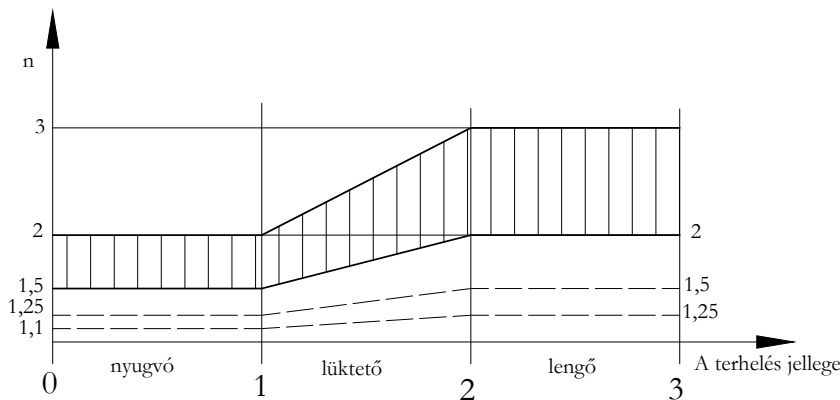
Ha a terhelés növekedésekor σ_a vagy σ_m állandó marad, akkor a pontpár ennek megfelelően a koordinátatengelyek szögfelezőjével, vagy az ordináta tengellyel párhuzamosan mozdul el és a biztonsági tényezőt eszerint kell meghatározni .



1.9. ábra. A csökkentett biztonsági terület

A kifáradásra való méretezés célja a biztonsági tényező meghatározása, de hogy a géprész megfelel-e az igénybevételnek, csak akkor tudjuk eldönteni, ha értékét összevetjük a szükséges biztonsági tényező értékével.

A biztonsági tényező nagysága függ az alkatrész maximális üzemi terhelésének gyakoriságától, az igénybevétel jellegétől és a megkövetelt élettartamtól. Az 1.10. ábra a legkisebb biztonsági tényező értékeit mutatja a feszültségváltozás függvényében, ha a terhelés gyakorisága 100 %. Kivételes esetben, ha minden befolyásoló tényezőt teljes pontossággal ismerünk, akkor a megadott értéknél lejjebb is mehetünk (szaggatott vonal). A biztonsági tényező a folyáshatárra vonatkozik.



1.10. ábra. A biztonsági tényező számszerű értéke

1.8. Gyakorló feladatok

1.13. feladat. Számítsa ki egy csapszeg biztonsági tényezőjét kifáradásra, ha:

- a kifáradási határt csökkentő tényező: 1
- a mérettényező: $K_d = 0,85$
- a felületi érdességi tényező: $K_{Ra} = 0,95$

$$\sigma_{max} = 126 \frac{N}{mm^2}, \quad \sigma_{min} = -31 \frac{N}{mm^2}, \quad \sigma_{Da} = 260 \frac{N}{mm^2}$$

Megoldás:

$$n = \frac{K_d \cdot K_{Ra} \cdot \sigma_{Da}}{K_{f\sigma} \cdot \sigma_a} = \frac{0,85 \cdot 0,95 \cdot 260}{1 \cdot 78,5} = 2,67, \text{ ahol}$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = \frac{126 - (-31)}{2} = 78,5 \frac{N}{mm^2}$$

1.14. feladat. Ellenőrizze a tengelycsonkot kifáradásra, ha:

- a tengely átmérője: 55 mm
- a terhelő legkisebb nyomaték: 668 Nm
- a terhelő legnagyobb nyomaték: 1474 Nm
- a kifáradási határt csökkentő tényező: 1,5

- a mérettényező: 0,8
- a felületi érdességi tényező: 0,92
- a kifáradásnál szükséges biztonsági tényező: 5

$$\tau_{Da} = 135 \frac{N}{mm^2}$$

Megoldás:

$$n = \frac{K_d \cdot K_{Ra} \cdot \tau_{Da}}{K_{f\tau} \cdot \tau_a} = \frac{0,8 \cdot 0,92 \cdot 135}{1,5 \cdot 10,374} = 6,38$$

Ahol:

$$\tau_{max} = \frac{T_{max}}{K_p} = \frac{16 \cdot T_{max}}{d^3 \pi} = \frac{16 \cdot 1474 \cdot 10^3}{55^3 \cdot \pi} = 45,121 \frac{N}{mm^2}$$

$$\tau_{min} = \frac{T_{min}}{K_p} = \frac{16 \cdot T_{min}}{d^3 \pi} = \frac{16 \cdot 668 \cdot 10^3}{55^3 \cdot \pi} = 20,748 \frac{N}{mm^2}$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{max} - \tau_{min}}{2} = \frac{45,121 - 20,748}{2} = 10,374 \frac{N}{mm^2}$$

Önellenőrzés

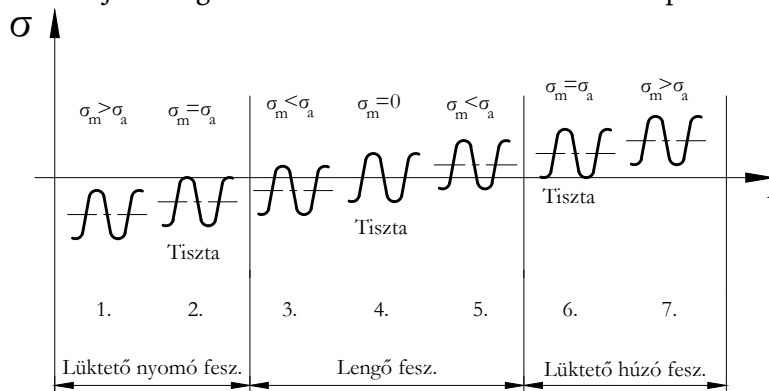
1. Válassza ki az igaz állításokat az alábbiak közül!

Az időben változó terhelés hatására a gépalkatrész elfáradhat és előbb eltörik.

A fáradt törés egy meghatározott terhelési szám után, észrevehető alakváltozás nélkül, hirtelen jön létre.

A változó terhelés okozta feszültségváltozást pontosan ismerjük és eszerint méretezzük az adott gépalkatrészt.

2. Az alábbi ábra számokkal (1-7) jelölt szakaszai az időbeli lefolyás szerint különböző terhelési csoportokat jelentenek. Válassza ki és írja a megfelelő számot az alábbi terhelési csoportok mellé!



Tiszta lengő feszültség:

Tiszta lüktető nyomó feszültség:

Tiszta lüktető húzó feszültség:

3. Jelölje meg azokat a tényezőket az alábbi felsorolásban, amelyek feszültségtorlódást okozhatnak:
- geometriai tényezők,
 - üzemi hőmérséklet,
 - bemetszés, furat,
 - horony, perem,
 - a tervezettnél kisebb terhelés,
 - érintkező alkatrészek esetén a más elem által kiváltott erőhatás.
4. Értelmezze az alaktényezőt (K_t) és válassza ki az alábbi meghatározások közül az Ön által igaznak vélt definíciót!
- Az alaktényező a bemetszés okozta legnagyobb helyi feszültség és az átlagos, ún. névleges feszültség szorzata.
- Az alaktényező a bemetszés okozta legnagyobb helyi feszültség és az átlagos, ún. névleges feszültség viszonya.
5. Értelmezze a gátlástényezőt (K_f) és válassza ki a helyesnek vélt meghatározást!
- A gátlástényező olyan, a kífáradási határt csökkentő tényező, amely a sima és a bemetszett próbatesten mért kífáradási határ viszonya.
- A gátlástényező a simára polírozott és a halmozott feszültséggel terhelt próbatestek kífáradási határának arányából nyerhető és értéke mindig nagyobb, mint 1.
6. Válassza ki az alábbi meghatározások közül az Ön által igaznak vélt definíciót!
- Az érzékenységi tényező az alak- és gátlástényező összefüggése. Jellemző értékei 1 alatt vannak.
- Az érzékenységi tényezőt a K_f gátlástényező helyett használjuk.
- Az érzékenységi tényezőt a K_t alaktényező helyett használjuk.

7. Jelölje meg az igaz állítást az alábbiak közül!

A korrózió nincs hatással az alkatrészek kífáradására.

A felületi érdesség a méretnövekedéssel közel azonos mértékben csökkenti a gépelemek kífáradási határát.

A felületi hőkezelések és a hidegalakítás nincs hatással a kífáradásra.

8. A Wöhler-görbéket $\sigma - N$, $\sigma - \lg N$ vagy $\lg \sigma - \lg N$ formában ábrázolják. Mit értünk a σ és N értékek alatt? Válassza ki az alábbi felsorolásból!

A σ az igénybevételből származó minimális feszültséget, az N a terhelésismétlődések számát jelenti

A σ az igénybevételből származó maximális feszültséget, az N a terhelésismétlődések számát jelenti.

9. Írja a jelölt helyre a helyes értéket!

(pl.: $9 \cdot 10^3$ vagy 9000)

$N_0 = \dots$ ciklusszám fölött kífáradásra méretezünk.

$N = \dots$ és $N_0 = \dots$ ciklusszám között élettartamra méretezünk.

$N = \dots$ ciklusszám alatt a statikus méretezést alkalmazzuk.

10. Hogyan nevezzük azt a ciklusszámot, amelynél abbahagyjuk a Wöhler-görbe felvételét? Jelölje be a helyes választ!

N_B bázisciklusszám

N_A alapciklusszám

11. Adja meg a bázisciklusszám értékeit acélra és könnyűfémre!

(pl.: $9 \cdot 10^3$ vagy 9000)

A bázisciklusszám acélra:

A bázisciklusszám könnyűfémre:

12. Melyik összefüggéssel határozható meg a biztonsági tényező? Jelölje a helyes választ!

$$n = \frac{K_d \cdot K_{Ra} \cdot \sigma_{Da}}{K_{f\sigma} \cdot \sigma_a}, \text{ ahol}$$

σ_{Da} = az igénybevételi feszültség amplitúdója,

σ_a = a kífáradási határfeszültség amplitúdója.

$$n = \frac{K_d \cdot K_{Ra} \cdot \sigma_{Da}}{K_{f\sigma} \cdot \sigma_a}, \text{ ahol}$$

σ_{Da} = a kífáradási határfeszültség amplitúdója,

σ_a = az igénybevételi feszültség amplitúdója.

$$n = \frac{K_d \cdot K_{f\sigma} \cdot \sigma_{Da}}{K_{Ra} \cdot \sigma_a}, \text{ ahol}$$

σ_{Da} = a kífáradási határfeszültség amplitúdója,

σ_a = az igénybevételi feszültség amplitúdója.

13. Pótolja az alábbi megállapítás hiányzó részét!

A Smith diagramot acélokra igen jó közelítéssel megszerkeszthetjük két adat, a1)..... és a szimmetrikus lengő igénybevételhez tartozó2)..... birtokában.

1)

2)

3. LECKE

Önellenőrzés

1. Melyik igaz az alábbi állítások közül? Jelölje a helyes választ!

A gépalkatrészek méretezésének legfontosabb szempontja a költséghatékony gyártás és felhasználás.

A gépalkatrészeket leggyakrabban szilárdsági alapon, a megengedhető feszültségek vagy a megengedhető alakváltozás függvényében méretezzük.

2. Mit jelent a megengedett feszültség fogalma? Jelölje a helyes választ!

A megengedett feszültség azt jelenti, hogy a választott határfeszültségnek hányad részét engedjük meg (a biztonsági tényező függvényében) a keresztmetszetben maximálisan fellépni.

A méretezés során meghatározott névleges feszültséget nevezzük megengedett feszültségnek.

3. A határfeszültség anyagtól függően más-más jellemző lehet. Párosítsa az alábbi anyagokat és anyagjellemzőket a megengedett feszültség meghatározása szempontjából!

1. szakítószilárdság
2. folyáshatár
3. szakadási nyúlás

Acél, acélöntvény, alumínium, réz

Rideg anyagok

Öntöttvas és temperöntvény

4. Hogyan függ össze a csúsztatófeszültség megengedhető értéke a megengedett feszültséggel? Válassza ki a megadott válaszok közül a helyesnek vélt megoldást!

1. $\tau_{meg} = \sigma_{meg}$
2. $\tau_{meg} = 0,65\sigma_{meg}$

Acél, acélöntvény, réz, bronz:

5. A méretezésnél alkalmazott megengedett feszültséget meghatározott biztonsággal határozzuk meg. Mit vesz figyelembe a biztonsági tényező? Válasszon az alábbi meghatározások közül!

- a terhelés meghatározásának és az anyag szerkezetének bizonytalanságait veszi figyelembe,
- a tapasztalat alapján veszi figyelembe az anyagok eltérő tulajdonságait,
- a közelítő számítások miatti lehetséges eltéréseket veszi figyelembe.

6. Egészítse ki az alábbi, bonyolultan változó terhelésekre igaz meghatározást a felsorolt kifejezésekkel!

1. szinuszos
2. lengő
3. nyugvó
4. lüktető

A bonyolultan változó terhelésekkel anyagvizsgálati szempontból Wöhler foglalkozott először. Wöhler feszültségváltozást tételezve fel, a terhelés időbeli változása szerint a következő csoportokba sorolta az igénybevételeket:

- terhelés: nem vagy ritkán és jelentéktelen mértékben változik

-terhelés: azonos előjelű, de van maximuma és minimuma

-.....terhelés: változik a terhelés (feszültség) előjele

7. Az időben változó terhelés a szerkezeti elemeket fokozott, ún. fárasztó igénybevételnek teszi ki. Ennek következtében a gépalkatrész kifáradhat és eltörhet olyan feszültségértéken is, amelyet nyugvó terhelés esetén minden baj nélkül kibírna.

A fenti állításnak megfelelően tegye igazzá az alábbi kijelentést!

A fáradásos törés úgy jön létre, hogy a
feszültség helyén keletkezik.

- 1 = repedés
- 2 = legnagyobb
- 3 = legkisebb
- 4 = nyúlás
- 5 = törés

8. Az alábbiakban a terhelés ismétlődések számát és a méretezési eljárásokat soroljuk fel. Rendezze a méretezési módokat az ismétlődések száma szerint!

$N = 10^4$ ciklusszám alatt:

$N = 10^4$ és $N_0 = 2 \times 10^6$ ciklusszám között:

$N_0 = 2 \times 10^6$ ciklusszám fölött:

1. kifáradásra méretezünk 2. statikus méretezés 3. élettartamra méretezünk

9. Tegye sorrendbe az alábbi tevékenységeket úgy, hogy azok a váltakozó terhelésű gépalkatrészek méretezését leíró folyamatot adják!

- 1) ha a biztonság nem megfelelő, módosítjuk az alkatrészt
- 2) megtervezzük az alkatrészt
- 3) az alkatrész alakjának ismeretében figyelembe vesszük a feszültségtorlódásokat és kiszámítjuk a maximális feszültséget
- 4) közelítő számítást végzünk
- 5) meghatározzuk a biztonsági tényezőt
- 6) megismételjük a számítást a módosított alkatrésyre

Első

Második

Harmadik

Negyedik

Ötödik

Hatodik

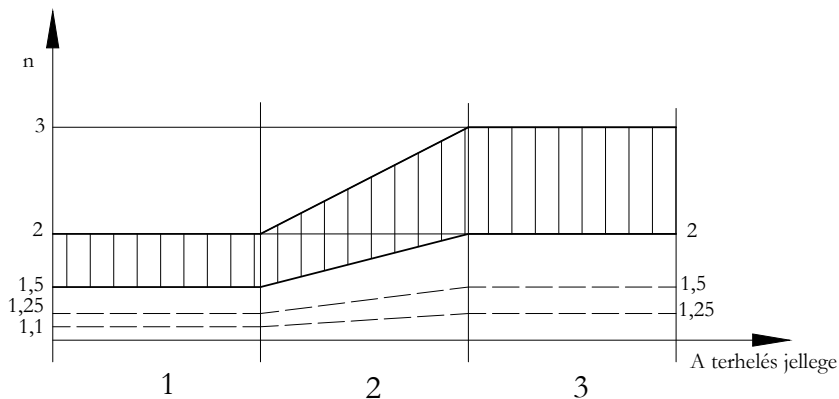
10. Igaz-e az alábbi állítás? Jelölje a helyes választ!

A biztonsági tényező nagysága függ az alkatrészt érő túlterhelések gyakoriságától, az igénybevétel jellegétől és a megkövetelt élettartamtól.

Igaz

Nem igaz

11. Az alábbi ábra a biztonsági tényező legkisebb értékeit mutatja a feszültségváltozás függvényében. A szám-szerű értékek figyelembevételével határozza meg a különböző terhelési csoportok helyét a diagramban!



Lengő
Lüktető
Nyugvó

II. MODUL

Kötőgépelemek, kötési módok

4. LECKE

2. Kötőgépelemek, kötési módok

Tevékenység:

Olvassa el a jegyzetet a ?? alfejezetig. A feldolgozás során a következőkre figyeljen:

- Adjon választ arra, milyen szempontok alapján csoportosíthatók az egyes kötésmódok.
- Adjon választ arra, mi jellemzi az anyaggal, alakkal ill. erővel záró kötéseket.
- Adott ábrán mutassa meg a menetemelkedést, menetemelkedési szöget és a menetosztást.
- Ábra alapján nevezze meg az egyes menetprofilokat.
- Adjon választ arra, mit jelent kötő-, illetve mozgatócsavarok esetén az önzárás fogalma.
- Ismerje fel az összefüggést a kötő-, illetve mozgatócsavarok rendeltetése és az alkalmazott menetszelvény jellemzői (alak, profilszög) között.
- Értelmezze és tanulja meg alkalmazni a csavarmeneteken keletkező erők és nyomatékok összefüggéseit!
- Ábra alapján tudja megnevezni a csavarmeneteken működő erőket.
- A csavarmenetre ható erők egyensúlyi ábrája alapján ismerje fel a meghúzás és a lazítás különböző eseteit.
- Tanulja meg az erők meghatározásának elvét.
- Tanulja meg a meghúzáshoz és lazításhoz szükséges nyomaték számítási módját.
- Tanulja meg az anya és a csavar felfekvésénél ébredő súrlódásból adódó nyomaték számítási összefüggését.
- Adjon választ arra, milyen közelítéssel élünk az anya és a csavar felfekvő felületén keletkező súrlódási erő karjának meghatározását illetően.
- Sorolja fel a meghúzási nyomaték megoszlásának helyeit és értékeit.
- Tanulja meg a kötőcsavarok jellemzőit.
- Sorolja fel a mozgatócsavarok jellemzőit.

Követelmény:

- Fel tudja sorolni írásban a kötések különböző csoportosítási lehetőségeit.
- Listából ki tudja választani, ill. fel tudja sorolni az anyaggal, alakkal és erővel záró kötések jellemzőit.
- Ábrán szereplő jelölésekhez párosítani tudja a menetemelkedés, a menetemelkedési szög és a menetosztás fogalmát.
- Menetprofilok ábrájához hozzá tudja rendelni azok megnevezéseit.
- Listából ki tudja választani, ill. önállóan le tudja írni az önzárás fogalmát kötő-, illetve mozgatócsavarok esetén.
- Adott jellemzőjű menetszelvényhez párosítani tudja annak alkalmazási területét (kötő-, illetve mozgatócsavar).
- A csavarmeneteken keletkező erők kifejezéseikhez hozzá tudja rendelni azok megnevezését.
- Az erők meghatározásához szükséges összefüggések egyes elemeit párosítani tudja azok jelentésével a meghúzás és lazítás esetére.
- A csavarmeneteken működő erők egyensúlyi ábráit párosítani tudja a meghúzás és lazítás különböző eseteivel.
- Összefüggések közül ki tudja választani
 - a legnagyobb súrlódási erő,
 - a súrlódási tényező,
 - a meghúzáshoz szükséges kerületi erő,
 - a lazításhoz szükséges kerületi erő,
 - a meghúzáshoz szükséges nyomaték,
 - a lazításhoz szükséges nyomaték,

– az anya és a csavar felfekvésénél ébredő nyomaték meghatározására alkalmasat.

- Felsorolásból ki tudja választani a csavar és anya felfekvésénél fellépő súrlódási erő karjának pontosabb meghatározására alkalmas összefüggést és az általában elegendő közelítő érték kifejezését.
- Párosítani tudja a meghúzási nyomaték megoszlási értékeit annak helyeivel.
- Jellemzők közül ki tudja választani a kötőcsavarok rendeltetése szerint a legfontosabbakat.
- Jellemzők közül ki tudja választani a mozgatócsavarok rendeltetése szerint a legfontosabbakat.
- Felsorolt menetfajtákat párosítani tud azok fő alkalmazási területeivel.

Kulcsszavak: anyaggal záró kötés, erővel záró kötés, menetprofil, menetemelkedés, menetosztás, kötőcsavar, mozgatócsavar, önzárás, meghúzási- és lazítási nyomaték.

2.1. Kötőgépelemek, kötési módok csoportosítása

Egy gépszerkezet helyes és megbízható működését döntően befolyásolják az egyes szerkezeti elemek kötései. Kiválasztásuknál és kialakításuknál elsősorban a szerkezet funkciója, feladata a meghatározó.

- A gépészeti gyakorlat **oldható** és **nem oldható** kötésekkel különböztet meg. Az **oldható kötések**et egyszerűen, az alkatrészek, a kötőelem sérülése nélkül lehet bontani és újra szerelni. Ide tartoznak a csavarkötések, szeg-, csapszegkötések, a tengely-agy szerkezetek retesz-, ék-, szorító- valamint rögzítőelemes kötései.

A **nem oldható kötések**et csak az alkatrészek vagy kötőelem roncsolásával lehet szétbontani. Ezek közé tartoznak a ragasztott, a forrasztott, a hegesztett és a szegecskötések.

- A kötések más szempontok szerint is csoportosíthatjuk, például figyelembe vehetjük kialakításukat, amely szerint megkülönböztethetünk **anyaggal, alakkal** ill. **erővel** záró kötésekkel.

Az **anyaggal záró kötések** valamilyen egyesítő eljárással, egy „közvetítő” anyagon keresztül jönnek létre és a legtöbb esetben nem bonthatók szét roncsolás nélkül. Ide tartoznak a ragasztással, forrasztással,

hegesztéssel és besajtolással létrejött kötések.

Az **alakkal záró kötések**nél a terhelés átadását a kapcsolódó elemek geometriai alakja biztosítja. Ilyenek például a nyírásra igénybevett csavarkötés, a retesz- és bordáskötések, amelyek általában oldható kivitelben készülnek.

Ha a kötés létrehozásához erőhatást kell kifejteni és befeszítésre, rugalmas szorításra jön létre a kapcsolat, akkor **erővel záró kötés**ről beszélünk. Ide tartozik az ékkötés, csavarkötés és zsugorkötés. Ezek a kötések lehetnek oldhatók, csak néhányszor oldhatók, de nem oldhatók is. Létrejöttükben fontos szerepe van a befeszítésnek és a súrlódó erőnek.

- Csoportosítási szempont lehet a kötés **gépszerkezetben betöltött funkciója** is, amely szerint egy kötés **teherviselő**, **rögzítő** vagy **fűző** is lehet.

A **teherviselő kötések** erőt vagy nyomatékot közvetítenek. A **rögzítő kötések** az összekapcsolás mellett kisebb terhelésátadásra is alkalmasak, míg a **fűző kötések** csak összekapcsolják az alkatrészeket, de terhelést nem adnak át.

2.2. A csavarmenetekkel kapcsolatos alapfogalmak

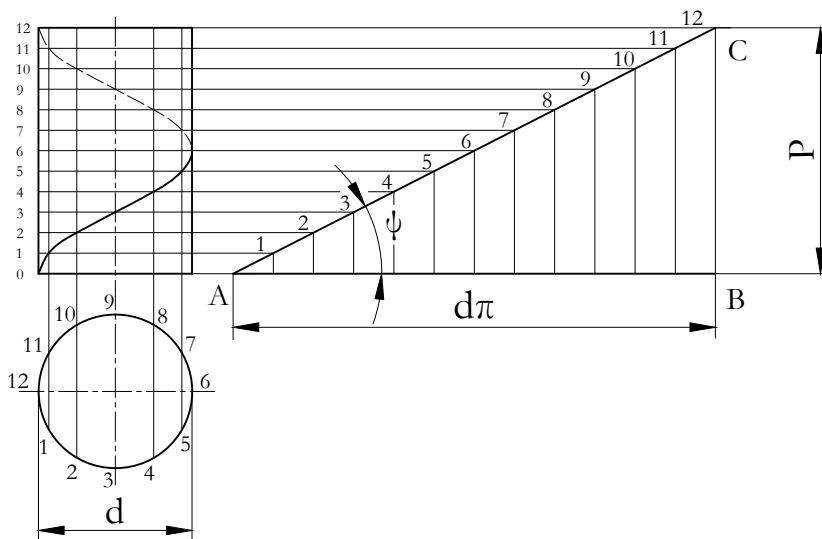
A csavarkötések elemeit külső és belső menetes alkatrészek alkotják.

Mint a geometriából ismert a csavarvonal egyidejű forgó és haladó mozgással származtatható, azaz a csavarvonalat a henger palástján elmozduló pont oly módon ír le, hogy miközben a henger forgómozgást végez, a pont a paláston a henger hossz tengelyével párhuzamosan halad. Ha a menetet leíró csavarvonal jobb felé emelkedik, jobbmenetű, ha bal felé, balmenetű csavarvonalról beszélünk.

Mint említettük, a csavarvonal térgörbe, amely egy hengerpalást felületén helyezkedik el. Származtatását a 2.1. ábrán láthatjuk. Az egy teljes körülforduláshoz tartozó „ P ” eltolódást menetemelkedésnek nevezzük. Ha a csavarvonalat tartalmazó hengerpalástot síkba terítjük, akkor egy ψ szögű ferde egyenest kapunk. Ez a ferde egyenes, a menetemelkedés és a henger kerülete egy lejtőt határoz meg. A ψ szöget menetemelkedési szögnek nevezzük, és a

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{P}{d \cdot \pi} \quad (2.1)$$

összefüggéssel határozhatjuk meg.

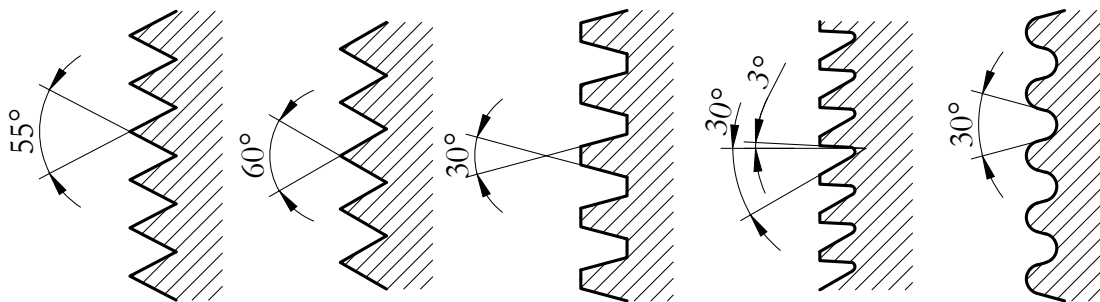


2.1. ábra. Csavarvonal származtatása

Ha egy alkalmasan választott profilt, háromszöget, négyszöget, trapézt, ... vezetünk a henger palástján és a csavarvonalat ezzel képezzük, akkor az egyik leggyakrabban alkalmazott kötőelemet, a csavart kapjuk. A csavar mellett a kötés létrehozásához szükséges annak „negatívja”, egy belső menetes alkatrész is, amellyel a csavar „összekapcsolhatóvá” válik. Azt mondhatjuk, hogy a meneteket elhelyezkedésük szerint két csoportba soroljuk: külső-csavarorsó és belső-csavaranya vagy menetes hüvely.

Mint tudjuk, az anyagba vágott horony alakja meghatározza a csavarmenet fajtáját. Így beszélhetünk éles-, trapéz-, fűrész és zsinórmenetről, mint azt a következő ábrán láthatjuk (2.2. ábra).

A csavarmenetek profiljainak bemutatása a fenti ábrán korántsem teljes, mert speciális feladatokra egyéb menet-



2.2. ábra. Különböző menetprofilok

profilokat is használhatunk. Pl.: páncélcsőmenet villamos szerelésekhez, ... stb.

A menetikialakítás egyik különleges esete az, amikor több menetet csavarunk fel egy hengerfelületre úgy, hogy azok egymás mellett haladnak. Ezeknek az ún. több-bekezdésű meneteknek az az előnye, hogy egy teljes körülfordulással nagyobb tengelyirányú eltolódást tudunk elérni. Mivel gyártásuk elég nehézkes, ezért legfeljebb hárombekezdésű menetet szokás készíteni. A kötőcsavarok egybekezdésűek.

A csavarkapcsolatok feladatuk szerint kétfélék lehetnek:

- rögzítő csavarkötések és
- mozgó csavarok.

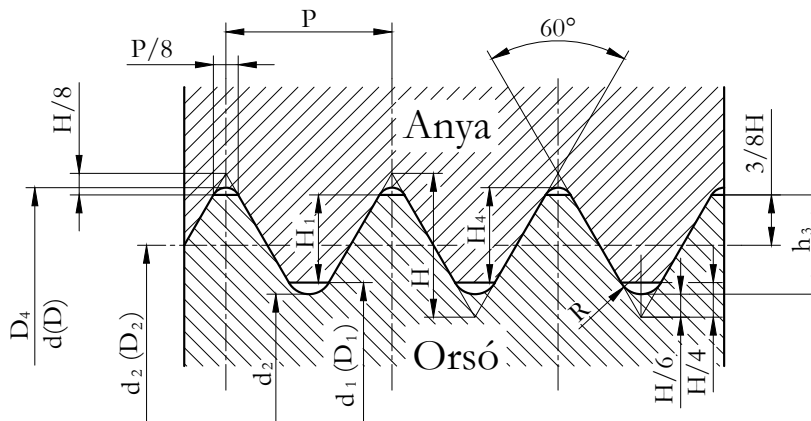
A csavarkötésekkel szerkezetek összekapcsolása valósítható meg. Erre a célra leginkább az élesmenet alkalmas. Pl.: csapágházak lefogása, tartószerkezetek összeerősítése, ... stb.

A mozgó csavarok feladata az egyes szerkezeti részek közötti elmozdulás biztosítása. Ilyen célra régebben lapos, ma kedvezőbb tulajdonságai miatt trapézmenetű csavart használnak. Pl.: csavarorsós emelő, golyósprés, ... stb.

2.3. Csavarmenet profilok, jellemző méretek

A leggyakrabban használt csavarfajták a kötőcsavarok. A kötőcsavarok élesmenetű csavarok. Jellemzőjük, hogy a hengerpaláston körülvezetett profil háromszög. Ha a háromszög csúcsszőge 55° -os, akkor Whitworth, ha pedig 60° -os, akkor metrikus menetről beszélünk. Megjegyezzük, hogy új konstrukciókban az angolszász Whitworth menetet ma már nem használják, csak menetes csöveken alkalmazzák.

A ma használatos élesmenetű csavarok nagyobb része metrikus menet vagy métermenet, amelynek szelvénye a 2.3. ábrán látható.



2.3. ábra. A normál métermenet profilja

A csavarmenetek profiljait és jellemző méreteit szabványosították. Ezek a méretek a metrikus menetre:

- d, D - névleges méret (átmérő),
- d_2, D_2 - középátmérő,

- d_3 - orsómenet magátmérő,
- D_1 - anyamenet magátmérő,
- P - menetemelkedés,
- H - alapháromszög magasság.

Jellemző méret még a már korábban említett ψ menetemelkedési szög, amelynek értéke:

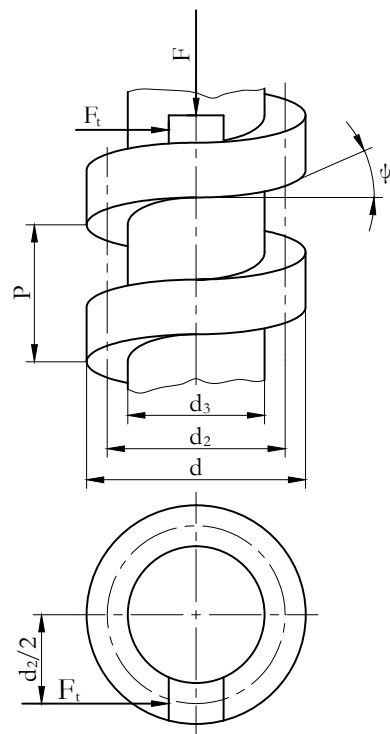
$$\psi = \arctg \frac{P}{d_2 \cdot \pi} \quad (2.2)$$

A finommechanikában és a járműiparban is szükség van igen kis emelkedésű csavarokra (pl.: a porlasztó üresjáratú fűvóka szabályzó csavarja). A kis méretek és a finom állíthatóság megkívánják a normálistól eltérő, annál kisebb menetemelkedésű, menetmagasságú csavarok alkalmazását. Ilyen célra szabványosították a finom métermeneteket.

Ha a henger palástján végigfuttatott profil négyszög, trapéz, fűrészfűrés vagy félgömb alakú, az ún. nem éles csavarokat kapjuk:

- A trapézmenet 30°-os csúcshöghö, szintén szabványos menetfajta. Mozgást továbbító szerkezeteknél alkalmazják, de más, nagy erő kifejtésére szükséges helyeken, pl. vasúti kocsik fékszerkezeteihez kötőcsavarként használják. Szinte valamennyi csavaros emelő menetprofilja is trapézmenet.
- A laposmenet négyszög keresztmetszetű és ma már kevésbé használatos, mert trapézmenettel jól helyettesíthető. A laposmenet nem szabványos.
- A fűrészfűrésmenetet egyirányú nagy erőhatások átadásához alkalmazzák. Méretei szabványosítottak.
- A zsinórmenet tulajdonképpen 30°-os csúcshöghö, erősen legömbölyített „élesmenet”. Olyan kötő- vagy mozgatócsavarokon alkalmazzák, ahol a menet sérülésétől, szennyeződésétől lehet tartani, ill. ahol a menetek lökészerű igénybevételnek vannak kitéve. A zsinórmenet szintén szabványosított.

2.4. A csavarmenteken keletkező erőhatások



2.4. ábra. Laposmenetű orsó az anyára egy kis darabjával

A csavarmenteken fellépő erők térbeli erőrendszert alkotnak. Irányuk, nagyságuk, a csavarment geometriai kialakításától függ. A terhelés a valóságban megoszló, de a vizsgálat egyszerűsítése érdekében koncentrált erőnek tekintjük.

A csavarmenteken fellépő erők legegyszerűbben a laposmenetű (nem szabványos) csavarokon tanulmányozhatók.

A 2.4. ábrán laposmenetű csavarorsó egy szakasza látható, a vele kapcsolódó anyára egy kis darabjával. Az anyára ható külső erőhatásokat ide koncentrálni az „ F ” és „ F_t ” erőt kapjuk.

Az F erő a csavarorsó tengelyének irányában hat. Az F_t a kerületi erő, amit azért fejtünk ki, hogy az anyát vagy az orsót az F terhelés ellenében elmozdítsuk. Ez megfelel a kötőcsavar meghúzásának vagy a csavarral való teheremelésnek.

Ha a középátmérőhöz tartozó csavaronalat síkba terítjük, az erők egyensúlyát a lejtőre érvényes törvények alapján vizsgálhatjuk (2.5. és 2.6. ábra). Az ábrán a külső erőkhöz kívül a lejtőn elhelyezett testre ható reakcióerő két komponense az F_n felületet összenyomó erő és az F_s súrlódási erő is látható. A test megmozdulásának határesetében fellépő, legnagyobb súrlódási erő nagysága

$$F_s = \mu \cdot F_n, \quad (2.3)$$

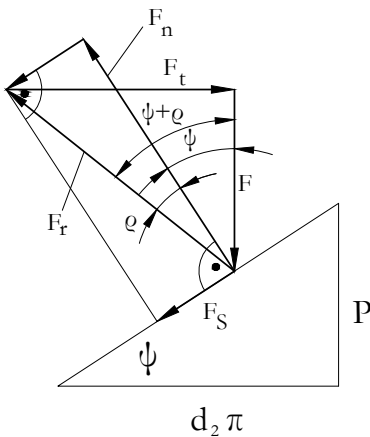
a súrlódási tényező pedig a súrlódási szöggel kifejezve $\mu = \tan \rho$.

A 2.5. ábra a meghúzás határesetére érvényes egyensúlyi vektorábrára, ahonnan az

$$F_t = F \cdot \tan(\psi + \rho) \quad (2.4)$$

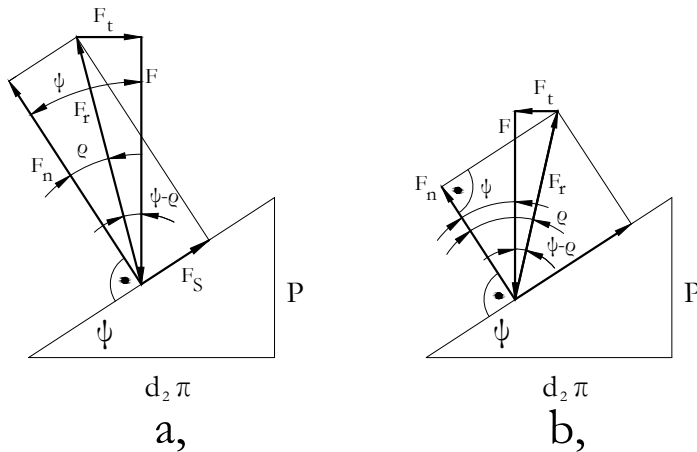
ahol:

- F - külső erő
- F_s - súrlódó erő
- ψ - menetemelkedési szög
- F_n - összeszorító erő (felületre merőleges)
- F_t - kerületi erő
- d_2 - menetközépátmérő
- P - menetemelkedés
- ρ - súrlódási félkúpszög



2.5. ábra. Az erők egyensúlya meghúzás esetén

Vizsgáljuk ezután a testre ható erők egyensúlyát a lefelé való elmozdulás esetére. Ilyenkor a súrlódási erő értelme ellentétes és ennek megfelelően módosul a vektorábra is.



2.6. ábra. (a) Az erők egyensúlya lazításkor; $\psi > \rho$ esetén, (b) az erők egyensúlya lazításkor; $\psi < \rho$ esetén

Az egyensúly határán a kerületi erő abszolút értéke mindkét esetben

$$F_t = F \cdot \operatorname{tg}(\psi - \rho), \quad (2.5)$$

előjele, értelme azonban ellentétes. Gyakorlatilag tehát a $\psi > \rho$ feltétel teljesülésekor erőt kell kifejttenünk a test F erő hatására való lecsúszásának megakadályozására, ha pedig $\psi < \rho$, a test csak külön erő kifejtésekor csúszik le, azaz önzárás áll fenn. Az önzárás határán $\psi = \rho$. A csavaroktól majdnem mindig önzárást kívánunk meg.

A csavarkötés **önzáró** jellege kötőcsavaroknál azt jelenti, hogy üzemszerű terhelés hatására a kötés nem lazul meg. Például egy gépjármű kerekét rögzítő, megfelelő erővel meghúzott csavar nem lazul meg a jármű használata közben.

A mozgatócsavaroknál az önzárás azt jelenti, hogy a csavar nem kezd mozogni külső terhelés hatására. Például az autókban használt kézi emelő csavarorsója nem jön mozgásba a felemelt jármű súlyerejének hatására.

A csavaranya vagy csavarorsó forgatásához (meghúzásához ill. lazításához) szükséges nyomaték nagysága a kerületi erőnek és karjának szorzata, vagyis

$$T_{1,2} = F \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\psi \pm \rho) \quad (2.6)$$

A gyakorlatban előforduló menetszelvények legtöbbször háromszög, ill. trapéz alakúak. A 2.7. ábrán pl. trapéz szelvényű menet részlete látható, a β profil-szög feltüntetésével. Ilyenkor az F erőnek az orsó felületre merőleges összetevője F' . Tehát megnő az anya meneteit összeszorító erő és vele a súrlódó erő is. A hatás olyan, mintha változatlan összenyomó erő, de nagyobb súrlódási tényező érvényesülne. A látszólagos súrlódási tényező

$$\mu' = \frac{\mu}{\cos \frac{\beta}{2}}, \text{ amelyhez} \quad (2.7)$$

$$\rho' = \operatorname{arc} \operatorname{tg} \mu' \quad (2.8)$$

2.7. ábra. Trapéz szelvényű menet a ráható erőkkel

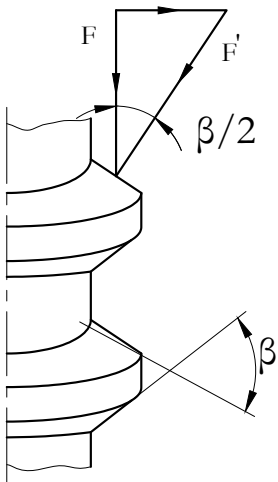
látszólagos súrlódási félkúpszög tartozik.

A kerületi erő tehát:

$$F_t = F \cdot \operatorname{tg}(\psi \pm \rho') \quad (2.9)$$

A meghúzási és lazítási nyomaték pedig:

$$T_{1,2} = F_t \cdot \frac{d_2}{2} = F \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\psi \pm \rho') \quad (2.10)$$



A csavarok meghúzásakor a csavarkulcsra nemcsak a T_1 nyomatékot kell kifejteni, hanem még egy további nyomatékot is, amely az anya vagy a csavarfej felfekvési felületén keletkező súrlódási nyomaték legyőzéséhez szükséges.

Ha a felfekvésnél a súrlódási tényező μ_a , és az egy pontba koncentrált súrlódási erő karja r_a , akkor a felfekvésnél ébredő nyomaték

$$T_a = \mu_a \cdot F \cdot r_a \quad (2.11)$$

A teljes nyomaték, amit a csavarkulcsra ki kell fejteni ahhoz, hogy a kívánt erő a csavarorsóban létrejöjjön

$$T_{k1} = T_1 + T_a = F \cdot \left[\frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \rho') + r_a \cdot \mu_a \right] \quad (2.12)$$

A kulcsra kifejtendő lazítási nyomaték

$$T_{k2} = T_2 + T_a = F \cdot \left[\frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\alpha - \rho') + r_a \cdot \mu_a \right] \quad (2.13)$$

A felfekvő felületen keletkező súrlódási erő karját pontosabb számítással (az elemi megoszló erők integrálásával) is megkaphatjuk. Eszerint

$$r_a = \frac{1}{3} \cdot \frac{D_k^3 - D_b^3}{D_k^2 - D_b^2}, \quad (2.14)$$

ahol D_k a felfekvő felület külső, D_b a belső átmérője. Sokszor elegendő azt a közelítést használni, hogy $r_a \sim d_3$, vagyis a közepes sugár a magátmérővel egyenlőnek vehető. Tehát,

$$T_a = \mu_a \cdot F \cdot d_3 \quad (2.15)$$

A μ' és μ_a értéke általában nem azonos. A súrlódási tényezőben jelentkező különbség a különböző anyag-párosításokra (csavar-anya, csavarfej-anya felfekvés), a mindenkori kenési körülményekre és felületi érdességre vezethető vissza.

A szakirodalomban a két súrlódási tényezőt általában egyenlőnek veszik, amit a valóságos értékek jelentős szóródása indokol. Így a szokásos kenőolajokkal kent csavarok esetén, a csavar méretétől függetlenül, 0,13 ... 0,25 súrlódási tényezővel számolnak.

Vizsgálatok szerint a meghúzási nyomaték megoszlása a különböző helyekre:

- a menetek közötti súrlódásra: 40...67%,
- a felfekvő felületek súrlódására: 16...50%,
- előfeszítésre: 10...17%.

A menetszelvény megválasztásakor a csavar rendeltetése a legfőbb szempont. Kötőcsavarok esetén a lehető legnagyobb súrlódásra törekszünk, hogy ezzel is akadályozzuk a kötés meglazulását. A mozgatócsavaroknak lehetőleg nagy hatásfokú egyszerű gépként kell működniük, itt tehát kisebb súrlódásra törekszünk, az önzárás fenntartásával.

Mivel a profilszög növelésével nő a látszólagos súrlódási tényező, kötőcsavarokhoz a nagy profilszögű, háromszög alakú menetszelvény célszerű. A normál métermenet elméleti alapszelvénye egyenlő oldalú háromszög ($\beta=60^\circ$), melyből a valóságos profil a sarkok letörésével ill. lekerekítésével alakul ki (2.3. ábra). A menetszelvény lekerekítései biztosítják, hogy a menetsúcsoknál hézag keletkezzék az orsó és az anya között. Az orsómenet szelvényének nagy többeli lekerekítése növeli a magátmérőt és csökkenti a feszültséggyűjtő hatást, emiatt szilárdságnövelő hatású.

A normál métermenet emelkedésének és külső átmérőjének aránya az átmérőtől függ, értéke átlagosan 0,15. Ha fontos a csavar szilárdságának növelése, hatékonyan csökkenthetjük a menet gyengítő hatását a menetemelkedés csökkentésével, ami a magátmérő növelésével jár. Ilyenkor a finom métermenet használható,

amelynek emelkedése átlagosan csak kb. 10%-a a külső átmérőnek. Ha azonban a magátmérő növelése nem különösebben indokolt, az olcsóbban gyártható normál métermenetet kell alkalmazni.

Mozgatósavarokhoz kis profilszögű, kisebb súrlódású menetszelvények célszerűek. Ilyen szempontból a laposmenet ($\beta=0^0$) lenne az ideális, helyette azonban általában a $\beta=30^0$ profilszögű trapézmenetet használják nagyobb szilárdsága és gyártástechnológiai előnyei miatt.

2.5. Gyakorló feladatok

2.1. feladat. Mekkora nyomatékkal kell meghúzni egy $F=10$ kN külső terhelésű M 16 x 2 méretű menetes orsót, $\mu = 0,12$ súrlódási tényező esetén?

($d_2 = 14,85$ mm, $d_3 = 13,879$ mm - táblázatból)

M 16 x 2

d = névleges átmérő = 16 mm

P = menetemelkedés = 2 mm

β = a metrikus menetek profilszöge = 60^0

Megoldás:

Meghúzási nyomaték:

$$T_1 = F \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\psi + \rho')$$

Lazítási nyomaték:

$$T_2 = F \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\psi - \rho')$$

A szögek meghatározása:

Menetemelkedési szög:

$$\psi = \operatorname{arc} \operatorname{tg} \frac{P}{d_2 \pi} = \operatorname{arc} \operatorname{tg} \frac{2}{14,85 \pi} = 2,466^0$$

Látszólagos súrlódási szög:

$$\rho' = \operatorname{arc} \operatorname{tg} \frac{\mu}{\cos \frac{\beta}{2}} = \operatorname{arc} \operatorname{tg} \frac{0,12}{\cos \frac{30^0}{2}} = 7,888^0$$

A meghúzási nyomaték:

$$T_1 = 10000 \cdot \frac{14,85}{2} \cdot \operatorname{tg}(2,466^0 + 7,888^0) = 13565,81 Nm$$

$$T_1 \cong 13,6 Nm$$

$$T_2 = 10000 \cdot \frac{14,85}{2} \cdot \operatorname{tg}(2,466^0 - 7,888^0) = -7047,45 Nm$$

$$T_2 \cong -7,05 Nm$$

A példához (nem mérethelyesen) fel kell tudni rajzolni az erők vektorábráit is!

2.2. feladat. Határozza meg az M16x1,5 méretű csavar meghúzásához és lazításához szükséges, a kulcsra kifejtendő nyomatékot!

A csavarkötés adatai:

Előfeszítő erő: 50 KN

$d_2 = 15,026 \text{ mm}$

$\mu = 0,15$

$\mu_a = 0,2$

$d_3 = 14,16 \text{ mm}$

Megoldás:

$$T_{k1} = F \cdot \left[\frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\psi + \rho') + r_a \cdot \mu_a \right] = 5 \cdot 10^4 \cdot \left[\frac{15,026}{2} \cdot \operatorname{tg}(11,7426^0) + 2,832 \right] = 219,98 Nm$$

ahol,

$$\varphi = \arctg \frac{P}{d_2 \cdot \pi} = \frac{1,5}{15,026 \cdot \pi} = 1,82^0$$

$$\rho' = \arctg \frac{\mu}{\cos \frac{\beta}{2}} = \arctg \frac{0,15}{\cos 30^0} = 9,826^0$$

$$r_a \cdot \mu_a = d_3 \cdot \mu_a = 14,16 \cdot 0,2 = 2,832mm$$

$$T_{k2} = F \cdot \left[\frac{d_2}{2} \cdot \tg(\psi - \rho') + r_a \cdot \mu_a \right] = 5 \cdot 10^4 \cdot \left[\frac{15,026}{2} \cdot \tg(8,006^0) + 2,832 \right] = 194,4Nm$$

A példához (nem mérethelyesen) fel kell tudni rajzolni az erők vektorábráit is!

Önellenőrzés

1. Jelölje meg az alábbi állítások közül azokat, amelyek az erővel záró kötésekre jellemzők!

A kötés létrehozásához külső erőhatásra van szükség.

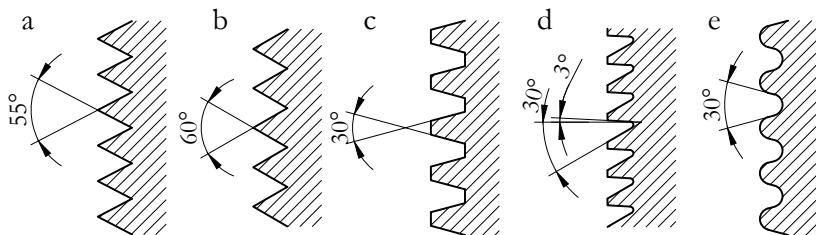
A terhelés átadását az alkatrészek geometriai alakja biztosítja.

A kötésben fontos szerep jut az előfeszítő erőnek.

A kötés létrejöttében az elemek rugalmassága is szerepet játszik.

Az összekötendő alkatrészek között anyag létesít kapcsolatot.

2. Tanulmányozza az alábbi ábrát, majd oldja meg az ábra alatti feladatot!



Írja be az alábbi menetprofilok neve előtti számot a megfelelő helyre! (Az ötből csak hármat kell beírnia!)

1. trapézmenet 2. zsinórmenet 3. fűrészménen 4. laposmenet 5. élesmenet

Az ábrán b-vel jelölt profil a (z)

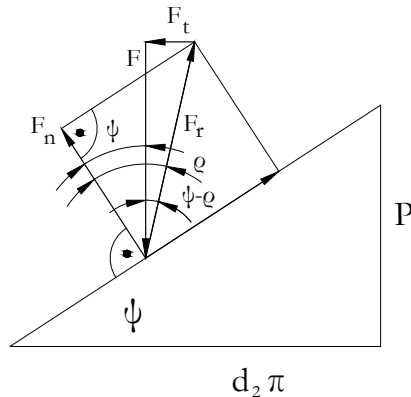
a c-vel jelölt a (z)

az e-vel jelölt pedig a (z)

3. Milyen rendeltetésű csavarokhoz alkalmazhatók a nagy profilszögű háromszög alakú menetszelvények?
Jelölje a helyes választ!
- Kötőcsavarokhoz.
Mozgatócsavarokhoz.
Kötő és mozgatócsavarokhoz egyaránt.
4. Mit jelent az önzárás fogalma mozgatócsavarok esetén? Jelölje a helyes választ!
- Azt jelenti, hogy a csavar mozgásához erőt kell kifejteni.
Azt jelenti, hogy terhelés hatására a csavar nem jöhet mozgásba.
Azt jelenti, hogy nagy súrlódási erő lép fel.
5. Párosítsa a csavarmeneteken keletkező erőket, azok jelöléseivel!
- a) Kerületi erő
b) Az anyát vagy orsót terhelő tengelyirányú erő
c) A felületeket összeszorító erő
d) Súrlódó erő
e) A súrlódó és összeszorító erő eredője
- 1) F_S 2) F_n 3) F_t 4) F_R 5) F
6. Csavarmeneteken az anya elmozdulásának határesetében fellépő, legnagyobb súrlódási erő nagysága:
 $F_s = \mu \cdot F_n$
Mit jelent ebben az összefüggésben a μ ? Válassza ki az alábbi felsorolásból!

menetemelkedési szög
 súrlódási félkúpszög
 súrlódási tényező
 a súrlódási félkúpszög tangense

7. Nézze meg figyelmesen az alábbi ábrát, majd jelölje az igaz állítást!



A vektorára az erők egyensúlyát mutatja a meghúzás határesetében.

A vektorára az erők egyensúlyát mutatja a lazítás határesetében, amikor $\psi < \rho$.

A vektorára az erők egyensúlyát mutatja a lazítás határesetében, amikor $\psi > \rho$.

8. Igaz-e az alábbi állítás? Jelölje a helyes választ! Az alábbi összefüggés a csavarmeneteken az elmozdulás határesetében fellépő legnagyobb súrlódási erő meghatározására alkalmas. $F_s = \mu \cdot F_n$

Igen

Nem

9. Párosítsa az alábbi jelöléseket és összefüggéseket azok megnevezéseivel!

1. $\mu = \operatorname{tg} \rho$ 2. $F_t = F \cdot \operatorname{tg}(\psi + \rho)$ 3. $F_t = F \cdot \operatorname{tg}(\psi - \rho)$ 4. $T_{1,2} = F \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\psi \pm \rho)$, ahol $d_2 = \frac{d+d_3}{2}$

5. $\mu' = \frac{\mu}{\cos \frac{\alpha}{2}}$ 6. $\rho' = \arctg(\mu')$ 7. $F_t = F \cdot \operatorname{tg}(\psi \pm \rho')$ 8. $T_{1,2} = F \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\psi \pm \rho')$ 9. $T_a = \mu_a \cdot F \cdot r_a$

10. $T_{k1,2} = F \cdot \left[\frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\psi \pm \rho') + r_a \cdot \mu_a \right]$ 11. $r_a = \frac{1}{3} \frac{D_k^3 - D_b^3}{D_k^2 - D_b^2}$

1) A lazításhoz szükséges kerületi erő a vektorábra egyensúlyi határesetében.

2) A látszólagos súrlódási szög.

3) A súrlódási tényező a súrlódási szöggel kifejezve.

4) A csavarkulcon kifejtendő nyomaték laposmenettől eltérő menetek esetén.

5) Az anya és csavar felfekvésénél ébredő súrlódási erő karja.

6) Az anya és csavar felfekvésénél ébredő súrlódásból adódó nyomaték.

7) A forgatáshoz szükséges erő laposmenettől eltérő menetek esetén.

8) A látszólagos súrlódási tényező.

9) Az anya vagy orsó forgatásához (meghúzásához, lazításához) szükséges nyomaték.

10) A meghúzáshoz szükséges F_t erő a vektorábra egyensúlyi határesetében, laposmenet esetén.

11) A csavarkulcsra kifejtendő nyomaték laposmenettől eltérő menetek esetén, ha figyelembe vesszük az anya és a csavar felfekvésénél a súrlódásból adódó nyomatékot is.

10. Melyik összefüggés alkalmas az anya és a csavar felfekvéséből adódó súrlódási erő karjának közelítő meghatározására? Jelölje a helyes választ!

$$r_a = d$$

$$r_a = d_2$$

$$r_a = d_3$$

11. Hozza összefüggésbe a meghúzási nyomaték eloszlási értékeit, annak helyeivel!

- 1) előfeszítésre fordítódik
- 2) a menetek közötti súrlódásra fordítódik
- 3) a felfekvő felületek súrlódására fordítódik

40...67%

16...50%

10...17%

12. Az alábbi menetfajták közül melyiket használjuk kötőcsavarokhoz? Írja a menet sorszámát a kötőcsavar megnevezés után!

normál métermenet

fűrészmenet

trapézmenet

zsinórmenet

finom métermenet

laposmenet

Whithworth menet

13. A csavarok rendeltetésük szerint kötő- és mozgatócsavarok is lehetnek. Jelölje az alábbi felsorolásban **1-el** azokat az állításokat, amelyek a kötőcsavarokra, **2-el** pedig azokat, amelyek a mozgatócsavarokra igazak!

A lehető legnagyobb súrlódásra törekszünk a menetekben, hogy ezzel is akadályozzuk a kötés meglazulását.

Mivel a kisebb súrlódású menetszelvények célszerűek, ezért trapéz- és fűrészmenetet használunk.

Az önzárás fenntartásával kis súrlódásra törekszünk.

Ezekhez a csavarokhoz a nagy profilszögű háromszög alakú menetszelvény a célszerű.

Ezekhez a csavarokhoz a kis profilszögű, kisebb súrlódású menetszelvények a célszerűek.

Ezekhez a csavarokhoz különleges esetben zsinórmenetet is használunk.

5. LECKE

Tevékenység:

Olvassa el a jegyzetet a ?? alfejezetig. A feldolgozás során a következőkre figyeljen:

- Tanulja meg a kötőcsavarok különböző terhelési eseteit.
- Adjon választ arra, mik az egyes esetek jellemzői.
- Tanulja meg az egyes méretezési esetekhez tartozó összefüggéseket.
- Adjon választ arra, mikor alakul ki nyíró igénybevétel a csavarkötésben.
- Adjon választ arra, hogyan védhetjük a menetes részt a nyíró igénybevétellel szemben.
- Tanulja meg az ébredő nyírófeszültség meghatározására alkalmas összefüggést.
- Tanulja meg a keletkező palástnyomás meghatározására alkalmas összefüggést.
- Sorolja fel a csavar nyíró igénybevétel alóli mentesítésének módjait.

Követelmény:

A tananyag elsajátítása akkor tekinthető sikeresnek, ha Ön:

- Felsorolásból ki tudja választani a csavarkötések fő terhelési eseteit.
- Adott terheléshez hozzá tudja rendelni annak jellemzőit.
- Az egyes esetekkel párosítani tudja azok méretezési összefüggéseit.
- Meg tudja nevezni az egyes összefüggések elemeit.
- Számításokban alkalmazni tudja a méretezések összefüggéseit.
- Meghatározások közül ki tudja választani a nyírással terhelt csavarkötés jellemzőit.
- Ábra alapján meg tudja nevezni a menetes részek nyírással szembeni védelmére alkalmas csavarfajtát.

- Értelmezni és alkalmazni tudja a palástnyomás meghatározására alkalmas összefüggést.
- Számításokban alkalmazni tudja a nyíró igénybevétellel kapcsolatos összefüggéseket.
- Konstrukciós megoldások közül ki tudja választani a csavar nyíró igénybevétel alóli mentesítésének módjait.

Kulcsszavak: magkeresztmetszet, terhelő erő, előfeszítő erő, megnövelt magátmérő, illesztett szárú csavar, tehermentesítő nyíróhüvely.

2.6. A csavarkötések szilárdsági méretezése statikus terhelések esetén

A menetekeken fellépő erőhatások vizsgálatakor feltételeztük, hogy az erő egy pontban koncentráltan hat. A valóságban a menetfelület mentén megoszló terhelés lép fel. A csavarmenetek nem eszményien merevek, így erő hatására deformálódnak, elhajlanak. A menetek a terhelést nem egyformán kapják, a legjobban az első menetek vannak terhelve.

A fentiek alapján a csavaranya méretezését itt nem részletezve arra az eredményre jutunk, hogy az anya szükséges magassága $0,65d$. A szabványos anyamagasság $m=0,8d$, tehát a menetek feszültséggyűjtő hatásának ellenére is, a szabványos csavaranyák szilárdsági szempontból megfelelők.

A csavarfej szilárdsági méretezésének eredménye $0,5d$, a szabványos fejmagasság pedig $k=0,7d$, tehát a csavarfej magassága is megfelelő.

A csavarorsó leggyakoribb igénybevétele, húzás vagy nyomás, ha a terhelés tengelyirányú, és nyírás, ha a terhelés tengelyre merőleges.

1. Vizsgáljuk meg azt az esetet, amikor az anyát már felcsavartuk az orsóra, szorosan meghúzni nem kell és tengelyirányban terheljük az orsót. Az orsó terhelés szempontjából figyelembe vehető keresztmetszete a magkeresztmetszet (A_3), itt lép fel a maximális feszültség.

Az igénybevétel *húzás*, a ténylegesen ébredő feszültséget a

$$\sigma = \frac{F}{A_3} = \frac{4 \cdot F}{d_3^2 \cdot \pi} \quad (2.16)$$

összefüggéssel határozhatjuk meg.

Az összefüggésben:

- d_3 = csavar magátmérő
- F = külső terhelés

Húzó igénybevétel esetén a σ_{meg} értéke a folyáshatárból az $n=1,5 \dots 2,5$ biztonsági tényezővel számítható.

2. Ha a csavarkötést a külső (F) terhelésen felül szereléskor ismert értékű előfeszítő erővel szorosan meg is húzzuk (F_e), akkor a csavarban ébredő tényleges feszültséget a

$$\sigma = \frac{F + F_e}{A_3} = \frac{4 \cdot (F + F_e)}{d_3^2 \cdot \pi} \quad (2.17)$$

összefüggéssel számolhatjuk.

3. Ha a csavarkötést szereléskor szorosan meghúzzuk, de az előfeszítés mértékét nem ismerjük és ezen felül külső (F) erő is terheli a kötést, akkor csökkentett magátmérővel kell a feszültséget meghatározni.

$$\sigma = \frac{F}{A_{03}} = \frac{4 \cdot F}{d_{03}^2 \cdot \pi} \quad (2.18)$$

A fenti összefüggésben egy „ φ ” jósági tényezővel a csavar gyártási minőségét is figyelembe vehetjük. Így a csökkentett magátmérő:

$$d_{03} = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\varphi \cdot \pi \cdot \sigma_{meg}}} \quad (2.19)$$

ahol a φ értéke = 0,5...1

Az ismeretlen előfeszítés miatt az üzemi terhelés alapján meghatározott magátmérőt a saját méretétől függően növeljük. A végleges magátmérő így:

$$d_3 = \frac{d_{03} + 6}{1,1} \quad (2.20)$$

$d_{03} = 60$ mm esetén ez a számítás már nem ad magátmérő növekedést. Ennek az az oka, hogy az ilyen átmérőjű csavarok igénybevételét az előfeszítés már nem növeli meg számottevően.

Ebből következően a szilárdsági igénybevételnek kitett csavarokat M10-nél célszerű nagyobbak választani, valamint a csavarkötéseket célszerűbb kevesebb nagyméretű, mint több kisméretű csavarral kivitelezni.

4. Ha a meneteket terhelt állapotban működtetjük (mozgatjuk), akkor a külső tengelyirányú erőhatásból csavaró igénybevétel is fellép a húzás (nyomás) mellett. Ilyen terhelés főleg mozgatóorsóknál fordul elő.

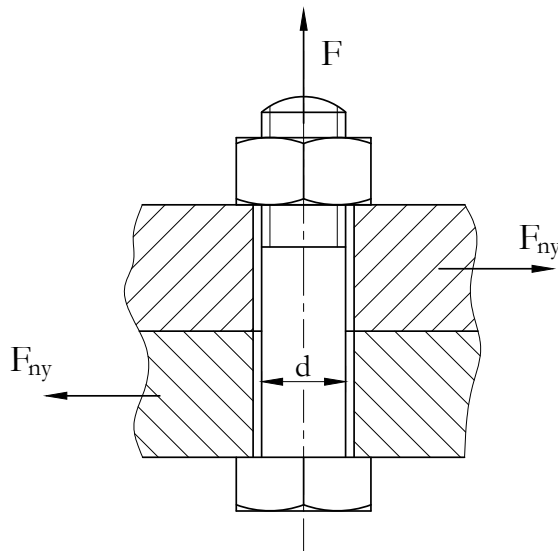
Ebben az esetben menetes orsókat összetett igénybevételre méretezzük (ellenőrizzük):

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma^2 + 4 \cdot \tau^2} \leq \sigma_{meg} - \text{Mohr szerint} \quad (2.21)$$

Ha a ψ menetemelkedési szög kisebb, mint 6° ($\psi < 6^\circ$), akkor a fenti számítást nem szükséges elvégezni, elég egy átlagos értékkel számolni. Ez az érték, itt nem részletezett számításból fakadóan 32 %. A redukált feszültséget ezzel a többletterheléssel számoljuk:

$$\sigma_{red} = \frac{1,32 \cdot F}{A} \leq \sigma_{meg} \quad (2.22)$$

5. A csavarkötés 2.8. ábrán látható terhelési esetét megvizsgálva azt látjuk, hogy az F terhelőerő a csavar tengelyére merőleges, tehát nyírásra veszi igénybe a névleges keresztmetszetet. Ebben az esetben az orsóirányú terhelés nagysága elhanyagolhatóan kicsi.

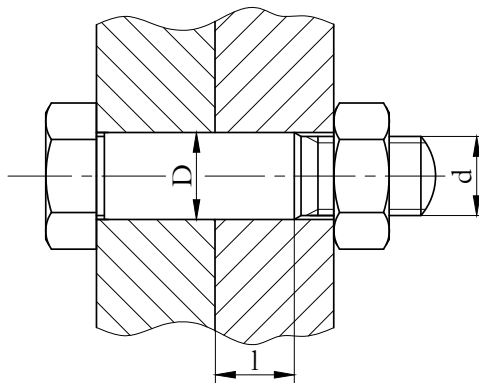


2.8. ábra. Csavarkötés nyíró igénybevétellel

$$\tau_{max} = \frac{4 \cdot F_{ny}}{d^2 \cdot \pi} \leq \tau_{meg} \quad (2.23)$$

Ez az igénybevétel az orsó szempontjából kedvezőtlen, ezért a gyakorlatban kerülni kell. Ha a csavar tehermentesítése nem oldható meg, akkor kialakítása és méretezése a nyíró igénybevétel szerinti.

A nyírásra igénybevett, megfelelően kialakított csavar menetes részét nem szabad nyíró igénybevételnek kitenni, a nyíróerő csak a szárat terhelheti, ezért célszerű a csavar szárát a menetes rész után megnövelni és tűrésezett furatba illesztve szerelni (2.9. ábra):



2.9. ábra. Csavarkötés illesztett szárral

A hengeres szár általában H7/k6 illesztésű, az ébredő maximális nyírófeszültség, ha a szár átmérője „D”, a nyíróerőt pedig „F_{ny}-el” jelöljük:

$$\tau_{max} = 1,4 \cdot \frac{4 \cdot F_{ny}}{D^2 \cdot \pi} \leq \tau_{meg} \quad (2.24)$$

Nagy terhelés esetén a csavar szárát célszerű palástnyomásra is ellenőrizni:

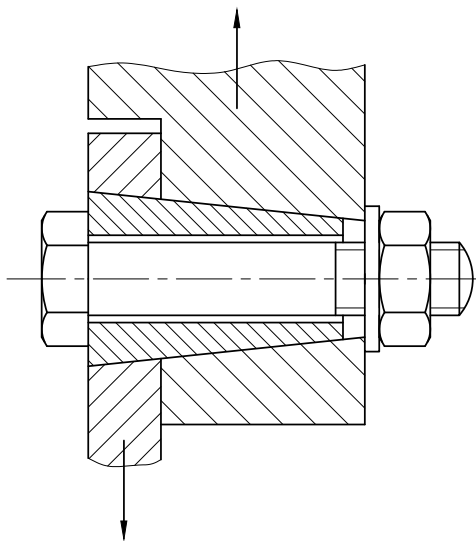
$$p = \frac{F_{ny}}{D \cdot l} \leq p_{meg} \quad (2.25)$$

, ahol „l” a vékonyabb lemezben felfekvő szárhosszúság (2.9. ábra).

Az illesztett csavaros kötés elkészítése költséges, ezért célszerű elkerülni. Ennek egyik módja, hogy a megfelelően méretezett csavarok kellő meghúzásával olyan nagy F_e összeszorító erőt létesítünk, amely az F_{ny} nyíróerő fellépésének elkerüléséhez elegendő F_s súrlódási erőt ébreszt:

$$F_{ny} \leq F_s = F_e \cdot \mu \quad (2.26)$$

A csavar nyíró igénybevétel alóli mentesítésének másik módja, ha a nyíró igénybevételt más szerkezeti elemmel vesszük fel. Ez megoldható kúpos szeg, hengeres szeg, illetve feszítőcsap beszerelésével vagy tehermentesítő nyíróhüvely alkalmazásával.



2.10. ábra. Tehermentesítő nyíróhüvely alkalmazása

2.7. Gyakorló feladatok

2.3. feladat. Egy M16-os csavar anyagára megengedett feszültség 120 N/mm^2 . Mekkora húzófeszültség ébred ebben a csavarban, ha az a kötésben $F=12 \text{ kN}$ -al terhelt. Kibírja-e ezt az igénybevételt, ha a választott anyagból készül?

Táblázatból: $d_3 = 13,879 \text{ mm}$

$$\sigma_{\text{húz}} = \frac{F}{A_3} = \frac{4 \cdot F}{d_3^2 \cdot \pi} = \frac{4 \cdot 12000}{13,879^2 \cdot \pi} = 79,35 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{\text{húz}} < \sigma_{\text{meg}}$$

Tehát a csavar kibírja az igénybevételt.

2.4. feladat. Az előző méretű és anyagminőségű csavarnál a terhelésen felül a szereléskor szoros meghúzás miatt $F_e = 5 \text{ kN}$ előfeszítő erő is van?

Kibírja-e a csavar az igénybevételt?

$$\sigma_{\text{húz}} = \frac{F + F_e}{A_3} = \frac{(F + F_e) \cdot 4}{d_3^2 \cdot \pi} = \frac{17000 \cdot 4}{13,879 \cdot \pi} = 112,42 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{\text{húz}} < \sigma_{\text{meg}}$$

Még ezt is kibírja a csavar.

2.5. feladat. A fenti kötésben a csavar az ott fellépő külső terhelésen kívül szorosan meghúzott, de ismeretlen előfeszítéssel. Kibírja-e ezt az igénybevételt?

$$\sigma = \frac{4 \cdot F}{d_{03}^2 \cdot \pi} = \frac{4 \cdot 12000}{d_{03}^2 \cdot \pi}$$

$$d_3 = \frac{d_{03} + 6}{1,1} \Rightarrow d_{03} = 1,1 \cdot d_3 - 6$$

$$d_{03} = 1,1 \cdot 13,879 - 6 = 9,2mm, \text{ tehát}$$

$$\sigma = \frac{4 \cdot 12000}{9,2^2 \cdot \pi} = 180,6 \frac{N}{mm^2}$$

Ismeretlen előfeszítéssel, szorosan meghúzva a csavar nem bírja ki az igénybevételt, mert

$$\sigma > \sigma_{meg}$$

2.6. feladat. Egy csavarkötést $F=12$ kN külső terhelés húzásra vesz igénybe. A csavar anyagának folyáshatára $R_{eH}=240$ N/mm², a biztonsági tényező $n=1,5$. Szereléskor ismeretlen nagyságú előfeszítést viszünk a csavarba (szorosan meghúzott csavar).

Milyen méretű csavar lesz megfelelő?

A csavarban ébredő tényleges feszültséget nem ismerjük. Végső esetben $\sigma_{húzó} = \sigma_{meg}$ lehet.

$$\frac{R_{eH}}{n} = \sigma_{meg} = \frac{F \cdot 4}{d_{03}^2 \cdot \pi} \Rightarrow d_{03} = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\sigma_{meg} \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot F \cdot n}{R_{eH} \cdot \pi}}$$

$$d_{03} = \sqrt{\frac{4 \cdot 12000 \cdot 1,5}{240 \cdot \pi}} = 9,774 \text{ mm}$$

A d_{03} -t még csak az ismert terheléssel határoztuk meg. Az ismeretlen plusz terhelés (előfeszítés) miatt ezen átmérőt növelni kell:

$$d_3 = \frac{d_{03} + 6}{1,1} = \frac{9,774 + 6}{1,1} = 14,34 \text{ mm}$$

Tehát, legalább $d_3 = 14,34$ mm magátmérőjűnek kell lenni a csavarnak! (M18)

2.7. feladat. Mekkora feszültség ébred egy mozgató orsós szerkezet tengelyében?

Adatok:

- $F = 10^4$ N
- $\psi < 6^\circ$
- M16x1,5
- $d_3 = 13,879$ mm

$$\sigma_{red} = \frac{1,32 \cdot F}{A_3} = \frac{1,32 \cdot 10^4 \cdot 4}{13,879^2 \cdot \pi} = 87,29 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Kibírja-e az igénybevételt egy 3.6-os anyagminőségű csavar, $n = 2$ biztonság esetén?

A csavar folyáshatára $R_{eH} = 3 \cdot 6 \cdot 10 = 180 \text{ N/mm}^2$

$$\sigma_{meg} = \frac{R_{eh}}{n} = \frac{180}{2} = 90 \frac{N}{mm^2}$$

$\sigma_{red} < \sigma_{meg}$, tehát a csavar bírja a terhelést.

2.8. feladat. M 16 x 1,5 csavarorsó mozgató szerkezetben $F=12$ kN nyomó terhelésű, ($d_3 = 13,879$ mm ; $d_2 = 14,966$ mm), anyagára $\sigma_{meg} = 200$ N/mm² . Megfelel-e az orsó az igénybevételre?

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma^2 + 4 \cdot \tau^2}$$

helyett, ha $\psi < 6^\circ$

$$\sigma_{red} = \frac{1,32 \cdot F}{A_3} \quad - \text{al számítható.}$$

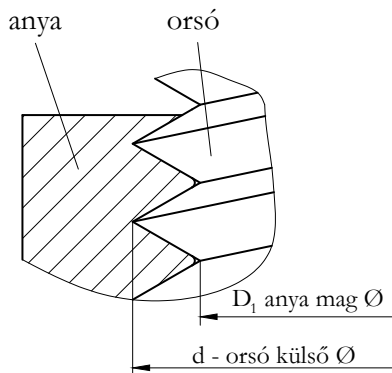
$$\psi = \arctg \frac{P}{d_2 \cdot \pi} = 1,828^\circ$$

$\psi < 6^\circ$, tehát alkalmazható az egyszerűsített összefüggés.

$$\sigma_{red} = \frac{1,32 \cdot F}{A_3} = \frac{1,32 \cdot 12000 \cdot 4}{13,879^2 \cdot \pi} = 104,736 \frac{N}{mm^2}$$

Megfelel, sőt túlméretezett!!

2.9. feladat. Menetes szerkezeteknél a kapcsolódó menetek a felületi nyomás is okozhat problémát, megsza-
kadhat a menet.



Az érintkező felületek vetülete körgyűrű felület. Az összes felületet a menetek számának és egy felfekvő-
felületnek a szorzatával határozhatjuk meg:

$$\Sigma A = z \cdot A_1 = z \cdot \frac{(d^2 - D_1^2) \cdot \pi}{4}$$

A felületi nyomás meghatározása:

$$p = \frac{F}{\Sigma A} = \frac{F}{z \cdot A_1} = \frac{4 \cdot F}{z \cdot (d^2 - D_1^2) \cdot \pi}$$

Egy menetes furatban $z = 10$ db menetnél több menet nem kapcsolódhat az orsóhoz, a terhelésmegoszlás egyen-
lőtlenége miatt. A kapcsolódó elemek ellenőrzésénél anyagminőségeiktől függő megengedett palástnyomás a
mértékadó.

A menetes kapcsolat $p < p_{meg}$ esetén jó.

Feladat:

Határozza meg a fellépő felületi nyomást M 14x 1,5-ös menetes szerkezetnél ($d_3 = 11,879$, $D_1 = 12,36$), ha $F = 10$ kN és $z = 10$!

$$p = \frac{F}{\Sigma A} = \frac{F}{z \cdot A_1} = \frac{4 \cdot F}{z \cdot (d^2 - D_1^2) \cdot \pi} = \frac{4 \cdot 10^4}{10 \cdot (14^2 - 12,36^2) \cdot \pi} \cong 7,37 \frac{N}{mm^2}$$

Acél orsó és bronz anya esetén $p_{meg} = 17,5$ N/mm², tehát megfelelő lenne palástnyomásra!

Önellenőrzés

1. Jelölje az alábbi állítások közül az igazakat!

A csavarorsó terhelése hajlítással párosult csavarás.

A csavarorsót csak palástnyomásra kell ellenőrizni.

A csavarorsó leggyakoribb igénybevétele, húzás vagy nyomás, ha a terhelés tengelyirányú, és nyírás, ha a terhelés tengelyre merőleges.

Ismert előfeszítés esetén a csavarorsóban ébredő feszültséget a $\sigma = \frac{F+F_e}{A_3}$ összefüggéssel határozhatjuk meg.

Ismert előfeszítés esetén a csavarorsóban ébredő feszültséget a $\sigma = \frac{F_e}{A_3}$ összefüggéssel határozhatjuk meg.

2. Válassza ki az alábbi felsorolásból a szorosan meghúzott csavar méretezésére igaz jellemzőt!

Ha a külső terhelésen kívül ismeretlen nagyságú előfeszítéssel is terheljük a csavarkötést, akkor a feszültség összefüggéséből egy csökkentett magkeresztmetszetet határozhatunk meg.

A csökkentett és a megnövelt magátmérő közötti összefüggés az anyagminőségtől függ.

A szorosan meghúzott csavar méretezésekor az előfeszítést semmilyen módon nem vesszük figyelembe.

3. Az alábbiakban a csavarorsó terhelési eseteire jellemző összefüggéseket lát. Párosítsa ezeket a különböző terhelésekkel!

$$(1) \quad \sigma = \frac{F+F_e}{A_3} = \frac{4 \cdot (F+F_e)}{d_3^2 \cdot \pi} \quad (2) \quad \sigma = \frac{F}{A_3} = \frac{4 \cdot F}{d_3^2 \cdot \pi} \quad (3) \quad \sigma_{red} = \frac{1,32 \cdot F}{A} \leq \sigma_{meg}$$

a) A csavarorsó csak húzó igénybevételt szenved.

b) A csavarorsót ismert előfeszítéssel terheltük és tengelyirányú húzó igénybevételt szenved.

c) A meneteket terhelt állapotban működtetjük és a külső tengelyirányú erőhatásból csavaró igénybevétel is fellép a húzás (nyomás) mellett.

4. Nevezze meg és azonosítsa az alábbi, csavarokra vonatkozó méretezési összefüggések jelölt elemeit!

- (1) mozgatóorsó tengelyirányú terhelő ereje,
- (2) mozgatóorsó magátmérője,
- (3) anya csökkentett magátmérője,
- (4) szorosan meghúzott csavar magátmérője,
- (5) csavar szárát terhelő nyíróerő,
- (6) szorosan meghúzott csavar csökkentett magátmérője,
- (7) mozgatóorsó magkeresztmetszete,
- (8) a csavar szárában ébredő maximális csavaró feszültség,
- (9) a csavar szárában ébredő maximális nyíró feszültség,
- (10) a csavar névleges keresztmetszete.

$$d_3 = \frac{d_{03} + 6}{1,1}$$

d_3 :

d_{03} :

$$\tau_{max} = 1,4 \cdot \frac{4 \cdot F_{ny}}{D^2 \cdot \pi} \leq \tau_{meg}$$

F_{ny} :

τ_{max} :

$$\sigma_{red} = \frac{1,32 \cdot F}{A_3}$$

F :

A_3 :

5. Jelölje az alábbiak közül azokat az állításokat, amelyek igazak a nyíró igénybevétellel terhelt csavarkötésre!

A csavarnak az előfeszítésen kívül tengelyirányú terhelést is el kell viselni, ha meg kell akadályoznia az összeszorított részek eltolódását.

A csavarnak az előfeszítésen kívül a tengelyére merőleges terhelést is el kell viselni, ha meg kell akadályoznia az összeszorított részek eltolódását.

A nyíró igénybevétel kedvezőtlen a csavarkötés szempontjából, ezért igyekszünk azt elkerülni.

A nyíró igénybevétel nem befolyásolja a csavarkötést.

6. Igaz-e az alábbi állítás, nyírással terhelt csavarkötésre? Jelölje!

A nyírásra igénybevett csavar menetes részét nem szabad nyíró igénybevételnek kitenni, a nyíróerő csak a szárat terhelheti, ezért célszerű a csavar szarát a menetes rész után megnövelni és tűrésezett furatba illesztve szerelni.

Igaz

Nem igaz

7. Az alábbi összefüggések közül melyik alkalmas egy illesztett szárú csavarban ébredő nyírófeszültség meghatározására? Jelölje a helyes választ!

$$\tau_{max} = \frac{4 \cdot F}{D^2 \cdot \pi} \leq \tau_{meg}$$

$$\tau_{max} = 1,4 \cdot \frac{4 \cdot F}{D^2 \cdot \pi} \leq \tau_{meg}$$

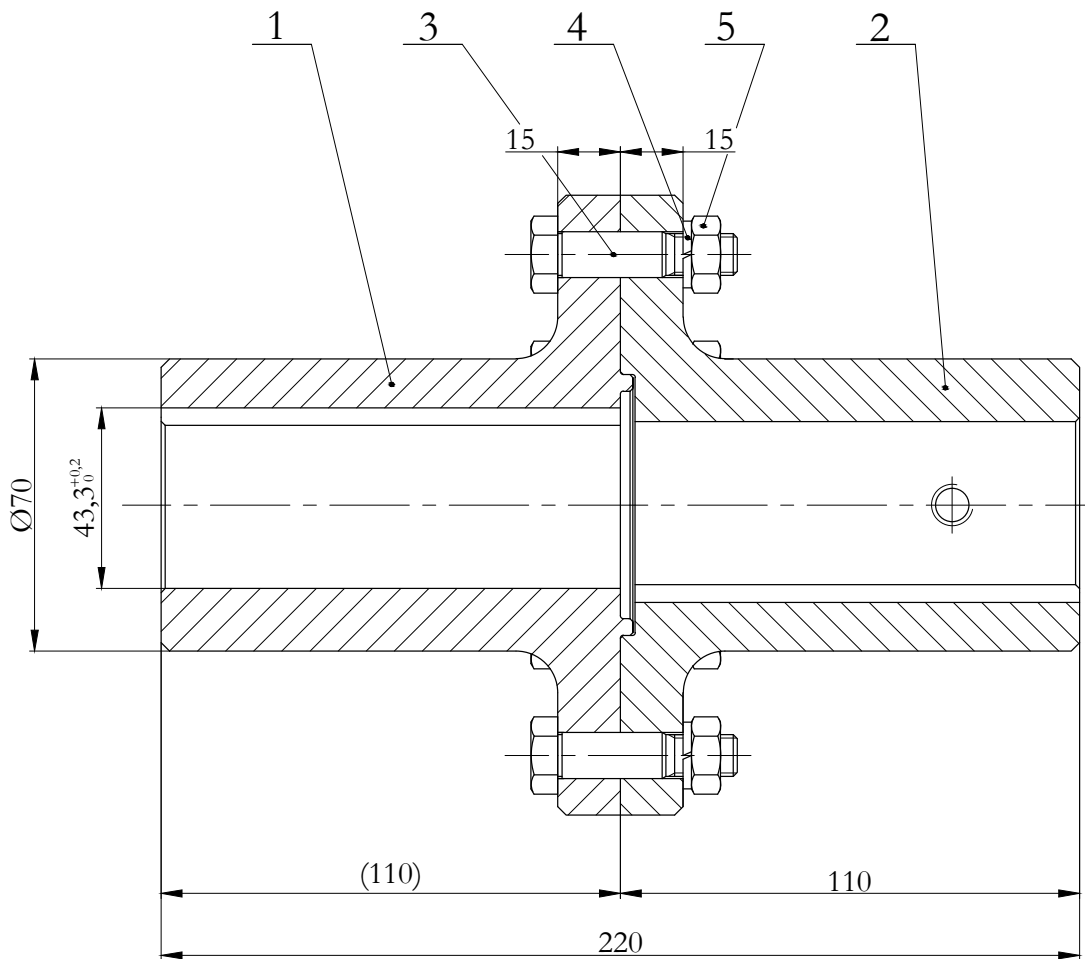
8. Milyen csavart használtunk a tárcsafelek összefogására? Jelölje a helyes megnevezést! (Következő oldal.)

hatlapfejú tövigmenetes csavar,

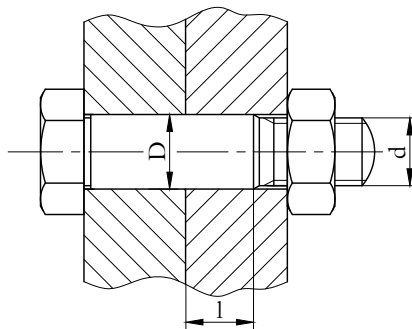
belsőkulcsnyílású csavar,

illesztett szárú csavar,

ászokcsavar.



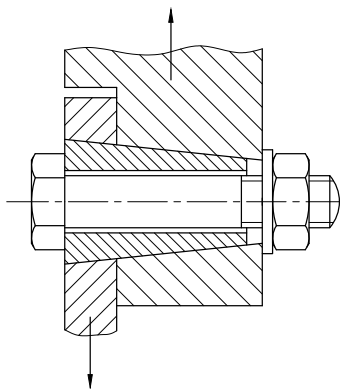
9. Meghatározható-e az alábbi összefüggések valamelyikével a palástnyomás illesztett szárú csavar esetén? Jelölje a helyes választ!



$$p = \frac{\mu \cdot F}{D \cdot l} \leq p_{meg}$$

$$p = \frac{F}{D \cdot l} \leq p_{meg}$$

10. Nézze meg figyelmesen az alábbi ábrát és egészítse ki az állítást!



- (1) kúpos szeg,
- (2) tehermentesítő nyíróhüvely,
- (3) hengeres szeg,
- (4) hatlapú anya.

A csavar nyíró igénybevétel alóli mentesítésének egyik módja a alkalmazása.

Javasoljuk, hogy a következő feladatokat próbálja meg önállóan megoldani. Ha nehézsége támad, ez azt jelenti, hogy még nem biztos a tudása, ismétlésre van szüksége. Ezt megteheti az elméleti anyag újbóli átnézésével vagy a gyakorló feladatok ismételt megoldásával.

11. Ellenőrizzük, hogy egy $R_{eH} = 260 \text{ N/mm}^2$ folyáshatárú, M12-es csavar, $n=2$ -szeres biztonságot igénylő kötésben, $F=12 \text{ kN}$ húzó igénybevételt kibír-e? ($d_3 = 9,543 \text{ mm}$)

$$\sigma_{\text{ébredő}} \simeq \dots\dots\dots \frac{N}{mm^2}$$

A húzó igénybevételt kibírja?

Nem

Igen

12. Egy M12-es csavart ($d_3 = 9,543 \text{ mm}$) $F=8 \text{ kN}$ külső terheléssel és $F_e=4 \text{ kN}$ előfeszítéssel veszünk igénybe. $\sigma_{meg} = 180 \text{ N/mm}^2$. Kibírja-e a csavar a terheléseket?

$$d_3 = \dots\dots\dots mm$$

A csavar a terheléseket:

Nem bírja ki!

Kibírja!

13. Az M 12-es csavar ($d_3 = 9,543 \text{ mm}$) $F = 10 \text{ kN}$ terhelésű és szorosan meghúzott. (Ismeretlen előfeszítésű). $R_{eH} = 260 \text{ N/mm}^2$, $n = 1,5$. Kibírja-e a csavar az igénybevételt?

$$\sigma'_{bredő} = \dots\dots\dots \frac{N}{mm^2}$$

A csavar az igénybevételt:

Nem bírja ki!

Kibírja!

14. Mekkora átmérőjű ($d_3 = ?$) csavar szükséges egy csőkarima lefogatásához, ha az összes terhelésen ($F = 25 \text{ kN}$) felül a csavarok szorosan meghúzottak, és $z = 6$ db csavart akarunk beszerezni, melyek anyagára $\sigma_{meg} = 180 \text{ N/mm}^2$?

$$d_{3min} = \dots\dots\dots mm$$

15. $F = 12 \text{ kN}$ terhelésnél 5.6-os anyagminőségű, $n = 1,5$ biztonsági tényezőjű csavart alkalmazunk. Mekkora magátmérőjű csavar szükséges?

$$d_{3min} = \dots\dots\dots mm$$

16. Mekkora terhelést bírna el egy M 16 x 2 méretű mozgatóorsó, ha az anyagára megengedett feszültség $\sigma_{meg} = 200 \text{ N/mm}^2$? ($d_2 = 14,701 \text{ mm}$) ($d_3 = 13,546 \text{ mm}$)

$F = \dots\dots\dots N$ terhelést bírna el!

17. Határozza meg a mozgatóorsó menetméretét! Melyik menet a legmegfelelőbb $F=12 \text{ kN}$ terhelésre, $\sigma_{meg} = 180 \text{ N/mm}^2$ -nél ?

d	M12x1,75	M14x2	M16x2
d_2	10,829	12,663	14,701
d_3	9,819	11,508	13,508

$d_3 = \dots\dots\dots mm$

Tehát az $\dots\dots\dots$ méretű csavar a megfelelő.

(pl.: M10x1,75)

18. Hány kapcsolódó menet szükséges az M14x1,5 menetméretű forgatóorsó és anya esetén, ha a terhelésük 10 kN , a menetekre megengedett palástnyomás értéke pedig $p_{meg} = 17,5 \text{ N/mm}^2$?
A menet további jellemző adatai: $d=14 \text{ mm}$; $d_3 = 11,879 \text{ mm}$; $D_1 = 12,36 \text{ mm}$.

$z = \dots\dots\dots$

menet, ami túl sok , nagyobb keresztmetszetű orsó - anya kapcsolattal oldható meg!

6. LECKE

Tevékenység:

Olvassa el a jegyzetet a ?? alfejezetig! A feldolgozás során a következőkre figyeljen:

- Milyen anyagokból készíthetünk csavarokat és csavaranyákat.
- Milyen összefüggés van a csavar anyagminőségének jelölése és szilárdsági tulajdonságai között.
- Hogyan jelöljük a csavarok és csavaranyák anyagminőségét.
- Milyen összefüggés van a menetek terheléseloszlása és a csavaranyák menetszáma, valamint kialakítása között.
- Milyen összefüggés van a csavarorsó kialakítása és a feszültségterjedés elkerülése között.
- Ismerje a lágy anyagokban létrehozható menetes kötések lehetőségeit.
- Ismerje a differenciálmenet fogalmát és kialakítási módját.

Követelmény:

A tananyag elsajátítása akkor tekinthető sikeresnek, ha Ön:

- Fel tudja sorolni a csavarok és csavaranyák jellemző anyagait.
- A csavar szilárdsági jelölése alapján meg tudja határozni anyagának szakító szilárdságát és folyáshatárát.
- A csavaranya szilárdsági jelölése alapján meg tudja határozni anyagának szakítószilárdságát.
- Meghatározások közül ki tudja választani a csavaranyák menetszáma és kialakítása, valamint a menetek terheléseloszlása közötti összefüggést.
- Adott jellemzők közül ki tudja választani a változó keresztmetszetű csavar jellemzőit.
- Különböző kialakítású csavarok közül ki tud választani egy adott feladatra alkalmas csavarfajtat.
- Adott jellemzők közül ki tudja választani az Ensat ill. a Heli-Coil betét tulajdonságait.

- Meghatározások közül ki tudja választani a differenciálmenet jellemzőit és felhasználási területét.

Kulcsszavak: csavarok és csavaranyák anyagminősége, szilárdsági tulajdonságai; változó keresztmetszetű csavar, differenciálmenet.

2.8. A csavarok és csavaranyák anyaga

A csavarok anyaga néhány kivételtől eltekintve ötvözetlen vagy gyengén ötvözött szerkezeti acél. A műszeriparban és autó villamosságban használatosak rézből készült csavarok, de ezek nem látnak el teherviselő feladatot. A nem szabványos csavarok anyagát esetenként a célnak megfelelően választják meg.

A szabványos acélcavarok anyagai is szabványban vannak rögzítve. Az anyagminőségeket azok fontosabb anyagvizsgálati jellemzői alapján különböztetjük meg. Ilyenek pl. szakító szilárdság - R_m és a folyáshatár - R_{eH} .

A csavarok anyagminőségének vagy más néven szilárdsági csoportjának jele ponttal elválasztott két szám (pl.: 5.6). Az első szám az anyag szakítószilárdságának 100-ad része N/mm²-ben kifejezve.

A második szám a N/mm²-ben kifejezett folyáshatár és szakítószilárdság hányadosának 10-szerese, vagyis a jelben használt két szám szorzata az anyag folyáshatárának 1/10-ed része.

A leggyakoribb csavar anyagokat a következő táblázat foglalja össze:

1. táblázat: Leggyakoribb csavar anyagok

Szilárdsági osztály	3.6	4.6	4.8	5.6	5.8	6.8	8.8	10.9	12.9
Legkisebb szakítószilárdság, R_m , MPa	330	400	420	500	520	600	800	1040	1220
Folyáshatár, R_e vagy $R_{p0.2}$, MPa	190	240	340	300	420	480	640	940	1100
Szakadási nyúlás, A, %	25	22	14	20	10	8	12	9	8

A csavaranya minőségét nem szilárdsági jellemzőivel adjuk meg, hanem, hogy milyen minőségű csavarral képes egyenlő szilárdságú kapcsolatot létrehozni. Eszerint a csavaranyák anyagminőségének, szilárdsági csoportjának jele egy szám, amely a N/mm^2 -ben megadott vizsgálati terhelés 1/100-ad része (2. táblázat).

2. táblázat: Csavaranyák anyagai

Az anya magassága, m	$\geq 0,5 \cdot d$	$< 0,8 \cdot d$	$\geq 0,8 \cdot d$					
Szilárdsági osztály	04	05	4	5	6	8	10	12
Ellenőrző feszültség, MPa	400	500	400	500	600	800	1000	1200

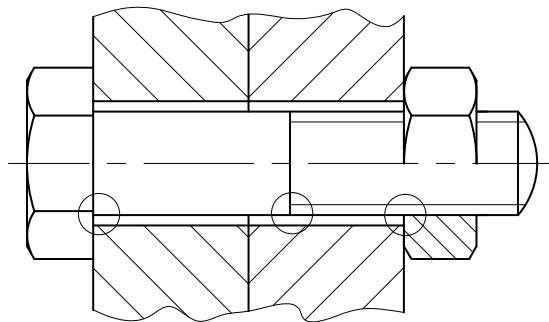
A vizsgáló terhelés megegyezik egy olyan csavar névleges minimális szakítóerejével, amellyel az anya párosítható. A kisebb szilárdsági csoportú (gyengébb anyagminőségű) anya helyettesíthető nagyobb szilárdsági csoportú anyával.

2.9. A csavarkötés elemeiben kialakuló feszültségeloszlások és az elemek szerkezeti kialakítása

A csavarkötések elemeinek helyes kialakításához ismerni kell a kritikus helyek feszültségeloszlásait.

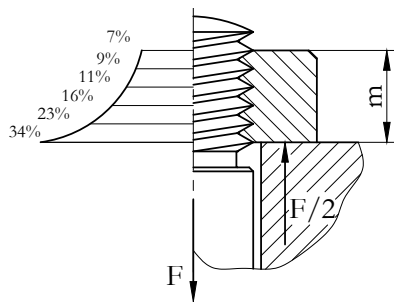
A csavarorsó keresztmetszetében a menetek bemetszésének hatására, még tiszta húzás esetén is, többtengelyű feszültségi állapot alakul ki. A feszültségtorlódás helyeinek törésveszélyét csak a konstrukció helyes kialakításával lehet mérsékelni illetve kiküszöbölni.

A kötőcsavarok feszültség szempontjából kritikus részei a fej és a szár átmenete, a menet vége és az első teherhordó menet (2.11. ábra).



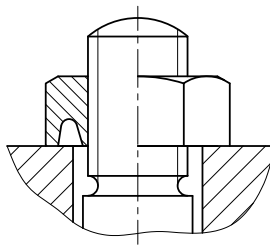
2.11. ábra. *Hatlapfejú csavar terhelés szempontjából kritikus részei*

Tapasztalatok azt mutatják, hogy az ismétlődő igénybevételű csavarok törései legtöbbször az első terhelt menetnél következnek be. Ennek az a magyarázata, hogy az anya viszonylag nagy merevsége az anyában levő orsómenetek nyúlását jórészt megakadályozza, ezzel pedig a bennük kialakuló feszültséget is korlátozza. Így a belső menetek terhelése csökken, az első menet azonban túlterhelődik. A szokványos anya használatakor kialakuló valóságos terheléseloszlást a 2.12. ábra szemlélteti.



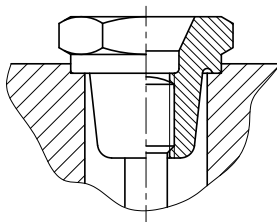
2.12. ábra. *Terheléseloszlás az anyában*

A menetek terheléseloszlását lényegesen egyenletesebbé tehetjük az anya merevségének csökkentésével. A 2.13. ábrán például tehermentesítő beszúrás látható, amely a terheléseloszlást sokkal kedvezőbbé teszi. Ilyen kialakítás azonban csak nagyobb meneteknél valósítható meg.



2.13. ábra. Anya tehermentesítő beszúrással

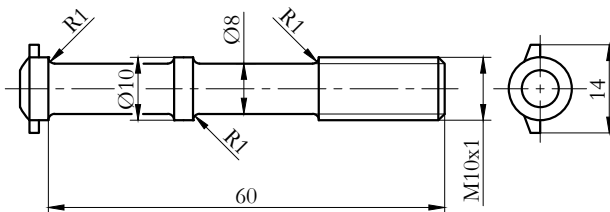
A 2.14. ábrán bemutatott anya kialakítása tökéletesnek mondható. A menetes rész húzott, az anya külső átmérője az első teherhordó menetnél a legkisebb, ezáltal itt alakul ki a legnagyobb nyúlás. A felfekvő felületen az anya központosított. A húzott rész jól lekerekített átmenettel csatlakozik az anya felfekvő részéhez. A feszültségcsúcs további csökkentése érdekében az anyamenet alul túlnyúlik az orsómeneten, felül pedig az orsómenet ér túl az anyameneten. A kivitel hátránya a nagyobb gyártási költség és a nagy helyszükséglet.



2.14. ábra. Tehermentesített orsó-anya kapcsolat

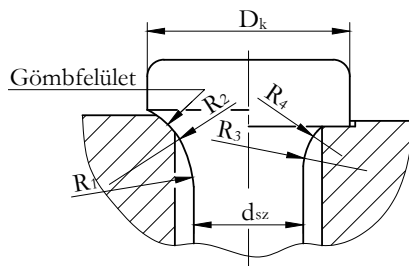
Az első teherhordó meneten kívül a csavarorsón más helyen is találunk feszültségtorlódást. Ilyen feszültség-

gyűjtő hely a csavarszár és a fej átmenete, vagy a menetes rész és a szár átmenete. A 2.15. ábrán egy helyesen kialakított változó keresztmetszetű csavar látható. A nagy nyúlóképességet a magra gyengített szár eredményezi. A menet egészen a magra gyengített szárig készült, az átmenetek gondosan le vannak kerekítve.

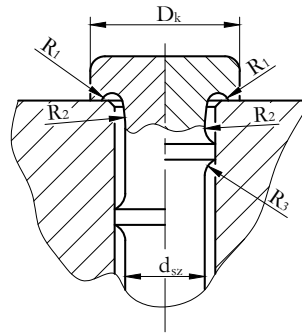


2.15. ábra. Változó keresztmetszetű csavar

A fej és szár átmeneténél levő feszültségtorlódás csökkentésére mutat példát a 2.16. ábrán a gömbfelület ill. két köríves átmenet, a 2.17. ábrán pedig a fejbe bevitt átmeneti lekerekítés. Ezen az ábrán az illesztő az orsó központozására szolgál.



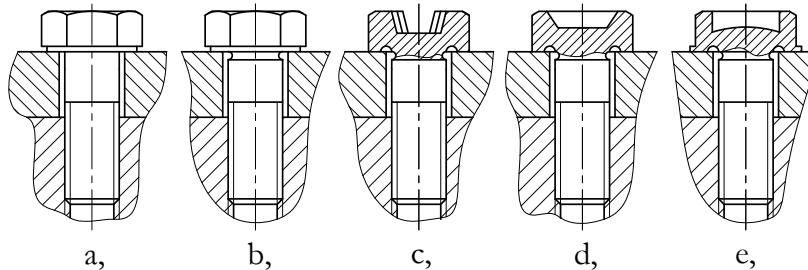
2.16. ábra. Feszültségtorlódás csökkentése a fej és a szár átmeneténél



2.17. ábra. Feszültségtorlódás csökkentése a fejbe bevitt átmeneti lekerekítéssel

A szabványos és a nagy nyúlóképességű csavarokon kívül vannak különleges kialakítású csavarok is, ahol az alapvető funkciót járulékos feladatokkal egészítik ki.

Ha szerkezeti nagy nyúlás elérése a cél, de a szárhosszúság nem növelhető, akkor alkalmazhatjuk a 2.18. ábrán látható fejes csavarokat, amelyek 5d-nél kisebb szárhosszúságuk ellenére is aránylag nagy nyúlóképességűek.



2.18. ábra. Nagy nyúlóképességű csavarok

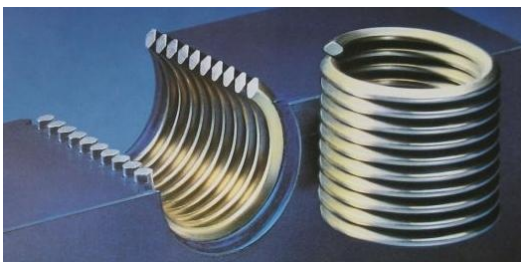
Lágy anyagba ún. anyabetétekkel lehet tartós anyamenetet megvalósítani: 2.19. ábra és [weblap](#).



2.19. ábra. *Ensart anyabetétek*

Ezek a betétek általában acélból vagy rézből készülnek, kívül és belül is menetesek. Az Ensart betét alsó vége kúpos és hasítékok találhatók benne, amelyek mint vágó élek működnek, ha a perselyt a megfelelő szerszámmal a sajtolt vagy lyukasztott furatba behajjtjuk. A persely tehát maga vágja a menetet és igen jól megkapaszkodik az alapanyagban. Segítségével lágy anyagban is gyakran bontható kötést kapunk.

Egy másik megoldás a Heli-Coil betét (2.20. ábra).



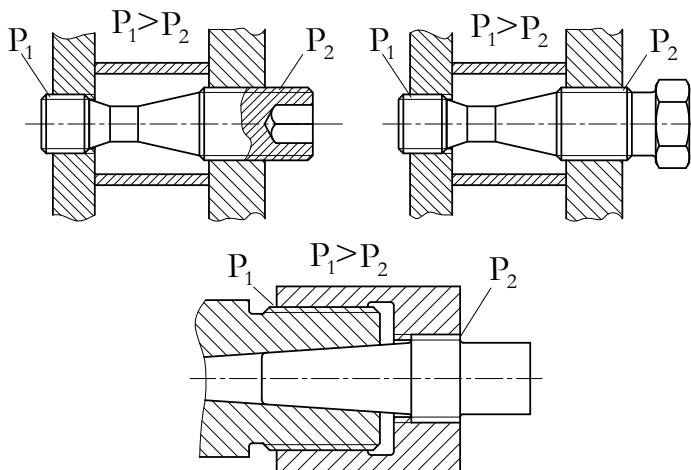
2.20. ábra. *Heli-Coil betét*

Ezeknél a betéteknél nincs persely, csak a menetbetét van, ami hasonlít a csavarrugóhoz, de rombusz kereszt-

metszetű, rozsdamentes anyagból készül. A lágy anyagba besajtol, kopásálló, nagy szilárdságú acélbetét a profilszög és a menetemelkedés hibáit is kiegyenlíti, ezáltal a kötés kifáradási szilárdságát növeli.

A menetes szerkezetek egy különleges kialakítása a differenciálmenet. A differenciálmenet lényegében két különböző menetemelkedésű, de rendszerint egyirányú, egyetlen alkatrészen kialakított menet (2.21. ábra). Többnyire anyamenet, de orsómenetként is előfordul.

A differenciálmenettel összekapcsolt alkatrészek egy körülfordulásra a menetemelkedések különbségével tolódnak el egymáshoz képest. Használhatók kötőgépelemként és finom mozgások lehetőségét biztosító mozgató szerkezetként egyaránt.



2.21. ábra. Differenciál menetek

A differenciálmenet mozgató szerkezetként való felhasználásának közismert példája a mikrométer, az egyik legelterjedtebb precíziós hossz mérő műszer.

Önellenőrzés

1. Jelölje az alábbi felsorolásban azokat az anyagokat, amelyeket csavarok készítésére használnak!
különleges acél,
műanyag,
ötvöztött szerkezeti acél,
ötvöztelen szerkezeti acél,
alumínium,
réz,
bronz.
2. Mekkora a szakítószilárdsága annak a csavarnak, amelynek szilárdsági jelölése 8.8? Jelölje a helyes választ!
 640N/mm^2 ,
 800N/m^2 ,
 800N/mm^2 .
3. Igaz-e az alábbi állítás? Jelölje a helyes választ!
Az 5.6 szilárdsági osztályú hatlapfejű csavar folyáshatára 300N/mm^2 .
Igaz
Hamis
4. Miért nem készítik a csavaranyát 6-nál több menetűre? Jelölje a helyes választ!
Azért, mert a sok menet kialakítása megdrágítaná az alkatrészt.
Azért, mert az egyes menetek terhelésének eloszlása egyenletes, 6 menet esetén egy menetre így a teljes terhelés kb. 16%-a esik, ezt pedig minden csavaranya képes elviselni.

Azért, mert a 6. utáni menetek nagyon kis mértékben vesznek részt a terhelés felvételében.

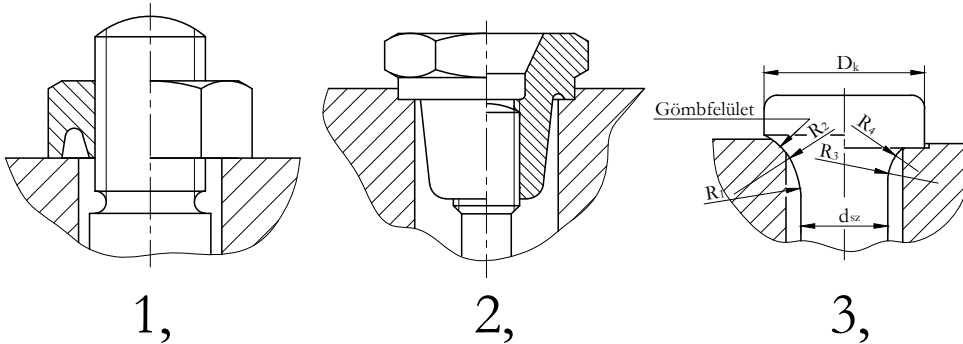
5. Mi jellemzi a változó keresztmetszetű csavart? Jelölje az igaz állításokat!

Egy helyesen kialakított változó keresztmetszetű csavarnak kicsi a nyúlóképessége.

Egy helyesen kialakított változó keresztmetszetű csavarnak nagy a nyúlóképessége.

A menet a magra gyengített száríg készül, a különböző keresztmetszetek találkozása gondosan lekerekített.

6. Az alábbi csavar-kialakítások közül válassza ki azt (azokat), amely(ek) leginkább alkalmas(ak) a fej és a szár átmeneténél levő feszültségtorlódás csökkentésére!



1. válasz

2. válasz

3. válasz

7. Igaz-e az alábbi állítás a differenciálménetre?

Az így összekapcsolt alkatrészek egy körülfordulásra a menetemelkedések különbségével mozdulnak el egymáshoz képest. Használjuk finom mozgásokat létrehozó mozgatószerkezetként is.

igen

nem

8. Egészítse ki az alábbi meghatározást a felsorolt kifejezések sorszámával!

(Az adott kifejezések közül csak három sorszámát kell a szövegbe beírni!)

(1) menetes persely

(2) Ensát betét

(3) műanyag betét

(4) kopásálló és nagy szilárdságú acélbetét

(5) az orsó központosítása

(6) Heli-Coil betét

Lágy anyagba anyamenetet ún. anyabetétekkel lehet készíteni. Erre a legalkalmasabb megoldás a (az)

és a (az)

A Heli-Coil betét egy persely nélküli

amely a profilszög és a menetemelkedés hibáit is kiegyenlíti.

7. LECKE

Tevékenység:

Olvassa el a jegyzetet a ?? alfejezetig! A feldolgozás során az alábbiakra figyeljen:

- Ábra alapján ismerje fel az egyes kötőelemeket.
- Tanulja meg, hogy melyik kötőelemet milyen célra alkalmazzák.
- Ismerje fel az egyes kötőelemek igénybevételeit.
- Tanulja meg és alkalmazza a méretezési összefüggéseket.
- Adjon választ arra, hogyan készítik elő az összekötendő alkatrészeket hasított szeg alkalmazása esetén.
- Tanulja meg a kúpos szeg alkalmazásának előnyét.
- Ismerje fel a különbséget a tengelyhez, ill. furathoz alkalmazható axiális rögzítőgyűrűk között.

Követelmény:

A tananyag elsajátítása akkor tekinthető sikeresnek, ha Ön:

- Az egyes elemek ábráihoz hozzá tudja rendelni azok megnevezését.
- Adott kötési feladathoz ki tudja választani a megfelelő kötőelemet.
- Adott rögzítési feladathoz ki tudja választani a megfelelő rögzítő elemet.
- Fel tudja sorolni írásban a szegek és csapszegek igénybevételeit.
- Adott feladatban meg tudja határozni a csapszegekben és szegekben ébredő feszültségeket.
- Listából ki tudja választani a kúpos szeg alkalmazásának előnyét.
- Listából ki tudja választani a hasított szeg szerelési módját.
- Ábra alapján meg tudja különböztetni a tengelyhez, ill. a furathoz alkalmazható axiális rögzítő gyűrűt.

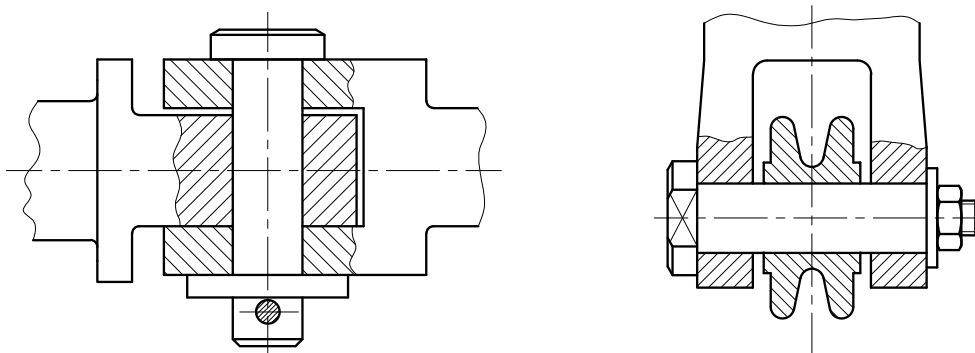
Kulcsszavak: csapszeg, hengeres szeg, kúpos szeg, hasított szeg, rögzítőgyűrű furathoz és tengelyhez, csapszegek és szegek igénybevételei.

2.10. Csapszegek, szegek, rögzítőelemek

A gépalkatrészek egyszerű és olcsó kötőelemei a csapszegek és a különböző kialakítású szegek. Laza és szilárd kötések megvalósítására egyaránt használhatók pl.: a csapszegeket rudak, hevederek, lánctagok és vonórudak csuklós kötéseinek létrehozására vagy futókerek, görgők, karok tengelyeként használják. A szegek felhasználási területei között a tárcsák, agyak és kézi kerek tengelyen való rögzítését, készülékelemek kölcsönös helyzetének biztosítását és hevederek, rudak, rugók vezetését említhetjük.

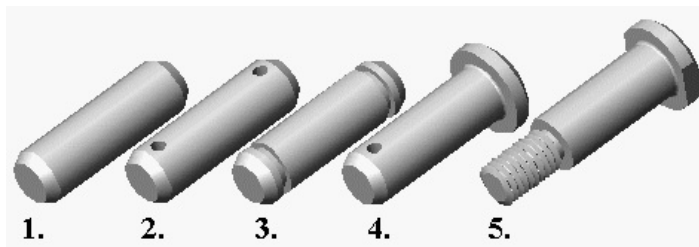
A **csapszegek** és szegek felfekvő felülete hengeres esetleg kúpos, a terhelés általában merőleges a kötőelem tengelyére.

A csapszegeket leginkább csuklós kötésekben alkalmazzák (2.22. ábra). A csukló egyik eleme mozgathatóan kapcsolódik a csapszeghez, a másik mereven vagy az is mozgathatóan.



2.22. ábra. Fejes csapszeg csuklós kötésben, menetes csapszeg kötélgyűrű vezetésére

Az alábbiakban a csapszegek főbb típusainak térhatású ábráit látjuk:



2.23. ábra. Csapszegek térhatású ábrája

Az 1., 2. és 3. számmal jelölt alkatrészek fej nélküli csapszegek, a 4. és 5. számúak pedig fejes csapszegek. A 3. számú csapszegezen rögzítő gyűrű számára kialakított hornyot látunk. Az 5. számú csapszeg vége menetes.

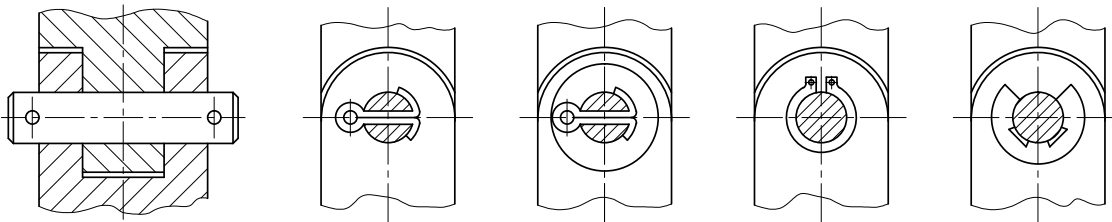
A csapszegek jellegre helyes ábráit és elnevezéseit a következő táblázat foglalja össze:

3. táblázat: Leggyakoribb csapszegek

A csapszeg jellegrajza	Elnevezése	A csapszeg jellegrajza	Elnevezése
	sasszegfurat nélkül		sasszegfurat nélkül
	sasszegfuratokat		sasszegfurattal
	sasszegfurat nélkül		menetes csappal

A csapszegek tűrése általános esetben h11, a lazán illeszkedő alkatrész furatát pedig H8 vagy H11 tűréssel készítik.

A furatból való kiesés megakadályozására csapszegalátétet, sasszeget, rögzítő gyűrűt ill. csavaralátétet, csavaranyát használnak (2.24. ábra).



2.24. ábra. A furatból való kiesés megakadályozása

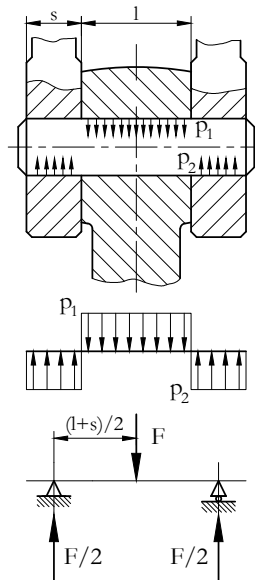
A csapszegek terhelése hajlítás, felületi nyomás és nyírás. Egy csapszegkötés méretezésekor első lépés a hajlításra való ellenőrzés (2.25. ábra).

$$\sigma_{hajl} = \frac{M_h}{K} \leq \sigma_{meg} \quad (2.27)$$

A hajlítónyomaték a csapszeg középső keresztmetszetében, ha a két végén megtámasztott tartóként méretezzük és a terhelést „l” hosszúságú megoszló terhelésnek tekintjük:

$$M_h = \frac{F}{2} \cdot \left(\frac{l}{2} + \frac{s}{2} \right) - \frac{F}{2} \cdot \frac{l}{4} = \frac{F}{8} \cdot (l + 2 \cdot s) \quad (2.28)$$

A nyomaték számítás szempontjából az egyes megoszló terhelések helyettesíthetők az eredő koncentrált erővel, amelynek hatásvonal a megoszló terhelés súlypontján megy át. A felületi terhelést a hengeres felület vetületére kell számítani, és az ellenőrzést mind a középső rúdfejre, mind a két szélső rúdfejre el kell végezni.



2.25. ábra. A csapszегre ható erők

A rúdfejre:

$$p_1 = \frac{F}{l \cdot d} < p_{meg} \quad (2.29)$$

A hevederre:

$$p_2 = \frac{F}{2 \cdot d \cdot s} < p_{meg} \quad (2.30)$$

A csapszegek kialakításakor célszerű betartani a következő arányokat:

$$l/d = 1,5 \dots 1,7 \text{ valamint } s/l = 0,3 \dots 0,5$$

A **szegek** lényegesen több változatban, illetve kialakításban készülnek, mint a csapszegek.

Három fő csoportjuk:

- hengeres szegek,
- kúpos szegek,
- hasított szegek.

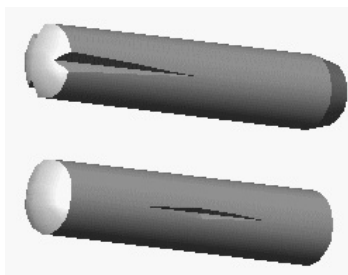
A **hengeres szegek** típusait az alábbi táblázat szemlélteti, ahol a megnevezések mellett a szegek illesztését is feltüntettük.

4. táblázat: Szegek

A csapszeg jellegrajza	Elnevezés és illesztés	A csapszeg jellegrajza	Elnevezés és illesztés
	Hengeres szeg, A (Illesztőszeg) H7/m6		Edzett illesztőszeg H7/m6
	Hengeres szeg, B (Rögzítőszeg) H9/h8		Hasított illesztőhüvely, Furat: d H12
	Hengeres szeg, C (Szegecszeg) H11/h11		Hasított illesztőszeg, Furat: H9 vagy H11

- Az illesztőszegeket levehető gép- és szerszámrészek helyzetének biztosítására használják. Illesztésük általában H7/m6. A furat dörzsölt, a kötéseket viszonylag ritkán oldják.
- A rögzítőszegeket gyakran oldható kötésekhez használják. A H9/h8 illesztés kis játékot biztosít.
- A hasított illesztőhüvely gyorsan készíthető és gyakran oldható kötést ad. A H12 túrésú fúrt furatba a rugóacélból készült csőszerű szeg rugalmasan befező.
- Gazdaságosan és sokoldalúan használhatók a hengeres szegek különleges kivitelei, a különféle hasított szegek. Ezeken a szegeken 3 hosszirányú hasíték van, amit beütnek vagy behengerelnek a szegbe. A hasítás kialakításakor az anyag „kitüremkedik” és ezen a helyen a szeg mérete az eredeti átmérőnél nagyobb lesz. Ez a méretnövekedés biztosítja azt, hogy a szeg megszoruljon a furatban.

Különböző hasítékkal készült szegeket mutat a következő ábra:

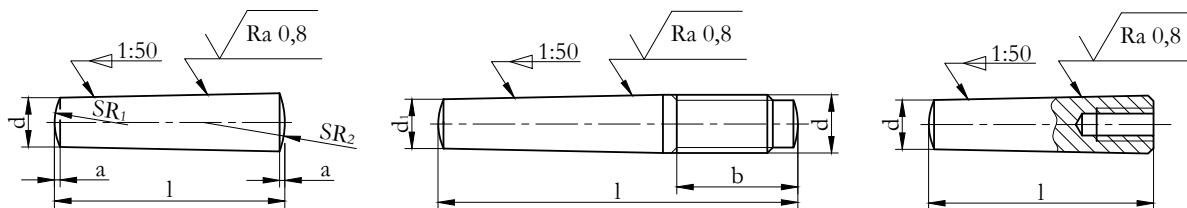


2.26. ábra. Hasított szegek

Az összekötendő alkatrészeket szereléskor együtt fúrják és a nyers furatba ütik be a hasított szeget.

A legkedvezőbb helyzetbiztosítást **kúpos szegekkel** valósíthatjuk meg.

A kúpos szegek fő típusait a 2.27. ábra szemlélteti:



2.27. ábra. Kúpos szegek

A kúpos szeg előnye, hogy gyakori kisserelése esetén is mindig pontosan az eredeti helyzetbe lehet vele a géprészt visszaszerelni, hátránya pedig, hogy a kúpos furat elkészítése munkaigényesebb, emiatt drágább is, mint a hengeres furaté.

Kúpos szeg alkalmazási lehetőségét szemlélteti az alábbi [videó](#) , amely egy kilincskerék tengelyre rögzítését mutatja be : [Indításhoz kattintson a képre!](#)



A különböző kivitelű szegek leginkább központosítást, helyzetbiztosítást valósítanak meg. Terhelésük általában kicsi, ezért méretezésük nem szokásos. A szükséges átmérőt szabványból, az összekötendő alkatrészek nagyságának függvényében, tapasztalatból veszik fel. Csak nagyobb igénybevétel esetén szokás a kötést ellenőrizni. Az ellenőrzés attól függ, hogy a szeget hogyan szerelik be az összekötendő alkatrészekbe, és az erőhatás milyen igénybevételt ébreszt a szegben.

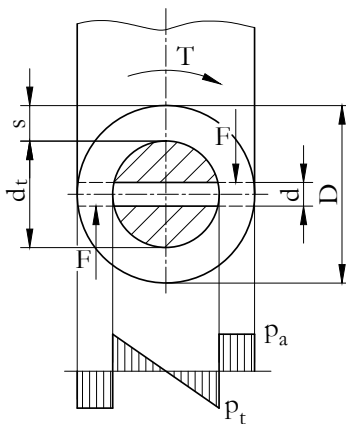
A tengelyre merőlegesen elhelyezett keresztszeget, amely csavaró nyomatékot visz át, felületi terhelésre és ritkábban nyírásra kell ellenőrizni (2.28. ábra):

- az agyban keletkező felületi nyomás:

$$p_a = \frac{F}{A} = \frac{T}{(d_t + s) \cdot d \cdot s} \leq p_{meg} \quad (2.31)$$

ahol: $A = d \cdot s$, a terhelést felvevő felület vetülete.

- a tengelyfurat felületi terhelése, ha a terhelést lineárisan megoszlónak tételezzük fel, és a terhelt felület $d \cdot d_t/2$



2.28. ábra. Keresztszегre ható erők

$$p_t = \frac{6 \cdot T}{d \cdot d_t^2} \leq p_{meg} \quad (2.32)$$

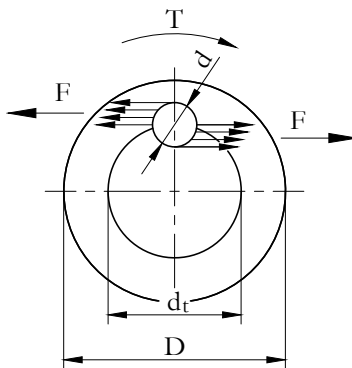
Végül a nyírófeszültség, ha a nyíróerő: T/d_t

$$\tau_{ny} = \frac{4 \cdot T}{d_t \cdot d^2 \cdot \pi} \leq \tau_{meg} \quad (2.33)$$

Tervezéskor az alábbi tapasztalati értékek szolgálhatnak kiindulásul:

- $d = (0,2 \dots 0,3) d_t$
- $D = (1,5 \dots 2) d_t$
- $D = 2,5 d_t$ – szürkeöntvény agy esetén.

Ha a tengely és a rászertelt agy közé a biztosítószeget a tengellyel párhuzamosan szereljük be, akkor a szeg nyíró igénybevételt szenved (2.29. ábra):



2.29. ábra. Biosztószege ható erők

Ha a szeg hossza l , akkor a T nyomaték:

$$T = p_{meg} \cdot \frac{d}{2} \cdot l \cdot \frac{d_t}{2} \quad (2.34)$$

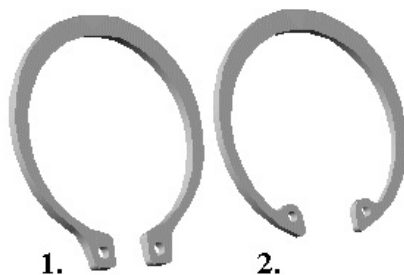
Ebből a szükséges szegátmérő:

$$d = \frac{4 \cdot T}{p_{meg} \cdot l \cdot d_t} \quad (2.35)$$

A nyírófeszültség a szeg téglalap alakú keresztmetszetében:

$$\tau = \frac{2 \cdot T}{d_t \cdot d} \leq \tau_{meg} \quad (2.36)$$

Az axiális **rögzítőgyűrűk** (más néven Seeger-gyűrűk) a rögzíteni kívánt elem tengelyirányú elmozdulását akadályozzák meg. A rögzített alkatrész lehet tengelyen vagy furatban, ennek megfelelően a rögzítőgyűrűk kialakítása kétféle (2.30. ábra):



2.30. ábra. Rögzítőgyűrű tengelyhez és furathoz

Az 1. gyűrű tengelyhez, a 2. furathoz használható. A tengelyhez használt gyűrűt szereléskor a rajta levő két furatba illesztett speciális szerszámmal szétfeszítik, a furathoz használtat pedig összenyomják.

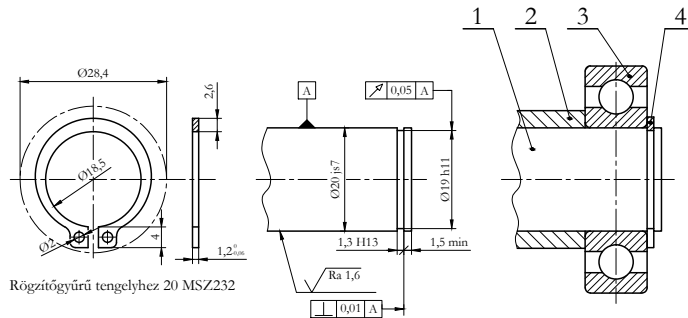
A következő [videók](#) alkalmazási példákat mutatnak a különböző rögzítő gyűrűkhöz: [Indításhoz kattintson a képre!](#)



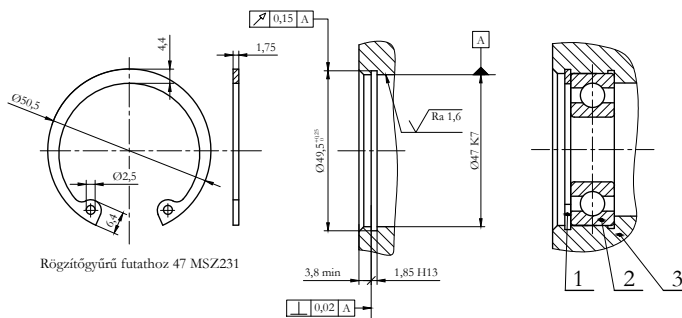
A rögzítőgyűrűk szabványosak. Rajzuk, a tengelyvég, ill. a furat kialakítása és alkalmazási példák a következő ábrákon láthatók (2.31. és 2.32. ábra).

Műszaki rajzokon a rögzítőgyűrűket szabványos alkatrészek lévén nem rajzoljuk meg ilyen részletességgel. De a számukra készítendő hornyok kialakítását, méretezését és helyzettűrés megadását mindig megrajzoljuk, ahogy azt a középső ábrarészlet szemlélteti.

A rögzítőgyűrűk méretezése legtöbbször szükségtelen, mert az alakzáró kapcsolattal általában csak kis axiális erőt vesznek fel. Gyakran a tengelyirányú mozgást határolják, vagy éppen a működés, szerelés következtében létrejött tengelyirányú játékot egyenlítik ki.



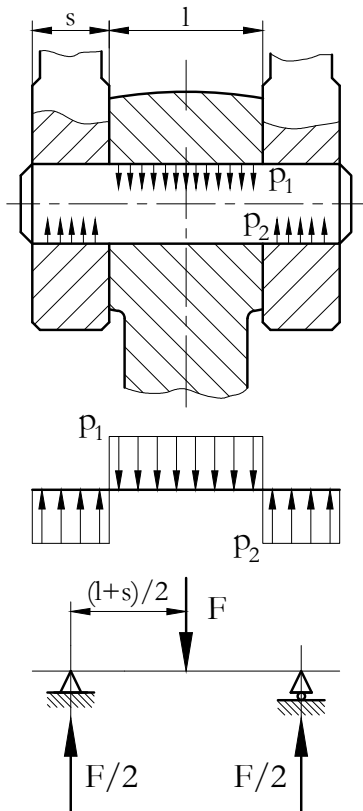
2.31. ábra. Szabványos rögzítőgyűrű tengelyhez



2.32. ábra. Szabványos rögzítőgyűrű furathoz

2.11. Gyakorló feladat

2.10. feladat.



Ellenőrizzük az ábra szerinti, alábbi adatokkal rendelkező csapszeges kötést!

- Az átmérő: $d = 50\text{mm}$
- A kötést terhelő erő: $F = 60\text{kN}$
- A kötés mérete: $l = 75\text{mm}$, $s = 30\text{mm}$
- A csapszeg anyagminőségi jele: 5.6
- $(\sigma_{meg} = 100 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}, \tau_{meg} = 65 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}, p_{meg} = 40 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2})$

Megoldás:

A hajlító nyomaték a csapszeg középső keresztmetszetében

$$M = \frac{F}{8} \cdot (l + 2 \cdot s) = \frac{60 \cdot 10^3}{8} \cdot (75 + 2 \cdot 30) = 1012,5 \text{ Nmm}$$

$$\sigma_{meg} = \frac{M}{K} = \frac{32 \cdot M}{d^3 \cdot \pi} = \frac{32 \cdot 1012,5}{50^3 \cdot \pi} = 82,4 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \leq \sigma_{meg} = 100 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

tehát megfelelő!

A felületi nyomás a rúdfejre

$$p_1 = \frac{F}{l \cdot d} = \frac{60 \cdot 10^3}{75 \cdot 50} = 16 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \leq p_{meg} = 40 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

tehát megfelelő!

A felületi nyomás a hevederre

$$p_2 = \frac{F}{2 \cdot s \cdot d} = \frac{60 \cdot 10^3}{2 \cdot 30 \cdot 50} = 20 \frac{N}{mm^2} \leq p_{meg} = 40 \frac{N}{mm^2}$$

tehát megfelelő!

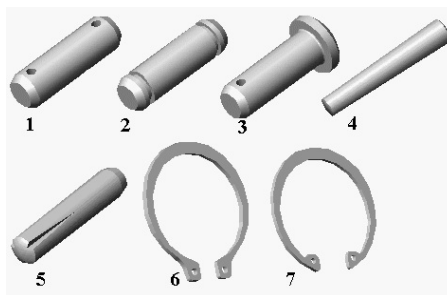
A nyírófeszültség 2 nyírt keresztmetszettel számolva

$$\tau = \frac{F}{2 \cdot A} = \frac{4 \cdot F}{2 \cdot d^2 \cdot \pi} = 15,28 \frac{N}{mm^2} \leq \tau_{meg} = 50 \frac{N}{mm^2}$$

tehát megfelelő!

Önellenőrzés

1. Az alábbi képen rögzítőelemeket lát. Tanulmányozza a rajzot, majd válaszoljon a kérdésekre!



a) Hányas számú alkatrész a kúposzeg? Írja be a számát!

A kúposzeg a

számmal jelölt alkatrész.

b) Hányas számú alkatrész a fejes csapszeg? Írja be a számát!

A fejes csapszeg a

számmal jelölt alkatrész.

c) Hányas számú alkatrész a furathoz használható axiális rögzítőgyűrű? Írja be a számát!

A furathoz használható axiális rögzítőgyűrű a

számú alkatrész.

d) Hányas számú alkatrész a gyűrűhornyos csapszeg? Írja be a számát!

A gyűrűhornyos csapszeg a

számú alkatrész.

2. Az alábbiak közül melyik alkatrészeket alkalmazzák leginkább csuklós kötésekből? Jelölje meg a helyes választ!

A kúposzegeket.

A csapszegeket.

A hasított szegeket.

Az axiális tömítőgyűrűket.

3. Mi az előnye a kúpos rögzítőszegnek? Jelölje meg a helyes választ!

A kúposzeg és a kúpos furat elkészítése egyszerű, ezért nagyon olcsó rögzítési megoldásnak számít.

Lehetővé teszi, hogy csuklós kötésekből az egyik alkatrész elmozdítható, a másik pedig rögzített legyen.

Gyakori szétszerelés esetén is mindig pontosan lehet vele visszaállítani a géprészt eredeti helyzetébe.

4. Jelölje meg az alábbi állítások közül azt, amelyik a hasított szegek szerelésére igaz!

A hasított szeggel rögzített alkatrészeket szereléskor együtt fúrják, és a nyers furatba ütik be a szeget.

A hasított szeggel rögzített alkatrészeket külön-külön fúrják, és a furatot finom felületűre munkálják, hogy a szeg könnyen beüthető legyen.

A hasított szeggel rögzített alkatrészeket együtt fúrják, és a furatot finom felületűre munkálják, hogy a szeg könnyen beüthető legyen.

5. Válassza ki az alábbi felsorolásból a csapszegek igénybevételeit!

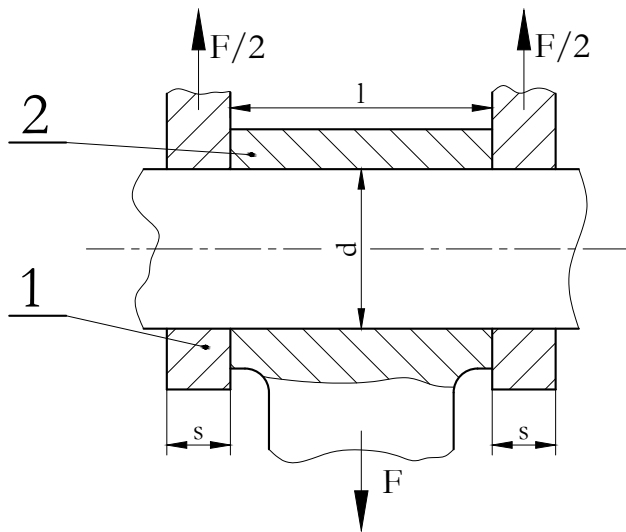
hajlítás, felületi nyomás, nyírás,

hajlítással párosult nyírás,

csavarás, hajlítás.

6. A csapszegek igénybevétele főleg hajlítás és felületi nyomás, de nyíró igénybevételük is lehet. Hosszabb csapszegeknél az első kettő-, míg rövid csapszegeknél a harmadik igénybevétel is jelentős lehet.

Feladat:



Adatok:

- $F = 10 \text{ kN}$
- $d = 20 \text{ mm}$
- $s = 10 \text{ mm}$
- $l = 30 \text{ mm}$
- $R_{eH} = 300 \text{ N/mm}^2$

- $n=2$
- $p_{meg} = 30 \text{ N/mm}^2$

- a) Kibírja-e a fenti csapszeg a hajlító igénybevételt?
b) Az 1-es és 2-es elem megfelel-e palástnyomásra?

a)

$$M_h = \dots\dots Nmm$$

$$\sigma_{hajl} = \dots\dots \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{meg} = \dots\dots \frac{N}{mm^2}$$

A csapszeg a hajlító igénybevételt:

Nem bírja ki!

Kibírja!

b)

$$\text{1-re: } p_1 = \dots\dots \frac{N}{mm^2}$$

$$\text{2-re: } p_2 = \dots\dots \frac{N}{mm^2}$$

Melyik palástnyomás megfelelő?

p_1

p_2

Mindkettő

7. Mekkora átmérőjű csapszeg szükséges az előző feladatban, ha a terhelés 8 kN és $l=50$ mm?

$$M_h = \dots\dots Nmm$$

$$d = \dots\dots mm$$

8. Ellenőrizzük a 2.28. ábra szerinti keresztzeges kötést, ha az:

- Átviendő nyomaték: $50 \cdot 10^3$ Nm;
- A kötés adatai: $D = 90$ mm , $d_t=30$ mm;
- A rögzítő szeg anyagminőségi jele: 6.8 ($\tau_{meg}=70\text{N/mm}^2$), átmérője 6mm;
- $p_{meg}=20$ N/mm² az agyban és $p_{meg}=60$ N/mm² a tengelyben.

A nyírófeszültség 2 nyírt keresztmetszettel számolva: $\tau = \dots\dots \frac{N}{mm^2}$

A felületi terhelés az agyban: $p = \dots\dots \frac{N}{mm^2}$

A felületi terhelés a tengelyben: $p = \dots\dots\dots \frac{N}{mm^2}$

A kötés megfelelő?

Nem

Igen

8. LECKE

Tevékenység:

Olvassa el a jegyzetet a ?? alfejezetig és ismételje át az előző félévben a reteszekkel és ékekkel kapcsolatban tanult ábrázolási szabályokat!

A feldolgozás közben figyeljen az alábbiakra:

- Adjon választ arra, mi biztosítja ékkötés esetén az alkatrészek kapcsolatát.
- Adjon választ arra, miért nem használható az ékkötés pontos futást igénylő alkatrészeknél.
- Adjon választ arra, mely esetekben alkalmaznak orros éket.
- Sorolja fel, hogy az ékkötés a tengelyre szerelt alkatrész milyen mozgásait akadályozza meg.
- Fogalmazza meg, milyen módon létesítenek kötést a reteszek.
- Sorolja fel a reteszkötés jellemzőit.
- Adjon választ arra, milyen retesz alkalmazásával biztosítják a tengelyre szerelt agy üzem közbeni axiális elmozdíthatóságát.
- Adjon választ arra, mi az íves retesz alkalmazásának hátránya.
- Adjon választ arra, milyen a reteszek tűrése.
- Adjon választ arra, milyen illesztéssel szerelik a reteszeket a horonyba.
- Adott feladatra válasszon megfelelő reteszt.

Követelmény: ék, ékkötés, alakkal záró kötés, retesz, reteszkötés, tengelyirányú biztosítás.

A tananyag elsajátítása akkor tekinthető sikeresnek, ha Ön:

- Listából ki tudja választani, hogy az ék milyen módon hoz létre kötést alkatrészek között.
- Meghatározások közül ki tudja választani, hogy az ékkötés miért nem alkalmazható pontos futást kívánó alkatrészek esetén.

- Felsorolásból ki tudja választani, mikor alkalmaznak orros éket.
- Felsorolásból ki tudja választani, hogy az ékkötés milyen mozgásokat akadályoz meg tengelyre szerelt alkatrész esetén.
- Meghatározások közül ki tudja választani az alakkal záró kötések fogalmát.
- Listából ki tudja választani a reteszkötés jellemzőit.
- Meghatározások közül ki tudja választani az íves retesz alkalmazásának hátrányait.
- Felsorolásból ki tudja választani a reteszek tűrését és illesztési előírását.
- Adott feladatra ki tudja választani a megfelelő reteszt.

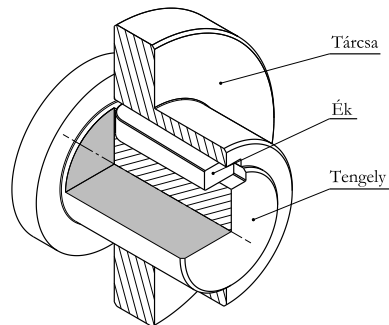
Kulcsszavak: ék, ékkötés, alakkal záró kötés, retesz, reteszkötés, tengelyirányú biztosítás.

2.12. Ék- és reteszkötések

A különféle ék- és reteszkötésekkel tengelyek és agyak között létesítenek kapcsolatot.

Az **ékek** lejtős kialakítású gépelemek, melyeknek beszorítása után nagy súrlódási erő biztosítja az összekötött alkatrészek szilárd kapcsolatát. A létrejövő súrlódási erő miatt külön nem kell gondoskodni a tárcsa tengelyirányú rögzítéséről, viszont a feszítés miatt csak akkor alkalmazhatók, ha az elemek között kismértékű excentricitás megengedhető.

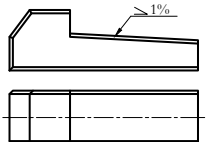
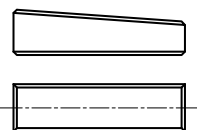
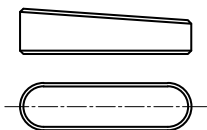
Mint említettük az ékek lejtős alkatrészek. A lejtés mértéke 1:100, ami azt jelenti, hogy az ék magassági mérete 100 mm hosszon 1 mm-t csökken.



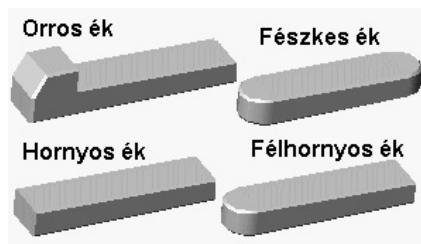
2.33. ábra. Ékkötés elemei

A szabványos ékek fő típusai és elnevezései a következők:

5. táblázat: Az ékek fő típusai

Az ék jellegrajza	Elnevezés	Az ék jellegrajza	Elnevezés
	Ék 1 alak (Orros ék)		Ék 3 alak (Hornyos ék)
	Ék 2 alak (Fészkes ék)		Ék 4 alak (Félhornyos ék)

Az ékek térhatású ábrái:

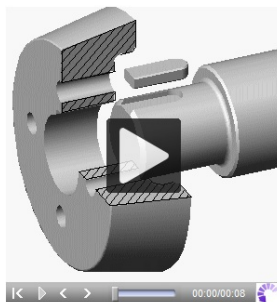


2.34. ábra. Az ékek térhatású ábrái

A tengelyhorony kialakítására hornyos ékhez tárcsamarót, fészkes ékhez ujjmarót használnak. A horony feszültséggyűjtő hatása tárcsamaró esetén kisebb.

Orros ék akkor szükséges, ha a kötés csak egyik oldalon hozzáférhető. Ilyenkor az ék kiszerezéséhez speciális, az ék orrába kapaszkodó szerszámot kell használni.

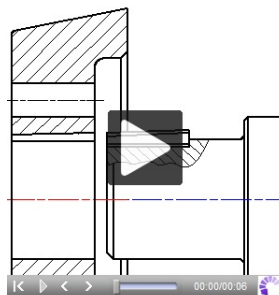
Az alábbi videók az ékkötés létesítésének lépéseit mutatják. A felvétel azt az esetet szemlélteti, amikor az éket helyezik el először a horonyban és utána kerül a helyére a rögzítendő alkatrész. Az agy felhelyezéséhez komoly erőhatásra van szükség.



A fenti ékkötés az ellenkező oldalról kifejtett erőhatással oldható. Ha az ékkötés csak az egyik oldalról hozzáférhető, akkor orros éket alkalmaznak. Ekkor először az agyat helyezik el a tengelyen, majd utána ütik be az orros éket. Szétszereléskor a szerszám az ék orrába kapaszkodik. Az ékkötés létrehozásakor az ék beverésének (vagy az agy felhelyezésének) hatására a tengely és az agy között excentricitás jön létre. Az excentricitás azt jelenti, hogy a tengely és az agy középvonala nem esik egy egyenesbe. Az agy elveszti eredeti köralakúságát („ovális” lesz). Az alábbi videó az excentricitás kialakulását mutatja be, jelentősen eltulozva a valódi excentricitás mértékét.

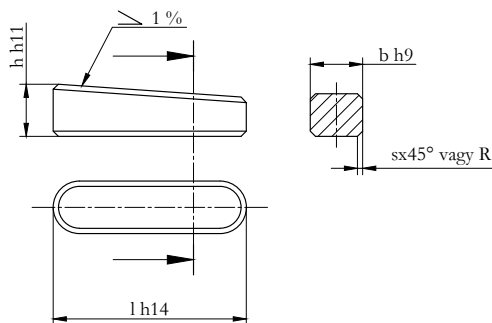
A képen látható ék felfelé ható feszítőerőt gyakorol az agyra. Az agy deformálódik, emiatt középvonalának helyzete is megváltozik.

Figyelje meg, hogyan tolódik el felfelé az agy vörös színnel jelezett középvonala!



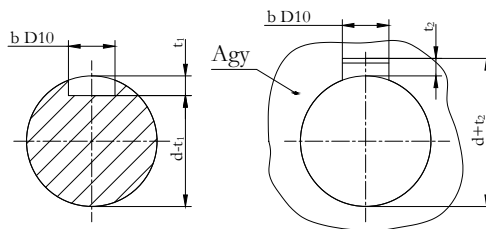
A szabványok az ékek alakján és méretválasztékán kívül azok megkívánt pontosságát is tartalmazzák.

Egy fészkes ék szabványos méretpótló betűjelei és szokásos tűrései a 2.35. ábrán láthatók:



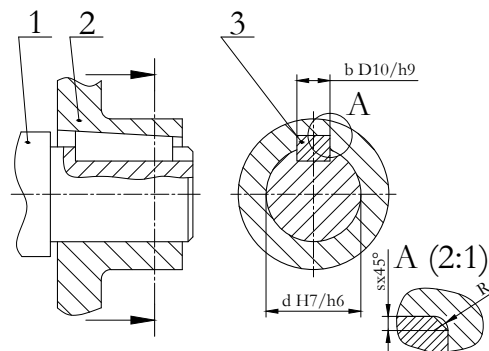
2.35. ábra. Fészkes ék szabványos rajza

A tengelyben és az agyban lévő ékhorony méretei is szabványosak. A b horonyszélesség illesztése alapsaprend-szerből választott laza illesztés, tűrésjele D10. A tengely és az agy csatlakozó átmérőinek szokásos illesztése alaplyukrendszerű laza (H7/h6) vagy átmeneti (H7/js6) illesztés.



2.36. ábra. Az ékhorony szabványos méretei

Az ékkötés jellemző vetületei metszeti vetületek (2.37. ábra), de látható, hogy hosszirányban az ékhornyot a tengelyben kitöréses metszettel, az éket pedig metszés nélkül ábrázoljuk.



2.37. ábra. Az ékkötés tipikus vetületei

Mivel a tengelyátmérőnek megfelelő ék méreteit szabvány határozza meg, szilárdsági méretezésre a gyakorlatban nincs szükség. Ezért az ékkötés méretezésén lényegében a szükséges ékhossz megállapítását értjük. Mivel az ékbefeszítő erőt vagy a tárcsa felszorításához szükséges erőt nem ismerjük, az agy hosszúságát (amely egyben az ék hosszúsága is) és az agy külső átmérőjét tapasztalati adatok alapján vehetjük fel:

Öntöttvas agy esetén:

- $l = 1,5 d_t \dots 2,0 d_t$
- $D = 2,0 d_t \dots 2,2 d_t$

Acélöntvény vagy acélagy estén:

- $l = 1,0 d_t \dots 1,3 d_t$
- $D = 1,8 d_t \dots 2,0 d_t$

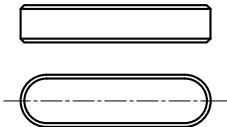
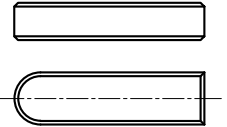
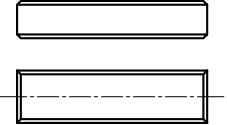
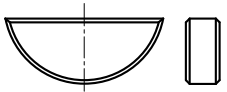
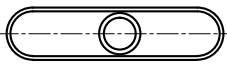
A **reteszkötés** alakkal záró kötés, ami azt jelenti, hogy az egyes szerkezeti elemek között a terhelés átadását az alkatrészek geometriai alakja biztosítja.

Reteszkötés alkalmazása esetén a tengely és az agy hornyába helyezett párhuzamos oldalú hasáb teszi lehetővé a forgatónyomaték átvitelét. A retesz nem feszül be az összekapcsolt elemek közé, ezért excentricitást sem okoz. Meg kell viszont oldani a tárcsa tengelyirányú rögzítését még akkor is, ha nem hat axiális terhelés.

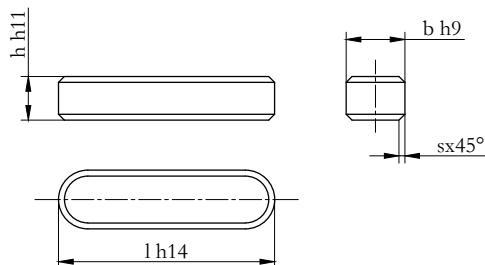
A reteszek és reteszhornyok alakját és méretválasztékát is szabványok határozzák meg.

A szabványos reteszek fő típusai és elnevezései a következő táblázatban láthatók (6. táblázat):

6. táblázat: Szabványos reteszek és elnevezéseik

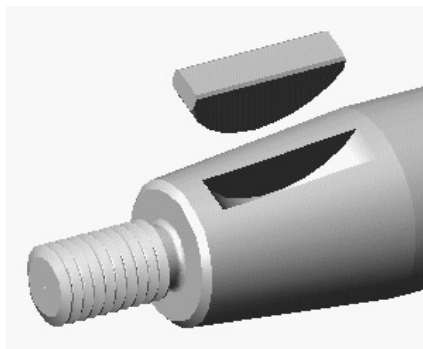
Az retesz jellegrajza	Elnevezés	Az retesz jellegrajza	Elnevezés
	Retsz 1 alak (Fészkes retesz)		Retsz 3 alak (Félhornyos retesz)
	Retsz 2 alak (Hornyos retesz)		Íves retesz
	Egysaváros siklóretesz		

A reteszek méretepótló betűjelei, tűrései és műszaki rajza megegyezik az ékekével, természetesen lejtés nélkül. Egy fészkes retesz méreteivel a következő ábrán látható (2.38. ábra):



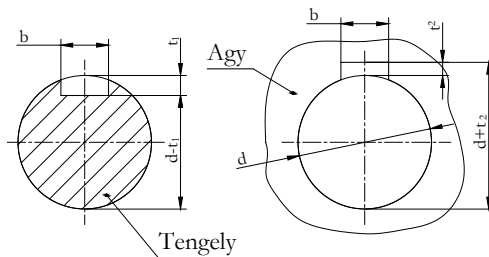
2.38. ábra. *Fészkes retesz*

A siklóretesz lehetővé teszi, hogy a tengelyre szerelt agy üzem közben is elmozdítható legyen axiális irányban. Nagyobb nyomaték átvitelére és kisebb szerkezeti hossz érdekében célszerű párosan készíteni. Az íves retesz aránylag olcsó, de csak kis nyomaték átvitelére használható, mivel mély hornya erősen gyengíti a tengelyt. Íves retesszel általában kúpos tengelyvégeken hozunk létre kötést. A reteszhorony kialakítása a tengelyben ilyenkor a következő (2.39. ábra):



2.39. ábra. *Íves retesz és reteszhorony kúpos tengelyvégben*

A reteszek szokásos szélességi (**b**) tűrése h9, míg a horony tűrése (2.40. ábra) attól függ, hogy milyen célt kell megvalósítani (7. táblázat):



2.40. ábra. A reteszhorony méretei

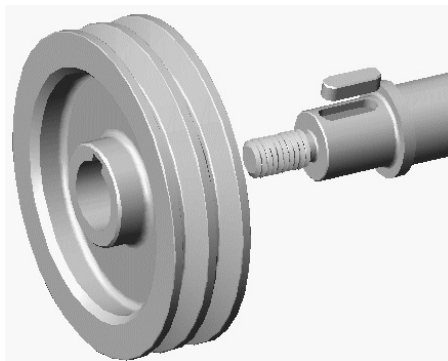
7. táblázat: Tűrések reteszkötéshez

A retesz és a reteszhorony <i>b</i> méretének illeszrési tűrése		Laza		Átmeneti		Szilárd	
		illesztés					
		Tengely	Agy	Tengely	Agy	Tengely	Agy
Siklóretesz	h9	H9	D10	—	—	—	—
Retesz							
Íves retesz		(H11)		N9	JS9	p9	

A reteszkötés méretezési szempontból igen kedvezőtlen kialakítás, mert a reteszhornyok sarkai feszültséggyűjtő helyek, amelyekből fáradt törés indulhat ki. A repedési veszély csökkentése érdekében a hornyok sarkát kis sugárral lekerekítik, emiatt a retesz éleit 45° alatt le kell törni. Előnye viszont, hogy szinte minden részletére szabvány vonatkozik.

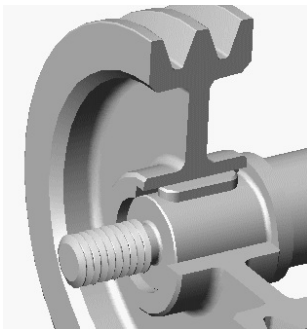
Általánosan használt, cserélhető és megbízható kötés.

A következő térhatású ábrán (2.41. ábra) fészkes reteszt, egy tengelyt és a hozzá kapcsolandó ékszíjtárcsát látjuk.



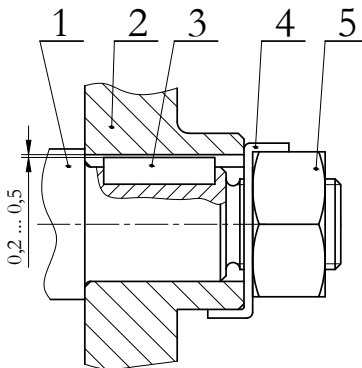
2.41. ábra. *Reteszkötés elemei*

A létrejött kötés szemléltető ábrája a 2.42. ábrán látható, tengelyirányú rögzítés nélkül.

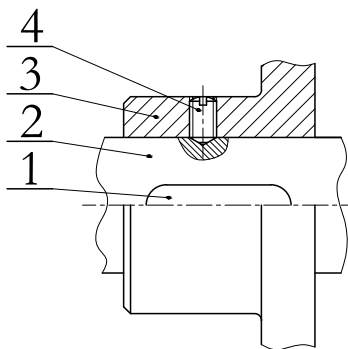


2.42. ábra. *Reteszkötés a tárcsa tengelyirányú biztosítása nélkül*

Tárcsák lehetséges tengelyirányú helyzetbiztosítására példákat az alábbi ábrákon láthatunk (2.43. és 2.44. ábra):



2.43. ábra. Csavaranyával való rögzítés menetes végcsapon



2.44. ábra. Tárcsa tengelyirányú biztosítása kúpos végű hernyócsavarral

A 2.43. ábrán jól látható, hogy a retesz és a tárcsa közötti hézagot eltúlozva ábrázoljuk.

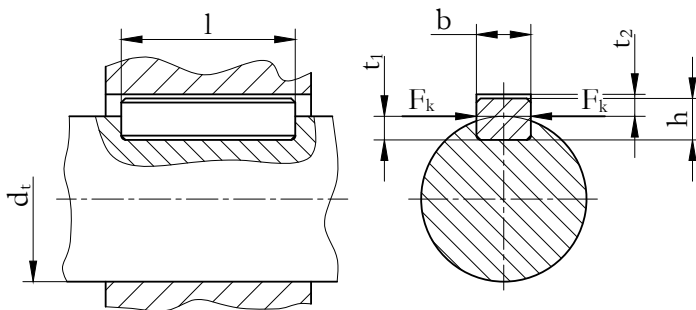
Az **ék- és reteszkötések méretezése** nem szokásos, mert az ékekhez hasonlóan a tengelyátmérő függvényében szabvány határozza meg az elemek méreteit. Az éket és reteszt nyírásra és palástnyomásra ellenőrizzük.

2.13. Gyakorló feladat

2.11. feladat. A következő feladatban bemutatjuk egy ilyen ellenőrzés menetét:

Adatok:

- $P = 10 \text{ kW}$
- $d_t = 30 \text{ mm}$
- $n = 10 \text{ 1/sec}$
- $b \times h \times l = 10 \times 8 \times 100$
- $\tau_{\text{nyíró}} = 35 \text{ N/mm}^2$
- $t_1 = 5 \text{ mm}$
- $p_{\text{meg}} = 18 \text{ N/mm}^2$
- $t_2 = 3,3 \text{ mm}$



$d_t = 300 \text{ mm}$ átmérőjű tengelyhez $b \times h \times l = 10 \times 8 \times 100 \text{ mm}$ méretű retesszel rögzítünk egy szíjtárcsát, amelyről $n = 10 \text{ 1/sec}$ fordulatszámon 10 kW teljesítmény átvitelét várjuk el.

Ellenőrizze ezt a reteszt nyírásra és palástnyomásra, ha a retesz anyagára megengedett nyírószilárdság $\tau_{nyíró} = 35 \text{ N/mm}^2$, a palástnyomás maximálisan megengedhető értéke pedig $p_{meg} = 18 \text{ N/mm}^2$.

A reteszhorony mélysége a tengelyben $t_1 = 5 \text{ mm}$, a tárcsában pedig $t_2 = 3,3 \text{ mm}$.

A nyíró igénybevétel:

$$\tau = \frac{F}{l \cdot b} = \frac{2 \cdot T}{d_t \cdot l \cdot b}$$

, ahol „F” a nyíróerő, „T” pedig a keletkező csavarónyomaték:

$$T = \frac{P}{\omega} = \frac{10000}{2 \cdot \pi \cdot 10} = 159,2 \text{ Nm}$$

, mivel $\omega = 2 \cdot \pi \cdot n$

A nyíróerő:

$$F = \frac{2 \cdot T}{d_t} = \frac{2 \cdot 159200}{30} = 10613,3 \text{ N}$$

$$\tau = \frac{F}{l \cdot b} = \frac{10613,3}{100 \cdot 10} = 10,6 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < \tau_{meg}$$

tehát a retesz nyírás szempontjából megfelel!

Ellenőrzés palástnyomásra:

A palástnyomásnak kisebbnek kell lennie a megengedettnél, vagyis az alábbi összefüggésnek teljesülni kell:

$$p = \frac{F}{l \cdot (h - t_1)} \leq p_{meg}$$

$$p_1 = \frac{2 \cdot 159200}{30 \cdot 100 \cdot (8 - 5)} = \frac{318400}{90} = 35,3 \frac{N}{mm^2}$$

A rajzon $i=1$ db retesz látható, de a nagy palástnyomás miatt az alsó szélső alkotónál is be kell építeni egy reteszt, hogy a kötés biztonsággal megfeleljen.

Ekkor:

$$p = \frac{p_1}{i} = \frac{p_1}{2} = \frac{35,3}{2} = 17,65 \frac{N}{mm^2}$$

$$p < p_{meg}$$

Az egy reteszre jutó palástnyomás értéke így már kisebb a megengedettnél, tehát a retesz ezzel a konstrukciós módosítással már megfelelő.

Önellenőrzés

1. Milyen módon hoz létre az ék kapcsolatot az alkatrészek között? Jelölje be a helyes választ!

Az ék és az alkatrészek között fellépő súrlódási erő hozza létre a kötést.

Az ékkötés esetén a tengely és az agy között excentricitás keletkezik, ez biztosítja az alkatrészek rögzítését.

Az ék feszítő erőt hoz létre, amely az alkatrészeket egymáshoz szorítja.

2. Miért nem használható az ékkötés pontos futást kívánó alkatrészeknél? Jelölje be a helyes választ!

Azért, mert az ék feszítő ereje miatt excentricitás jön létre.

Azért, mert az ék csak tengelyirányú rögzítést ad.

Azért, mert ékkötés esetén nagy a súrlódási erő.

3. Mely esetben alkalmaznak orros éket? Jelölje a helyes választ!

Amikor a szerelendő alkatrész mindkét oldalról hozzáférhető.

Amikor a szerelendő alkatrész csak egyik oldalról hozzáférhető.

Amikor nagyobb nyomaték átvitelére van szükség.

4. Milyen elmozdulást, vagy elmozdulásokat akadályoz meg az ékkötés? Jelölje a helyes választ!

Az ék csak tengelyirányban rögzít.

Az ék csak elfordulás ellen biztosít.

Az ék elfordulás ellen is biztosít és tengelyirányban is rögzít.

5. Jelölje meg az alábbi meghatározások közül azt, amelyik az alakkal záró kötésekre igaz!
- Az alakkal záró kötések esetén a súrlódási erő biztosítja a terhelés átadását.
- Az alakkal záró kötések esetén a terhelés átadását az egyes elemek geometriai alakja biztosítja.
- Az alakkal záró kötések csak az alkatrészek roncsolásával oldhatók.
6. Válassza ki az alábbi állítások közül az igazat!
- A reteszkötés a tengelyre szerelt alkatrészt csak tengelyirányban rögzíti.
- A reteszkötés a tengelyre szerelt alkatrészt csak elfordulás ellen biztosítja.
- A reteszkötés tengelyirányban is rögzíti és elfordulás ellen is biztosítja a tengelyre szerelt alkatrészt.
7. Miért alkalmazható a kétretesz reteszkötés gyorsan forgó alkatrészek esetén? Jelölje a helyes választ!
- Azért, mert a tengely és az agy központosságát nem befolyásolja.
- Azért, mert könnyen szerelhető.
- Azért, mert roncsolás nélkül is oldható.
8. Miért nem alkalmas az íves retesz nagy nyomaték átvitelére? Jelölje a helyes választ!
- Azért, mert csak egy retesz viszi át a nyomatékot.
- Azért, mert az íves retesz felülete kisebb, mint a többi reteszé.
- Azért, mert az íves horony erősen gyengíti a tengelyt.
9. Válassza ki az alábbi felsorolásból a reteszek és reteshornyok lehetséges illesztési tűrését!
- A retesz H9 tűréséhez az agyban és tengelyben is általában P9 tűréssel készítjük a hornyot.
- A retesz h9 tűréséhez a tengelyben és az agyban is H9 tűréssel valósítjuk meg az átmeneti illesztést.
- A retesz h9 tűréséhez az agyban és a tengelyben is P9 tűréssel valósítjuk meg a szoros illesztést.

10. A jegyzet összefüggéseit felhasználva ellenőrizze az alábbi reteszt nyírásra, ha az átviendő nyomaték 103 Nm , a retesz $b \times h \times l$ mérete $20 \times 12 \times 80 \text{ mm}$, a retesz anyagára megengedett nyírószilárdság 50 N/mm^2 , a tengely átmérője pedig 65 mm .

A számítás eredményét felhasználva jelölje a helyes választ!

A nyírófeszültség értéke $19,23 \text{ N/mm}^2$, tehát a retesz megfelel.

A nyírófeszültség értéke $19,23 \text{ N/mm}^2$, tehát a retesz nem felel meg.

9. LECKE

Tevékenység:

Olvassa el a jegyzetet a ?? alfejezetig és ismételje át a bordástengely, hornyos agy és bordáskötés ábrázolásáról tanultakat.

A feldolgozás során a következőkre figyeljen:

- Tanulja meg a bordáskötés jellemzőit.
- Fogalmazza meg, milyen módon viszi át a nyomatékot a bordáskötés a tengely és az agy között.
- Ábra alapján ismerje fel az egyenes profilú, az evolvens fogazatú és az ék fogazatú bordástengelyt.
- Adjon választ arra, miért kell a bordázat valamelyik felületén a tengelyt és az agyat megvezetni.
- Tanulja meg a bordáskötés jellemző igénybevételeit és a méretezési összefüggéseket!

Követelmény:

A tananyag elsajátítása akkor tekinthető sikeresnek, ha Ön:

- Meghatározások közül ki tudja választani a bordástengely és az agy közötti nyomatékátvitel módját.
- Listából ki tudja választani a bordáskötés jellemzőit.
- Adott profilú bordástengely ábrájához hozzá tudja rendelni annak megnevezését.
- Meghatározások közül ki tudja választani a bordástengely és az agy megvezetésének indokát.
- A megtanult összefüggések felhasználásával ellenőrizni tud adott bordáskötést.
- Meghatározások közül ki tudja választani a poligon kötés előnyeit a bordástengellyel szemben.

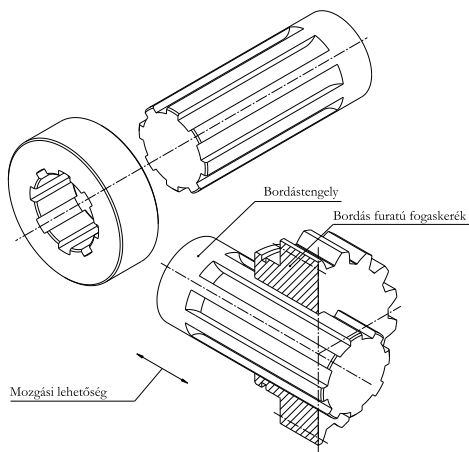
Kulcsszavak: bordástengely, hornyos agy, bordáskötés, vezetőfelület, poligonprofil, poligontengely, poligonkötés.

2.14. Bordás és alakos tengelykötések

Az előző leckében olvashatott a reteszkötésekről. A bordáskötést tekinthetjük úgy is, mint a reteszkötésnek egy nagyobb nyomaték átvitelére alkalmas változatát. Ha a tengelyre a reteszhez hasonló bordákat készítünk, akkor bordástengelyt kapunk. A bordáknak megfelelő hornyokat a kapcsolódó agyba elkészítve és a tengellyel összeszerelve bordáskötést (2.45. ábra) hozhatunk létre.

Bordáskötést leggyakrabban szerszámgépekben, emelőgépekben és gépjárművekben használnak.

A nyomatékot az alakzáró kapcsolat következtében az agyhornyokba nyúló bordák viszik át. Az illeszkedő felületek sokszor el is csúsznak egymáson (pl.: sebességváltás a gépkocsiknál). A bordákat ilyen esetben megmunkálás után edzeni és köszörülni kell. Szokás a felületek nitridálása is, ami ugyan drágább a többi hőkezelésnél, de utánmunkálást nem igényel, mert mérettartó eljárás.



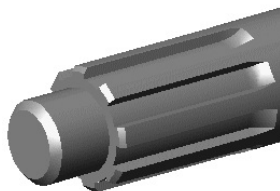
2.45. ábra. A bordáskötés elemei

A bordáskötés nagy előnye, hogy a nyomatékátvitel közelítőleg egyenletes az egész tengely kerületén, és arány-

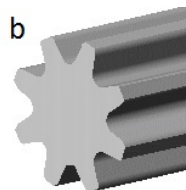
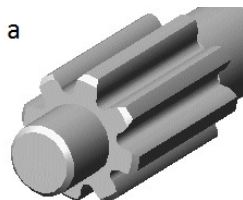
lag rövid aggyal is nagy nyomaték vihető át amiatt, hogy a kerületi erő sok felületen oszlik meg. A bordák miatt a feszültséggyűjtő hatás jelentős, megfelelő bordázattal azonban kedvezőbb lehet, mint a retesz vagy ékkötés.

A bordázat alakjától függően többféle kivitel használatos. Leginkább szokásos a párhuzamos, egyenes éllel (sík érintkező felületekkel) határolt egyenes profilú bordázat (2.46. ábra). Elterjedten használják az evolvens és ék fogazatot is (2.47. a); b) ábra), amelyet a magyar szabvány barázdafogazatú tengelykötésnek nevez.

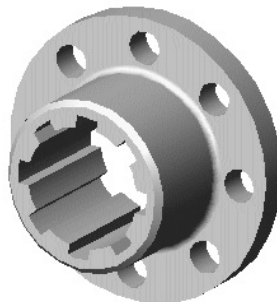
A profilos tengelyt lefejtő eljárással (csigamaróval) – ez a termelékenyebb, pontosabb módszer –, vagy pedig tárcsamaróval, osztó eljárással gyártják. Az agyfuratban (2.48. ábra) a bordázást vésőgépen osztó eljárással készítik, vagy pedig húzótüskével üregezik.



2.46. ábra. Párhuzamos oldalú bordákkal készült tengely

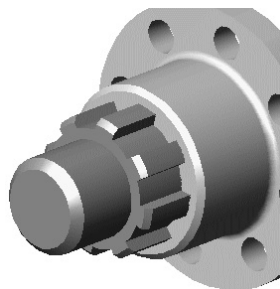


2.47. ábra. a) Evolvensfogazatú bordástengely, b) ékfogazatú bordázat



2.48. ábra. *Hornyos agy*

Mint említettük a bordáskötés (2.49. ábra) nagy csavarónyomaték átvitelére alkalmas, ugyanakkor lehetővé teszi a bordás tengelyre szerelt alkatrész tengelyirányú elmozdítását. A nyomatékot az agy hornyaiba illeszkedő bordák viszik át.



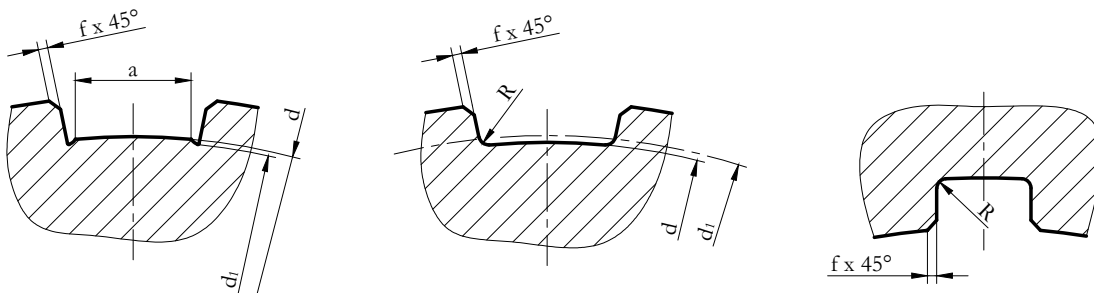
2.49. ábra. *Bordáskötés*

Fontos, hogy a bordástengely és az agy forgástengelye egybeessen. A tengely és az agy egymáshoz képest a tengelyre merőlegesen nem mozdulhat el (az agy nem „löttyöghet” a tengelyen), mert forgás közben a centrifugális erő rezgéseket keltene, ami károsítaná a szerkezeti elemeket. A tengely és az agy egyes felületeinek

össze kell érniük, azaz a tengelyt és az agyat egymáshoz képest illeszteni, vagy más kifejezéssel központosítani kell. Attól függően, hogy a bordástengelyt és az agyat mely részükön illesztjük, megkülönböztetünk belső átmérőn, bordaoldalon és külső átmérőn történő központosítást (ez utóbbit ritkán alkalmazzák).

A bordás tengelykötést ugyanúgy, mint a reteszkötést, felületi terhelésre kell ellenőrizni. Miután a tengely d átmérőjét (csavarásból, hajlításból) meghatároztuk, ellenőrizni kell a bordák felületét palástnyomásra.

A bordák hordozófelülete, ha a sarkítás $2f$ értékű (2.50. ábra):



2.50. ábra. A bordák kialakítása

$$A_1 = \left(\frac{D - d}{2} - 2 \cdot f \right) \cdot l \quad (2.37)$$

A megengedett palástnyomást felvéve, a „z” bordaszámú kötés által átvihető nyomaték:

$$T = 0,75 \cdot \psi \cdot \left(\frac{D - d}{2} - 2 \cdot f \right) \cdot l \cdot r_k \cdot z \cdot p_{meg} \quad (2.38)$$

Ahol:

- D : a bordák külső átmérője,
- d : a bordák belső átmérője,
- f : a bordák külső lesarkítása,
- l : a bordák hossza,
- ψ : a dinamikai tényező ($\psi = 0,4 \sim 0,9$ között vehető fel),
- r_k : a közepes sugár: $r_k = \frac{D+d}{4}$

A 0,75-ös szorzóval azt vesszük figyelembe, hogy a terhelést az érintkező felületeknek mintegy 75%-a veszi csak fel.

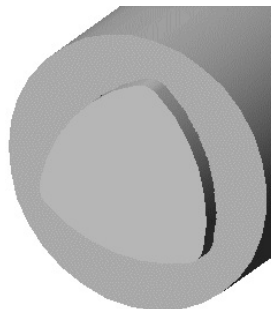
A reteszpályáknál, valamint a bordázatoknál kialakított sarkok miatt feszültséggyűjtő helyek jönnek létre. Ezekből a sarokpontokból repedések indulhatnak, amelyek sugárirányban haladnak befelé és végül a tengely fáradt töréséhez vezethetnek.

Ezen feszültséggyűjtő helyek kényszerű kialakítása nélkül készülnek a három-, esetleg négyszögletű poligonkötések. Ilyen kialakítással a tengelyeken és az agyakban is elkerülhetők az éles sarkok, tehát azonos keresztmetszeti méretek mellett kifáradás szempontjából kedvezőbb kötést kapunk.

Ezek a formák célgépen nagy pontossággal, gazdaságosan elkészíthetők.

A poligontengely és poligonagy illesztése általában H7/g6.

Az alábbi ábra egy ívelt oldalú háromszög alakú poligontengelyt mutat be (2.51. ábra):



2.51. ábra. *Poligontengelyvég*

2.15. Gyakorló feladat

2.12. feladat. Egy $8d \times 32 \times 36 \times 7$ jellemző méretű párhuzamos oldalú bordáskötéssel 15 kW teljesítményt viszünk át 24 1/s fordulatszámom. A dinamikai tényező értéke 0,5, a lekerekítés 0,3 mm.

Ellenőrizzük a kötést, ha a palástnyomás megengedett értéke 30 N/mm^2 és a bordás agy 50 mm hosszú!

Adatok:

- A bordák száma: $z = 8$
- A tengely kis átmérője: $d = 32 \text{ mm}$
- A tengely nagy átmérője: $D = 36 \text{ mm}$
- A bordák szélessége: $b = 7 \text{ mm}$
- A bordás agy hossza: $l = 50 \text{ mm}$
- A lekerekítés: $f = 0,3$
- A dinamikai tényező: $\psi = 0,5$
- Az átvihető teljesítmény: $P = 15 \text{ kW}$
- A fordulatszám: $n = 24 \text{ 1/s}$
- A felületi terhelés megengedett értéke: $p_{meg} = 30 \text{ N/mm}^2$

Megoldás:

Az átvihető nyomaték:

$$T = 0,75 \cdot \psi \cdot \left(\frac{D - d}{2} - 2 \cdot f \right) \cdot l \cdot r_k \cdot z \cdot p_{meg}$$

$$\frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n} = 0,75 \cdot \psi \cdot \left(\frac{D-d}{2} - 2 \cdot f \right) \cdot l \cdot \frac{D+d}{4} \cdot z \cdot p_{meg}$$

$$\frac{15 \cdot 10^6}{2 \cdot \pi \cdot 24} = 0,75 \cdot 0,5 \cdot \left(\frac{36-32}{2} - 2 \cdot 0,3 \right) \cdot l \cdot \frac{36+32}{4} \cdot 8 \cdot p_{meg}$$

$$l \cdot p_{meg} = 1393,163 \Rightarrow l = \frac{1393,163}{p_{meg}} = \frac{1393,163}{30} = 46,5mm \leq l = 50mm$$

$$p = \frac{1393,163}{l} = \frac{1393,163}{50} = 27,86 \frac{N}{mm^2} \leq p_{meg} = 30 \frac{N}{mm^2}$$

Tehát a kötés megfelelő.

Önellenőrzés

1. Válassza ki az alábbiak közül és jelölje a bordáskötésre jellemző meghatározást!

A nagy forgatónyomaték átviteléhez bordástengely esetén hosszú agy szükséges.

Jelentős feszültséggyűjtő hatása miatt a bordástengely csak kis nyomaték átvitelére alkalmas.

Nagy forgatónyomaték átvitelére alkalmas, ugyanakkor tengelyirányú elmozdulást is lehetővé tesz.

2. Mi az előnye a poligonkötésnek a bordáskötéssel szemben? Jelölje a helyes választ!

A poligonkötés egyszerűen kialakítható.

A poligonkötés nem tartalmaz hornyot, így feszültséggyűjtő hatása kisebb.

A poligonkötés könnyebben szerelhető, mint a bordáskötés.

3. Milyen elven működik a bordáskötés? Válassza ki a helyes megoldást!

A nyomatékot az agy hornyaiba illeszkedő bordák viszik át.

A nyomatékot az agy és a bordástengely között ébredő súrlódási erő viszi át.

A nyomatékot a forgás közben fellépő centrifugális erő viszi át.

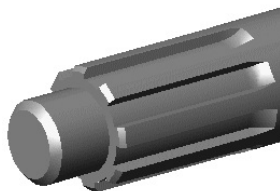
4. A bordástengely és az agy bizonyos felületei (a kisátmérőn, a nagyátmérőn vagy a bordaoldalon) illesztettek. Miért? Jelölje meg a helyes választ!

Azért, hogy az agy és a tengely között súrlódás jöjjön létre.

Ez teszi lehetővé az agy tengelyirányú elmozdíthatóságát.

Ezzel a megoldással központosítják a tengelyt és az agyat.

5. Tanulmányozza az alábbi ábrát, majd válaszoljon a kérdésre!



Milyen bordázat látható a fenti képen?

Egyenesfogazatú bordázat.

Ékfogazatú bordázat.

Evolvensfogazatú bordázat.

6. Jelölje az igaz állítást az alábbi meghatározások közül!

Bár a bordástengely bordáinak sarkai feszültséggyűjtő helyek, ezek nem veszélyeztetik a tengely ill. a kötés üzemszerű működését.

Bordáskötés esetén a nyomatékátvitel a tengely egész felületén közel egyenletes, emiatt viszonylag rövid aggyal is nagy nyomaték átvitele valósítható meg.

Bordáskötés esetén a központosítást leginkább a külső D átmérőn végzik.

7. Mekkora teljesítmény átvitelére képes a párhuzamos oldalú bordástengelyre szerelt szíjtárcsa, ha a tengely fordulatszáma 25 1/s, anyaga C40, jellemző méretei 8d x 42 x 48 x 8, a hossza pedig 0,5 m?

A bordák felületére megengedhető nyomás 25 N/mm^2 , a bordák lekerekítése 0,3 mm. A dinamikai tényező értéke 0,5.

$T = \dots\dots \text{ Nmm}$

$P = \dots\dots \text{ kW}$

10. LECKE

Önellenőrzés

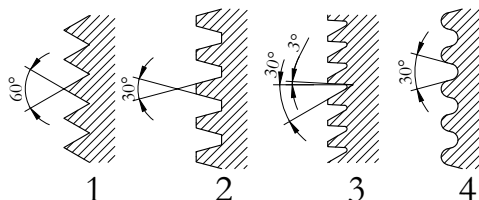
1. Mit jelent az önzárás fogalma? Jelölje a helyes meghatározást!

Azt jelenti, hogy a kötőcsavar üzemszerű terhelés hatására nem lazul meg, illetve a mozgatócsavar nem kezd el mozogni.

Azt jelenti, hogy a kötőcsavar megszorításához, vagy a mozgatócsavar terhelés ellenében történő mozgathatóságához erőt kell kifejteni.

Azt jelenti, hogy a kötőcsavar meglazításához, vagy a mozgatócsavar terhelés ellenében történő mozgathatóságához nem kell erőt kifejteni.

2. Tanulmányozza az alábbi ábrát, majd válaszoljon a kérdésre!



A fenti ábrán látható menetprofilok közül melyik legalkalmasabb kötőcsavarok számára?

Az 1-es számú profil.

Az 2-es számú profil.

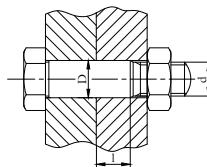
Az 3-es számú profil.

Az 4-es számú profil.

The diagram shows a force vector F acting at a contact point. The normal component is F_n and the tangential component is F_t . A resultant force F_r is shown at an angle ψ from the vertical. Another force F_s acts along a surface inclined at an angle ϕ to the horizontal. The angle between F_s and the vertical is $\phi + \rho$. Other angles labeled include ρ and ψ .

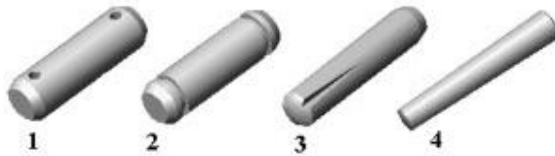
A vektorábra az erők egyensúlyát mutatja a lazítás határesetében, amikor $\psi > \rho$

4. Az alábbi ábrán egy nyíró igénybevétellel terhelt csavarkötést lát. Mi a neve a kötésben szereplő csavarnak? Jelölje a helyes választ!



ászokcsavar

5. Tanulmányozza az alábbi ábrát, majd tegye igazzá az állításokat!



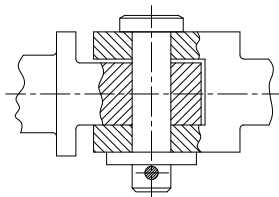
Az ábrán a

számmal jelölt alkatrész egy csapszeg, amely hornyokkal van ellátva a rögzítő gyűrűk számára.

A fenti ábrán a kúpos szeg a

számmal jelölt alkatrész.

6. Tanulmányozza az alábbi ábrát, majd adjon választ a feltett kérdésre!



Milyen csapszeget használnak a fenti csuklós szerkezetben?

Fej nélküli csapszeg sasszegfurattal, alátéttel..

Fejes csapszeg sasszegfurattal.

Fejes csapszeg horonnyal, rögzítő gyűrű számára.

7. Melyik szerelési sorrend jellemző az orros ékre? Jelölje a helyes választ!

Először az orros éket helyezik el a horonyban, majd ezután helyezik fel az agyat.

Először az agyat helyezik el a tengelyen, ezután ütik be az orros éket.

Az orros ék mindkét módszerrel szerelhető, a technológia csak attól függ, hogy a kötés mindkét oldalról hozzáférhető-e, vagy sem.

8. Mi a hátránya az ékkötés esetén létrejövő excentricitásnak? Jelölje a helyes választ!

Az excentricitás csökkenti a felületek közötti súrlódási erőt.

Az egytengelyűség elállítódik, pontos futást kívánó alkatrészekhez emiatt nem alkalmazható az ékkötés.

Az excentricitás miatt feszültségtorlódás jön létre a tengelyben.

9. Milyen jellegű elmozdulás ellen rögzít a reteszkötés? Jelölje a helyes választ!

A reteszkötés csak az elfordulást akadályozza meg, tengelyirányban nem rögzít.

A reteszkötés csak a tengelyirányú elmozdulást akadályozza meg.

A reteszkötés elfordulás ellen és tengelyirányban egyaránt rögzít.

10. Miért nem alkalmas az íves reteszkötés nagy nyomaték átvitelére? Jelölje a helyes választ!

Azért, mert az íves retesz felülete kicsi.

Azért, mert az íves retesznek csak kis része nyúlik az agy hornyába.

Azért, mert az íves retesz gyengíti a tengelyt.

11. Hogyan oldják meg a bordástengely és az agy központosítását? Jelölje a helyes választ!

A központosítást az agy tengelyirányú elmozdíthatósága biztosítja.

A központosítás abból adódik, hogy az agy rövid.

A bordástengelyt és az agyat a kisátmérőn, a nagyátmérőn vagy a bordaoldalon illesztik.

III. MODUL

Nem oldható kötések

11. LECKE

3. Nem oldható kötések

Tevékenység:

Olvassa el a jegyzetet a ?? alfejezetig! A feldolgozás során a következőkre figyeljen:

- Tanulja meg, hogyan készítik a szegecskötést.
- Ábra alapján nevezze meg az egyes szegecsfajtákat.
- Szegecskötés ábrája alapján határozza meg a szegecs nyírt keresztmetszeteinek számát.
- Ábra alapján ismerje fel a hevederes és az átlapolt szegecskötést.
- Tanulja meg, hogyan ábrázoljuk a szegecsket és szegecselt kötéseket a gyakorlatban.

Követelmény:

A tananyag elsajátítása akkor tekinthető sikeresnek, ha Ön:

- Meghatározások közül ki tudja választani a szegecskötés létesítésének módját.
- Ábra alapján meg tudja nevezni az egyes szegecsfajtákat.
- Ábra alapján el tudja dönteni, hogy az ábrán a szegecs hány helyen van nyírásra igénybe véve.
- Ábra alapján felismeri a hevederes és az átlapolt szegecskötést.
- Felsorolásból ki tudja választani a szegecskötés jellemzőit.
- A szegecseléssel kapcsolatos állításokról el tudja dönteni azok igaz, hamis voltát.

Kulcsszavak: nem oldható kötés, szegecs, átlapolt szegecskötés, hevederes szegecskötés.

3.1. A szegecskötések

Ha egy kötéssel szemben nem követelmény a roncsolásmentes bonthatóság, vagyis az összekötött alkatrészek szétszerelhetősége – ún. nem oldható kötések alkalmaznak.

Ilyen kötésnek tekintjük a **szegecskötést**, a **hegesztést**, a **forrasztást** és a **ragasztást**.

Szegecsket két, akár különböző anyagból készült tárgy összekapcsolására használunk. A szegecskötést mára már sok területről kiszorította ugyan a hegesztés, de a korszerű szegecsket és technológiájukat ma is széles körben alkalmazza a jármű- és gépipar, a könnyűipar, az építőipar és számtalan, szolgáltatást végző iparág.

Előnye más kötésekkel szemben, hogy nincs az elemeknél anyagszerkezeti átalakulás, keményedés, mint pl. a hegesztésnél, és az összekötött elemek még meleg szegecselés esetén is csak a szegecsfej környezetében, és csak kevésbé deformálódnak.

Hátránya, hogy az alkalmazásnál elengedhetetlen furatok miatt csökken a teherviselő keresztmetszet, ezért azt növelni kell, ami növeli az önsúlyt.

A szegecselt kötés számtalan esetben drágább a hegesztettnél.

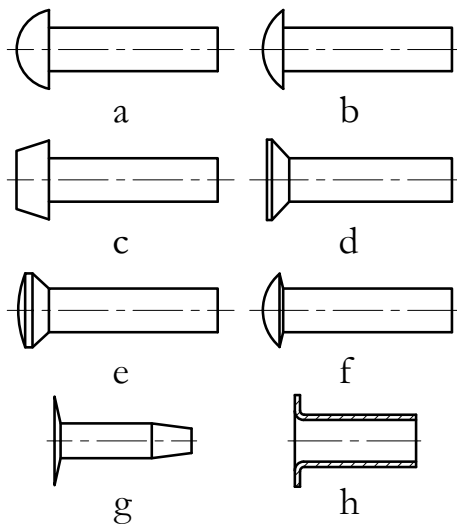
A szegecs hengeres szárral készülő kötőelemek, amelyek végére a szegecskötés létrehozásakor képlékeny alakítással zárófejet alakítunk ki. A szegecs anyaga általában hasonló az általa rögzített elemekéhez, mivel el kell kerülni az elektromechanikus korróziót és az eltérő hőtágulás miatti ellazulást.

A gyakorlatban alkalmazott szegecsfajták alakját, méreteit és anyagait szabványok írják elő.

A leggyakoribb szabványos szegecsket a következő ábra is mutatja (3.1. ábra):

- félgömbfejű (a)
- alacsony félgömbfejű (b)
- trapézfejű (c)
- süllyesztett fejű (d)

- lencsefejú (e)
- lemezszegecs (f)
- szíjszegecs (g)
- csőszegecs (h)



3.1. ábra. Szabványos szegecs

Néhány szegecs térhatású képe látható a 3.2. ábrán:

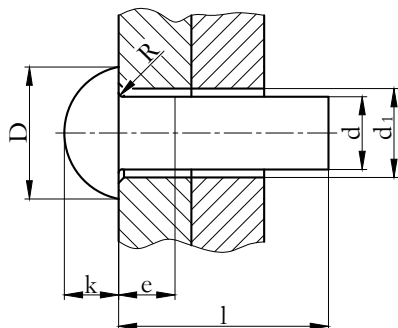
A szabványos szegecs méretválasztékát méretpótló betűjelek alapján állapíthatjuk meg a megfelelő szabványból, vagy szerkesztési segédletek táblázataiból.

A szegecs jellemző méretei a **d** szárátmérő és az **l** szárhossz (8. táblázat).



3.2. ábra. Szegecskék térhatású ábrája

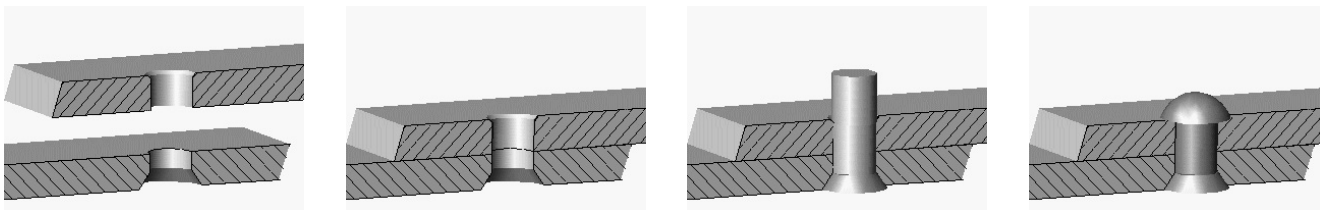
8.táblázat: Félgömbfejű szegecs jellemző méretei (részlet)



d	1	1,2	1,6	2	2,5	3	4	5	6
D	1,8	2,1	2,9	3,5	4,4	5,3	7,1	8,8	11
d ₁	1,05	1,25	1,65	2,1	2,6	3,1	4,2	5,2	6,3
k	0,6	0,7	1,0	1,2	1,5	1,8	2,4	3,0	3,6
R _{max}	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,4	0,4	0,5
e	1,5	1,5	1,5	1,5	3	3	3	4	4
l tól-ig	2-8	2-10	3-12	3-16	3-20	3-40	5-50	7-60	7-60

3.1.1. Szegecskötés létesítése

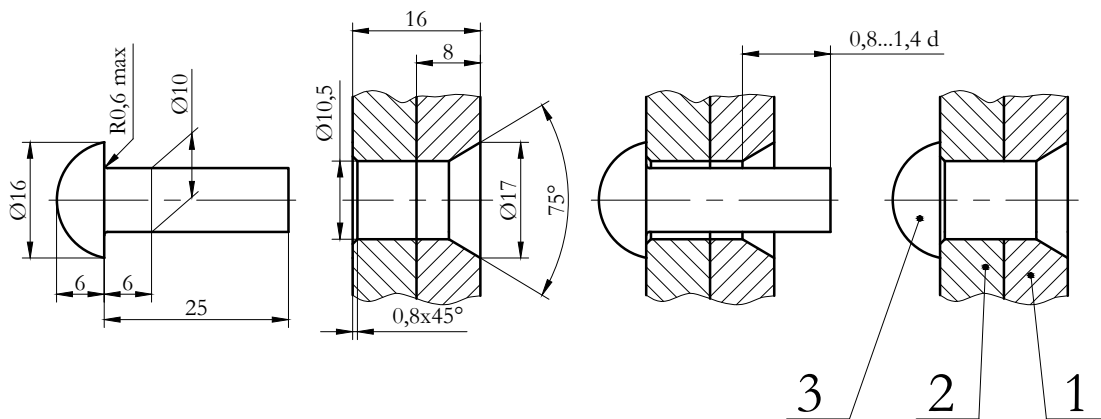
A szegecskék számára a szegecs alakjának és méretének megfelelő furatokat kell készíteni. A szegecsszár egyik végén levő fejet a szegecs gyártásakor alakítják ki, a másik végén levőt pedig beépítéskor hozzák létre. Az alábbi ábra (3.3. ábra) a szegecselés lépéseit szemlélteti:



3.3. ábra. A szegecselés folyamata

A képeken egy sülyesztettfejű szegeccsel létrehozott kötést láttunk. A szegecs másik végére a szegecseléskor félgömb alakú fejet alakítottak ki.

Ugyancsak egy szegecskötés kialakításának lépéseit mutatja az alábbi ábra (3.4. ábra):



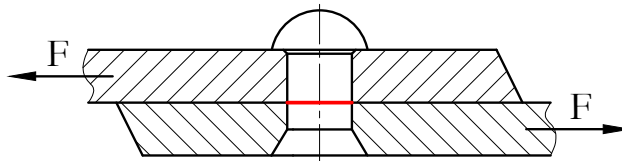
3.4. ábra. Szegecskötés félgömbfejű szegeccsel

A szegecsszárnak elég hosszúnak kell lennie ahhoz, hogy a furat kitöltéséhez és a kialakítandó zárófejhez

megfelelő mennyiségű anyag álljon rendelkezésre.

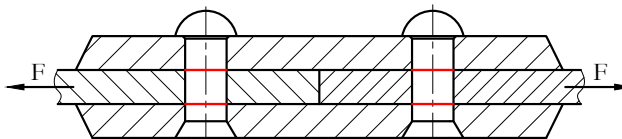
A szegecsket a gyakorlatban nyírásra méretezzük. A méretezésnél abból indulunk ki, hogy az összes szegecs azonos mértékben vesz részt a terhelés felvételében és a feszültségeloszlás homogén.

A méretezésnél figyelembe kell venni azt is, hogy a kötést létrehozó szegecseknek hány nyírt keresztmetszetük van. Az egynyírású szegecskötést másképpen átlapolt (3.5. ábra), a kétnyírásút pedig hevederes (3.6. ábra) szegecskötésnek nevezzük.



3.5. ábra. Átlapolt szegecskötés

Az ábrán a piros vonal a szegecs nyírt keresztmetszetét jelzi. Ha a szegecs a jelzett keresztmetszetben az „F” erő hatására elnyíródik, akkor a lemezek rögzítése megszűnik.



3.6. ábra. Hevederes szegecskötés

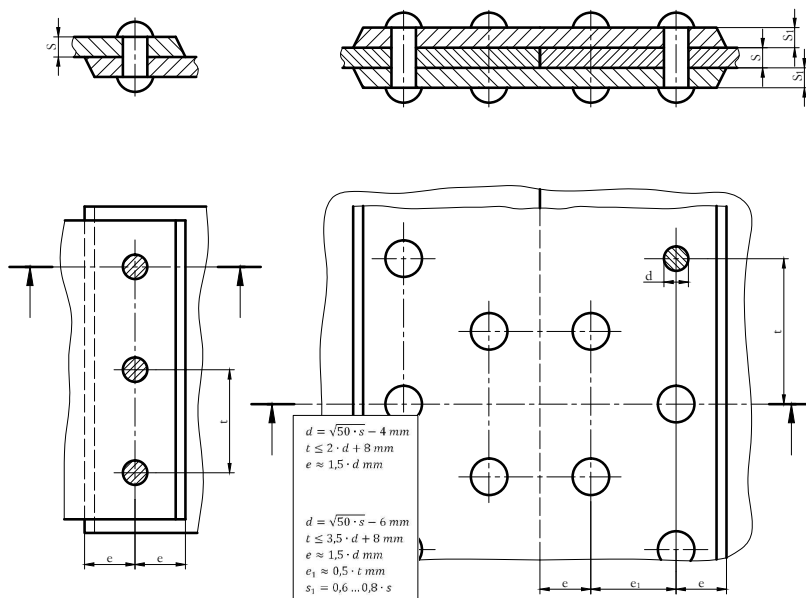
Hevederes kötés esetén a szegecsszárnak két keresztmetszete veszi fel a terhelést, emiatt nagyobb erővel terhelhető, mint az átlapolt kötés.

A szegecskötés kialakításakor az összeszegecselt alkatrészek felületei egymáshoz nyomódnak. Az így keletkező

súrlódási erő gátolja az elmozdulást, ezzel javítja a kötés terhelhetőségét.

A szegecskötések tényleges igénybevétele a térbeli feszültségállapot és a nem ismert feszültségcsúcsok miatt pontosan nem számítható. Ezért a méretezés legtöbbször egyszerűsítő feltételek és tapasztalati adatok felhasználásával történik.

A szegecsméretezés során a szegecsátmérőt a lemezvastagság függvényében (3.7. ábra) előzetesen (tapasztalati úton) felveszik, így végső soron a kötés kialakításához szükséges szegecsok számát kell kiszámítani a kötést terhelő erő ismeretében.



3.7. ábra. Tapasztalati összefüggések szegecsméretezéshez

Az egy szegeccsel átvihető nyíróerő:

$$F = k \cdot \frac{d^2 \cdot \pi}{4} \cdot \tau_{meg} \quad (3.1)$$

ahol,

k : a nyírt keresztmetszetek száma szegecsenként,

d : a szegecslyuk átmérője,

τ_{meg} : a szegecs nyírószilárdsága.

A szegecsenként átvihető erő a megengedett felületi nyomás alapján:

$$F = d \cdot s \cdot p_{meg} \quad (3.2)$$

ahol,

s : a lemezvastagság,

p_{meg} : a szegecs megengedett felületi nyomása.

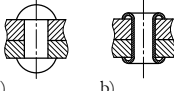
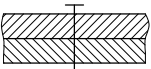
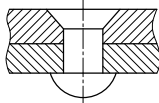
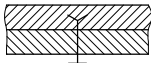
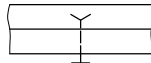
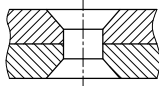
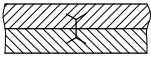
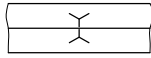
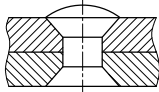
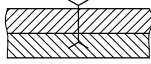
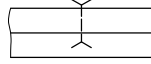
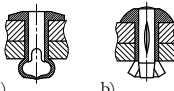
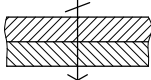
A tapasztalat szerint a palástnyomás megengedett értéke mintegy kétszerese lehet a szegecsszárra ható nyírófeszültségnek. Ezt a feltételezést behelyettesítve a palástnyomás meghatározásának képletébe, megállapítható hogy a lemezvastagság:

- $s = 0,4 d$ egynyírású szegecs esetén, és
- $s = 0,8 d$ kétnyírású szegecs esetén.

A számításoknál mindig a szegecs furatátmérőt kell figyelembe venni, mivel a szegecsszár a szegecselés során kitölti a furatot.

A szegecselt kötések ábrázolása történhet részletesen vagy jelképesen (9. táblázat). A részletes ábrázolásakor ügyeljünk arra, hogy az anyag és szegecsszár közé hézagot ne rajzoljunk!

9.táblázat: Szegecskötések ábrázolása

A szegecs megnevezése	A szegecselt kötés ábrázolása		
	részletesen	jelképesen	
		mettszetben	nézetben
a) félgömbfejú szegecs félgömb zárófejjel b) csőszegecs	 a) b)		
Süllyesztettfejú szegecs félgömb zárófejjel			
Süllyesztettfejú szegecs süllyesztett zárófejjel			
Lencsefejú szegecs süllyesztett zárófejjel			
Különleges szegecs a) pop-szegecs b) Kerpin-szegecs	 a) b)		

3.2. Gyakorló feladat

3.1. feladat. Hány db $d = 5$ mm átmérőjű szegecsset kell beépíteni $s = 8$ mm vastag lemezek átlapoló kiviteléhez, $F = 5000$ N terhelőerő esetén?

A szegecs anyagára megengedett csúsztatófeszültség $\tau_{meg} = 35$ N/mm², a megengedhető palástnyomás értéke:
 $p_{meg} = 35$ N/mm²

A nyíróerő alapján:

$$F = k \cdot \frac{d^2 \cdot \pi}{4} \cdot \tau_{meg}$$

, ahol: $k = 1$

$$\Sigma F = z \cdot \frac{d^2 \cdot \pi}{4} \cdot \tau_{meg}$$

, ahol: z = szegecssek száma, vagyis:

$$z = \frac{4 \cdot F}{d^2 \cdot \pi \cdot \tau_{meg}} = \frac{4 \cdot 5000}{5^2 \cdot \pi \cdot 20} = 12,738$$

tehát legalább $z = 13$ db szegecsset kell beépíteni.

Palástnyomás alapján:

$$F = d \cdot s \cdot p_{meg}$$

szegecsenként,

$$F = z \cdot d \cdot s \cdot p_{meg}$$

„z” db szegecs esetén $\rightarrow$

$$z = \frac{F}{d \cdot s \cdot p_{meg}} = \frac{5000}{5 \cdot 8 \cdot 17} = 7,35$$

tehát palástnyomás szempontjából elég lenne 8 db szegecs is, a nyíró igénybevétel miatt mégis a nagyobb darabszámot kell beépíteni.

Önellenőrzés

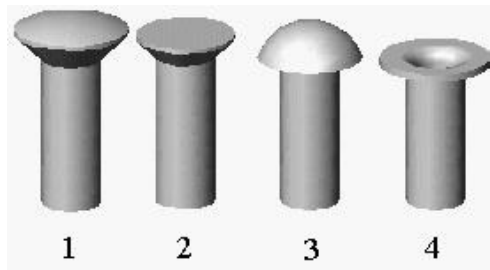
1. Válassza ki az alábbiak közül a helyes állítást!

Szegecskötés létesítésekor a szegecs mindkét végén előre kialakítják a fejet.

A szegecs egyik végén gyártáskor alakítják ki a fejet, a másik végén pedig a szegecskötés kialakításakor hozzák létre.

Mindkét szegecsfejet szegecseléskor alakítják ki.

2. Tanulmányozza az alábbi ábrát, majd válaszoljon a kérdésekre!



A fenti ábrán hányas szám jelöli a félgömbfejű szegecsset?

Az ábrán a(z)

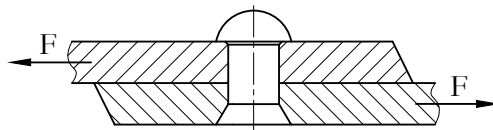
számmal jelölt szegecs a félgömbfejű szegecs.

A fenti ábrán hányas szám jelöli a sülyesztettfejű szegecsset?

Az ábrán a(z)

számmal jelölt szegecs a sülyesztettfejű szegecs.

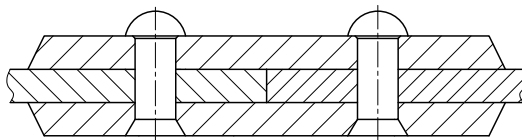
3. Tanulmányozza az ábrát, majd válaszoljon a kérdésre!



Hány nyírt keresztmetszettel rendelkezik az ábrán látható szegecs?

A szegecs nyírt keresztmetszeteinek száma:

4. Tanulmányozza az ábrát, majd jelölje a helyes választ!



Milyen szegecskötést ábrázol a fenti ábra?

Hevederes szegecskötést.

Átlapolt szegecskötést.

5. Olvassa el az alábbi meghatározásokat és jelölje az igaz állítást!

A szegecskötések csak jelképesen ábrázolhatók.

A szegecskötések csak részletesen ábrázolhatók.

A szegecselt kötések jelképesen és részletesen is ábrázolhatók.

6. Igaz-e az alábbi megállapítás? Jelölje a helyes választ!

A szegecs számára készített furatot gondosan kell elkészíteni, a furat éleit letöréssel kell ellátni.

igaz

nem igaz

7. Tegye igazzá az alábbi állítást a felsorolt kifejezések sorszámának behelyettesítésével!

A szegecseket nyírásra és palástnyomásra méretezzük. A tényleges feszültségi viszonyok meghatározása helyett a szegecs igénybevételét úgy állapítjuk meg, hogy a szárra

erők csak

veszik igénybe a keresztmetszetet, a furattal érintkező

felületeket pedig

terheli.

1. palástnyomás

2. nyomott

3. merőleges

4. nyírásra

8. Hány db $d = 5$ mm átmérőjű szegecset kell beépíteni $s = 5$ mm vastag lemezek hevederrel történő szegecseléséhez, ha a kötést 10000 N erő terheli?

A szegecs anyagának nyírószilárdsága 25 N/mm^2 , a megengedhető palástnyomás értéke pedig: $p_{meg} = 35 \text{ N/mm}^2$.

A nyíróerő alapján:

Számított: $z = \dots$

Tényleges: $z = \dots$

A palástnyomás alapján:

Számított: $z = \dots$

Tényleges: $z = \dots$

12. LECKE

Tevékenység:

Olvassa el a jegyzetet a ?? alfejezetig és ismételje át a hegesztési varratok ábrázolásáról tanultakat!

A feldolgozás során az alábbiakra figyeljen:

- Tanulja meg milyen anyagok egyesítésére használjuk a hegesztést.
- Tanulja meg, hogy kötés létrehozásán kívül mire használatos még a hegesztés.
- Ismertesse a hegesztő eljárások csoportosítási lehetőségeit.
- Sorolja fel az egyes csoportokba tartozó hegesztési eljárásokat.
- Ismertesse a hegesztett kötések hátrányait.
- Tanulja meg, milyen varratfajtákat használunk.
- Jellemezze a különböző hegesztett kötések.
- Ismertesse a hegesztett kötések kialakítási szempontjait.
- Tanulja meg a méretezési alapösszefüggéseket.

Követelmény:

A tananyag elsajátítása akkor tekinthető sikeresnek, ha Ön:

- Listából ki tudja választani azokat az anyagokat, amelyek kötéseinek létrehozására a hegesztést használjuk.
- Felsorolásból ki tudja választani a hegesztés egyéb felhasználási területeit.
- Ismeri az egyes hegesztési eljárásokat és leírásból azonosítani tudja azokat.
- Ki tudja választani a hegesztett kötések hátrányait.
- Ábráról felismeri az egyes varratfajtákat.

- Jellemzőik alapján azonosítani tudja az egyes varratfajtákat.
- Meghatározások és ábrák alapján felismeri a hegesztett kötések.
- Fel tudja sorolni a hegesztett kötések kialakítási szempontjait.

Kulcsszavak: hegesztés, sajtoló hegesztés, ömlesztve sajtoló hegesztés, varrat, tompavarrat, sarokvarrat.

3.3. Hegesztési módok, varratfajták, a hegesztett szerkezetek kialakítása

A hegesztést korábban csak acélműanyagú szerkezeti elemek nem oldható kötéseinek létrehozására használták. Ma már az öntöttvasak, könnyűfémek és műanyagok hegesztési technológiája is magas szinten kidolgozott és kiváló kötések létrehozására alkalmas a gépípar mellett a jármű-, nukleáris-, élelmiszer-, repülő- és vegyiparban is.

A hegesztés az új gyártmányok előállításán kívül törött alkatrészek újraegyesítésére vagy kopott szerkezeti elemek méretnövelő javítására is alkalmas, illetve gyakran használatos korrózió- vagy kopásálló felületi réteg kialakítására is.

A hegesztett kötéseknek számos előnyük van: Az összekötendő elemeket furatok nem gyengítik, az erőátadás nem pontszerű és lényeges, kb. 15-20% súlymegtakarítást érhetünk el.

A hegesztett kötések hátránya, hogy készítésük nagyobb technológiai fegyelmet és szakképzettséget kíván, mint a klasszikus kötémódok kialakítása. A hőhatás következtében kedvezőtlenül változhat a kristályszerkezet, visszamaradó belső feszültségek keletkezhetnek, amelyek csökkentik a varrat teherbírást, helytelen hegesztési sorrend következtében pedig elhúzóerők léphetnek fel. A nagy hőmérséklet-gradiens következtében nő a ridegtörési veszély, a feszültséggyűjtő helyeken repedésgócok jöhetnek létre (ilyenkor a törés felülete sima, vagy recézett, és jellegében élesen eltér a fáradt törésre jellemző törési felülettől). Végül, csökken a hegesztési varrattal terhelt keresztmetszet kifáradási határa.

A hegesztési eljárásokat a technológia, a felhasznált energia, az alapfém hegesztés közbeni halmazállapota, a hegesztés gépesítési foka és egyéb műszaki jellemzők alapján is megkülönböztethetjük.

Technológiai szempontból három nagy csoportot különíthetünk el:

- sajtolóhegesztés,
- ömlesztő hegesztés és
- ömlesztve sajtoló hegesztés.

Sajtoló hegesztés esetén az összekötendő felületeket általában fehéren izzó állapotban sajtolják össze. A hevítéshez kovácstüzet vagy villamos áramot, az összepréseléshez pedig rendszerint valamilyen sajtoló műveletet, ritkábban kalapálást alkalmaznak. Ilyen hegesztési eljárás a zömítő tompahegesztés, dörzshegesztés, hideghegesztés és ultrahanghegesztés.

Ömlesztő hegesztés esetén az összeerősítendő felületek anyagának egymásba olvasztásával jön létre a kötés. A varrat kialakításához majdnem mindig adalékanyagot is használnak, hegesztőpálca vagy elektróda formájában. A kötés létrehozásához szükséges hőmennyiséget éghető gáznak, rendszerint acetilénnek, oxigénnel dúsított levegőben való elégetésével (lánghegesztés), vagy villamos ív keltésével (ívhegesztés) állítják elő. A hegesztő elektródák különböző bevonatokkal való kialakítása megkönnyíti a hegesztés végrehajtását és javítja a kötés minőségét. Ömlesztve hegesztő eljárások még a salakhegesztés, plazmahegesztés, elektronsugár hegesztés, lézer- és termithegesztés.



3.8. ábra. Hegesztőpisztoly készlet lánghegesztéshez, CO₂ védőgázos hegesztőpisztoly

Az ömlesztve sajtoló hegesztések lényege, hogy a felhevített anyagokat megfelelő erővel összenyomva és így tartva, rövid idő elteltével fémes érintkezésbe lépnek egymással, majd a dermedő anyag varratfémeket alkot.

Az ömlesztve sajtoló hegesztés tömeggyártásra legalkalmasabb változata a villamos ellenállás-hegesztések közé tartozó pont- és vonalhegesztés, de ide tartozik a leolvasztó tompahegesztés is.



3.9. ábra. Argon védőgázos wolframelektrodás ívhegesztés AWI munkaadománya és művelete

Elérhető weblap.

A különböző ötvözetek, ill. fémek más-más mértékben hegeszthetők. Az acélok hegeszthetőségét elsősorban szénttartalmuk határozza meg, de az ötvözők és a szennyező anyagok ezt nagymértékben módosíthatják. Az ötvözetlen szerkezeti acélok 0,25% szénttartalomig jól, 0,25 – 0,6% szénttartalom esetén pedig csak korlátozott mértékben, ill. különleges eljárásokkal hegeszthetők. A 0,6%-nál nagyobb szénttartalmú ötvözetlen acélok nem hegeszthetők.

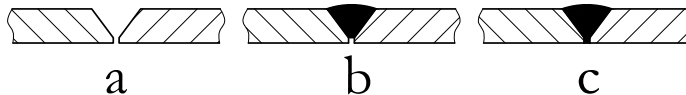
3.3.1. Varratfajták

A varratok elhelyezkedését és vonalvezetését az összekötendő elemek alakja határozza meg, míg a varrat alakját az összekötendő elemek vastagságának ismeretében választhatjuk meg.

A közös síkban elhelyezkedő elemeket (lemezeket) általában tompavarrattal kötjük össze.

A tompavarrat kialakításának három fázisa (3.10. ábra):

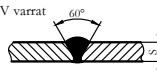
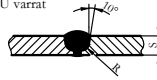
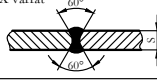
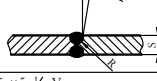
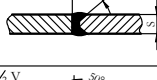
- a lemezszélek lemunkálása,
- a varrat elkészítése,
- utánhegesztés a varrat gyökoldaláról.



3.10. ábra. A „V” varrat kialakítása

A különböző lemezvastagságokhoz ajánlott varratalakokat a következő táblázat foglalja össze:

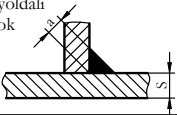
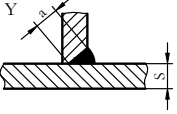
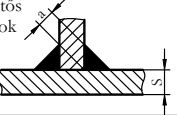
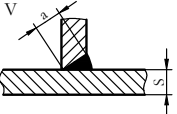
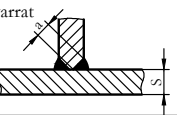
10. táblázat: Tompavarratok különböző lemezvastagságokhoz

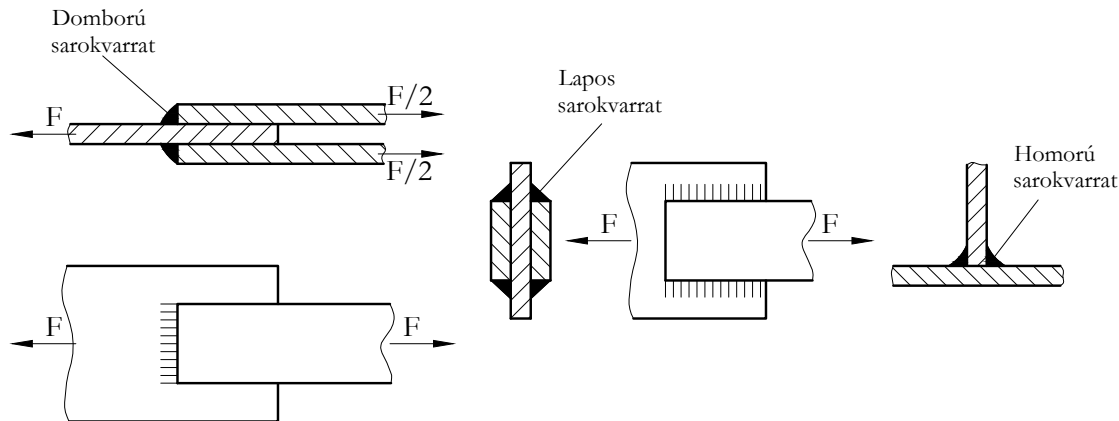
Tompavarrat			
Varratok	Jekép	Lemez- vastagság [mm]	Igénybevételi mód
Élvarrat 		≤ 3	Alárendelt jelentőségű szerkezetekhez
I varrat 		≤ 6	Gyökhegesztés nélkül stat., gyökhegesztéssel din. igénybevételre
V varrat 		4/20	Gyökhegesztés nélkül stat., gyökhegesztéssel din. igénybevételre
U varrat 		≥ 20	Gyökhegesztés nélkül stat., gyökhegesztéssel din. igénybevételre
X varrat 		≥ 12	Din. és nagyobb statikus igénybevételre
Kettős U 		≥ 40	Din. és nagyobb statikus igénybevételre
Kettős $\frac{1}{2}$ V 		≥ 12	Din. és kisebb statikus igénybevételre
$\frac{1}{2}$ V 		≥ 20	Statikus igénybevételre

Egymáson átlapolott és egymással nagyobb szöget bezáró lemezek kötésénél különböző elhelyezésű és kialakítású

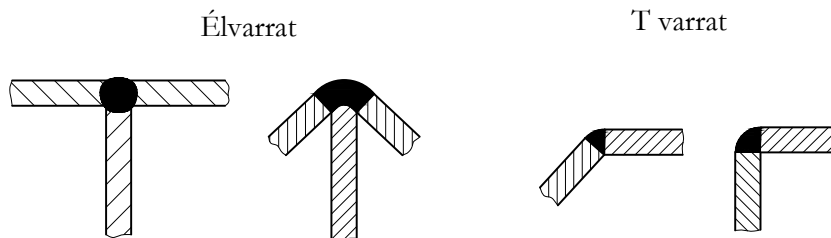
sarokvarratot használunk (3.11-3.12. ábra és 11. táblázat):

11. táblázat: Sarokvarratok különböző lemezvastagságokhoz

Sarokvarrat			
Varratok	Jelkép	Lemez- vastagság [mm]	Igénybevételi mód
Egyoldali sarok 		$a/s = 1$ ≤ 10 $a/s \leq 0,5$ ≤ 20	Belső nyomásra nem alkalmas
Fél Y 		$a/s = 0,75$ 10 - 80 $a/s = 0,5$ 20 - 80	Statikus terhelésre
Kettős sarok 		$a/s = 1$ ≤ 20 $a/s \leq 0,5$ ≤ 30	Statikus terhelésre
Fél V 		≤ 80	Statikus és dinamikus terhelésre
K varrat 		≤ 30	Statikus és dinamikus terhelésre



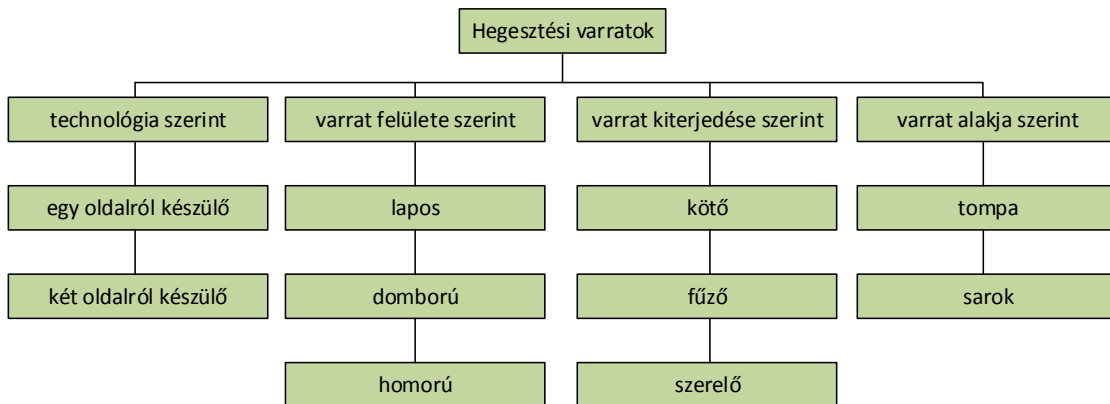
3.11. ábra. Különböző keresztmetszetű sarokvarratok



3.12. ábra. Éleikkel illeszkedő lemezek összekötése élvarrattal, három lemezvég összekötése T varrattal

A sarokvarratok keresztmetszete domború, lapos vagy homorú (3.11. ábra). Ezek közül a domború kerülendő, mert növeli a varrat tömegét és ezzel arányban az árát is, ugyanakkor nagy a feszültséggyűjtő hatása.

A varratok csoportosítási szempontjait és az egyes csoportokba tartozó különböző varratfajtákat a 3.13. ábrán foglaltuk össze:



3.13. ábra. Hegesztési varratok felosztása

3.3.2. A hegesztett kötések optimális kialakításának szempontjai

A hegesztett szerkezetek kialakításakor a technológiai követelményeket és a varratok szilárdsági tulajdonságait egyaránt figyelembe kell venni. E két fő szempont alapján a következő irányelvek betartásával alakítható ki a helyes konstrukció:

- a hegesztési varrat mindig feszültséggyűjtő hely;
- ezek a feszültségek nagymértékben függenek a varrat vonalvezetésétől, a hegesztési eljárástól és a hegesztő gyakorlottságától;
- a varrat feszültséggyűjtő hatásának csökkentésére sarokvarratok helyett lehetőleg tompavarratot használjunk;

- a T-varratot különösen kerülni kell, mert szilárdsági igénybevételt alig bír;
- a hosszú, vékony varratokat előnyben kell részesíteni a rövid, vastag varratokkal szemben;
- több varrat találkozását lehetőleg kerülni kell;
- ha adott helyre homlok- és oldalvarrat egyaránt kialakítható, akkor oldalvarratot készítsünk, mert azonos méretek mellett a szilárdsága sokkal kedvezőbb;
- eltérő keresztmetszetű alkatrészek összehegesztésekor a varrat környezetében ki kell egyenlíteni a keresztmetszeteket, különben a vékonyabb darab elég, vagy a vastagabb nem hevül fel kellően;
- szilárdsági szempontból az önmagukban záródó varratok a legjobbak;
- lehetőleg olyan helyen alakítsunk ki varratot, ahol az igénybevétele húzás vagy nyomás (a nyírást, a csavarást és a hajlítást ha lehet, kerüljük).

3.3.3. A hegesztett kötések szilárdsági méretezése

A hegesztett kötések méretezésénél az elemi szilárdságtan összefüggéseit alkalmazzuk, mert a varratok teherbírását és igénybevételét befolyásoló számos tényező értékelése, a feszültségek pontos meghatározása rendkívül összetett, és gyakran csak vitatható közelítésekkel megoldható feladat.

A kapcsolat teherbírását megfelelően értékeljük, ha az egyidejűleg ható külső terhelésekből számított mértékadó összehasonlító feszültség kisebb, mint a varrat anyagára, típusára és igénybevételére megengedett határfeszültség.

A méretezésnél figyelembe vesszük a hegesztési varratok feszültséggyűjtő hatását, az alap- és a heganyagok szilárdsági és technológiai jellemzőit, a teherviselő varratméreteket, a szerkezetre ható terhelés nagyságát és időbeliségét.

A varrat szilárdsága általában nem éri el az azonos keresztmetszetű alapanyagét, mert környezetében feszültségtorlódások, belső feszültségek és szövetszerkezeti elváltozások keletkeznek. A feszültségtorlódások és a

varratokban igen gyakori hajszálrepedések, ill. folytonossági hiányok különösen a kifáradási határt csökkentik nagymértékben.

Nyugvó terhelésű hegesztett szerkezetek méretezésekor a varratok megengedhető feszültségét az alapanyagban megengedett feszültségnek egy gyengítési tényezővel (ν) való szorzásával kapjuk.

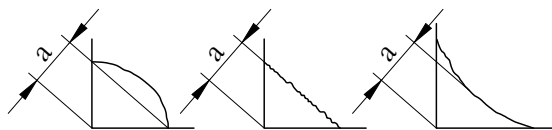
A varrat keresztmetszetének meghatározásakor az úgynevezett hasznos varrathosszal számolunk:

$$l_h = l - 2 \cdot a \quad (3.3)$$

A teljes varrathosszból (l) le kell vonni a kezdő és a befejező varratrésznél adódó beégés gyengítő hatását, amelyet (a) értékkel veszünk figyelembe.

Záródó varratnál: $l_h = l$

A varratkeresztmetszet másik mérete a vastagság, tompa- és kettős $\frac{1}{2}$ V varrat esetén a lemezvastagsággal egyenlő. $\frac{1}{2}$ V varrat esetén a lemezvastagság 85%-a, a sarokvarratra pedig az a varratba írható derékszögű, egyenlőszárú háromszög átfogójára merőleges magasság (3.14. ábra).



3.14. ábra. A varrat mértékadó keresztmetszete

A nyugvó terheléshez gyakran járulnak lökésszerű dinamikus igénybevételek. Ezeket egy „ φ ” dinamikai tényezővel való szorzással vesszük figyelembe.

Ismétlődő igénybevételű varratok szilárdsági ellenőrzésekor a korábban már megismert általános módszereket használhatjuk.

A varratok kifáradási határa általában kisebb az alapanyagénál. Ennek részben geometriai, részben technológiai

okai vannak. A varrat keresztmetszet változást jelent, melynek feszültséggyűjtő hatását fokozhatják a technológiai okokból keletkező anyagfolytonossági hiányok és belső feszültségek.

A technológiai eljárás elkerülhetetlen következményeként a varrat átmeneti zónájában mindig keletkeznek kötési hibák (pórusok, zárványok), amelyek hajszálrepedések kiindulási helyei lehetnek. Ezért a kifáradási határfeszültséget jelentősen növelhetjük, ha a varrat felületét utólag megmunkáljuk. A gyökhegesztett tom-pavarrat felületének gondos leköszörülésével nemcsak a keresztmetszet-változást lehet kiküszöbölni, hanem a széleken előforduló feszültséggyűjtő hatású anyaghibákat is eltávolíthatjuk. Ily módon a varrat gyakorlatilag elérheti az alapanyag kifáradási határát. Ha pedig alkalmas hőkezeléssel céltudatosan módosítjuk a belső feszültségeket, ezek hatására az eredetit meghaladó kifáradási határ is elérhető.

Mivel a kifejezett hegesztési hibák (salakzárványok, gyökrepedések) igen nagy szilárdságcsökkenést okoznak, a gondos méretezést az elkészült varrat roncsolásmentes anyagvizsgálatával egészítik ki.

3.4. Gyakorló feladat

3.2. feladat. Két $s = 10$ mm vastag és $l = 100$ mm széles acéllemezt hegesztett tompa varrattal kötünk össze.

Határozza meg a kötés húzószilárdságát, ha a lemezre a megengedett húzófeszültség $80 \frac{N}{mm^2}$, a gyengítési tényező pedig: $\nu = 0,7$!

A varrat „a” mérete 10 mm.

$$\sigma = \frac{F}{A_v} \leq \sigma_{meg} \Rightarrow F = \sigma \cdot A_v$$

$$A_v = a \cdot l_h = a \cdot (l - 2 \cdot a) = 10 \cdot (100 - 2 \cdot 10) = 800 mm^2$$

Húzószilárdság:

$$F_h = F \cdot \nu = \sigma \cdot A_v \cdot \nu = 80 \cdot 800 \cdot 0,7 = 44800 N = 44,8 kN$$

az a húzóerő, amit a varrat még törés nélkül elbír.

Önellenőrzés

1. Válassza ki az alábbi listából azokat az anyagokat, amelyek összekötésére a hegesztést használhatjuk!

Műanyagok

Színesfémek

Magnézium és ötvözetek

Acélok és ötvözetek

2. Jelölje meg az alábbi felsorolásban azokat a területeket, ahol a hegesztést használjuk!

Finommechanikai elemek rögzítése.

Kopásálló felületi réteg kialakítása.

Törött alkatrészek újraegyesítése.

Villamos ipari javítások.

Kopott alkatrészek méretnövelő javítása.

3. Az alábbiakban a hegesztő eljárások három nagy csoportját és néhány hegesztési eljárás nevét olvashatja. Rendelje a hegesztő eljárásokat a megfelelő csoportba!

1) Ömlesztő hegesztő eljárások

2) Ömlesztve sajtoló hegesztő eljárások

3) Sajtoló hegesztések

Ultrahanghegesztés

Lánghegesztés

Ívhegesztés
Ponthegesztés
Plazmahegesztés
Vonalhegesztés
Tompahégesztés
Hideghegesztés
Termithegesztés
Dörzshegesztés
Lézerhegesztés
Ultraszhanghegesztés
Salakhegesztés

4. Válassza ki az alábbi felsorolásból a hegesztett kötések hátrányait!

Hégesztés következtében tetemesen nő az alkatrészek súlya.

Az elkészítése szakképzettséget kíván.

A varratok kialakítása előtt furatokat kell készíteni.

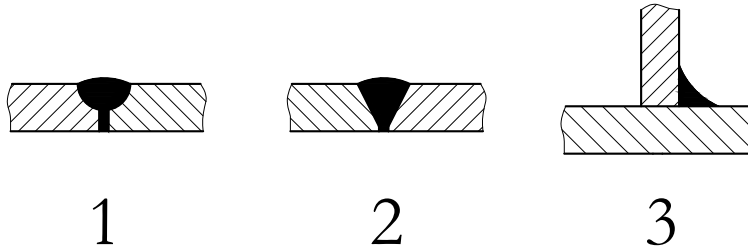
A hegesztési sorrend be nem tartása elhúzóódásokhoz vezet.

A magas hőmérséklet kedvezőtlenül hat a kristályszerkezetre, aminek következtében feszültségek maradnak vissza.

A terhelésátadás vonalszerű, ami kedvezőtlen.

A feszültséggyűjtő helyeken nő a ridegtörés veszélye.

5. Az alábbi ábrákon hegesztési varratokat lát metszetben ábrázolva. Azonosítsa ezeket a varratokat!



Sarokvarrat

Egyoldali tompa U-varrat

Egyoldali tompa V-varrat

6. Az alábbiakban hegesztési varratcsoportok jellemzőit olvashatja. Azonosítsa a jellemzők alapján a varratokat!

A

azonos síkban elhelyezkedő lemezek (alkatrészek) kötéseinek létrehozására alkalmasak. A hegeszthető lemezvastagság 3-20 mm.

A

egymásra merőleges lemezek (alkatrészek) egyesítésére szolgál, akár 80 mm lemezvastagságig.

- 1) Sarokvarrat
- 2) Kötővarrat
- 3) Két oldalról készülő varrat
- 4) Tompavarrat
- 5) Fűzővarrat

7. Az alábbiakban egy, a hegesztéssel kapcsolatos hiányos meghatározást olvashat. Tegye igazgá a meghatározást az alatta levő kifejezések felhasználásával.

A hegesztés azonos, vagy közel azonos összetételű
, illetve
egyesítése hőhatással, fémhozaganyag hozzáadásával vagy anélkül.

Jellemzője és egyben előnye is, hogy az összekötendő elemeket

nem
, az erőátadás nem
, lényeges, kb.
a súlymegtakarítás.

- 1) Furatok
- 2) Vonalszerű
- 3) Fémek
- 4) Nehézfémek
- 5) Erősítik
- 6) Pontszerű
- 7) Gyengítik
- 8) 25-30%
- 9) Műanyagok
- 10) 15-20%
- 11) Ötvözetek

8. Válassza ki az alábbi felsorolásból azokat, amelyek igazak lehetnek egy hegesztett kötés kialakítására!

A hegesztési varratban levő feszültségek nem függnek a varrat vonalvezetésétől, a hegesztési eljárástól és a hegesztő gyakorlottságától;

Igaz

Hamis

a varrat feszültséggyűjtő hatásának csökkentésére sarokvarratok helyett lehetőleg tompavarratot használjunk;

Igaz

Hamis

a hosszú, vékony varratokat előnyben kell részesíteni a rövid, vastag varratokkal szemben;

Igaz

Hamis

több varrat találkozását lehetőleg kerülni kell;

Igaz

Hamis

ha adott helyre homlok- és oldalvarrat egyaránt kialakítható, akkor homlokvarratot készítsünk, mert azonos méretek mellett a szilárdsága sokkal kedvezőbb;

Igaz

Hamis

szilárdsági szempontból az önmagukban záródó varratok a legjobbak;

Igaz

Hamis

lehetőleg olyan helyen alakítsunk ki varratot, ahol az igénybevétele hajlítás vagy nyomás (a nyírást, a csavarást és a húzást ha lehet, kerüljük).

Igaz

Hamis

13. LECKE

Tevékenység:

Olvassa el a jegyzetet a ?? alfejezetig. A tananyag feldolgozása során figyeljen az alábbiakra:

- Fogalmazza meg, mi hozza létre szilárd illesztésű kötés esetén az alkatrészek szilárd kapcsolatát.
- Sorolja fel a szilárd illesztésű kötés előnyeit, hátrányait.
- Fogalmazza meg, hogyan kell előkészíteni a munkadarabokat hideg sajtolásos, illetve hőfokkülönbség alapján történő szereléshez.
- Ismertesse az olajnyomásos szerelés lényegét.
- Tanulja meg a zslugorkötés hőmérsékletét meghatározó összefüggést.
- Tanulja meg a hidegsajtolással készített kötés erőszükségletét meghatározó összefüggést.
- Sorolja fel a szilárd illesztésű kötés méretezési lépéseit.
- Tanulja meg a szükséges palástnyomás meghatározására alkalmas összefüggést.

Követelmény:

A tananyag elsajátítása akkor tekinthető sikeresnek, ha Ön:

- Listából ki tudja választani, hogy szilárd illesztésű kötés esetén mi biztosítja az alkatrészek közötti kapcsolatot.
- Felsorolásból ki tudja választani a szilárd illesztésű kötés előnyeit, hátrányait.
- Listából ki tudja választani a munkadarabok előkészítésének módját hideg sajtolásos és hőfokkülönbség alapján történő szerelés esetén.
- Képletek közül ki tudja választani a zslugorkötés hőmérsékletét meghatározó összefüggést, a hidegsajtolással készített kötés erőszükségletét meghatározó összefüggést, a szükséges palástnyomás meghatározására alkalmas összefüggést.

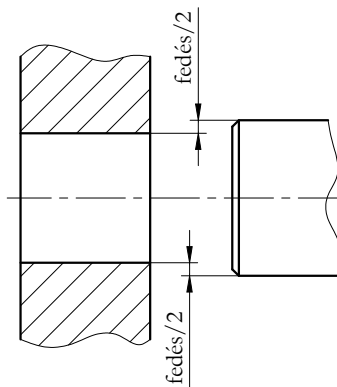
- Listából ki tudja választani a szilárd illesztésű kötés méretezési lépéseit és sorrendjét.

Kulcsszavak: szilárd illesztésű kötés, szerelés hidegsajtolással, szerelés hőfokkülönbség alapján, palástnyomás, legkisebb fedés, legnagyobb fedés, sajtoló erő.

3.5. A szilárd illesztésű kötés

A szilárd illesztéssel összeerősített alkatrészek szoros kapcsolatát a jelentős fedés következtében létrejövő, az illeszkedő felületeken egyenletesen eloszló felületi nyomás biztosítja, amely a relatív elmozdulást gátló súrlódási erőt kelt.

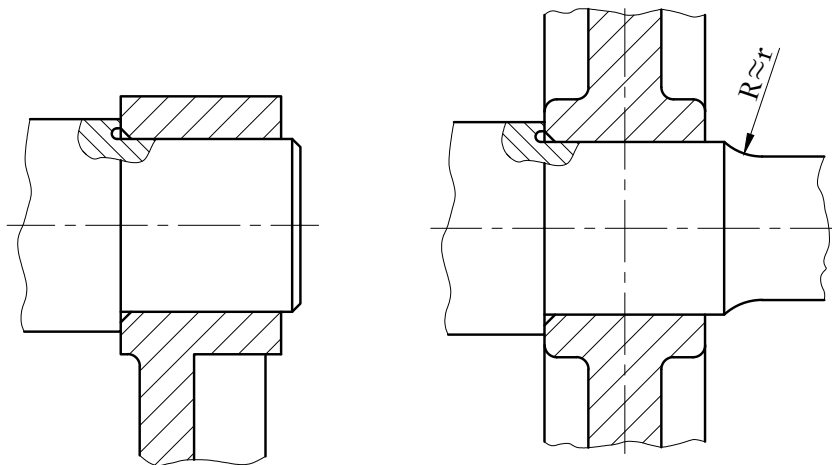
Szilárd illesztésű kötés esetén a tengely átmérője nagyobb, mint a rá szerelendő alkatrész furatának átmérője (3.15. ábra).



3.15. ábra. A tengely és az agy méretkülönbsége zsugorkötés esetén

A 3.16. ábráról szembetűnik a kötés szerkezeti egyszerűsége: nem szükségesek kötőelemek, nem kell hornyot marni sem az agyba, sem a tengelybe. Ugyanakkor a kötés nem okoz elhúzódnást és excentricitást sem. Nem

hagyhatók azonban említés nélkül a megoldás hátrányai: az illeszkedő felületeket nagy méretpontossággal kell készíteni és mivel a kötés jelentős feszültségtorlódást hoz létre, a fáradásos törés megelőzésére igen gondos tengelykialakítás szükséges. Ez a 3.17. ábrán is megfigyelhető, a tengely keresztmetszet-változásainál.



3.16. ábra. Zsugorkötéssel felerősített forgatókar, zsugorkötéssel felerősített tárcsaagy

A szilárd illesztésű kötés szerelhető hőfokkülönbség alapján, hidegsajtolással és olajnyomással.

A hőfokkülönbség alapján történő szerelésnél az agyat felmelegítik, ennek hatására az kitágul, és a furatátmérő nagyobb lesz, mint a tengely átmérője. Szerelés után az agy lehűl, és rászorul a tengelyre. A szereléshez szükséges méretkülönbség a tengely hűtésével is létrehozható, de az is előfordul, hogy az agyat melegítik, a tengelyt pedig hűtik (ebben az esetben az agyat nem kell nagyon magas hőmérsékletűre melegíteni, ami az anyagszerkezeti változások elmaradása miatt kedvező).

A szerelés további megkönnyítésére és a szerelés közbeni hőveszteségek csökkentésére az agyat olyan hőmérsékletre kell hevíteni, illetve a tengelyt olyanra lehűteni, hogy az elempár erőhatás nélkül 0,0004d játékkal egymás-

ba helyezhető legyen.

A szükséges hőmérséklet:

$$d_m = d \cdot (1 + \alpha \cdot \Delta t) = d + f + 0,0004 \cdot d \quad (3.4)$$

„ ε ” átmérőviszonyt bevezetve:

$$\varepsilon = \frac{f}{d} \quad (3.5)$$

$$t = \frac{\varepsilon + 0,0004}{\alpha} + t_0 \quad (3.6)$$

Ahol:

d_m a szereléshez szükséges átmérő mm-ben

f : a legnagyobb fedés mm-ben,

α : a hőtágulási tényező $1/^\circ\text{C}$,

d : a tengelyátmérő mm-ben,

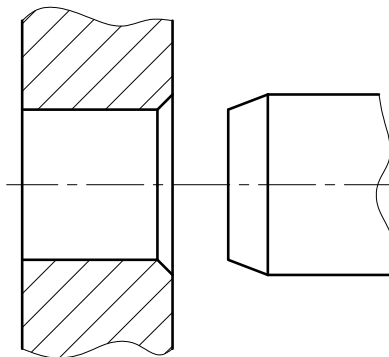
t_0 : a környezeti hőmérséklet $^\circ\text{C}$ -ban.

Szövetszerkezeti változások veszélye nélkül az acélagyat 700°C -ig melegíthetjük. Ilyen nagy hőmérséklet csak kemencében, vagy gázlánggal történő melegítéssel érhető el. 360°C -ig azonban olajfürdő, 100°C -ig pedig előmelegített vaslemez is használható. A színesfémek legfeljebb $200...300^\circ\text{C}$ -ra hevíthetők, de előnyös a nagyobb hőtágulási együttható. Az agy hűtésére szénsavhó vagy folyékony levegő használható. Az előbbivel -75°C , az utóbbival -190°C biztosítható.

Az olajnyomásos szerelést, amikor az agy tágitására az illesztett felületek közé olajat sajtolnak, az SKF dolgozta ki a gördülőcsapágyak szerelésére. A módszer lényege, hogy az illeszkedő felületek közé nagynyomású olajat

juttatnak, amely tágítja az agyat. Az olajat az agyban vagy a tengelyben készített furaton keresztül vezetik be. Egyenletes eloszlását a felület mentén az agyban kialakított barázda biztosítja. A széleken gumigyűrűs tömítés használható. Az olajnyomásos szereléshez az agy és a tengely 1:30-as kúpossággal készül. A szerelőkészülék általában csavarorsós kivitelű.

Hidegsajtolással történő szerelésnél figyelembe kell venni, hogy az élek az ellendarabon hántoló hatásúak, az agyfuratot ezért ki kell sülyeszteni, a tengelyt pedig enyhe, 10-15°-os kúpos végződéssel kell készíteni (3.17. ábra).



3.17. ábra. Alkatrészek előkészítése hidegsajtoláshoz

Sajtoláskor az alkatrészek felületén elkenődés, maradandó alakváltozás figyelhető meg. Ennek következtében az elemek felületi érdessége változik, a gyártáskor létrehozott felületi érdesség mintegy 60%-kal csökken. Ezt a fedés számításakor figyelembe kell venni. A sajtolás sebessége kb. 2 mm/s, az erőszükséglete, pedig közelítőleg az:

$$F = \mu \cdot d \cdot \pi \cdot l \cdot p \quad (3.7)$$

összefüggés alapján számítható, ahol:

d : a tengely átmérője,

l : az agy hossza,

p : az ébredő legnagyobb felületi nyomás,

μ : a súrlódási tényező.

A súrlódási tényező az elempárok anyagától, a felületek megmunkálásától és a kenéstől függ. Nagysága a tényezők függvényében meglehetősen széles határok között (0,5...0,22) változik.

A szilárd illesztésű kötések csavaró nyomaték átvitelére és tengelyirányú erőhatások felvételére alkalmasak. Az alkatrészek egymásba helyezésekor azok alakváltozást szenvednek, amelyek következtében az illeszkedő felületeken ébredő összeszorító erő, nagy erők és nyomatékok átvitelére alkalmas súrlódásos kapcsolatot létesít. Ennek a kötésnek a kialakítása az egyéb megoldásoknál kevesebb anyagot és munkaidőt igényel. A reteszkötéssel összehasonlítva munkaidőben kb. 20%-os megtakarítást jelent. Az előnyöket némileg csökkenti a pontos megmunkálás igénye, így a tűrések szűk határok közötti tartása, valamint az alakpontosság.

3.5.1. A szilárd illesztésű kötés méretezése

A szilárd illesztésű kötés méretezésekor néhány egyszerűsíthető feltételezést kell tennünk:

- a feszültség és a deformáció közötti összefüggés lineáris;
- a belső és külső rész hossza azonos;
- a kapcsolódó alkatrészek felülete tökéletes körhenger;
- a centrifugális erő elhanyagolható.

Ezután, a kötés igénybevételének ismeretében, a szilárdságot biztosító súrlódási erő létrehozásához szükséges palástnyomást és a szükséges szerelési hőmérsékletet kell meghatározni.

A szükséges palástnyomás értéket legegyszerűbben az átvitt teljesítmény és fordulatszám alapján határozhatjuk meg. Felírhatjuk, hogy a „d” átmérőjű és „l” hosszúságú illeszkedő felületek között ébredő súrlódási erő (kerületi erő) nyomatéka egyensúly esetén egyenlő a teljesítményből és fordulatszámából (vagy szögsebességéből) adódó terhelő nyomatékkal, vagyis

$$\frac{P}{\omega} = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n} = \frac{F_k \cdot d}{2} = \frac{\mu \cdot d^2 \cdot \pi \cdot l \cdot p}{2} \quad (3.8)$$

$$p_{szüks} = \frac{P \cdot x}{\pi^2 \cdot n \cdot \mu \cdot d^2 \cdot l} \quad (3.9)$$

A nyomaték biztonságos átviteléhez a névleges csavaró nyomatékot egy dinamikus szorzótényezővel (x) növeljük, amelynek értéke az üzem jellegétől függően (1,2...4).

A $p_{szüks}$ összefüggésen célszerűen egy, gyakorlati szempontból előnyös, átalakítást is eszközölhetünk. Bevezetjük az agyhossz és a csapátmérő l/d arányát.

Ezután, ha a teljesítményt kW-ban, a méreteket mm-ben helyettesítjük, és az állandókat összevonjuk, a következő kifejezést kapjuk:

$$p_{szüks} = 10^6 \cdot \frac{P \cdot x}{\pi^2 \cdot n \cdot \mu \cdot \frac{1}{d} \cdot d^3} \left[\frac{N}{mm^2} \right] \quad (3.10)$$

A csavaró nyomatékkal terhelt szilárd illesztésű kötésekhez ajánlott l/d értékek az anyagminőségtől, a technológiai eljárástól és a járulékos igénybevételtől függően változnak.

Következő lépésként meghatározzuk az illeszkedő felületek közötti legkisebb fedést, amely éppen elegendő a szükséges palástnyomás előidézéséhez. A számítás során figyelembe kell vennünk, hogy hidegsajtolás esetén az

eredeti fedés csökken.

A fedés értékét az elemi szilárdságtani deformációs összefüggések segítségével kapjuk meg. A levezetést mellőzve:

$$f_{min} = KF = 2 \cdot \delta_1 + 2 \cdot \delta_2 \quad (3.11)$$

ahol: δ_1 a tengely palástjának összenyomódása, δ_2 pedig a furat átmérőjének növekedése.

A két illeszkedő alkatrész együttes átmérőváltozása felírható a következőképpen is (ugyancsak mellőzve a levezetést):

$$2 \cdot \delta_1 + 2 \cdot \delta_2 = p \cdot d \cdot (k_1 + k_2) \quad (3.12)$$

Ebben az összefüggésben k_1 a tengelyre vonatkozó relatív összenyomódási tényező, k_2 pedig az agyra vonatkozó relatív megnyúlási tényező:

$$k_1 = \frac{(1 + \nu) \cdot a_1^2 + (1 - \nu)}{E_1 \cdot (1 - a_1^2)} \quad (3.13)$$

$$k_2 = \frac{(1 - \nu) \cdot a_2^2 + (1 + \nu)}{E_2 \cdot (1 - a_2^2)} \quad (3.14)$$

A képletekben ν a Poisson-tényező, amely acélra és más fémekre $\nu = 0,3$, míg öntöttvasra $\nu = 0,25$.

Az E a tengely illetve az agy rugalmassági modulusa, az a_1 és a_2 pedig viszonyszámok:

$$a_1 = \frac{d_0}{d} = \frac{\text{tengely furatátmérő}}{\text{tengelyátmérő}} \quad (3.15)$$

$$a_2 = \frac{d}{D} = \frac{\text{tengelyátmérő}}{\text{agy külső átmérő}} \quad (3.16)$$

Tömör tengely esetén $a_1 = 0$, így a tengely relatív összenyomódási tényezője:

$$k_3 = \frac{1 - \nu}{E_1} \quad (3.17)$$

Amennyiben a két elemet hőmérsékletkülönbséggel szereljük, az alkatrészek tűrését (az illesztést) úgy kell előírni, hogy a KF - legkisebb fedés a számított $f_{\min}$ -al (minimális fedés) legyen egyenlő, azaz a gyártási fedésnek feleljen meg. Ha viszont a két elemet sajtolással szereljük, a felület elkenődése miatt a minimális fedés csak csökkentett mértékben vehető figyelembe. A csökkenést a felületi érdességből egy tapasztalati összefüggéssel számíthatjuk:

$$f_{\text{gyártási}} = f_{\min} + 2 \cdot 0,6 \cdot (R_{1\max} + R_{2\max}) \quad (3.18)$$

ahol $R_{1\max}$ a tengely, $R_{2\max}$ pedig az agy maximális felületi érdessége.

(Adott forgatónyomaték átviteléhez olyan illesztést kell előírni, ahol a KF megfelel a gyártási fedésnek, azaz: $f_{\text{gyártási}} \geq \text{KF}$)

A minimálisan szükséges fedés ismeretében lehetőleg szabványos tűréspárt választunk, amely eleget tesz az adott követelményeknek. A választás helyességének ellenőrzésére kiszámítjuk a tűréspárhoz tartozó legnagyobb fedésnél ébredő feszültséget, amely nem haladhatja meg a használt anyagra megengedett értéket.

A számítás részletezését mellőzve a mértékadó redukált feszültség:

$$\sigma_{redmax} = K_2 \cdot p_{max} \quad (3.19)$$

ahol:

$$K_2 = \frac{1 + a_2^2}{1 - a_2^2} + 1 \quad \text{általános esetben, és} \quad (3.20)$$

$$K_2 = \frac{2}{1 - a_1^2} \quad \text{furatos csap esetén} \quad (3.21)$$

A megengedett feszültségek meghatározásához szükséges biztonsági tényező szokásos értéke a folyáshatárral szemben $n=1,1...1,3$, a szakítószilárdsággal szemben (rideg anyag esetén) pedig $n=2...3$.

Hidegsajtolásnál meg kell még határozunk a besajtoláshoz szükséges erőt, az agy melegen való felhúzása esetén pedig a szükséges hőfokkülönbséget.

3.6. Gyakorló feladat

3.3. feladat. A szilárd illesztésű tengelykötés és a szegecskötések

Egy fogaskerék ($d_w = 160$ mm, $d = 80$ mm, $l = 90$ mm) $P = 40$ kW teljesítményt visz át $n = 6,5$ 1/s fordulatszámon. Számítsa ki a nyomaték átviteléhez szükséges palástnyomást, fedéssel szerelt kötés esetén, ha $\mu = 0,12$!

Megoldás:

Az x a biztonsági tényező legyen 1,5

$$p_{szüks} = \frac{P \cdot x}{\pi^2 \cdot n \cdot \mu \cdot \frac{l}{d} \cdot d_t^3} = \frac{40 \cdot 10^6 \cdot 1,5}{\pi^2 \cdot 6,5 \cdot 0,12 \cdot \frac{90}{80} \cdot 80^3} = 13,5 \frac{N}{mm^2}$$

3.4. feladat. Számítsa ki minimális szükséges fedést, és a gyártási fedést, ha a szilárd illesztésű kötést sajtolással hozzuk létre!

$$k_1 = 0,334 \cdot 10^{-5} \frac{mm^2}{N}$$

$$k_2 = 0,826 \cdot 10^{-5} \frac{mm^2}{N}$$

$$R_1 = 3 \mu m$$

$$R_2 = 4 \mu m$$

$$p_{szüks} = 36 \frac{N}{mm^2}$$

$$d = 80 \text{ mm}$$

Megoldás:

A minimális szükséges fedés:

$$f_{min} = d \cdot p_{szüks} \cdot (k_1 + k_2) = 80 \cdot 36 \cdot (0,334 \cdot 10^{-5} + 0,826 \cdot 10^{-5}) = 0,0334mm = 33,4\mu$$

Mivel az illeszkedő felületek a szerelés során elkenődnek, ezért egy megnövelt gyártási fedést kell alkalmazni:

$$f_{gyárt} = f_{min} + 2 \cdot 0,6 \cdot (R_1 + R_2) = 33,4 + 2 \cdot 0,6 \cdot (3 + 4) = 41,8\mu$$

3.5. feladat. Határozza meg a felsajtoló erőt, valamint a zsugorkötéshez szükséges hőfokkülönbséget, illetve ellenőrizve maximális feszültség szempontjából a kötést, ha:

$$\alpha = 11 \cdot 10^{-6} mm/mm \cdot K$$

$$k_1 = 0,334 \cdot 10^{-5} \quad \frac{mm^2}{N}$$

$$k_2 = 0,826 \cdot 10^{-5} \quad \frac{mm^2}{N}$$

$$l = 90 \text{ mm}$$

$$d = 80 \text{ mm}$$

$$K_2 = 2,67$$

$$\text{a fogaskerék } R_{eH} = 380 \text{ N/mm}^2$$

az illesztés H7/s6 ($\varnothing 80$ H7: +0,030, 0 / $\varnothing 80$ s6: +0,078, +0,059)

Megoldás:

Az illesztésből adódható NF nagy fedés: 0,078 mm.

A szükséges hőfokkülönbség az agy melegen történő felhúzásához:

Az átmérő növekedésnek akkorának kell lennie, hogy a fedés megszűnjön, és meg egy 0,0004 d-s játék is keletkezzen a felhúzzhatóság biztosításához, így az agyfurat átmérője a felmelegítés után:

$$d_m = d \cdot (1 + \alpha \cdot \Delta t) = d + f + 0,0004 \cdot d$$

$\varepsilon = \frac{f}{d}$ bevezetve:

$$\Delta t = \frac{\varepsilon + 0,0004}{\alpha}$$

$$\varepsilon = \frac{f}{d} = \frac{0,078}{80} = 9,75 \cdot 10^{-4}$$

tehát:

$$\Delta t = \frac{9,75 \cdot 10^{-4} + 0,0004}{11 \cdot 10^{-6}} = 125^{\circ}C$$

Az NF nagy fedés miatt fellépő palástnyomás:

$$p_{max} = \frac{f_{max}}{d \cdot (k_1 + k_2)} = \frac{0,078}{80 \cdot (0,334 \cdot 10^{-5} + 0,826 \cdot 10^{-5})} = 84 \frac{N}{mm^2}$$

Így a felsajtoló erő:

$$F = p_{max} \cdot d \cdot l \cdot \pi \cdot \mu = 84 \cdot 80 \cdot 90 \cdot \pi \cdot 0,12 = 227888,64N = 227,9kN$$

A maximális feszültség:

$$\sigma_{redmax} = p_{max} \cdot K_2 = 84 \cdot 2,67 = 224 \frac{N}{mm^2}$$

A megengedett feszültség:

$$\sigma_{meg} = R_{eH} \cdot 0,9 = 380 \cdot 0,9 = 342 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{meg} \geq \sigma_{redmax}$$

tehát megfelelő.

Önellenőrzés

1. Mi hozza létre szilárd illesztésű kötés esetén az alkatrészek közötti kapcsolatot? Jelölje a helyes választ!
A palástnyomás által keltett súrlódási erő.
A hőfokkülönbség.
A sajtoláskor kifejtett erő.
2. Jelölje meg az alábbiak közül azokat az állításokat, amelyek jellemzők a zsugorkötésre!
Excentricitást okoz.
Az illeszkedő felületeket fedéssel kell elkészíteni.
A kötés többször is oldható és összeszerelhető minőségromlás nélkül.
A nagy hőfokkülönbség miatt az alkatrészek elhúzódhatnak.
A feszültségtorlódás miatt a tengelyek kialakítása nagy gondosságot kíván.
Az agyba nem kell hornyot készíteni.
3. A szilárd illesztésű kötés kialakításakor melyik technológia esetén kell a tengelyt enyhe kúposággal leélezni?
A hidegsajtolásos szerelésnél.
A hőfokkülönbség alapján történő szerelésnél.
Mindkét esetben.
4. Válassza ki az alábbi összefüggések közül azokat, amelyek helyesen határozzák meg a zsugorkötés hőmérsékletét, a hidegsajtolással készített kötés erőszükségletét, és a súrlódási erőt létrehozó szükséges

palástnyomást!

A zsugorkötés hőmérsékletét meghatározó összefüggés:

A hidegsajtolással készített kötés erőszükségletét meghatározó összefüggés:

A szükséges palástnyomás meghatározására alkalmas összefüggés:

$$1. t = \frac{\varepsilon + 0,0004}{\alpha} + t_0 + 1$$

$$2. F = \mu \cdot d \cdot \pi^2 \cdot l \cdot p$$

$$3. p_{szüks} = \frac{P \cdot x}{\pi^2 \cdot n \cdot \mu \cdot l \cdot d^2}$$

$$4. t = \frac{\varepsilon + 0,0004}{\alpha} + t_0$$

$$5. p_{szüks} = 10^6 \cdot \frac{P \cdot x}{\pi^2 \cdot n \cdot \mu \cdot \frac{1}{d} \cdot d^3} \left[\frac{N}{m^2} \right]$$

$$6. F = \mu \cdot d \cdot \pi \cdot l \cdot p$$

$$7. p_{szüks} = 10^6 \cdot \frac{P \cdot x}{\pi^2 \cdot n \cdot \mu \cdot \frac{1}{d} \cdot d^3} \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

5. Állítsa helyes sorrendbe a szilárd illesztésű kötés alább felsorolt méretezési lépéseit!

- 1) A szükséges palástnyomás meghatározása.
- 2) A legnagyobb fedéshez tartozó feszültségek meghatározása.
- 3) Szabványos tűréspár választása.
- 4) A besajtoláshoz szükséges erő meghatározása.
- 5) A legkisebb fedés meghatározása.
- 6) A szükséges hőfokkülönbség meghatározása.

Első:

Második:

Harmadik:

Negyedik:

Ötödik:

Hatodik:

6. Egy $d = 50 \text{ mm} +0,086 / +0,070$ méretű és tűrésű acéltengelyre $D = 100 \text{ mm}$ külső átmérőjű és $50 \text{ mm} + 0,025/0$ furatú acélagyat zrugorkötéssel szerelünk össze. A kötés viszonzszáma: $l/d = 0,8$

a) Határozzuk meg a szereléshez szükséges hőmérséklet különbséget! Az agy hőtágulási együtthatója:

$$\alpha = 11 \cdot 10^{-6} \text{ mm/mm}^\circ\text{C}$$

$$\Delta t \simeq \dots\dots^\circ\text{C}$$

b) Határozza meg az agyban keletkező maximális feszültséget!

A tengely összenyomódási tényezője: $k_1 = 3,5 \cdot 10^{-6} \text{ mm}^2/\text{N}$

Az agy megnyúlási tényezője: $k_2 = 9,8 \cdot 10^{-6} \text{ mm}^2/\text{N}$

$$\sigma_{redmax} \simeq \dots\dots \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

14. LECKE

Tevékenység:

Olvassa el a jegyzetet a ?? alfejezetig. A feldolgozás során az alábbiakra ügyeljen:

- Tanulja meg milyen kötés a forrasztás.
- Tanulja meg a forrasztott kötés jellemzői.
- Sorolja fel a forrasztás előnyeit, hátrányait.
- Ismertesse a forrasztás fajtáit és ezek különbségeit.
- Tanulja meg hogyan méretezzük a forrasztott kötések.

Követelmény:

Az anyag elsajátítása akkor tekinthető sikeresnek, ha Ön:

- Listából ki tudja választani az anyaggal záró kötések jellemzőit.
- Listából ki tudja választani a forrasztott kötés jellemzőit, előnyeit, hátrányait.
- Meghatározások közül ki tudja választani a lágy- és keményforrasztás jellemzőit.
- Meghatározások közül ki tudja választani a forrasztott kötések méretezési alapelveit.

Kulcsszavak: forrasztott kötés, forrasztanyag, forraszthatóság, lágyforrasztás, keményforrasztás.

3.7. Forrasztás

A forrasztás anyaggal záró kötés. Fémes vagy nem fémes, de fémmel bevont alkatrészek között ömlesztett adalékfém segítségével hoz létre kapcsolatot. Az adalékfém olvadáspontja alacsonyabb a két összekötendő fém olvadáspontjánál.

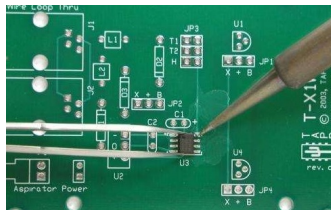
A megolvasztott forrasz az alapanyagot bevonja, felületi ötvözetet alkot vele, a határfelületeken adhéziós, diffúziós folyamat megy végbe, ami lehűlés után adhéziós kötést eredményez.

A fémragasztás a forrasztást sok területről kiszorította, ezért jelentősége csökken, de ahol a jó hővezetés és az elektromos vezetőképesség fokozott követelmény (elektronika, híradástechnika, műszeripar, hűtőberendezés gyártás, stb.), egyedi és tömeggyártás szinten továbbra is használatos.

A szilárdsági terhelhetőség és a tömörzés fokozása érdekében a forrasztott kötést gyakran egyéb kötési módokkal (szegecseles, csavarozás, korcolás, redőzés) szokták kombinálni.

A legtöbb fémes anyag — könnyebben vagy nehezebben — általában forrasztható. A forraszthatóság főként az alkatrészek felületén keletkező oxidrétegtől illetve ennek eltávolítási lehetőségétől függ. A nehézfémek és ötvözeik könnyebben, a könnyűfémek nehezebben forraszthatók. A 12. táblázat néhány anyag forraszthatósági körülményeit tartalmazza.

Forraszanyagként különböző, legtöbbször könnyen olvadó fémötvözeteket használunk. A megfelelő forraszanyag kiválasztásakor a döntő szempont az olvadási hőmérséklet és a szilárdság. Mindenképpen teljesülnie kell annak a feltételnek, hogy a forraszanyag legalább 50°C-kal alacsonyabb olvadáspontú legyen, mint az alapanyag.



3.18. ábra. Forrasztópáka

12. táblázat: Különböző anyagok forrasztási adatai

Alapanyag	Olvadáspont °C	Forrasz		Forraszthatóság	
		lágý	kemény	lágý	kemény
szénacél	1520	ón	sárgaréz, ezüst	közepes	jó
nagy széntartalmú és ötvözött acél	1200..1500	ón, hor- gany, kadmium	ezüst, réz, sárgaréz	jó	nagyon jó
rozsdamentes acél	1400..1600	ón	nagy ezüst- tartalmú ezüstök	közepes	közepes
ónozott acéllemez	1250	ón	sárgaréz, újezüst	jó	jó
rézötvözetek	600..1100	ón	sárgaréz, ezüst	nagyon jó	nagyon jó
nikkelötvözetek	925..1415	ón	újezüst	rossz	nagyon jó
horganyötvözetek	380..450	ólom	-	jó	-
alumíniumötvözetek	660	Al-ón	Al-kemény	rossz	részben jó
keményfém	2800-ig	-	réz, sár- garéz, ezüst	-	jó
volfrám	3370	-	sárgaréz, különleges ezüst	-	rossz

A forrasztás előnyös tulajdonságai:

- az alacsony forrasztási hőmérséklet,
- nem keletkeznek hő okozta feszültségcsúcsok, elhúzóadások, repedések,
- jó a villamos vezetőképesség, jók a tömítési tulajdonságok,
- végül, mivel a forrasztóanyagok rugalmassági modulusa általában kisebb az alapanyagénál, a kötés rugalmasabb.

A forrasztás hátrányos tulajdonságai:

- az aránylag kis terhelhetőség,
- a gondos előkészítés igénye,
- a forrasztóanyagok (ón, réz, ezüst) viszonylagos drágasága.

A forrasztási eljárások a forrasztóanyag és az alkalmazott hőfok alapján két csoportra oszthatók:

1. Lágy forrasztás: a forrasztóanyag ón, cink, ólom ötvözet (olvadáspontja $<300^{\circ}\text{C}$), a létrehozott kötés szilárdsága kicsi:

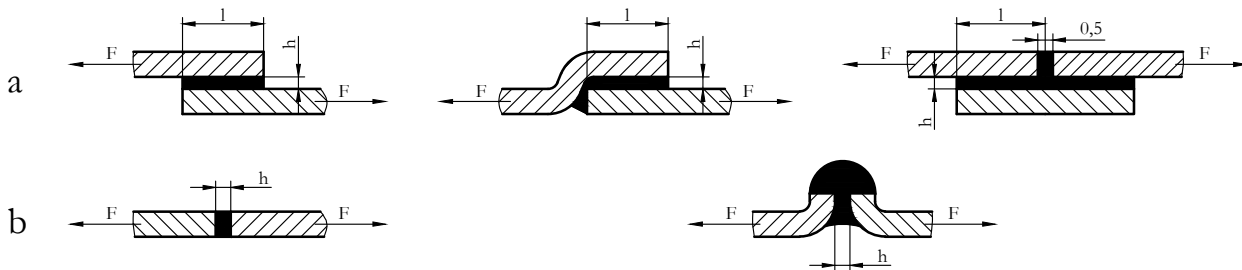
$\tau_B = 20 - 86 \text{ [MPa]}$ ón forrasztásnál,

$\tau_B = 120 \text{ [MPa]}$ ón-kadmium forrasztás esetén.

2. Kemény forrasztás: a forrasztóanyag vörösréz, réz, ezüst, sárgarézt (ömlesztési hőfoka $t > 500^{\circ}\text{C}$); az ilyen kötés már nagyobb szilárdságú:

$\tau_B = 180 - 270 \text{ [MPa]}$ vörösréz forrasztásnál.

A forrasztási varrat alakjától és elhelyezkedésétől függően a legkedvezőbb kötéstípus a nyíró igénybevételnek kitett átlapolt, vagy hevederes kötés (3.19. a) ábra), ahol a párhuzamos felületek résvastagsága $h = 0,05 \dots 0,6$ mm.



3.19. ábra. Átlapolt és hevederes forrasztott kötés

A forrasztás húzó igénybevétel felvételére kevésbé alkalmas, így szilárdságilag a tompa varrat (3.19. b) ábra) a legkedvezőtlenebb megoldás.

Tompá ütköztetéskor a lemezek közötti szokásos hézag 0,5 mm. A felületek közötti hézagot a megömlött forrasztóanyag a kapillaris hatás révén tölti ki. Nem szűkülő résméret esetén a kötészilárdság a nem elég hatásos diffúzió következtében csökken.

Lágy- és keményforrasztásnál egyaránt fontos a felületek gondos tisztítása. Emellett mindkét esetbe folyatószer is használnak egyrészt, hogy a felületeket tisztítsák a szennyezőktől másrészt, hogy a forrasztás helyét megvédjék a forrasztási hőmérsékleten bekövetkező oxidációtól. A folyatószerek kiválasztásánál lényeges szempont, hogy lágy- vagy keményforrasztáshoz kell-e őket alkalmazni. A folyatószerekkel szemben támasztott követelmények közül a legfontosabb, hogy kisebb olvadáspontúak legyenek, mint a forrasztóanyagok. Lágyforrasztáshoz a gyakorlatban legjobban bevált a folyatószer a cink-klorid és ammónium-klorid elegye. Ezek meglehetősen radikális korrozív anyagok, amelyeket a forrasztás után maradéktalanul el kell távolítani. A keményforrasztáshoz általában bóraxot használnak.

3.7.1. A forrasztott kötések szilárdsági méretezése

Egyenletes nyírófeszültség eloszlás feltételezésével az egyszerűsített méretezés alapegyenlete átlapolt kötés esetén:

$$\tau = \frac{F}{b \cdot l} \leq \tau_{meg} = \frac{\tau_B}{n} \quad (3.22)$$

ahol:

- b : a lemez szélessége,
- l : az átlapolás hossza,
- n : a biztonsági tényező (szokásos nagysága 3 ...4).

A kötést az alapanyaggal egyenértékű teherviselésre célszerű méretezni:

$$F = \sigma_{meg} \cdot b \cdot s = \tau_{meg} \cdot b \cdot l \quad (3.23)$$

Ebből a szükséges átlapolási hossz:

$$l = s \cdot \frac{\sigma_{meg}}{\tau_{meg}} \quad (3.24)$$

ahol:

- F : az alapanyag húzó igénybevétele,
- σ_{meg} : az alapanyagra megengedett húzófeszültség,
- τ_{meg} : az alapanyagra megengedett nyírófeszültség,

- $b \cdot l$: az alapanyag F-re merőleges ún. nyírt keresztmetszet nagysága,
- s : lemeztavastagság.

A gyakorlatban átlapolásra $l = (3 \dots 5) s$ érték felvétele terjedt el.

Önellenőrzés

1. Válassza ki az alábbi állítások közül azt, amelyik igaz az anyaggal záró kötésekre!

Az alkatrészek között anyag létesít kapcsolatot.

A kötést az alkatrészek anyagának alakja hozza létre.

A kötést az alkatrészek között fellépő súrlódási erő létesíti.

2. Jelölje meg az alábbi állítások közül azokat, amelyek igazak a forrasztott kötésekre!

Forrasztáskor forraszanyag segítségével hozunk létre kapcsolatot alkatrészek között.

Az adalékfém olvadáspontja egyezik az összekötendő két fém olvadáspontjával.

A határfelületeken diffúziós folyamat megy végbe, ami lehűlés után adhéziós kötést eredményez.

A forrasztott kötéseket a jó hővezetés és az elektromos vezetőképesség miatt főleg a műszeripar és a híradástechnika használja.

A forrasztás nem igényli a felületek tisztítását.

3. Válassza ki az alábbi felsorolásból a forrasztás előnyeit!

Jó villamos vezetőképesség, jó tömítési tulajdonságok.

Alacsony forrasztási hőmérséklet.

Nem kell hozzá külön szerszám.

Rugalmas kötést biztosít.

Olcsó a forraszanyag.

Nem keletkeznek hő okozta feszültségcsúcsok, repedések, elhúzódások.

A forrasztás varratmentes kötést ad.

4. Válassza ki az alábbi felsorolásból a forrasztás hátrányait!

A felületeket gondosan elő kell készíteni.

A kötés csak hevederes lehet.

A szerkezet súlya megnő.

Aránylag kicsi a terhelhetőség.

Sok utómunkát igényel.

Drága a forrasztóanyag.

5. Jelölje meg azokat az állításokat, amelyek igazak a lágyforrasztásra!

A kötés szilárdsága nagy.

A kötés szilárdsága kicsi.

A forrasztóanyag olvadáspontja kisebb, mint 300 °C.

6. Jelölje meg azokat az állításokat, amelyek igazak a keményforrasztásra!

A munkahőmérséklet pákával is elérhető.

A forrasztás hőmérséklete kisebb 450 °C-nál.

A kötés kialakításakor forrasztóanyagként a rezes és az ezüstöt alkalmazzák.

A hőforrás leggyakrabban gázláng.

Az alkalmazott folyósító- és tisztítószer a bórax.

7. Válassza ki az alábbi állítások közül azt vagy azokat, amely(ek) igaz(ak) a forrasztás méretezésére!

A forrasztott kötést az alapanyaggal egyenértékű teherviselésre célszerű méretezni.

A méretezést csak nyírásra végezzük.

A gyakorlatban a forrasztandó lemezek átlapolására $l = (3 \dots 5)$ s érték felvétele terjedt el.

A gyakorlatban a forrasztandó lemezek átlapolására $l = (1 \dots 2)$ s érték felvétele terjedt el.

15. LECKE

Tevékenység:

Olvassa el a jegyzetet a ?? alfejezetig. A szilárdsági méretezés összefüggéseinek elmélyítéséhez oldja meg a fejezet végén található feladatot, majd ellenőrizze megoldása helyességét.

A tananyag feldolgozása során a következőkre figyeljen:

- Tanulja meg mi jellemzi a ragasztott kötéseket.
- Ismertesse hogyan jön létre a ragasztott kötés.
- Adjon választ arra hol használjuk leginkább a ragasztást.
- Sorolja fel a ragasztás előnyeit és hátrányait.
- Jellemezze a leginkább elterjedt ragasztóanyagokat.
- Ismertesse hogyan történik a fémek ragasztása.
- Sorolja fel mik a ragasztott kötések kialakítási szempontjai.
- Tanulja meg a ragasztott kötések méretezési alapelveit.

Követelmény:

A tananyag elsajátítása akkor tekinthető sikeresnek, ha Ön:

- Felsorolásból ki tudja választani a ragasztott kötés jellemzőit.
- Meghatározások közül felismeri, melyik jellemzi a ragasztott kötés kialakulását.
- Felsorolásból ki tudja választani a ragasztás legjellemzőbb felhasználási területeit.
- Listából ki tudja választani a ragasztott kötés előnyeit, hátrányait.
- Felsorolásból ki tudja választani a ragasztóanyagok jellemzőit.
- Felsorolásból ki tudja választani a ragasztott kötések kialakítási szempontjait.

- Méretezési szempontok közül ki tudja jelölni a ragasztott kötésre jellemzőt.

Kulcsszavak: fémragasztás, öregedés, kötésszilárdság, ragasztóanyag, kialakítási szempontok.

3.8. Ragasztás

A ragasztás egyik legkorszerűbb, alapvetően anyagzáró, a felületi érdesség miatt részben alakzáró, roncsolás nélkül nem oldható kötési eljárás. Itt elsősorban a fémragasztással foglalkozunk, de ez a kötési mód egyaránt alkalmas fémes és nem fémes, illetve műanyagok kötéseinek kialakítására. A kötés szintetikus anyaggal, vegyi reakció révén jön létre, az egyes alkatrészek és a ragasztóréteg között adhézió, a réteg belsejében kohézió útján.

A fémragasztás vékony, nagy szilárdságú acél- vagy könnyűfémlemez szerkezetek kötésére a legalkalmasabb. Ezen kívül széles körben alkalmazzák a villamos iparban, a finommechanikában, a repülőgépgyártásban, de mindinkább tért hódít a hagyományos gépiparban is.



3.20. ábra. Szélvédő, járműelemek, karosszéria

A ragasztott kötés számos előnyös tulajdonsággal rendelkezik (3.22.a) ábra). A terhelésátadás sokkal egyenletesebb, mint a szegecselt (3.22.b) ábra) vagy hegesztett (3.22.c) ábra) kötés esetén, elmarad a szegecselés okozta gyengítés és feszültségelmozódás, és a hegesztés során keletkező helyi feszültségkoncentráció. Kifáradási

határa nagy, általában hidegen készíthető, jelentős a súlymegtakarítás, a legkülönbébb anyagok egymáshoz köthetők általa. Jó a villamos szigetelése, a vegyi hatásoknak ellenáll, jól festhető, galvanizálható, eloxálható, varratmentes kötést ad, az illesztési felületek közül a kifolyt ragasztó-anyag letörölhető, zajcsökkentő és lengéscsillapító hatása.



3.21. ábra. Csövek, ragasztás a gyakorlatban

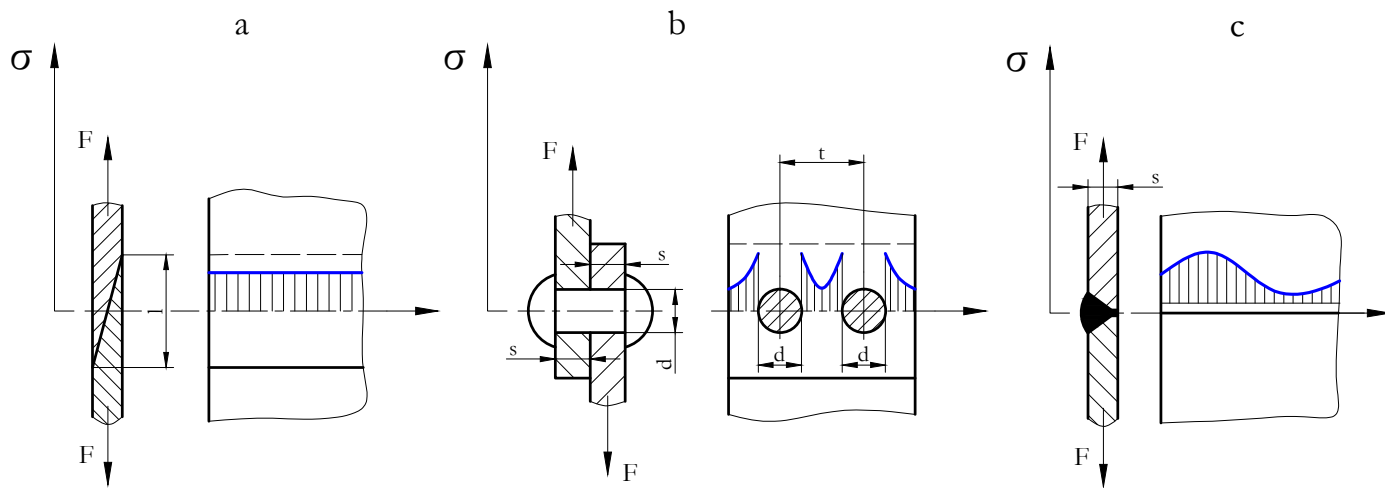
A ragasztás hátrányos tulajdonságai közül megemlíthető, hogy némely ragasztóanyagnak a kötés létrehozásához szükséges nyomás (2 MPa) és hőmérséklet igénye (140—195 °C) magas. A fajlagos terhelhetősége kicsi, ezért aránylag nagy felületekre van szükség. Hőhatásra általában érzékeny (nagyobb hőmérséklet csökkentheti a kötésszilárdságot).

A kötésszilárdság az időjárási viszonyoknak is függvénye, a ragasztás öregedésre hajlamos, jó kötéstulajdonságok csak a technológia pontos betartása esetén várhatók.

A ragasztóanyagok lehetnek állati eredetűek, növényi alapúak és műanyag származékok.

A hőhatással szembeni viselkedés szerint megkülönböztetünk:

- hőre keményedő műanyagragasztókat, amelyek keményedés után nem lágyulnak meg újra,
- és hőre lágyulókat, amelyek hő hatására ismét képlékennyé válnak.

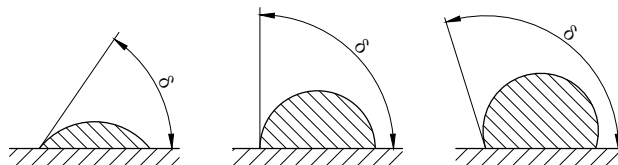


3.22. ábra. Különböző kötésfajták feszültségeloszlása (a: ragasztás; b: szegecselés; c: hegesztés)

Az egykomponensű ragasztók általában hőhatással térhálósíthatók, míg a kétkomponensűeknél a térhálósodási reakció megindítását adalékkal, keményítő anyaggal biztosítják.

A leginkább elterjedt ragasztóanyagok a poliuretán műanyagragasztók, az epoxigyanták, a fenolgyanták és a Loctite összefoglaló néven ismert ragasztók.

A ragasztott kötés szilárdságát leginkább befolyásoló adhézió erőssége a ragasztóanyag nedvesítő hatásával jellemezhető. A felületre cseppentett folyadék nedvesítése annál jobb, minél kisebb a folyadékfelszín érintője és a fémfelület által bezárt δ peremszög értéke (3.23. ábra).



3.23. ábra. Folyadékcseppek nedvesítési tulajdonságai

A kötesszilárdság nagymértékben függ a felület előkészítésétől is. Az érintkezés, illetve tapadóképesség annál jobb, minél inkább sík és sima a felület. Érdes felületeknél az érintkezés az anyag kiemelkedő csúcsain jön létre. Ilyenkor a jobb tapadási viszonyokat a bemélyedések ragasztóanyaggal való kitöltésével lehet létrehozni.

A ragasztáshoz felületi előkészítés szükséges. Mechanikai úton a durva szennyeződéseket kell eltávolítani, majd a ragasztandó felületeket kémiai úton zsírtalanítani kell. Szükség esetén érdesítéssel, durvítással növelhető az aktív felület.

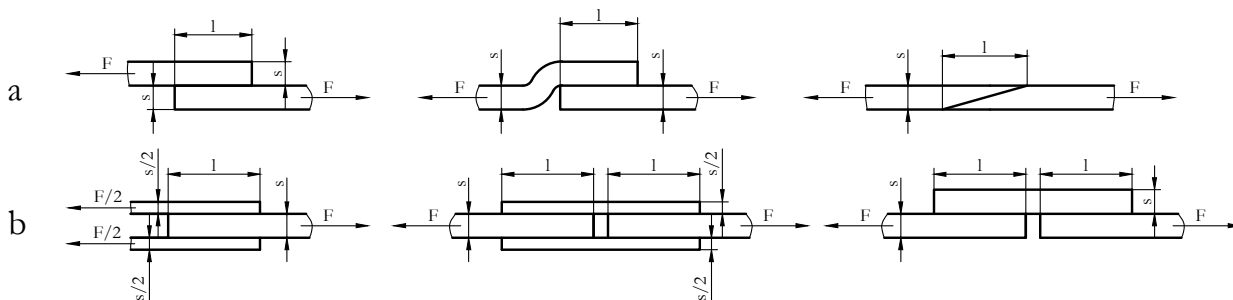
A ragasztóréteg vastagságának növekedése a húzó-nyírószilárdság csökkenéséhez vezet, ezért vékony egyenletes réteg felhordására kell törekedni.

3.8.1. A ragasztott kötések kialakítási szempontjai

A ragasztott kötés szilárdsága csak részben függ a felhasznált ragasztó tulajdonságaitól. Nagymértékben befolyásolja azt a kötés helyes, vagy helytelen szerkezeti kialakítása is. A ragasztás elsősorban nyíró igénybevételnek tehető ki, ezért terhelőerő irányú átlapolt, vagy hevederes kötést célszerű kialakítani (3.24. a) és b) ábra).

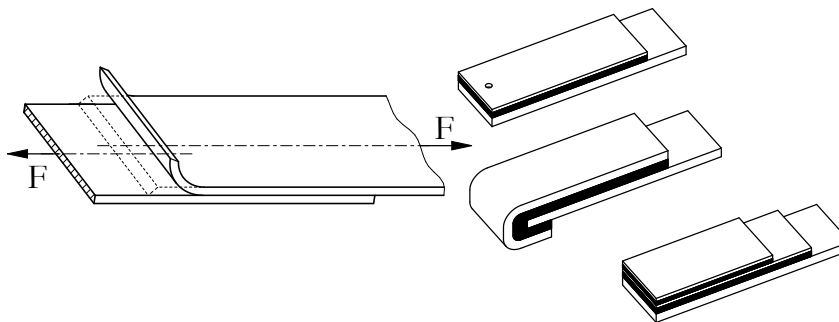
Hajlító igénybevétel hatására a ragasztórétegben, a felületre merőlegesen, járulékos húzófeszültségek ébrednek. Ha ezek elég nagyok, megindul a lefejtődés, a lemezszélek felválása, és csökken a kötés szilárdsága. A lefejtődés veszélyét csavarkötéssel, szegecseléssel, ponthegeztéssel, a lemezsél aláhajtásával, vagy kettős lemezvég kialakítással lehet elhárítani (3.25. ábra).

A ragasztott kötések méretezésénél általában egyszerűsített, közelítő számításokat szokás végezni, mivel a tapadás, az adhézió meghatározására jelenleg még nincs általánosan elfogadott elmélet.



3.24. ábra. Átlapolt (a) és hevederes (b) ragasztott kötések

A méretezés alapja az átlagos feszültség meghatározása. A ragasztott kötéseket kialakításuk szerint nyírásra, húzásra, hajlításra vagy összetett igénybevételre ellenőrizzük.



3.25. ábra. A lefejtődés és az ezt meggátló kötésbiztosítási módok

3.9. Gyakorló feladat

3.6. feladat. Milyen hosszban kell a 100x10 mm keresztmetszetű laposacélt felragasztani, ha a terhelőerő 100 kN, az anyag folyáshatára 500N/mm², a ragasztó kötősszilárdsága 150 N/mm² és a kötést átlapolással kívánjuk létrehozni.

Az átlapolt kötéseket elsősorban nyírásra kell ellenőrizni:

$$\tau_v = \frac{F}{b \cdot l} \leq \tau_{vmeg}$$

ahol:

- „b” a kötés szélessége
- „l” a kötés hossza.

A megengedett nyírófeszültség értéke nyugvó terheléskor a ragasztóréteg τ_B nyírószilárdságából számítható (a biztonsági tényező általában 2 és 3 között van).

Válasszuk a biztonsági tényezőt 2,5-nek, így a kötésre megengedett nyírófeszültség:

$$\tau_{vmeg} = \frac{\tau_B}{n} = \frac{150}{2,5} \frac{N}{mm^2} = 60 \frac{N}{mm^2}$$

Az alapösszefüggésből:

$$l = \frac{F}{b \cdot \tau_{vmeg}} = \frac{10^5}{100 \cdot 60} mm = 16,66 mm$$

hosszon kell legalább a ragasztást elvégezni!

Önellenőrzés

1. Válasza ki az alábbi felsorolásból azokat a jellemzőket, amelyek igazak a ragasztott kötésekre!

A ragasztás elavult kötési eljárás.

A ragasztás roncsolással oldható, anyagzáró kötést hoz létre.

A ragasztás korszerű kötési eljárás, amely alkalmas fémes, nemfémes és műanyagok kötéseinek kialakítására is.

A ragasztást csak erre kiképzett szakember végezheti.

Csak azonos vagy hasonló összetételű anyagok összekötésére alkalmas.

2. Válassza ki az alábbi meghatározások közül azt, amelyik a ragasztott kötések kialakulását jellemzi!

A ragasztás fizikai kapcsolatot eredményez az összekötendő elemek között, azok helyi felmelegítése útján.

A ragasztott kötés vegyi úton jön létre, az alkatrészek között adhézió, a ragasztóréteg belsejében pedig kohézió útján.

3. Válassza ki az alábbi listából a ragasztás előnyeit!

A legkülönbélebb anyagok is összeköthetők ragasztással.

Egyenletes a terhelésátadás, nincs feszültségkoncentráció.

Alkalmas kopásálló réteg felrakására is.

Jó villamos szigetelő, ellenáll a vegyi hatásoknak, festhető, zajcsökkentő és lengéscsillapító hatású.

Nagy a fajlagos terhelhetősége.

4. Jelölje be az alábbi felsorolásban a ragasztás legjellemzőbb felhasználási területeit!

Acél- és könnyűfém lemezek kötése.

Könnyűipar.

Villamos ipar.

Finommechanika.

Szerszámgépgyártás.

Repülőgépgyártás.

Hidraulika.

Gépipar.

5. Az alábbi állítások közül jelölje be azt, amelyik igaz a ragasztott kötésekre!

A ragasztott kötések hátrányos tulajdonsága, hogy kifáradási határjuk alacsony, csak melegen készíthetők és kicsi a fajlagos terhelhetőségük.

A ragasztott kötések hátrányos tulajdonsága, hogy kicsi a terhelhetősége, hőhatásra érzékeny, kötésszilárdságát az időjárási viszonyok is befolyásolják, öregedésre hajlamos.

6. Jelölje be az alábbi felsorolásban a ragasztóanyagok jellemzőit!

Hő hatására keményednek.

Lehetnek állati eredetűek, növényi alapúak, vagy műanyag származékok.

Hővel szembeni viselkedésük alapján lehetnek: hőre lágyulók, vagy hőre keményedők.

A ragasztóanyagok csak hidegen használhatók.

7. Igaz-e az alábbi megállapítás? Jelölje a helyes választ!

A ragasztott kötések kialakításuk szerint nyírásra, húzásra, hajlításra vagy összetett igénybevételre ellenőrizzük.

Igaz Nem igaz

8. Válassza ki az alábbi listából a ragasztott kötések kialakítására igaz meghatározásokat!

A ragasztott kötések alkalmazásánál kerülni kell a hajlító igénybevételt, mivel ez a lemezszélek felválásához vezethet.

Az igénybevétel nem befolyásolja a ragasztott kötés szilárdságát.

A kötés szilárdsága csak a ragasztóanyagtól függ.

A kötés helyes szerkezeti kialakítása azt jelenti, hogy a ragasztott szerkezet nyíró igénybevételnek van kitéve.

A ragasztott kötések kialakítása célszerűen terhelőerő irányú átlapolt vagy hevederes kötés.

16. LECKE

Önellenőrzés

1. Jelölje meg az alábbiak közül azokat a meghatározásokat, amelyek a szilárd illesztésű kötésre jellemzők!

Nem okoz excentricitást.

Az illeszkedő felületeket nagy méretpontossággal, fedéssel kell készíteni.

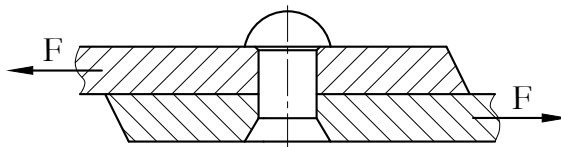
A tengelyek kialakítása egyszerűen és olcsón elvégezhető.

Mindkét alkatrészt fel kell melegíteni kb. 300 °C-ig.

Oldás és újbóli összeszerelés után a kötés minősége nem éri el az eredeti kötés minőségét.

Az agyba hornyot kell készíteni.

2. Tanulmányozza az alábbi ábrát, majd válaszoljon a feltett kérdésekre!



Milyen szegecskötést ábrázol a fenti kép?

Átlapolt kötést.

Hevederes kötést.

Hány nyírt keresztmetszete van a szegecsszárnak?

A szegecszár nyírt keresztmetszeteinek száma:

3. Jelölje meg az alábbiak közül azokat az állításokat, amelyek a lágyforrasztásra igazak!

A forrasztás 450 °C-nál magasabb hőmérsékleten történik.

A munkahőmérséklet pákával is elérhető.

Forrasztanyagként többnyire ón és ólom ötvözeete használatos.

4. Jelölje meg az alábbi állítások közül azokat, amelyek igazak a ragasztott kötésekre!

A ragasztott kötésnél a terhelésátadás sokkal egyenletesebb, mint a szegecselt vagy hegesztett kötés esetén.

Ragasztással csak meghatározott anyagok között lehet kötést létrehozni.

A ragasztott kötés rossz villamos szigetelő.

A ragasztott kötés jó villamos szigetelő és a vegyi hatásoknak is ellenáll.

A ragasztott kötés hátránya, hogy fajlagos terhelhetősége kicsi, és hőhatásra érzékeny.

5. Válassza ki az alábbiak közül a sajtoló hegesztés jellemzőit!

A felületek hozanyag nélkül hegednek össze.

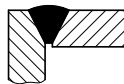
Tömeggyártásban alkalmazott egyik változata a villamos pont- és vonalhegesztés.

Tömeggyártásban alkalmazott egyik változata a villamos pont- és vonalhegesztés.

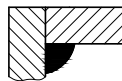
A kötés kialakításához legtöbbször adalékanyagot is használnak.

Az összekötendő felületek felhevítéséhez szükséges hőmennyiséget elektromos áram, ultrahang vagy súrlódás útján nyerik.

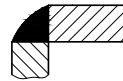
6. Az alábbi ábrán a sarokkötések különböző fajtáit láthatja. Melyikre igaz a következő megállapítás?



1



2



3

A drága, a pontos illesztés beállítása nehézkes, ezért a kötés megbízhatósága és teherbírása kisebb.

1) Vályús helyzetű V varratos kötés.

2) Belső sarokvarratos kötés.

3) Külső sarokvarratos kötés.

7. Tegye igazgá az alábbi állítást!

Az egymásra merőlegesen elhelyezkedő lemezeket
míg az egy síkban levőket
tudjuk egymáshoz rögzíteni.

1) tompavarrattal

2) sarokvarrattal

IV. MODUL

Tengelyek

17. LECKE

4. Tengelyek

Tevékenység:

Olvassa el a jegyzetet a ?? alfejezetig. A feldolgozás során a következőkre figyeljen:

- Sorolja fel a tengelyek csoportosítási lehetőségeit.
- Jellemezze az egyes csoportokba tartozó tengelyeket.
- Ismertesse a tengelyanyagokat.
- Tengelyt ábrázoló rajzon ismerje fel annak jellemző részeit.
- Az egyes tengelyrészekhez párosítsa azok feladatát.
- Ismerje fel a tengelyek tipikus részleteit.

Követelmény:

A tananyag elsajátítása akkor tekinthető sikeresnek, ha Ön:

- Listából ki tudja választani a tengelyek csoportosítási szempontjait.
- Felsorolásból ki tudja választani az egyes csoportokba tartozó tengelyeket.
- Ábra alapján felismeri a különböző kialakítású tengelyeket.
- Felsorolásból ki tudja választani a tengelyanyagokat.
- Listából ki tudja választani a tengelyek fő részeit.
- Tengely ábrája alapján az egyes részekhez hozzá tudja rendelni azok megnevezését.
- Tengely adott részéhez hozzá tudja rendelni annak feladatát.
- Ábra alapján felismeri a tengelyek tipikus részleteit.

Kulcsszavak: álló tengely, forgó tengely, egyenes tengely, alakos tengely, tömör tengely, üreges tengely, merev, csuklós és hajlékony tengely, végcsap, nyakcsap, közvetítő rész, központfurat, beszúrás, tengelyváll, horony.

A tengely egyike azoknak a gépészeti elemeknek, amelyet szinte minden mozgó berendezésben megtalálunk.

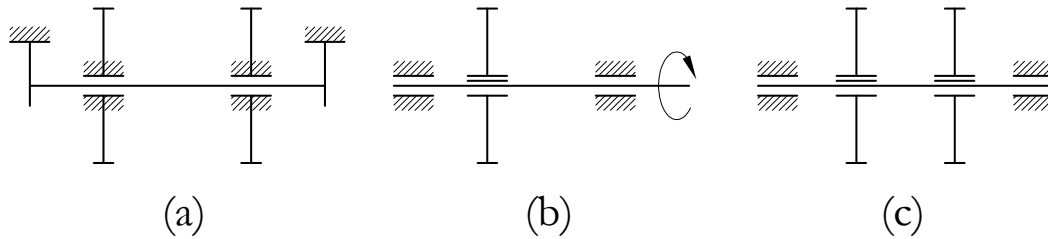
A tengelyek forgó mozgást végző gépelemeket hordoznak és/vagy részt vesznek a forgatónyomaték átvitelében. Kialakításuk igen sokféle lehet, de vannak olyan részleteik, amelyek a legtöbb tengelyen megtalálhatók. Ezeket szabványosították, így pontos formájuk, ill. méreteik szabványokból vagy tervezési segédletekből meghatározható.

4.1. A tengelyek osztályozása

A tengelyeket több szempont szerint is csoportosíthatjuk:

1. Üzemük szerint:

- a) A tengely áll, a rászserelt gépelemek végzik a forgó mozgást. A tengely és a rászserelt gépelemek közötti kapcsolat laza (4.1.a) ábra): gépkocsi.
- b) A tengely forog és vele együtt forog a rászserelt alkatrész is. Kapcsolatuk szoros, a tengely nyomatékot visz át. Ez az eset a leggyakoribb a gépészeti gyakorlatban (4.1.b) ábra): belső égésű motorok főtengelye, szerszámgépek hajtóműtengelye.
- c) A tengely forog, de nyomatékot nem visz át. Ilyenkor a tengely és a rászserelt forgó gépelem szintén szoros kapcsolatban van (4.1.c) ábra): vasúti kocsik tengelye.



4.1. ábra. Tengelyek osztályozása

2. Igénybevételük szerint

- a) Hajlításra igénybe vett,
- b) Csavarásra igénybe vett,
- a) Hajlításra és csavarásra együttesen igénybe vett.

3. Alakjuk szerint

- a) Egyenes középvonalú (4.2. ábra),
- b) Alakos tengelyek – nem egyenes középvonalú tengelyek (4.2. ábra).



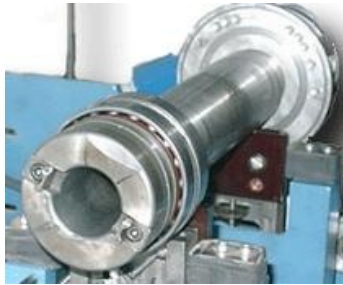
4.2. ábra. Egyenes középvonalú tengelyek, forgattyús tengely

4. Keresztmetszetük szerint

- a) Tömör (4.3. ábra),
- b) Üreges tengelyek (4.4. ábra).



4.3. ábra. Tömör tengely (*Internet cím*)



4.4. ábra. Csőtengely *(Internet cím)*

5. Működésük szerint

- a) Merev tengelyek, melyek működés közben sem hossz, sem keresztirányban nem térhetnek el (4.8. ábra),
- b) Csuklós tengelyek, melyek kapcsolatot létesítenek két, nem egy egyenesbe eső tengely között (4.5. ábra),
- a) Hajlékony vagy flexibilis tengelyek, melyek működés közben hajlíthatók.



4.5. ábra. Csuklós tengely

A hajlékony tengelyek főleg olyan szerkezetek összekötésére használatosak, melyek viszonylagos helyzete nem állandó (kisebb kéziszerszámok, műszerek hajtására). A hajlékony tengely lényegében acélhuzaból készült többretegű sodrat, rétegenként ellentétes sodrásiránnyal. Ezt a sodratot többretegű hajlékony védőtömlőben helyezik el, ami megakadályozza a szennyeződések bejutását és lehetővé teszi a tengely és a külső burkolat közötti rész kenőzsírral való feltöltését.

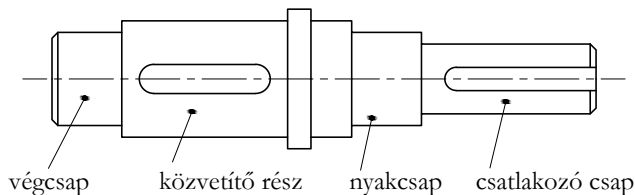
Mivel a tengely sodratait alkotó huzalok csak húzó igénybevétel felvételére alkalmasak és csak a legkülső réteg terhelhető számottevően, a hajlékony tengely csak meghatározott forgásértelenben használható.

4.2. A tengelyek kialakítása

Az egyszerűbb tengelyeket végig egyforma átmérőjűre készítik, csak a végein a csapágyak felfekvésére munkálják kisebb átmérőre.

Általában azonban a gépek tengelyei a különböző rájuk szerelt és velük kapcsolódó alkatrészek miatt lépcsős, változó keresztmetszetűek.

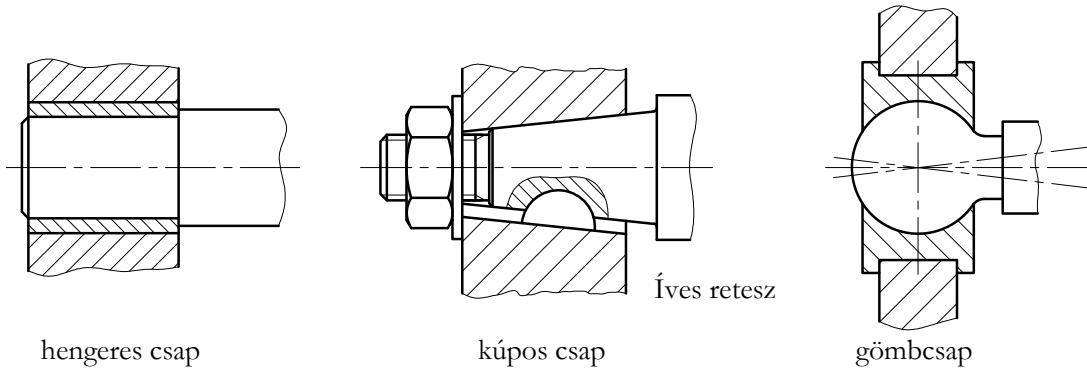
A 4.6. ábrán egy tengely kialakítását mutatjuk be, megnevezve a tengely fő részeit. Így a tengely végén elhelyezkedő csapágyban fekvő rész az ún. végcsap. A tengely közbenső részén szerelt csapágyba a nyakcsap fekszik bele. A hajtáshoz kapcsolódó vége a csatlakozó csap, míg a két vagy több csapágy közötti rész a közvetítő szakasz. (Erre a részre rögzítik pl. a fogaskereket, csigakereket, tárcsát.)



4.6. ábra. A tengely fő részei

Az álló tengelyek keresztmetszete csak a forgó alkatrész helyén kell, hogy kör keresztmetszetű legyen, különben tetszőleges kialakítású.

A tengelycsapok alakja lehet hengeres, kúpos vagy gömb, mint az a 4.7. ábrán látható.

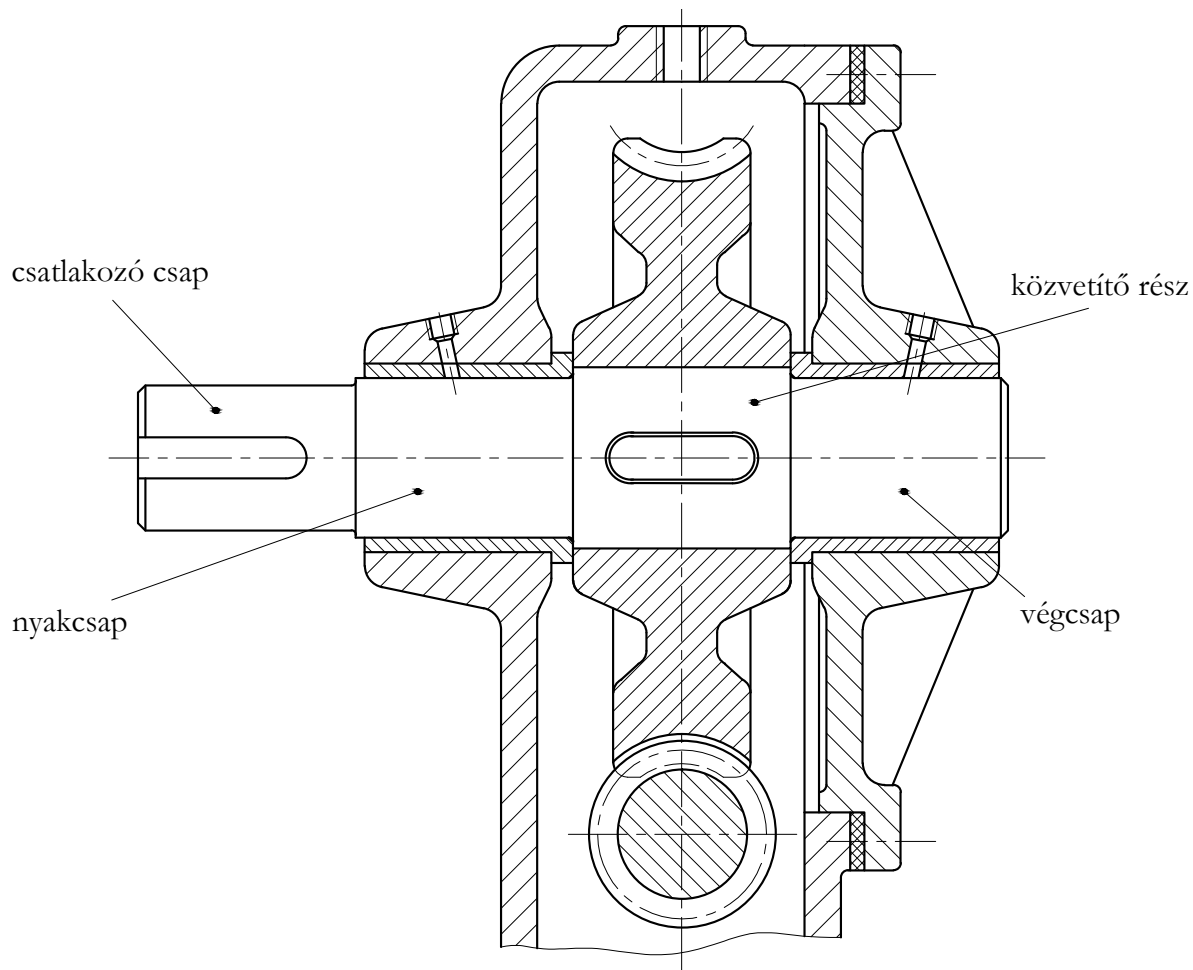


4.7. ábra. *Tengelycsapok*

A csapokat a súrlódás csökkentése céljából általában köszörülük ($Ra = 0,8 \dots 1,6 \mu m$), felületüket pedig edzik, hogy kopásállók legyenek.

A tengelycsapok átmérője nem lehet tetszőleges, gyártástechnológiai és mérés technikai okokból csak a szabványban előírt átmérők alkalmazhatók.

A 4.8. ábrán egy szerelt tengely látható. A közvetítő részen ábrázoltuk a reteszt is, amivel a csigakereket erősítették a tengelyre.

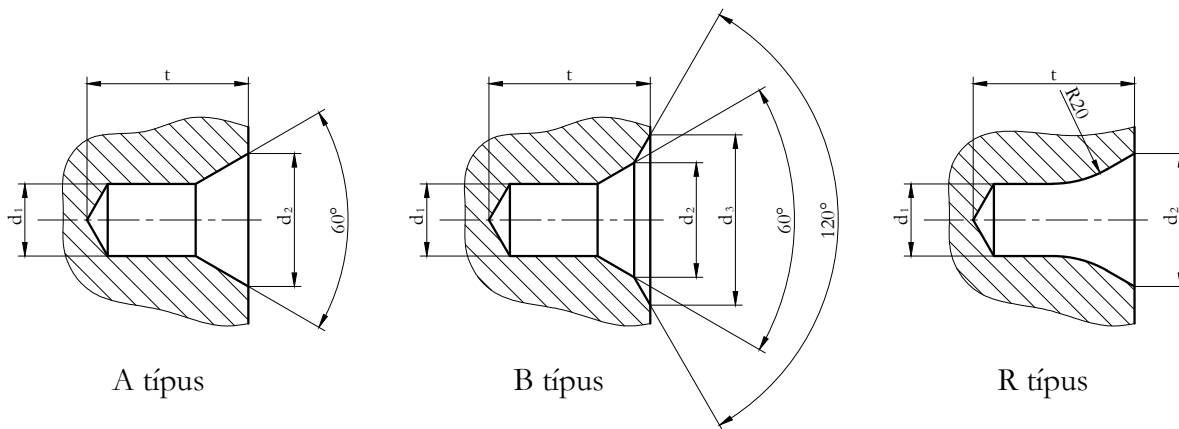


4.8. ábra. Szerelt tengely

4.2.1. A tengelyek tipikus részletei

A gyártás során a tengelyek megtámasztásához és befogási (tájolási) bázisfelületként központfuratokat alkalmaznak.

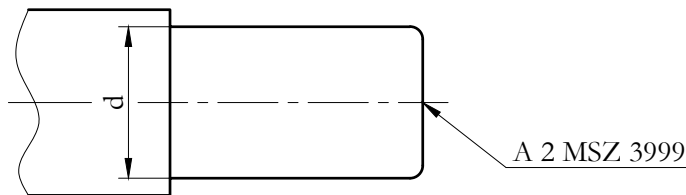
A központfuratoknak három szabványos típusa van (4.9. ábra):



4.9. ábra. Központfuratok

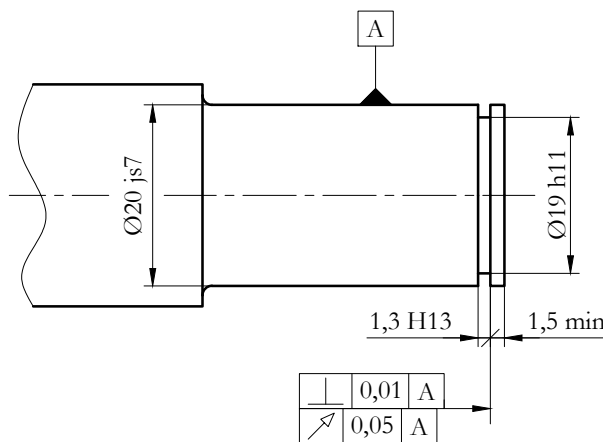
A rajzon ezeket többnyire nem szükséges valóságként kirajzolni, hanem egyszerűsített méretmegadással jelölhetők.

Pl. egy „A” típusú, $d_1 = 2$ mm méretű központfurat jelölése a következő:



4.10. ábra. Központfurat jelölése

Gyakran alkalmazott rögzítőelem tengelyeken a rögzítőgyűrű, melynek elhelyezéséhez (a már korábban ismertetett módon) szabványos méretű beszúrást kell készíteni (4.11. ábra).



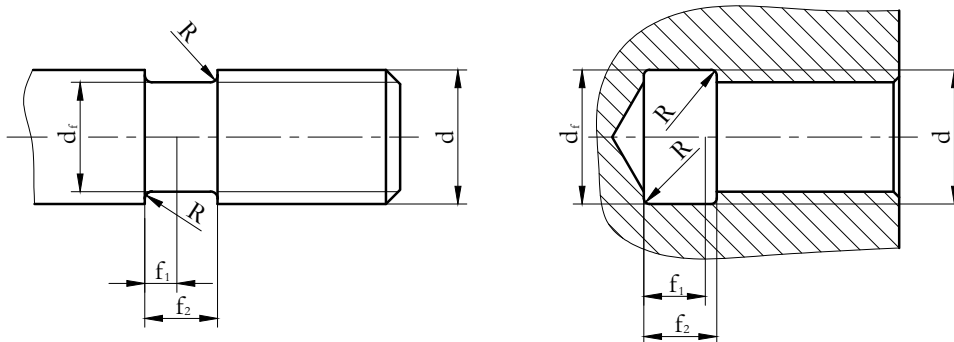
4.11. ábra. Beszúrás külső rögzítőgyűrűhöz

A forgatónyomatékokat átvivő elemeket többnyire ék- vagy reteszkötéssel rögzítik a tengelyeken. Az ehhez szükséges hornyokat ujj- vagy tárcsamaróval készítik. A hornyok méretei és tűrései a tengelyátmérő függvényében

szabványból vagy műszaki táblázatokból határozhatók meg.

A tengelyek tipikus részletei a szerszámkifutások számára készített hornyok és beszúrások is. Ezek pontos alakja kinagyított részlet készítésével mutatható meg. Elkerülhető a részletes ábrázolás és méretmegadás a szerszámkifutás szabványára történő hivatkozással.

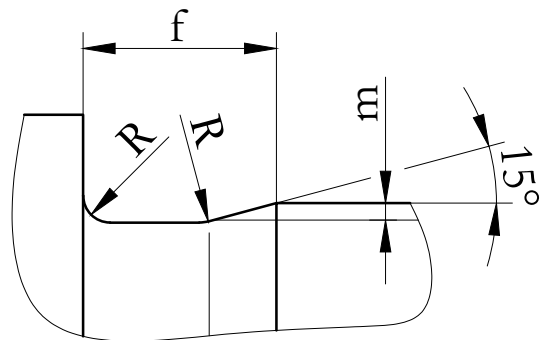
Pl.: a menet mögötti horony pontos alakját és méreteit az MSZ 224 tartalmazza (4.12. ábra):



4.12. ábra. Szerszámkifutások

A tengelyvállaknál alkalmazható lekerekítések, beszúrások és éltompítások kialakítására az MSZ 14452 szabvány ad részletes eligazítást.

A szabad és a támasztó tengelyvállaknál gyakori az ún. „L” alakú beszúrás (4.13. ábra):



4.13. ábra. „L” alakú beszúrás tengelyen

4.3. A tengelyek anyagai

A tengelyek gyártásához rendszerint acélt, kivételes esetben, pl. bonyolult alakú tengelyekhez, nagy szilárdságú gömbgrafitos öntöttvasat is használnak. A szerkezeti acélokon kívül leggyakrabban valamilyen nemesíthető, vagy ha a nagy kopásállóság követelmény, betétben edzhető acélokat alkalmaznak.

A szerkezeti acélok közül leginkább az S 275 JR, S 275 J0 és az E 295 minőséget használják.

A nemesíthető acélok felületének kopásállóságát felületi edzéssel (lángedzéssel vagy indukciós edzéssel) lehet növelni.

A betétben edzhető acélok közül elsősorban a C10 és C15 jelű, fokozott minőségi követelmények esetén pedig különböző krómmolibdén és krómmangán acélok használhatók.

A tengelycsapok felületének keménysége, a hőkezelési eljárásokon kívül, nitridálással, keménykrómozással, felrakó hegesztéssel és fémszórással is jelentősen növelhető.

Önellenőrzés

1. Válassza ki az alábbi szempontok közül azokat, amelyek alkalmasak a tengelyek csoportosítására!

forgásirány,
üzemi állapot,
szín,
működés,
keresztmetszet,
igénybevétel,
méret,
anyagminőség,
alak.

2. Mely csoport szempontjából fontosak az alábbi jellemzők? Válassza ki a felsorolásból!

A tengely és a hozzá kapcsolt alkatrész viszonya, mozgásuk.

működés
üzemi állapot
igénybevétel

3. Mely tengelyekre jellemző, hogy nyomatékot visznek át? Jelölje be!

az álló tengelyekre
a forgó tengelyekre

az álló és forgó tengelyekre egyaránt

4. Működésük alapján milyen tengelyeket ismer? Válassza ki az alábbi felsorolásból!

álló tengelyek

forgó és egyben nyomatékot átvivő tengelyek

merev tengelyek

csuklós tengelyek

forgó, de nyomatékot nem közvetítő tengelyek

hajlékony tengelyek

5. Párosítsa az alábbi tengely megnevezéseket azok ábrájával!

forgattyús tengely

lépcsős tengely

kardántengely

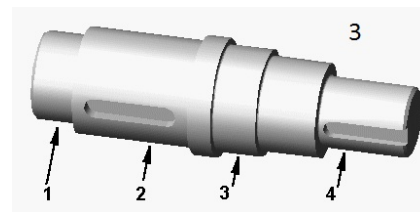
1



2



3



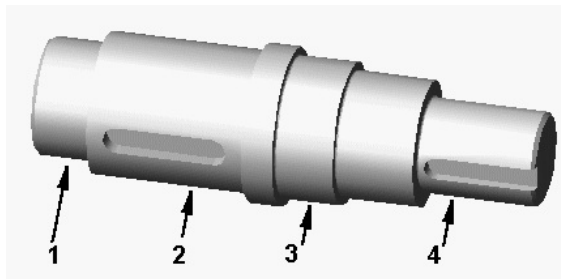
6. Jelölje be az alábbi anyagok közül azokat, amelyekből tengelyeket is készítenek!

ötvözött szerszámacél

ötvözetlen szerszámacél

ötvöztött szerkezeti acél
 ötvöztelen szerkezeti acél
 műanyag
 öntöttvas

7. A képen látható tengely egyes részeit számok jelölik. Írja be ezeket a számokat a megfelelő helyre!



Az ábrán a nyakcsapot a(z) számú nyíl jelzi.

A közvetítő részre a(z) számú nyíl mutat.

A csatlakozó csapot a(z) számú nyíl jelöli.

A végcsapot a(z) számú nyíl jelzi.

8. Mi a tengely csatlakozó csapjának feladata? Jelölje a helyes választ!

A tengely megtámasztását szolgálja.

Ezen keresztül kapja a tengely a hajtást.

Ehhez kapcsolódik az az alkatrész, amelyen keresztül a tengely átviszi a hajtást.

9. Jelölje meg az alábbi állítások közül azokat, amelyek a hajlékony tengelyekre igazak!

A hajlékony tengely acélszalagból készül.

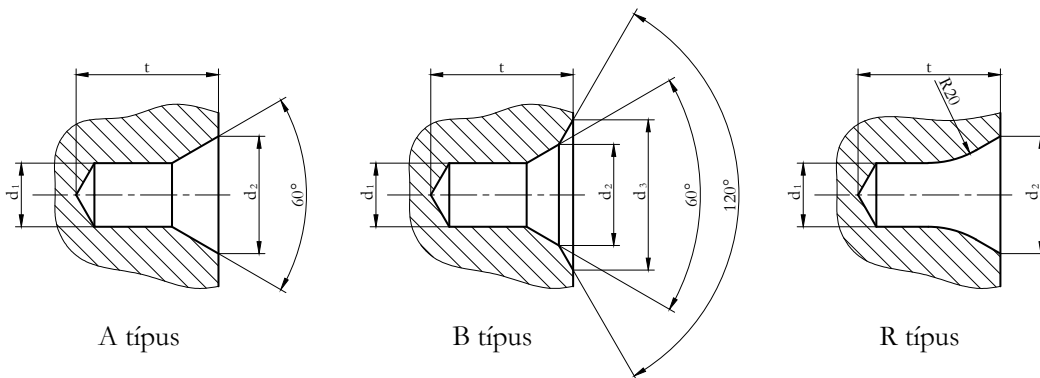
A sodratok sodrásiránya rétegenként ellentétes.

A hajlékony tengelyek teljesítményt nem visznek át.

Forgásirányuk tetszőleges lehet.

A hajlékony tengelyek általában hordozó tengelyek.

10. Mely tengelyrész különböző kialakításait szemlélteti az alábbi ábra? Jelölje a helyes választ!



tengelyvégződés

rögzítőgyűrű helye

központfurat

18. LECKE

Tevékenység:

Olvassa el a jegyzetet a ?? alfejezetig! A tanulás során ügyeljen az alábbiakra:

- Milyen ismeretek szükségesek adott tengely méretezéséhez.
- Fogalmazza meg a gyakorlatban használatos tengely méretezési módszer lényegét.
- Tanulja meg a gyakorlati összefüggéseket a megengedhető feszültségekre.
- Tanulja meg a statikus nyomó és húzó feszültség meghatározására alkalmas összefüggést!
- Tanulja meg a statikus nyíró igénybevétel esetén ébredő feszültség meghatározására alkalmas összefüggést.
- Tanulja meg a statikus hajlító igénybevétel következtében fellépő hajlító feszültség meghatározására alkalmas összefüggést.
- Tanulja meg a hajlításból eredő feszültség meghatározásához szükséges keresztmetszeti tényezők kiszámítását tömör rúd és cső esetére.
- Tanulja meg az eredő hajlítónyomaték meghatározásra alkalmas összefüggést, többirányú hajlító igénybevétel esetén.
- Tanulja meg a statikus csavaró igénybevétel következtében fellépő csavaró feszültség meghatározására alkalmas összefüggést.
- Tanulja meg a csavarásból eredő feszültség meghatározásához szükséges poláris keresztmetszeti tényezők kiszámítását tömör rúd és cső esetére.
- Tanulja meg az egyidejű hajlítással és csavarással terhelt tengelyek méretezéséhez szükséges redukált feszültség meghatározására alkalmas összefüggéseket.
- Sorolja fel a tengelyméretezés lépéseit.
- Értelmezze a méretezendő keresztmetszet fogalmát tengelynél.

Követelmény:

A tananyag elsajátítása akkor tekinthető sikeresnek, ha Ön:

- Felsorolásból ki tudja választani a tengelyek méretezéséhez szükséges információkat.
- Leírások közül ki tudja választani a gyakorlatban használatos méretezési módszert.
- Összefüggések közül ki tudja választani a megengedett feszültségek meghatározására alkalmas gyakorlati kifejezéseket.
- Összefüggések közül ki tudja választani a statikus nyomó vagy húzó feszültség meghatározására alkalmasat.
- Összefüggések közül ki tudja választani a statikus nyíró feszültség meghatározására alkalmasat.
- Összefüggések közül ki tudja választani a statikus hajlító feszültség meghatározására alkalmasat.
- Összefüggések közül ki tudja választani a keresztmetszeti tényező képletét tömör rúd esetére.
- Összefüggések közül ki tudja választani a keresztmetszeti tényező képletét csőtengely esetére.
- Összefüggések közül ki tudja választani az eredő hajlító nyomaték meghatározására alkalmas kifejezést.
- Összefüggések közül ki tudja választani a statikus csavaró feszültség meghatározására alkalmasat.
- Összefüggések közül ki tudja választani a poláris keresztmetszeti tényező képletét tömör tengely esetére.
- Összefüggések közül ki tudja választani a poláris keresztmetszeti tényező képletét csőtengely esetére.
- Összefüggések közül ki tudja választani a redukált feszültség képletét H-M-H és Mohr szerint.
- Felsorolásból ki tudja választani a tengelyméretezés ill. ellenőrzés lépéseit.

Kulcsszavak: statikus igénybevétel, ismétlődő igénybevétel, redukált feszültség, méretezendő keresztmetszet.

4.4. A tengelyek méretezése

A tengelyekben a külső igénybevétel hatására feszültségek keletkeznek és alakváltozások jönnek létre. Előbbiek törést, utóbbiak a csatlakozó alkatrészekkel való kapcsolat hibáját okozhatják. Emellett, mivel a tengely és a vele kapcsolódó alkatrészek lengő rendszert alkotnak, üzem közben káros rezgések is keletkezhetnek. Ezért általában a feszültségek és a deformáció alapján is szokás méretezni, a lengések szempontjából pedig ellenőrizni.

A tengelyek igénybevétele, a többnyire nem számottevő húzás vagy nyomás mellett, nyírás, statikus vagy változó hajlítás, statikus vagy lüktető csavarás, valamint ismétlődő összetett igénybevétel lehet. Statikus igénybevételek esetén nincs akadálya a tengelyméretezésének, de az ismétlődő igénybevételű tengelyek méreteit előzetesen csak hozzávetőleg tudjuk megállapítani, a végleges méreteket csak ellenőrző számításokkal tudjuk meghatározni.

A tengelyek méretezéséhez a rájuk ható erők térbeni és időbeni lefutásának ismerete szükséges. A terhelés időbeni változása lehet determinisztikus, amikor a terhelés-idő függvény egyértelmű matematikai formulával megadható és sztohasztikus, amikor a terhelés múltbeli nagysága a pillanatnyi értéket nem határozza meg, legfeljebb annak valószínűségi eloszlására van hatással.

A gyakorlatban legtöbbször a kifáradási határt jelentősen még nem csökkentő, ritkán előforduló csúcsterheléseket időben állandó terhelésként felfogva, statikus anyagjellemzők alapján méretezünk. A terhelés időbeli változását, annak fárasztó hatását ún. üzemi tényezők alkalmazásával vesszük figyelembe.

A tengelyek fő méreteit az önsúly, a terhelés és az alkalmazott anyag minősége alapján határozhatjuk meg. Az anyagra megengedett feszültségek a gyakorlatban elfogadható közelítéssel:

$$\sigma_{meg} = (0.25 - 0.4)R_{eH} \text{ és} \quad (4.1)$$

$$\tau_{meg} = \frac{\sigma_{meg}}{2} \quad (4.2)$$

Mint már említettük, az igénybevétel lehet húzás, nyomás, nyírás, hajlítás, csavarás és ezek kombinációja. Az

ébredő feszültség az elemi szilárdságtan összefüggéseivel meghatározható. Összetett igénybevételnél a redukált feszültséget Mohr vagy H-M-H (Huber-Mises-Hencky) elmélete szerint számíthatjuk.

A műszaki gyakorlatban gyakori a csőtengelyek alkalmazása, így méretezéseinknél bevezetjük az átmérő-viszonyt:

$$a = \frac{d}{D} \quad (4.3)$$

ahol:

- D: a csőtengely külső,
- d: a csőtengely belső átmérője.

A különböző terhelési esetekre érvényes méretezési eljárások alapösszefüggései és lépései a következők:

1) Statikus húzó vagy nyomó igénybevétel:

$$\sigma = \frac{F}{A} \leq \sigma_{meg} \quad (4.4)$$

Az átmérő meghatározása:

Tömör tengely esetén:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\sigma_{meg} \cdot \pi}} \quad (4.5)$$

Csőtengely esetén:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\sigma_{meg} \cdot \pi \cdot (1 - a^2)}} \quad (4.6)$$

2) Statikus nyíró igénybevétel:

$$\tau = \frac{F}{A} \leq \tau_{meg} \quad (4.7)$$

Az átmérő meghatározása:

Tömör tengely esetén:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\tau_{meg} \cdot \pi}} \quad (4.8)$$

Csőtengely esetén:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\tau_{meg} \cdot \pi \cdot (1 - a^2)}} \quad (4.9)$$

3) Statikus hajlító igénybevétel:

a) Navier-féle képlet:

$$\sigma = \frac{M_h}{K} \leq \sigma_{meg} \quad (4.10)$$

b) keresztmetszeti tényező:

$$K_{rúd} = \frac{d^3 \cdot \pi}{32} \quad (4.11)$$

$$K_{cső} = \frac{(d^4 - d_b^4) \cdot \pi}{32 \cdot d} \quad (4.12)$$

c) az eredő hajlító nyomaték:

$$M_h = \sqrt{M_{hI}^2 + M_{hII}^2} \quad (4.13)$$

d) Az átmérő meghatározása:

Tömör tengely esetén:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_h}{\sigma_{meg} \cdot \pi}} \quad (4.14)$$

Csőtengely esetén:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_h}{\sigma_{meg} \cdot \pi \cdot (1 - a^4)}} \quad (4.15)$$

4) Statikus csavaró igénybevétel:

a) Az ébredő feszültség meghatározása:

$$\tau = \frac{M_T}{K_p} \leq \tau_{meg} \quad ahol : \quad M_T = \frac{P}{\omega} \quad (4.16)$$

b) a poláris keresztmetszeti tényező:

$$K_p \text{ rúd} = \frac{d^3 \cdot \pi}{16} \quad (4.17)$$

$$K_p \text{ cső} = \frac{\pi \cdot (D^4 - d^4)}{16 \cdot D} \quad (4.18)$$

c) Az átmérő meghatározása:

Tömör tengely esetén:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot P}{\pi \cdot \omega \cdot \tau_{meg}}} \cong \sqrt[3]{\frac{5 \cdot P}{\omega \cdot \tau_{meg}}} \quad (4.19)$$

Csőtengely esetén:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot P}{\tau_{meg} \cdot \pi \cdot \omega \cdot (1 - a^4)}} \quad (4.20)$$

5) Méretezés összetett igénybevételre:

Az egyidejű hajlítással és csavarással terhelt tengelyek méretezését a fent megismertek felhasználásával a redukált feszültség meghatározása alapján végezzük el.

H-M-H elmélet szerint a redukált feszültség:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} \leq \sigma_{meg} \quad (4.21)$$

Mohr szerinti redukált feszültség:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma^2 + 4 \cdot \tau^2} \leq \sigma_{meg} \quad (4.22)$$

A megismert összefüggésekkel az előtervezés elvégezhető, meghatározhatók a fő méretek. A tengely részletes megszerkesztése után kerülhet sor a végleges szilárdsági ellenőrzésre, amely kifáradásra történő ellenőrzést jelent.

A kifáradásra történő méretezés alapelve, hogy a tengelyben ébredő ismétlődő feszültség nem érheti el az igénybevétel fajtájától, a tengely alakjától, méretétől, a felületi megmunkálástól és az üzemi körülményektől függő kifáradási határfeszültséget.

Az igénybevétel fajtáját úgy vesszük figyelembe, hogy az illető igénybevételre és az anyagra felvett Smith diagramot használjuk.

A tengelyek felületet különböző alakú hornyok, beszúrások, keresztmetszeti változások szakítják meg. Ezeken a helyeken a névleges feszültség többszöröse is felléphet, ezért itt a legnagyobb a kifáradásos törés veszélye.

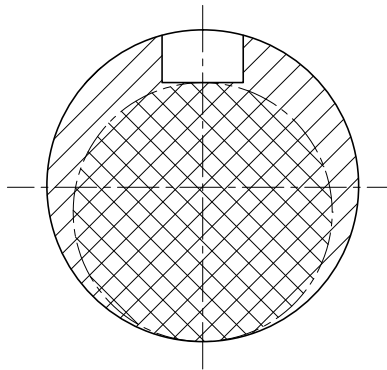
A csúcsheszültségek figyelembe vételén túl fontos tudni azt is, hogy a szélsőséges üzemi körülmények, pl. a nagy hőmérséklet, korrozív hatások tovább csökkenthetik a kifáradási határt. Jelentősen befolyásolhatja a kifáradási határt a tengely előállítási technológiája is. A hidegalakítást, a kovácsolást valamint a hőkezelést ugyanis olyan sajátos szövetszerkezeti változások kísérik, amelyek kihatnak a szilárdsági tulajdonságokra.

A kifáradási határfeszültségre történő tengelyméretezéskor, vagy ellenőrzéskor tehát számos tényezőt és hatást szükséges figyelembe venni.

Összefoglalva az ellenőrzés lépései a következők:

- Az előtervezés adatai alapján megszerkesztett tengelyekre megrajzoljuk az igénybevételi ábrákat és kijelöljük azokat a helyeket, amelyekre az ellenőrzést el kell végezni (a legnagyobb igénybevétel és a keresztmetszeti változások helyei).
- A kijelölt keresztmetszetben megállapítjuk az alak- vagy a horonytényezőt valamint a méret- és felületminőségi tényezőt.
- Az ellenőrzött keresztmetszetekben kiszámítjuk a középheszültséget és a feszültség-amplitúdót.
- A Smith diagramból megállapítjuk a kifáradási határfeszültséget (σ_m).
- A középheszültség, és a hozzáadott feszültség amplitúdó együttes értékének a Smith-féle biztonsági területen belül kell maradnia.
- A diagramból adódó határfeszültséget (σ_f) a méret- illetve a felületminőségi tényezővel csökkentjük, a maximális ébredő feszültséget (σ_{max}) pedig a horonytényezővel növeljük.
- A módosított határfeszültség, és a maximális ébredő feszültség hányadosa a biztonsági tényező „n”, amelynek ajánlott értéke: 1,5...2,0.

Hornyolt tengelycsapok biztonsági tényezőjének meghatározásakor a valóságos méret helyett a horony mélységével csökkentett tengelyátmérővel számolunk (4.14. ábra):



4.14. ábra. *A tengely méretezendő keresztmetszete*

4.5. Gyakorló feladatok

4.1. feladat. Egy csőtengely 47 kW teljesítményt visz át 10 1/s fordulatszám mellett. A tengely anyagára megengedett feszültségek $\tau_{meg} = 17,5 \frac{N}{mm^2}$, $\sigma_{meg} = 50 \frac{N}{mm^2}$. Az átmérőviszony: $d/D = 0,75$

- Határozza meg a tengelyátmérőket!
- Ellenőrizze a tengelyt, ha $M_h = 700 \text{ Nm}$ hajlító nyomaték is terheli!

Megoldás:

$$\tau = \frac{M_t}{K_p} \leq \tau_{meg}$$

$$M_t = \frac{P}{\omega} = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n} = \frac{47 \cdot 10^3}{2 \cdot \pi \cdot 10} = 748,4 \text{ Nm}$$

$$K_p = \frac{M_t}{\tau_{meg}} = \frac{748,4 \cdot 10^3}{17,5} = 42766,15 \text{ mm}^3$$

$$K_p = \frac{D^3 \cdot \pi}{16} \cdot \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^4 \right]$$

$$D = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot K_p}{\pi \cdot \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^4 \right]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 42766,15}{\pi \cdot [1 - (0,75)^4]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 42766,15}{\pi \cdot [1 - 0,3164]}} = \sqrt[3]{\frac{684258,4}{2,1465}} = \sqrt[3]{318778,06} = 68,338 \text{ mm}$$

$$d = D \cdot \frac{d}{D} = 68,338 \cdot 0,75 = 51,254 \text{ mm}$$

Ellenőrzés összetett igénybevételre (hajlítás is):

$$\sigma_{haj} = \frac{M_h}{K}$$

$$K = \frac{D^3 \cdot \pi}{32} \cdot \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^4 \right]$$

$$K = 21392,1 \text{ mm}^3$$

$$\sigma_{haj} = \frac{M_h}{K} = \frac{700 \cdot 10^3}{21393,1} = 32,74 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{32,74^2 + 3 \cdot 17,5^2} = \sqrt{1071,91 + 918,75} = \sqrt{1990,66} = 44,62 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

vagy:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma^2 + 4 \cdot \tau^2} = \sqrt{32,74^2 + 4 \cdot 17,5^2} = \sqrt{1071,91 + 1225} = \sqrt{2296,91} = 47,93 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{red} \leq \sigma_{meg} = 50 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Tehát összetett igénybevétel esetén is megfelelő a tengely.

4.2. feladat. Ellenőrizzünk szilárdságilag egy forgó csőtengetyt az alábbi adatok esetén!

- $P=100 \text{ kW}$
- $D=80 \text{ mm}$
- $v=10 \text{ mm}$ (falvastagság)
- $n=12 \text{ 1/sec}$
- $\tau_{meg}=27 \frac{N}{mm^2}$

Megoldás:

$$d = D - 2 \cdot v = 80 - 2 \cdot 10 = 60 \text{ mm}$$

$$\frac{d}{D} = \frac{60}{80} = 0,75$$

$$M_t = \frac{P}{\omega} = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n} = \frac{100 \cdot 10^3}{2 \cdot \pi \cdot 12} = 1326,96 \text{ Nm}$$

$$K_p = \frac{D^3 \cdot \pi}{16} \cdot \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^4 \right] = \frac{80^3 \cdot \pi}{16} \cdot [1 - 0,75^4] = 6,869 \cdot 10^4 \text{ mm}^3$$

$$\tau = \frac{M_t}{K_p} = \frac{1326,96 \cdot 10^3}{6,869 \cdot 10^4} = 19,32 \frac{N}{mm^2}$$

$$\tau = 19,32 \text{ MPa} \leq \tau_{meg} = 27 \frac{N}{mm^2}$$

tehát, megfelelő az adott tengely!

Mekkora átmérőjű tömör tengellyel helyettesíthetnénk azonos igénybevétel mellett az adott csőtengelyt?

A tömör tengely méretének meghatározása:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_t}{\tau_{\text{ébr}} \cdot \pi}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 1326,96 \cdot 10^3}{19,32 \cdot \pi}} = \sqrt[3]{349978,2} = 70,47 \text{ mm}$$

Önellenőrzés

1. Válassza ki az alábbi felsorolásból a tengelyek méretezését helyesen leíró állítást!

Tengelyek méretezéséhez a pillanatnyi terhelések ismerete szükséges.

Tengelyek méretezéséhez a terhelések múltbeli nagyságának ismerete szükséges.

Tengelyek méretezéséhez a rá ható erők térbeni és időbeni lefutásának ismerete szükséges.

2. Döntse el az alábbi, a tengelyek méretezését bemutató állítások igaz vagy hamis voltát!

Ma a gyakorlatban a determinisztikus terhelések alapján méretezünk.

Igen Nem

Ma a gyakorlatban statikus anyagjellemzők alapján méretezünk úgy, hogy a kifáradási határt jelentősen még nem csökkentő, ritkán előforduló csúcsterheléseket időben állandó terhelésként vesszük figyelembe.

Igen Nem

Ma a gyakorlatban statikus anyagjellemzők alapján méretezünk úgy, hogy a kifáradási határt csökkentő csúcsterheléseket nem vesszük figyelembe.

Igen Nem

Ma a gyakorlatban a sztohasztikus igénybevételek alapján méretezzük a tengelyeket.

Igen Nem

A terhelés időbeli változását, annak fárasztó hatását ún. üzemi tényezők alkalmazásával vesszük figyelembe.

Igen Nem

3. Az alábbi összefüggések közül melyik alkalmas a megengedett feszültségek meghatározására a gyakorlatban elfogadott közelítéssel?

Jelölje a helyes választ!

$$\sigma_{meg} = (0,25 - 0,4) \cdot R_{EH}$$

$$\sigma_{meg} = (0,25 - 0,4) \cdot R_m$$

Jelölje a helyes választ!

$$\tau_{meg} = \sigma_{meg}/3$$

$$\tau_{meg} = \sigma_{meg}/2$$

4. Az alábbi összefüggésekkel különböző igénybevételek hatására ébredő feszültségeket tudunk meghatározni. Párosítsa az igénybevételt a hatására keletkező feszültség meghatározására alkalmas összefüggéssel!

$$1. \sigma = \frac{F}{A} \leq \sigma_{meg} \quad 2. \tau = \frac{F}{A} \leq \tau_{meg} \quad 3. \sigma = \frac{M_h}{K} \leq \sigma_{meg} \quad 4. \tau = \frac{M_T}{K_p} \leq \tau_{meg}$$

$$5. \sigma_{red} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} \leq \sigma_{meg} \quad 6. \sigma_{red} = \sqrt{\sigma^2 + 4 \cdot \tau^2} \leq \sigma_{meg}$$

redukált feszültség Mohr szerint

csavarófeszültség

húzó vagy nyomó feszültség

redukált feszültség H-M-H szerint

hajlítófeszültség

nyírófeszültség

5. Az alábbi összefüggések közül melyik alkalmas a keresztmetszeti tényező értékének meghatározására?

Jelölje a helyes választ!

$$K_{rúd} = \frac{d^3 \cdot \pi}{32}$$

$$K_{rúd} = \frac{d^4 \cdot \pi}{32}$$

Jelölje a helyes választ!

$$K_{cső} = \frac{(D^4 - d^4) \cdot \pi}{16 \cdot d}$$

$$K_{cső} = \frac{(D^4 - d^4) \cdot \pi}{32 \cdot d}$$

6. Igaz-e az alábbi kifejezés? Jelölje a helyes választ!

Többirányú hajlító igénybevétel esetén az eredő hajlítónyomaték meghatározására az alábbi összefüggés

alkalmas: $M_h = \sqrt{M_{hI}^2 + M_{hII}^2}$

Igaz

Nem igaz

7. A poláris keresztmetszeti tényező meghatározása különbözőképpen történik, ha a tengely tömör és ha furatos. Párosítsa a következő összefüggéseket a megfelelő tengelykialakítással!

1. $K_p = \frac{d^3 \cdot \pi}{16}$ 2. $K_p = \frac{(D^4 - d^4) \cdot \pi}{16 \cdot d}$

A poláris keresztmetszeti tényező összefüggése tömör tengely esetén

A poláris keresztmetszeti tényező összefüggése csőtengely esetén

8. A tengelyek méretezési lépéseit a következőkben olvashatja. Határozza meg a lépések sorrendjét!

1. Meghatározzuk a biztonsági tényezőt.
2. Az előtervezés alapján megszerkesztjük tengelyt.
3. A Smith diagramból megállapítjuk a kifáradási határfeszültség amplitúdót.
4. Megrajzoljuk az igénybevételi ábrákat és kijelöljük az ellenőrizendő helyeket.
5. Az ellenőrzés helyein kiszámítjuk a közép feszültséget és a feszültség-amplitúdót.
6. Az ellenőrizendő helyeken meghatározzuk a határfeszültséget és a maximális ébredő feszültséget befolyásoló tényezőket.

Első

Második

Harmadik

Negyedik

Ötödik

Hatodik

9. Tegye igazzá az alábbi megállapítást a felsorolt kifejezések valamelyikének behelyettesítésével!

- 1) folyáshatáron
- 2) szakítószilárdságon
- 3) rugalmassági határon

A tengely megfelelő (szilárdsági szempontból), ha az alakváltozás a.....belül marad.

10. Igaz-e az alábbi állítás? Jelölje a helyes választ!

A tömör rúd poláris másodrendű nyomatékát a következő összefüggéssel lehet meghatározni:

$$I_{prúd} = \frac{d^4 \cdot \pi}{32}$$

Igaz

Nem igaz

19. LECKE

Tevékenység:

Olvassa el a jegyzetet a ?? alfejezetig. A tanuláskor a következőkre ügyeljen:

- Értelmezze adott tengely megfelelőségét szilárdsági szempontból.
- Tanulja meg a kör vagy körgyűrű keresztmetszetű egyenes rúd elcsavarodását meghatározó összefüggést.
- Tanulja meg a poláris másodrendű nyomaték kifejezését tömör rúd és csőtengely esetén.
- Fogalmazza meg a helyes tengelykialakítás ismérveit.

Követelmény:

A tananyag elsajátítása akkor tekinthető sikeresnek, ha Ön:

- Értelmezni tudja adott tengely megfelelőségét szilárdsági szempontból.
- Összefüggések közül ki tudja választani a kör vagy körgyűrű keresztmetszetű rúd elcsavarodásának meghatározására alkalmasat.
- Összefüggések közül ki tudja választani a tömör rúd és a csőtengely másodrendű nyomatékának meghatározására alkalmas kifejezést.
- Ábrák közül ki tudja választani a helyes és helytelen tengelykialakításokat.

Kulcsszavak: egyenes rúd elcsavarodási szöge, tengely lehajlása, feszültségeloszlás, feszültséggyűjtő hatás, fáradt törés.

4.6. Ellenőrzés alakváltozásra

A tengely a terhelés hatására alakváltozást szenved. A hajlító nyomaték lehajlást, a csavaró nyomaték elcsavarodást okoz. A tengely megfelelő, ha az alakváltozás a rugalmassági határon belül marad.

A kör vagy körgyűrű keresztmetszetű egyenes rúd elcsavarodását az alábbi összefüggéssel határozhatjuk meg:

$$\varphi = \frac{M_t \cdot l}{I_p \cdot G} \quad (4.23)$$

Ahol:

- G : a csúsztató rugalmassági modulus, acélra ($8 \dots 8,1 \cdot 10^4 \text{ N/mm}^2$),
- l : a tengelyszakaszok hossza,
- I_p : a tengelyszakaszok poláris másodrendű nyomatéka.

A poláris másodrendű nyomaték:

$$I_{prúd} = \frac{d^4 \cdot \pi}{32} \quad (4.24)$$

$$I_{pcső} = \frac{\pi \cdot (D^4 - d^4)}{32} \quad (4.25)$$

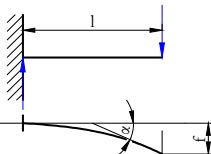
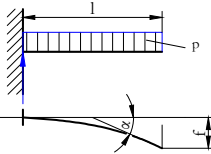
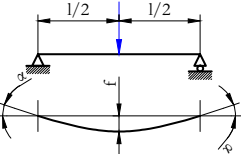
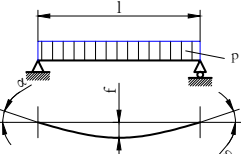
A tömör, kör keresztmetszetű tengely szükséges átmérője az előbbi összefüggéseket felhasználva:

$$d = \sqrt[4]{\frac{32 \cdot M_t \cdot l}{\varphi_{meg} \cdot \pi \cdot G}} = \sqrt[4]{\frac{32 \cdot P \cdot l}{\varphi_{meg} \cdot \pi \cdot G \cdot \omega}} \quad (4.26)$$

A megengedett elcsavarodás (φ) általában 0,00435 radián/m.

A tengelyek lehajlása a rugalmas szál differenciálegyenletéből határozható meg. A jellegzetes és gyakran előforduló, egyszerűbb terhelésű, állandó keresztmetszetű tengelyeknél a rugalmas szál érintőjének vízszintessel bezárt szögét (α) és a lehajlást (f) a 13. táblázat tartalmazza.

13.táblázat: Állandó keresztmetszetű tengelyek szögelfordulása és lehajlásai

Tartó	α	f
	$\frac{F l^2}{2 I E}$	$\frac{F l^3}{3 I E}$
	$\frac{p l^3}{6 I E}$	$\frac{p l^4}{8 I E}$
	$\frac{F l^2}{16 I E}$	$\frac{F l^3}{48 I E}$
	$\frac{p l^3}{24 I E}$	$\frac{5 p l^4}{384 I E}$

A lehajlás ellenőrzése elsősorban ott válik szükségessé, ahol a tengelyre szerelt gépelemek működését bizonyos határon túl már zavarhatja a deformáció (pl.: fogaskerékajtásoknál).

A szakirodalomban $f_{meg}=0,00033 \text{ l (mm)}$, $\alpha_{meg}=0,001$ radián.

Mint az fizika tanulmányainkból ismeretes, a periodikus külső erő hatására lengő, tömegből és rugóból álló rendszer lengéseinek amplitúdója, ha a kényszererő frekvenciája megegyezik a szabad rezgés frekvenciájával, végtelenné válik. A jelenséget rezonanciának nevezzük.

A rezonancia a rugalmas anyagból készült nagy fordulatszámú tengelyeknél is felléphet, amennyiben azokat a tengely saját frekvenciájával egyező ismételt külső impulzusok érik. A két frekvencia egyezése a gyakorlatban csapágy- vagy tengelytöréshez vezethet.

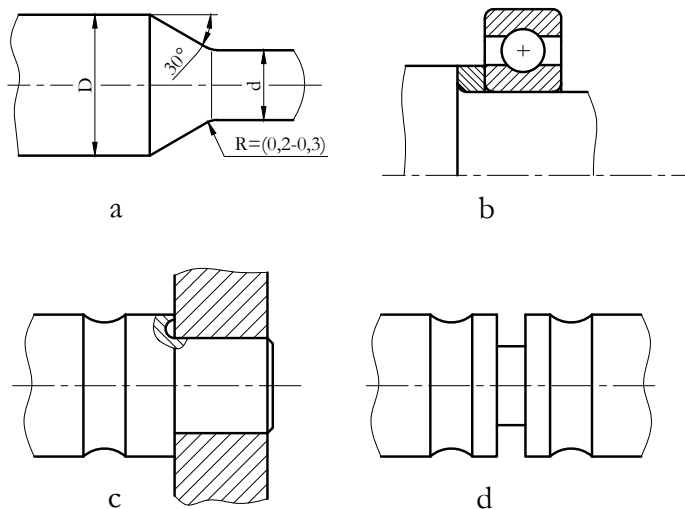
A lengéseket hajlító- és csavaró nyomaték egyaránt létrehozhatja. Mindkét esetben felléphet a rezonancia, ezért nagy fordulatszámú tengelyeket ebből a szempontból is ellenőrizni kell. Ez azonban már túlmutat e jegyzet lehetőségein.

4.7. A tengelyek anyagának kifáradása

A tengelyek általában nem állandó keresztmetszetű tartók, hanem a felerősített alkatrészeknek megfelelően tagoltak. Az átmérőváltozásoknál feszültség változás lép fel. Mint azt a méretezési alapelvek ismertetésekor láttuk, a feszültséggyűjtő helyek nagysága, alakja nagymértékben befolyásolja a tengely kifáradási határát. A tervezésnél ezért nem csak pontos számításokat kell végezni, hanem törekedni kell arra, hogy helyes kialakítással a feszültségcsúcsok nagyságát a lehető legkisebbre korlátozzuk.

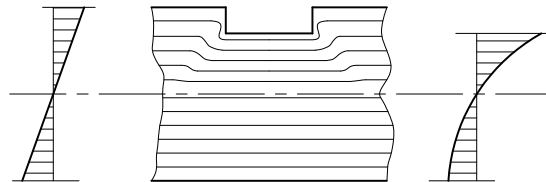
A feszültséggyűjtő hatás annál erősebb, minél élesebb a tengely tagolásánál az iránytörés. A sima vonalú átmenetek és a lekerekítések alkalmazása általában előnyösebb. Erre mutat be néhány példát a 4.15. ábra. Az alkatrészeket a tengelyen legtöbbször vállal támasztjuk meg. Ilyen esetben az éles átmenet támasztógyűrű alkalmazásával elkerülhető (4.15. b) ábra). Olyan tengelyeken, amelyekre több alkatrészt is szerelünk, a lépcsők számát távtartó gyűrűs támasztással lehet csökkenteni.

Szólni kell még a tengelyeken a kötések számára kialakított hornyokról és furatokról is. Ezek nemcsak a terhelhető keresztmetszetet, illetve a keresztmetszeti tényezőt csökkentik, hanem mint feszültséggyűjtő helyek a kifáradási határt is. A legtöbb kellemetlenséget az átmenő furat okozza. Ennek feszültséggyűjtő hatása a d/D viszonytól függ. A furatátmérő „d” növekedésével növekszik a feszültségcsúcs értéke.



4.15. ábra. A feszültségcsúcsok csökkentése megfelelő átmenettel, és beszúrással

Hasonló a helyzet az ék- vagy retesz-horony esetében is (4.16. ábra), ahol ugyancsak különböző árnyékoló kialakításokkal lehet a kifáradási határt csökkentő hatásokat tompítani.



4.16. ábra. Tengelybe mart horony hatása a feszültségre

A tárgyalt méretezési módok az anyagot a feszültségeloszlás tekintetében homogénnek veszik. A méretezés az általános feszültségeloszlásból adódó maximális feszültségre történik.

A tengelyeknél, különösen lengő és lüktető igénybevétel esetén a feszültséggyűjtő helyeken fellépő helyi maximumok a veszélyesek. Ezek miatt következik be az anyagfáradás, az ún. fáradásos törés. A fáradt törés úgy jön létre, hogy először a felszínről kicsi, szabad szemmel nem látható hajszálrepedés indul a tengelybelseje felé. Ez a repedés fokozatosan halad egyre beljebb, mígnem a keresztmetszet annyira legyengül, hogy eltörik. A fáradt törés igen jellegzetes. A hajszálrepedésnél az egymástól elvált anyagi részek súrlódni kezdenek, majd a repedés terjedésével újabb egymáshoz súrlódó szakaszok keletkeznek. A végső törés helye, mivel az már nem súrlódik, és a törés ezen felület mentén hirtelen következik be, érdes lesz (4.17. ábra).



4.17. ábra. Fáradt törés

Ahhoz, hogy egy adott tengelyben a feszültségcsúcsok nagyságát és számát csökkentsük, a következőket tehetjük:

- Célszerű a tengely átmeneteit lehetőleg nagy sugarú lekerekítéssel készíteni. Jó eredményt ad a kettős sugárral készített átmenet.
- A szoros illesztés is feszültséggyűjtő hatású, ezért egy tengelyvállhoz csatlakozó agy esetén a 4.15. c) ábrán látható megoldást kívánatos alkalmazni.

Önellenőrzés

1. Tegye igazzá az alábbi megállapítást a felsorolt kifejezések valamelyikének behelyettesítésével!

- 1) folyáshatáron
- 2) szakítószilárdságon
- 3) rugalmassági határon

A tengely megfelelő (szilárdsági szempontból), ha az alakváltozás a belül marad.

2. Válassza ki az alábbi összefüggések közül a kör keresztmetszetű rúd elcsavarodásának meghatározásra alkalmas kifejezést!

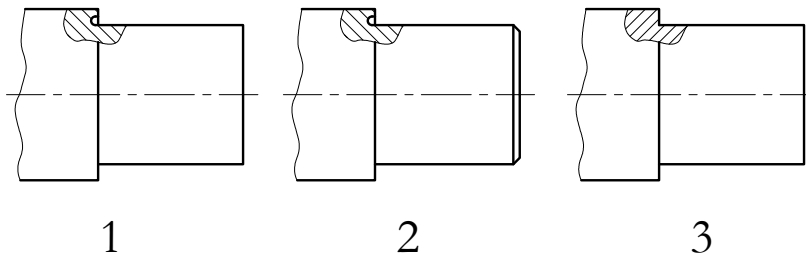
$$\varphi = \frac{M_T \cdot l}{I \cdot G}$$

$$\varphi = \frac{M_T \cdot l}{I_p \cdot G}$$

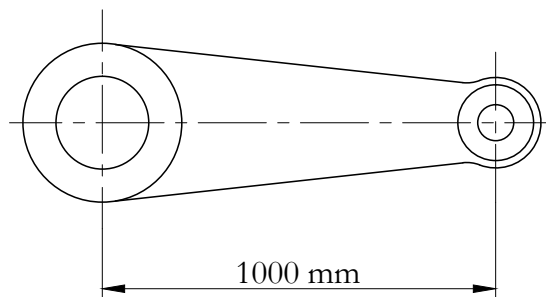
$$\varphi = \frac{M_T \cdot l}{I_p \cdot E}$$

3. A fáradások törések elkerülésére a feszültségcsúcsok nagyságát és a feszültséggyűjtő helyek számát már tervezéskor csökkenteni kell. A szorosan illesztett tengely is feszültséggyűjtő hatású, ami konstrukciós kialakítással csökkenthető.

Nézze meg az alábbi ábrákat és jelölje a feszültség csökkentés szempontjából megfelelően kialakított tengelyt!



4. Féket működtető 1000 mm hosszú kar végén 150 N erőt fejtünk ki kézzel. A karhoz kapcsolódó tengely anyagára megengedett csúsztató feszültség $\tau_{meg} = 50 \text{ N/mm}^2$.



- Határozza meg a tengelyátmérőjét!
- Mekkora lesz a tengely szögelfordulása, ha az 3,5 m hosszú és a csúsztató rugalmassági modulus értéke $8 \times 10^4 \text{ N/mm}^2$.

Tengelyátmérő [mm]

A tengely szögelfordulása [°]

20. LECKE

4.8. Modulzáró

Önellenőrzés

1. Igaz-e az alábbi állítás? Jelölje a helyes választ!

A támasztó tengelyek nyomatékot nem visznek át, így a hozzájuk szerelt forgó alkatrészeket csapágyazni kell.

Igaz

Nem igaz

2. Tegye igazzá az alábbi meghatározást a felsorolt kifejezések sorszámának behelyettesítésével!

1) gyártási

2) szerelési

3) igénybevétel

4) terhelés

A tengelyek alakját és méreteit a hordozott gépelem alakja és méretei, az módja

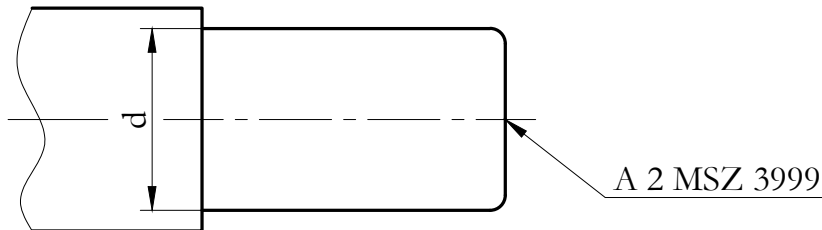
valamint a technológiai és követelmények határozzák meg.

3. Milyen tengelyt mutat az alábbi ábra? Válassza ki a felsorolásból!



kardántengely
hajlékony tengely
forgattyús tengely

4. Milyen tájolási bázisfelület szabványos jelölését mutatja az alábbi ábra? Jelölje a helyes választ!



nyakcsap
menetes furat
központfurat

5. Döntse el az alábbi állítás igaz vagy hamis voltát!

A nyomatékátvivő tengelyek csapágyazott kivitelűek, így a rájuk szerelt forgó alkatrészek fixen rögzíthetők. Ezért terhelésük csavarással párosult hajlítás ill. nyomás lehet.

Igaz

Nem igaz

6. Milyen követelményeknek kell megfelelni egy adott tengelynek a maximális terhelés fellépése esetén is? Jelölje a helyes válaszokat!

ne melegedjen,

ne törjön el,

ne szenvedjen semmilyen alakváltozást,

alakváltozása relatíve kicsi legyen,

forgás közben ne lépjen fel a rezonancia jelensége,

előállítása olcsó legyen.

7. Az alábbi összefüggések különböző igénybevételek esetén ébredő feszültségek meghatározására alkalmasak. Melyek ezek az igénybevételek?

$$1. \sigma = \frac{F}{A} \leq \sigma_{meg} \quad 2. \sigma = \frac{M_b}{K} \leq \sigma_{meg} \quad 3. \tau = \frac{M_T}{K_p} \leq \sigma_{meg}, \quad ahol: \quad M_T = \frac{P}{\omega}$$

csavarás

húzás

hajlítás

nyomás

8. A tengelyek méretezési lépéseit a következőkben olvashatja. Határozza meg a lépések sorrendjét!

1. Meghatározzuk a biztonsági tényezőt.
2. Az előtervezés alapján megszerkesztjük tengelyt.
3. A Smith diagramból megállapítjuk a kifáradási határfeszültség amplitúdót.
4. Megrajzoljuk az igénybevételi ábrákat és kijelöljük az ellenőrizendő helyeket.
5. Az ellenőrzés helyein kiszámítjuk a közép feszültséget és a feszültség-amplitúdót.
6. Az ellenőrizendő helyeken meghatározzuk a határfeszültséget és a maximális ébredő feszültséget befolyásoló tényezőket.

Első

Második

Harmadik

Negyedik

Ötödik

Hatodik

9. A tengelyek terhelés hatására alakváltozást szenvednek. A hajlítónyomaték lehajlást, a csavarónyomaték elcsavarodást okoz. Az alábbi összefüggés a két deformáció közül az egyiket határozza meg.

Párosítsa a deformáció megnevezését az adott összefüggéssel!

$$\dots\dots\dots = \frac{M_T \cdot l}{I_p \cdot G}$$

f – lehajlás

φ – szögelfordulás

10. Egy adott tengely a rá erősített alkatrészeknek megfelelően tagolt. Az átmeneteknél feszültség növekedés lép fel. Befolyásolja-e ez a tengelyek méretezését?

Jelölje a helyes választ!

Nem befolyásolja.

Igen, a tengely kifáradási határát növeli.

Igen, a tengely kifáradási határát csökkenti.

V. MODUL

Tengelykapcsolók

21. LECKE

5. A tengelykapcsolók feladata, csoportosítása és általános méretezési elve

Tevékenység:

Olvassa el a jegyzetet a ???. alfejezetig. A feldolgozás során a következőkre figyeljen:

- Mi a tengelykapcsolók feladata.
- Milyen tengelykapcsolókat ismerünk.
- Mi alapján választjuk ill. méretezzük a tengelykapcsolókat.
- Mi jellemzi a merev tengelykapcsolókat és milyen fajtái vannak.
- Mi jellemzi a tokos tengelykapcsolót és mikor használjuk.
- Hogyan méretezzük a tokos tengelykapcsolókat.
- Hogyan méretezzük a héjas tengelykapcsolókat.
- Hogyan méretezzük a tárcsás tengelykapcsolókat.

Követelmény:

A tananyag elsajátítása akkor tekinthető sikeresnek, ha Ön:

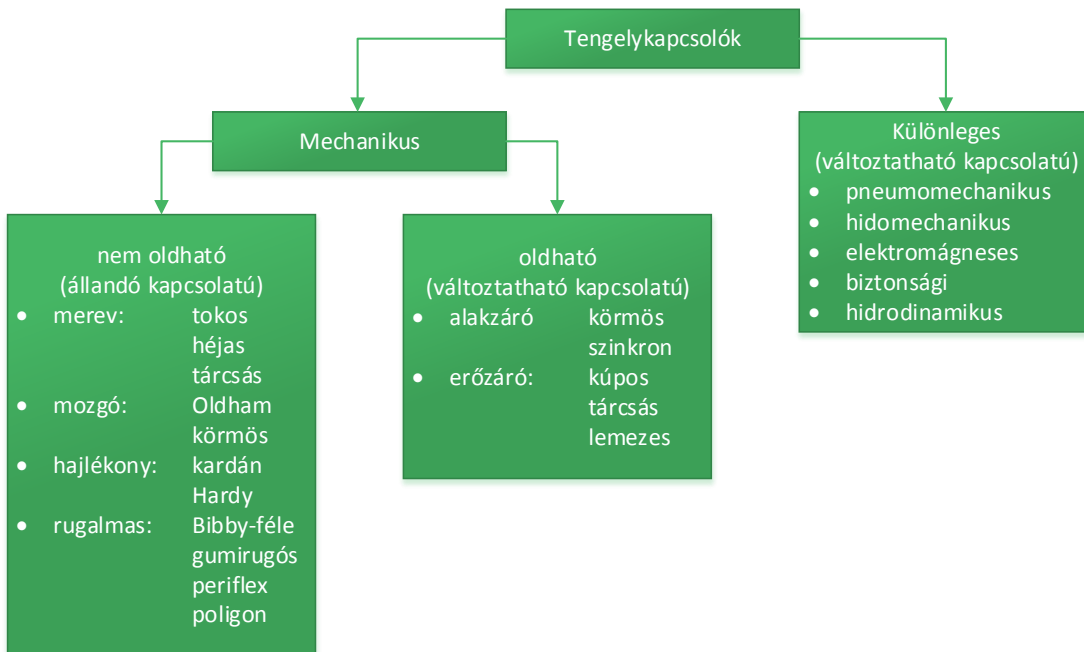
- Felsorolásból ki tudja választani, hogy mi a tengelykapcsolók feladata.
- Adott tengelykapcsolóról el tudja dönteni annak típusát és hozzá tudja rendelni a működési elvét.
- Ki tudja számítani a mértékadó nyomatékot adott üzemi viszonyok esetén.
- Meghatározásokból ki tudja választani a merev tengelykapcsolók definícióját.
- Listából ki tudja választani a merev tengelykapcsolók három fő típusát.
- Ábra alapján meg tudja nevezni a merev tengelykapcsolók alkatrészeit.

- Le tudja rajzolni géprajzilag helyesen a merev tengelykapcsolókat.
- Ki tudja számítani az átvihető nyomaték nagyságát tokos tengelykapcsolónál.
- Ki tudja számítani a kerületi erőt, a héjakat összeszorító erőt és az egy csavarra jutó terhelő erőt héjas kapcsolónál.
- Az erőzáró, illetve alakzáró kapcsolókra vonatkozó állításokról el tudja dönteni, hogy azok igazak vagy hamisak.
- Ki tudja számítani a kerületi erőt, a tárcsa feleket összeszorító erőt (ill. kerületi erőt), az egy csavarra jutó erőt merev tengelykapcsolóknál, erőzáró és alakzáró kivitelnél egyaránt.
- Meg tudja határozni a szükséges csavar átmérőket erőzáró és alakzáró merev tengelykapcsoló esetén.
- Listából ki tudja választani az összefoglalóban felsorolt helyes számítási összefüggéseket.

Kulcsszavak: tengelykapcsoló, mértékadó nyomaték, merev tengelykapcsoló, tokos tengelykapcsoló, héjas tengelykapcsoló, alakzáró tárcsás tengelykapcsoló, erőzáró tárcsás tengelykapcsoló.

A tengelykapcsolók elsődleges feladata, hogy módosítás nélkül nyomatékot vigyenek át két tengely között. A tengelyek összekapcsolásakor különböző követelményeket kell kielégíteni. Ilyenek: a torziós lengések csillapítása, egytengelyűségi eltérések kiegyenlítése, lágy indítás, a tengelyek időszakonkénti szétkapcsolása, stb.

A tengelykapcsolók a hajtástechnika fontos elemei, napjainkban is folyamatosan fejlődnek és specializálódnak. Szerkezeti szempontból sokféle tengelykapcsoló ismeretes. A csoportosításnak nincs általánosan elfogadott rendszere, de célszerűnek látszik az alábbi felosztás:



A merev tengelykapcsoló a két tengelyt mereven fogja össze, mintha egy darabból lennének.

A kiegyenlítő kapcsolók közül a mozgó kapcsolók a radiális, ill. axiális eltéréseket, a hajlékony kapcsolók a szögeltéréseket, a rugalmas kapcsolók a tengelyhibákat egyenlítik ki, de az utóbbiak még a két tengely viszonylagos elcsavarodását is lehetővé teszik.

Az alakzáró oldható kapcsolók elemeinek kiemelkedő és bemélyedő részei összekapcsoláskor egymásba akadnak és így viszik át a nyomatékot.

Az erőzáró oldható kapcsolók a súrlódási erő útján képesek nyomatékátvitelre.

A nem mechanikus tengelykapcsolókat a különleges tengelykapcsolók közé soroltuk. Ez a csoport egységesen

nem jellemezhető.

A tengelykapcsolók nagy része kereskedelemben kapható szerkezet. Egyes típusok szabványosítottak, főbb adataik táblázatokban megtalálhatók. Ha ezen típusok közül akarunk beépíteni, akkor méretezés helyett csak ki kell választani a megfelelőt.

A méretezés, ill. a kiválasztás alapja a mértékadó nyomaték, T_m . Ez a nyomaték a névleges nyomatéknak a c_d tényezővel szorzott értéke. A c_d dinamikus tényező azt fejezi ki, hogy üzem közben a névlegesnél (átlagosnál) nagyobb nyomatékok (és emiatt nagyobb igénybevételek) is fellépnek, és a méretezés szempontjából ezek csúcserőértékei a mérvadók:

$$T_{max} = c_d \cdot T_n = c_d \cdot \frac{P}{\omega} \quad [Nm], \quad (5.1)$$

ahol:

- c_d - a dinamikus tényező (a hajtó és hajtott gép típusától függően 1,5 - 4),
- T_n - a névleges nyomaték,
- P - a teljesítmény,
- ω - a szögsebesség.

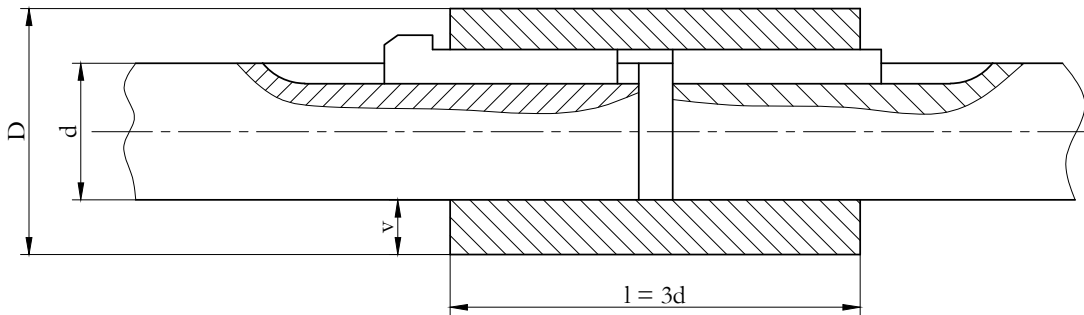
5.1. Merev tengelykapcsolók

Az ilyen tengelykapcsolók közös jellemzője, hogy semmilyen tengelyhibát nem tudnak kiegyenlíteni. Ezért a tengelyvégek szögeltérése, excentricitása vagy egytengelyűségi hibája befeszítheti a tengelykapcsoló melletti csapágyakat, ami nagy járulékos igénybevételt, ezáltal túlmelegedést okoz és a gördülőcsapágyak zajosságát is erősen növeli. Emellett a tengelyekben is nagy járulékos igénybevétel keletkezik.

A merev kapcsolók legismertebb változatai a tokos, a héjas és a tárcsás kapcsolók.

5.1.1. Tokos tengelykapcsoló

A tokos tengelykapcsoló lényegében egy vastagfalú cső, amelybe a két tengelyvéget valamilyen oldható kötással, ék-, retesz- vagy kúposzeg kötással erősítik be. A tok lehet kétrészes, hasított vagy egybefüggő. Az 5.1. ábrán egy reteszkötéssel kialakított tokos tengelykapcsoló látható, ahol a tok a tengelyirányú elmozdulás ellen hernyócsavarral van biztosítva.



5.1. ábra. Tokos tengelykapcsoló

A tengelykapcsoló méretezése az egyenszilárdság elvén alapul, ami azt jelenti, hogy a toknak is ugyanakkora nyomatékot kell átvinni, mint a tengelyeknek:

$$T_{cső} = T_{tengely}$$

Mindkét oldalt behelyettesítve:

$$T = \frac{(D^4 - d_t^4) \cdot \pi}{16 \cdot D} \cdot \tau_{cső} = \frac{d^3 \cdot \pi}{16} \cdot \tau_t, \quad (5.2)$$

egyenletet kapjuk, ahol: $\tau_{cső}$ a cső, τ_t pedig a tengely anyagára megengedett csúsztatófeszültség.

Rendezés és egyszerűsítés után a tok szükséges elméleti falvastagsága:

$$v = \frac{D - d}{2} = 0,27 \cdot d_t, \quad (5.3)$$

$$D = 1,54 \cdot d_t. \quad (5.4)$$

A gyengítő hatások figyelembe vételével a különböző anyagú agyak szokásos falvastagsága és hossza:

- öntöttvasra: $v_{öv} = (0,3 \dots 0,35) \cdot d_t$ $l = (2,5 \dots 3) \cdot d_t$
- acélra: $v_{ac} = (0,25 \dots 0,3) \cdot d_t$ $l = (1,2 \dots 2) \cdot d_t$

5.1.2. Héjas tengelykapcsoló

Ezeket a kapcsolókat általában hosszú tengelyek összekapcsolására, kisebb nyomatékok átvitelére alkalmazzák. Két öntöttvas félből készülnek, amit anyás csavarok fognak össze. Az öntvényeket a balesetveszély miatt hengerpalást alakú lemezzel burkolják (5.2. ábra).

A kapcsoló felek között 2-3 mm-es hézag van, ami lehetővé teszi, hogy összecsavározáskor a tengelyvégekre szoruljanak és az ébredő súrlódó erővel nyomatékot vigyenek át.

Lökésszerű terhelések fellépésekor, a tengelyvégeken elhelyezett reteszek adnak megfelelő biztonságot a kapcsolódó elemek relatív elmozdulásának megakadályozására. A szorítócsavarokat akkora húzó igénybevételre méretezik, amekkora a kapcsoló felek olyan mértékű összeszorításához szükséges, hogy a nyomatékátvitelhez elegendő súrlódó erő keletkezzék.

A méretezés kiinduló egyenlete:

$$T_m = T_{súrl}$$



5.2. ábra. Héjas tengelykapcsoló

A nyomatékátvitelhez szükséges, az F_n szorítóerővel és az egyenletesen megoszló p palástnyomással létesített, súrlódás által keltett kerületi erő:

$$F = \frac{2 \cdot T}{d_t} = \mu \cdot p \cdot d_t \cdot \pi \cdot l = F_n \cdot \mu \cdot \pi \quad [N], \quad (5.5)$$

ahol:

- μ – a súrlódási tényező,
- l - a kapcsoló hossza.

Ebből a csavarkötést terhelő erő:

$$F_n = \frac{2 \cdot T}{\mu \cdot \pi \cdot d_t} \quad [N] \quad (5.6)$$

Az egy csavart terhelő erőhatás:

$$F_{cs} = \frac{F_n}{i} = \frac{2 \cdot T}{\mu \cdot d_t \cdot \pi \cdot i} \quad [N] \quad (5.7)$$

Száraz súrlódó felületeknél a súrlódási tényező $\mu = 0,15 \dots 0,25$ értékkel vehető figyelembe.

5.1.3. Tárcsás tengelykapcsolók

Széles körben elterjedt, nagy nyomatékok átvitelére alkalmas szabványosított szerkezetek. Az 5.3. ábrán hat különböző tárcsás tengelykapcsoló látható. Vegyük észre, hogy a tárcsás tengelykapcsolók peremesek, perem nélküliek, különböző központosításúak és nem azonos radiális és axiális rögzítésűek lehetnek.

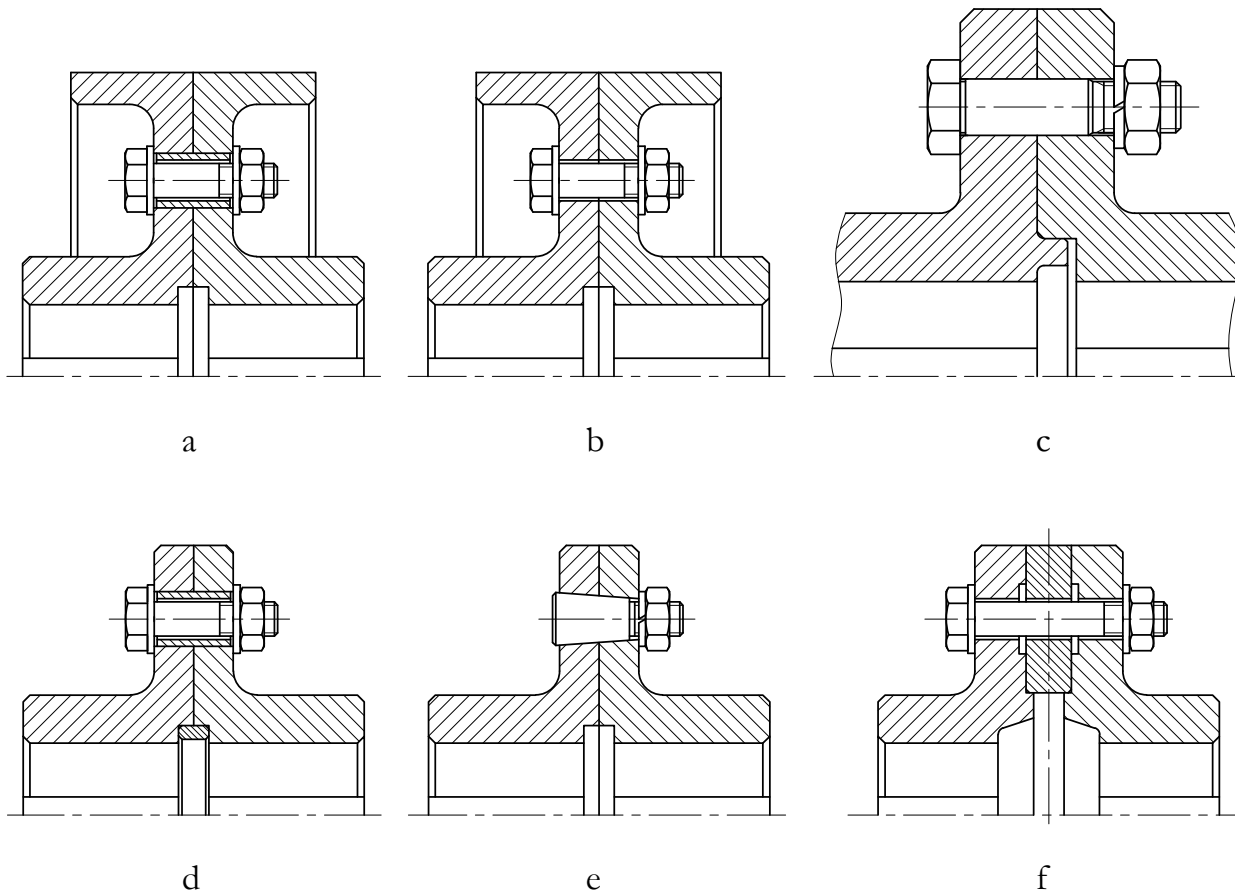
A tárcsás tengelykapcsolók erőzáró és alakzáró kivitelben is készülnek. Az erőzáró kivitelnél (5.4., 5.5. ábra) a nyomatékot a tárcsák homlokfelületei közt ébredő súrlódási erőnek kell átvinni, ami a (nem illesztett szárú) csavarok kellő meghúzásával érhető el. A csavarok ilyenkor húzásra vannak igénybe véve.

A méretezés alapegyenlete:

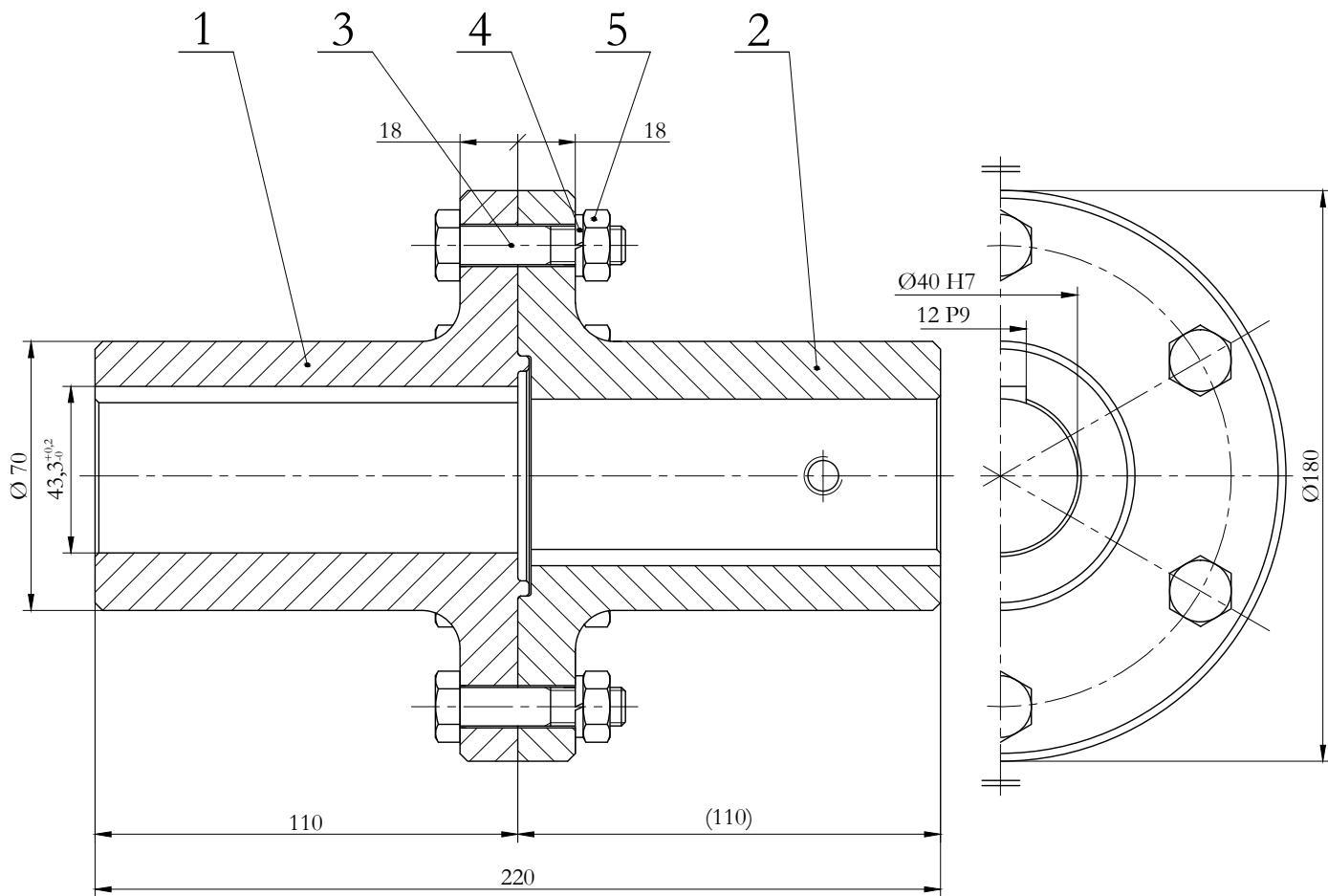
$$T_m = T_{súrl}$$

Behelyettesítés után:

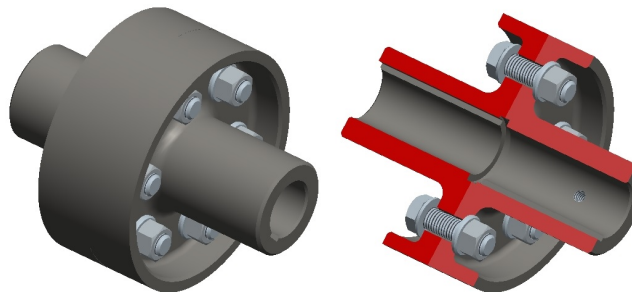
$$T_m = \frac{d_k}{2} \cdot \mu \cdot F_a = \frac{d_k}{2} \cdot \mu \cdot z \cdot \frac{d_3^2 \cdot \pi}{4} \cdot \sigma_{meg}; \quad F_{a1} = \frac{d_3^2 \cdot \pi}{4} \cdot \sigma_{meg}, \quad (5.8)$$



5.3. ábra. Tárcsás tengelykapcsolók kialakítása



5.4. ábra. Erőzáró tárcsás tengelykapcsoló



5.5. ábra. Erőzáró tengelykapcsoló térhatású ábrája

ahol:

- F_a – az összes tengelyirányú erő,
- d_k – a tárcsa közös felfekvő felületének középátmérője,
- d_3 – a csavar magátmérője,
- F_{a1} – egy csavar húzóterhelése.

Az 5.6. és az 5.7. ábrán látható alakzáró kivitelnél az illesztett szárú csavarok terhelése nyírás. Ebben az esetben a csavaroknál ébredő F_k kerületi erő alapján kell nyírásra ellenőrizni a csavarokat:

$$T_m = F_k \cdot r, \quad (5.9)$$

Egy csavarra:

$$F_1 = \frac{T_m}{z \cdot r}, \quad (5.10)$$

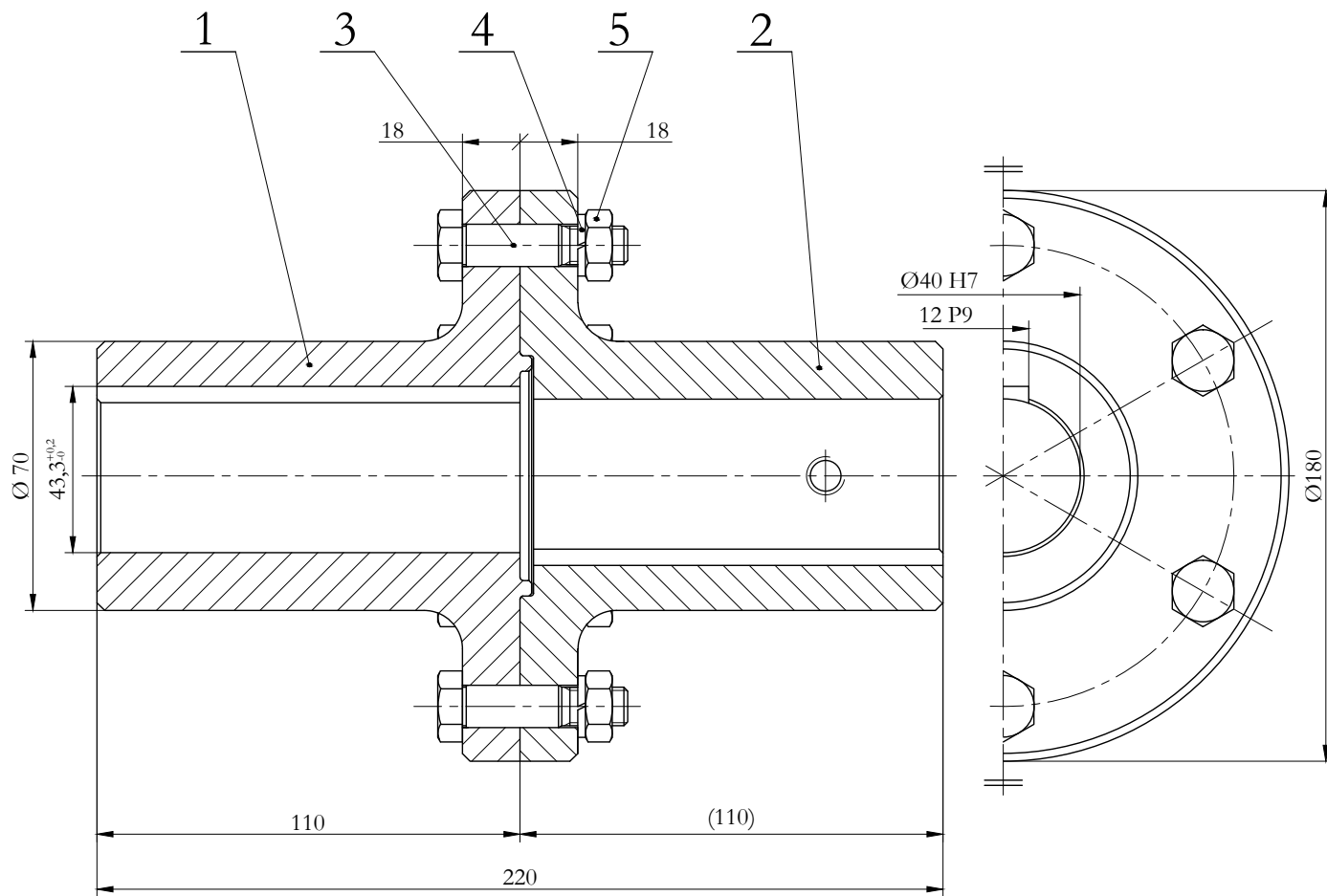
ahol:

- F_1 – egy csavarra jutó nyíróerő,
- T_m – az átvíendő nyomaték,
- z – a csavarok száma,
- r – a csavar elhelyezkedési lyukkör sugara.

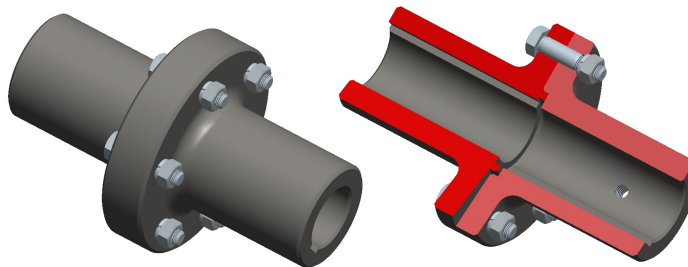
$$\tau_{ny} = \frac{F_1}{\frac{d^2 \cdot \pi}{4}} = \frac{4 \cdot T_m}{z \cdot r \cdot d^2 \cdot \pi}. \quad (5.11)$$

A csavarszár illesztett átmérője:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot T_m}{z \cdot r \cdot \tau_{meg} \cdot \pi}} \quad (5.12)$$



5.6. ábra. Alakzáró tárcsás tengelykapcsoló



5.7. ábra. Alakzáró tengelykapcsoló térhatású ábrája

5.2. Gyakorló feladatok

5.1. feladat. Két tengelyt tokos tengelykapcsolóval kötünk össze. A tengelyek anyaga acél, amelyre $\tau_t = 380 \text{ N/mm}^2$, a tok öntöttvas, amelyre $\tau_{cső} = 120 \text{ N/mm}^2$ a megengedett csavaró feszültség. A tengelyek átmérője $d_t = 25 \text{ mm}$. Mekkora az átvihető nyomaték és mekkorák a tok geometriai méretei?

Megoldás:

Az átvihető nyomaték:

$$T = M_p \cdot \tau_t = \frac{d_t^3 \cdot \pi}{16} \cdot \tau_t = \frac{25^3 \cdot \pi}{16} \cdot 380 = 1165234 \text{ Nmm} \cong 1165 \text{ Nm}.$$

Az öntöttvas agy falvastagsága a gyengítések figyelembevételével:

$$v = 0,35 \cdot d_t = 8,75 \text{ mm}.$$

A tok (cső) külső átmérője:

$$D = d_t + 2 \cdot v = 25 + 2 \cdot 8,75 = 42,5 \text{ mm},$$

$$D = 44 \text{ mm}$$

A tok hossza:

$$l = 3 \cdot d_t = 3 \cdot 25 = 75 \text{ mm}.$$

5.2. feladat. Határozza meg egy tokos tengelykapcsolóval átvihető nyomaték nagyságát, az acéltok elméleti falvastagságát, külső átmérőjét és hosszát, ha a tengelyek átmérője 30 mm az anyagukra megengedett csúsztató feszültség értéke pedig: $\tau_{meg} = 320 \text{ N/mm}^2$!

5.3. feladat. Mekkora a mértékadó nyomatéka annak a tokos tengelykapcsolónak, amely 35 mm átmérőjű tengelyeket kapcsol össze és a tengelyek anyagának megengedett csavaró feszültsége 380 N/mm^2 ?

Határozza meg az öntöttvas tok minimális geometriai méreteit is!

5.4. feladat. Határozzuk meg egy héjas tengelykapcsoló szorító csavarjainak terhelését, ha a csavarok száma $i = 4$ db, a tengely átmérője $d_t = 50 \text{ mm}$, a mértékadó nyomaték $T_m = 320 \text{ Nm}$, a súrlódási tényező pedig $\mu = 0,15 \dots 0,25$ között választható.

Megoldás:

A kerületi erő:

$$F = \frac{2 \cdot T_m}{d_t} = \frac{2 \cdot 320000}{50} = 12800 \text{ N}.$$

A héjakat összeszorító erő:

$$F_N = \frac{F}{\mu \cdot \pi} = \frac{12800}{0,2 \cdot \pi} = 20382 \text{ N}$$

Az egy csavart terhelő erő:

$$F_{cs} = \frac{F_N}{i} = \frac{20382}{4} \cong 5096 \text{ N}.$$

5.5. feladat. Egy héjas tengelykapcsoló mértékadó nyomatéka 500 Nm. Az összekapcsolt tengelyek átmérője 50 mm, a súrlódási tényező 0,24. Az öntöttvas kapcsoló feleket páros számú csavar fogja össze.

Számítsa ki az összefogó csavarok terhelését és a csavarok számát, ha egy csavart legfeljebb 6 kN erő terhelhet!

5.6. feladat. Egy centrifugál szivattyút és egy $P = 15 \text{ kW}$ teljesítményű, $n = 24 \text{ 1/s}$ fordulatszámú elektromotort merev tárcsás tengelykapcsolóval kapcsolunk össze. A tárcsákat összefogó csavarok száma: $z = 4$ db. A súrlódó felületek közepes átmérője megegyezik a csavarok lyukkörének átmérőjével $d_{köz} = d_{lyuk} = 85 \text{ mm}$.

Méretezze, ill. ellenőrizze az összefogó csavarok méreteit, ha a két tárcsa között a nyomatékot:

a) a csavarok kellő meghúzásával ébredő súrlódó erővel (erőzáró kapcsolattal)

b) illesztett szárú csavarokkal (alakzáró kapcsolattal) vesszük át.

a) Súrlódásos nyomatékátvitel esetén, amikor a tárcsák homlokfelületén ébredő súrlódás viszi át a nyomatékot, a csavarokat húzásra méretezzük.

Határozzuk meg először a mértékadó nyomatékot, majd a csavarok húzó terhelését, ha $c_d = 1,2$!

$$T'_m = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n} \cdot c_d = \frac{15000}{2 \cdot \pi \cdot 24} \cdot 1,2 = 119,36 \text{ Nm}.$$

A mértékadó nyomaték táblázatból: $T_m = 125 \text{ Nm}$.

A tárcsa feleket összeszorító erő $\mu = 0,15$ esetén:

$$F_a = \frac{2 \cdot T_m}{\mu \cdot d_{köz}} = \frac{2 \cdot 125}{0,15 \cdot 0,085} = 19607,8 \text{ N}.$$

Az egy csavarra jutó húzóterhelés:

$$F_{a1} = \frac{F_a}{z} = \frac{19607,8}{4} = 4901,9N$$

Határozzuk meg a csavar méretét szorosan meghúzott csavarkötés esetén:

A csavarok anyaga:

$$5.6 \Rightarrow \sigma_{meg} = \frac{R_{eH}}{2} = \frac{300}{2} = 150 \frac{N}{mm^2},$$

$$d_{03} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{a1}}{\varphi \cdot \pi \cdot \sigma_{meg}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 4901,9}{1 \cdot \pi \cdot 150}} = 6,45mm$$

$$d_3 = \frac{d_{03} + 6}{1,1} = \frac{6,45 + 6}{1,1} = 11,31mm \Rightarrow$$

a szabványos menet M14x2 ($d_3 = 11,54 \text{ mm}$) .

b) Ellenőrizzük alakzáró nyomatékvitel esetén az M10-es illesztő csavart, ha az anyaga 5.6 minőségű!

A csavar illesztett átmérője: $D = 11 \text{ mm}$.

A kerületi erő:

$$F_t = \frac{2 \cdot T_m}{d_{lyuk}} = \frac{2 \cdot 125}{0,085} = 2941,1N.$$

Az egy csavarra jutó terhelés:

$$F_{t1} = \frac{F_t}{z} = \frac{2941,1}{4} = 735,3N.$$

A keletkező nyírófeszültség:

$$\tau = \frac{4 \cdot 4 \cdot F_{t1}}{3 \cdot D^2 \cdot \pi} = \frac{4 \cdot 4 \cdot 735,3}{3 \cdot 11^2 \cdot \pi} = 10,31 \frac{N}{mm^2} < \tau_{meg} = 100 \frac{N}{mm^2}.$$

5.7. feladat. Határozza meg egy merev tárcsás, erőzáró kivitelű tengelykapcsoló mértékadó nyomatékát, az egy csavarra jutó húzóterhelést és a csavarban ébredő feszültséget, ha:

- $P = 15 \text{ kW}$,
- $z = 4 \text{ db}$,
- $d_3 = 6,47 \text{ mm (M8)}$,
- $\sigma_{meg} = 150 \text{ N/mm}^2$,
- $n = 24 \text{ 1/s}$,
- $d_{köz} = d_{lyuk} = 100 \text{ mm}$,
- $\mu = 0,2$,
- $c_d = 1,2$.

5.8. feladat. Az előző példában szereplő adatokat is felhasználva számítsa ki alakzáro kivitel esetén a tárcsás tengelykapcsoló egy csavarra jutó terhelését és a csavarban keletkező nyírófeszültséget!

($D = 9 \text{ mm}$, $\tau_{meg} = 100 \text{ N/mm}^2$)

5.9. feladat. Határozza meg egy merev tárcsás (alakzáró) tengelykapcsoló mértékadó nyomatékát és az előfeszített, szorosan meghúzott csavarok szükséges magátmérőjét, ha:

- $P = 20 \text{ kW}$,
- $n = 24 \text{ 1/s}$,
- $z = 4 \text{ db}$,
- $d_k = d_{ly} = 80 \text{ mm}$,
- $\mu = 0,15$,
- $\sigma_{meg} = 180 \text{ N/mm}^2$.

Önellenőrzés

1. Válassza ki az alábbi állítások közül azokat, amelyek a tengelykapcsolók feladatát írják le!

A tengelykapcsolók elsődleges feladata, hogy módosítás közbeiktatásával nyomatékot vigyenek át két tengely között.

A tengelykapcsolók feladata, hogy indítás után szétkapcsolják a tengelyeket.

A tengelykapcsolók fő feladata, hogy módosítás nélkül nyomatékot vigyenek át két tengely között, járulékos feladatuk pedig a torziós lengések csillapítása, egytengelyűségi eltérések kiegyenlítése, a tengelyek időszakonkénti szétkapcsolása.

2. Jelölje be azokat a tengelykapcsolókat, amelyek állandó, nem oldható kapcsolatot létesítenek két tengely között!

merev, hajlékony, rugalmas

szinkron, kúpos tengelykacsoló

hajlékony, különleges tengelykacsoló

biztonsági, körmös tengelykacsoló

rugalmas, elektromágneses kapcsoló, biztonsági

3. Mit nevezünk merev tengelykapcsolónak? Válassza ki a helyes meghatározást!

Azokat a tengelykapcsolókat, amelyek tengelyhibákat egyenlítenek ki és a két tengely viszonylagos elcsavaródását is lehetővé teszik, merev tengelykapcsolóknak nevezzük.

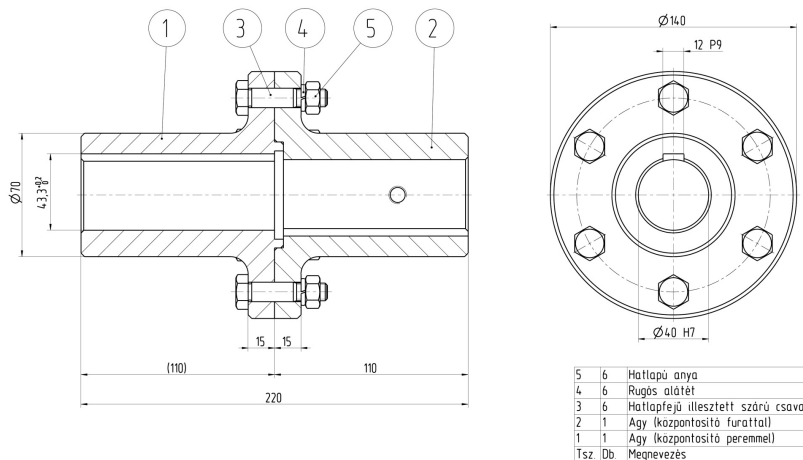
Azokat a tengelykapcsolókat, amelyeknél semmilyen tengelyhibát (szögeltérés, excentricitás, egytengelyűségi hiba) nem engedhetünk meg és a két kapcsoló fél egyként üzemel, merev tengelykapcsolóknak nevezzük.

Azokat a tengelykapcsolókat, amelyek súrlódással képesek nyomatékátvitelre és merev lemezekből állnak, merev tengelykapcsolóknak nevezzük.

4. Válassza ki az alábbi felsorolásból a merev tengelykapcsolókat!

Periflex, Oldham, tokos
tárcsás, kúpos, Bibby
héjas, tárcsás, tokos
kúpos, körmös, szinkron
biztonsági, tárcsás, Hardy tárcsa

5. Írja be az ábrán látható tengelykapcsoló alkatrészeinek számát a megnevezések mellé. Ha a megnevezett alkatrész nem szerepel az ábrán, írjon mellé nullát!



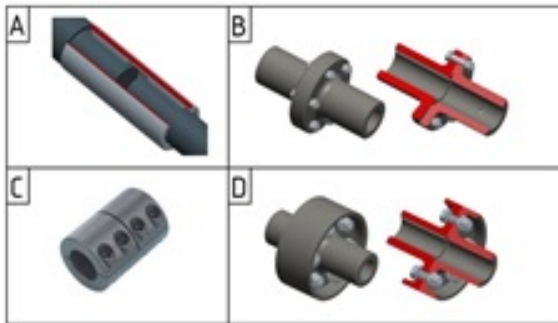
Hatlapfejű illesztett szárú csavar:

Hatlapfejű tövigmenetes csavar:

Agy központosító furattal:

Agy központosító peremmel:

6. Párosítsa az ábrán látható tengelykapcsolók jelöléseit, megnevezéseikkel!



héjas tengelykapcsoló:

tokos tengelykapcsoló:

alakzáró tengelykapcsoló:

7. Mekkora a mértékadó nyomatéka annak a tokos tengelykapcsolónak, amely 40 mm átmérőjű tengelyeket kapcsol össze és a tengelyek anyagának megengedett csavaró feszültsége 410 N/mm^2 ?

$T_m = \dots \text{ Nm}$

8. Válassza ki az alábbi összefüggések közül azt, amelyik alkalmas egy tárcsás tengelykapcsoló esetén a csavar húzó igénybevételének meghatározására!

$$\sigma_{meg} = \frac{F_{a1}}{A_3} \Rightarrow F_{a1} = \sigma_{meg} \cdot \frac{d_3^2 \cdot \pi}{4}$$

$$F_{a1} = z \cdot F$$

$$F_N = p \cdot d_t \cdot l$$

9. Merev tárcsás erőzáró tengelykapcsoló tárcsáit összefogó csavar húzóterhelése 6000 N, a megengedett húzófeszültség 200 N/mm², a jóssági tényező $\varphi = 0,8$.

Válassza ki a felsorolt csavarmenetek közül azt, amelyik a méretezésből adódóan a legjobban megfelel!

M10 x 1,5 ($d_3 = 8,16$ mm)

M14 x 2 ($d_3 = 11,546$ mm)

M16 x 2 ($d_3 = 13,546$ mm)

M18 x 2,5 ($d_3 = 14,933$ mm)

M8 x 1,25 ($d_3 = 6,466$ mm)

22. LECKE

Tevékenység:

Olvassa el a jegyzetet a ?? alfejezetig. A feldolgozás során a következőkre figyeljen:

- Hasonlítsa össze a mozgó, hajlékony és rugalmas tengelykapcsolókat a különböző tengelyhibák kiegyenlítése szempontjából.
- Sorolja fel a dinamikus hatások kiküszöbölésére alkalmas tengelykapcsolókat!
- Sorolja fel a dinamikus hatások kiküszöbölésére alkalmas tengelykapcsolókat!
- Ábra alapján tanulmányozza az Oldham, a körmös, a kardáncsuklók, a Hardy-tárcsa, a Bibby-féle kapcsoló, a gumidugós, a Periflex és a poligon tengelykapcsolók szerkezeti elemeit, működési elvét!
- Adjon választ arra, hogy miképp változik a hajtó tengely szögsebessége a kardáncsuklónál a tengelyek által bezárt szög függvényében!
- Jegyezze meg a gumidugós tengelykapcsolónál a dugókat terhelő kerületi erő és a dugó külső felületére ható palástnyomás összefüggését!

Követelmény:

A tananyag elsajátítása akkor tekinthető sikeresnek, ha Ön:

- Az egyes tengelykapcsolók neveihez hozzá tudja rendelni, hogy azok milyen tengelyhibák kiegyenlítésére alkalmasak.
- Felsorolásból ki tudja választani a dinamikus hatásokat kiküszöbölő tengelykapcsolókat.
- Adott tengelykapcsolóról el tudja dönteni, hogy az a mozgó, hajlékony vagy rugalmas tengelykapcsolók csoportjába tartozik-e.
- Ábra alapján meg tudja nevezni a különböző tengelykapcsolók egyes részeit.

- A tengelykapcsolókra vonatkozó állításokról el tudja dönteni, hogy azok igazak vagy hamisak.
- Meg tudja határozni a dugókat terhelő kerületi erőt és a dugók külső felületére ható palástnyomást gumidugós tengelykapcsoló esetén.

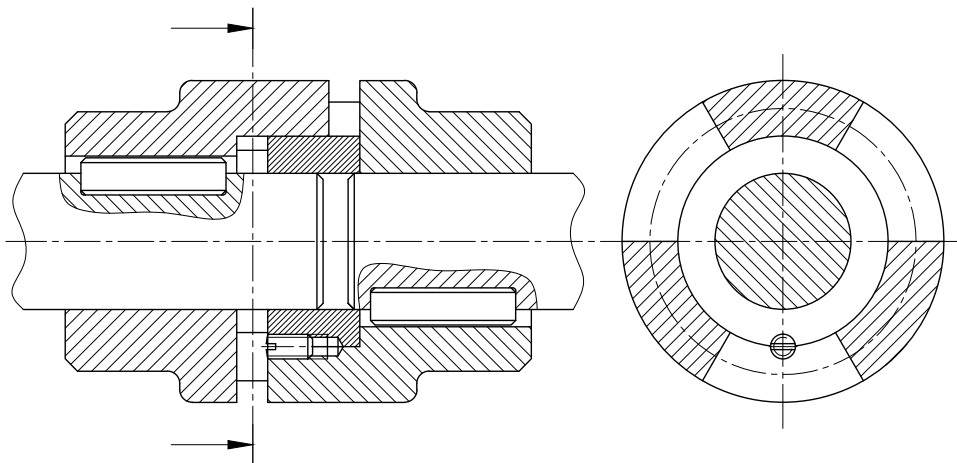
Kulcsszavak: mozgó tengelykapcsoló, egytengelyűségi hiba, hődilataációs tengelykapcsoló, Oldham tengelykapcsoló, szöghiba, hajlékony tengelykapcsoló, Hardy tárcsa, kardáncsukló, rugalmas tengelykapcsoló, gumidugós tengelykapcsoló, Periflex, Forst és Bibby tengelykapcsoló.

5.3. Mozgó tengelykapcsolók

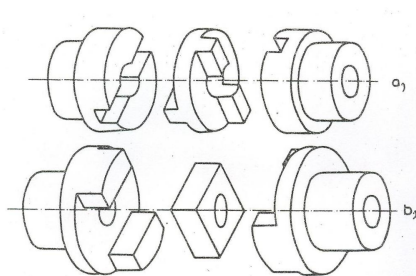
Az eddig ismertetett tengelykapcsolókra jellemző, hogy a tengelyek között sem egytengelyűségi hiba, sem más eltérés nem engedhető meg. Vannak azonban olyan beépítési helyek, ahol üzemszerű működés közben számítani kell pl. a magas hőmérséklet okozta hossznövekedésre. Ilyen meggondolásból szükség van olyan tengelykapcsoló típusra is, amelynél megengedett a tengely üzem közbeni hosszváltozása, ill. olyanra is, amely egytengelyűségi hibát tud kompenzálni.

Az első feladatra alkalmas a hődilataációs tengelykapcsoló (5.8. ábra), amelynél a tengelyek végeire erősített tárcsákat nem csavarozzák össze, hanem körmökkel látják el. A két tárcsafél központosítására a körmök belső felületén elhelyezett gyűrű szolgál. A kapcsolat alakzáró, a körmöket hajlításra kell ellenőrizni.

A radiális tengelyeltérések kiegyenlítésére (egytengelyűségi hiba) az Oldham tengelykapcsolót használják. Lényege, hogy a tengelyvégekre erősített tárcsák közé egy harmadik tárcsát (betéttárcsát) helyeznek el, amelyek két homlokfelületén egymásra merőleges kapcsolólécek vagy hornyok találhatók (5.9. ábra).



5.8. ábra. Hődilataációs tengelykapcsoló



5.9. ábra. Oldham tengelykapcsoló elemei

Minthogy a betéttárcsa a tengelyvégekhez képest a megfelelő vezeték irányában elmozdulhat, ki tudja egyenlíteni a tengelyek kismértékű excentricitását, miközben bolygó mozgást végez. A bolygó mozgás miatt nagy fordulatszámnál nagy centrifugális erő ébred, a csúszás miatt pedig nagy a hőfejlődés. Emiatt az ilyen kialakítást csak kis fordulatszámú helyeken alkalmazzák.



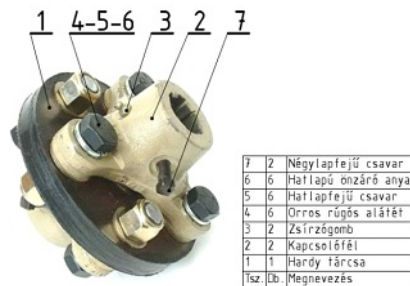
5.10. ábra. Oldham tengelykapcsolók

5.4. Hajlékony tengelykapcsolók

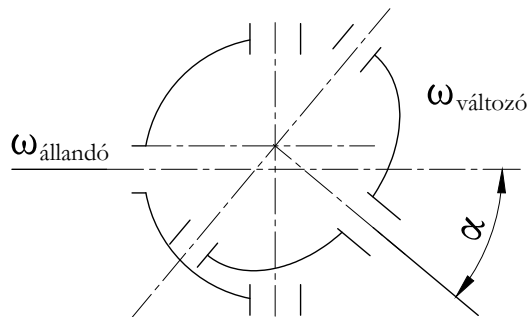
A hajlékony tengelykapcsolók egymással szöget bezáró tengelyek állandó kapcsolatát biztosítják. Kisebb tengelyszögek ($1-3^\circ$) esetében a Hardy-tárcsát alkalmazzák (5.11. ábra), amely két tárcsa alakú félből és a közük szerelt textilbetétes gumiból készült rugalmas elemből áll. A közbetétet 120° -os osztásban elhelyezett csavarok erősítik a kapcsoló felekhez.

Nagyobb tengelyszög ($5-8^\circ$) és nyomaték esetében a tengelyek összekötésére kardánkapcsolót alkalmaznak. Az 5.12. ábra a kardánkapcsoló elvi vázlatát szemlélteti.

Ennek lényege egy merev csuklós kereszt, amelynek végeit a tengelyvégekre erősített villákban elforgathatóan csapágyazzák. Mivel a villacsapágyak tengelyvonalai merőlegesek egymásra, a jobb oldali tengely a másikhoz viszonyítva egyidejűleg két, egymásra merőleges tengely körül fordulhat el, tehát bármelyik irányban beállhat, miközben a nyomatékátvitel zavartalan.



5.11. ábra. Hardy tengelykapcsoló



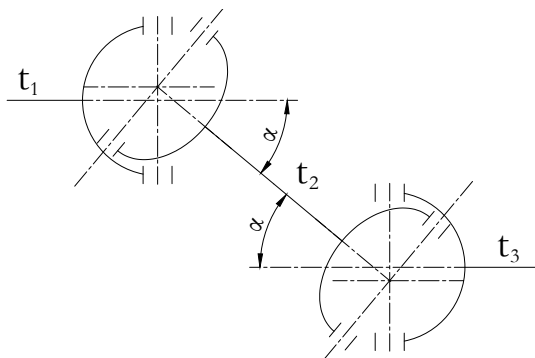
5.12. ábra. Kardánkapcsoló elvi vázlat

A szerkezet nagy hátránya, hogy a két tengely szögsebessége csak akkor azonos, ha egy egyenesbe esnek. Ellenkező esetben, ha a hajtó tengely szögsebessége állandó, a hajtott tengely szögsebessége periodikusan ingadozik (lúktet) az α szög nagyságától függően. Minél nagyobb a szögeltérés, annál nagyobb a szögsebesség ingadozás. A szögsebesség ingadozást két kardáncsukló beépítésével lehet elkerülni (5.14. ábra).

Ilyenkor a t_3 tengely szögsebessége már állandó, a két kardánkapcsoló kiegyenlíti egymás hibáit. Ennek feltétele



5.13. ábra. Kardánkapcsoló



5.14. ábra. A szögsebesség ingadozásának elkerülése

a két tengely, t_1 és t_3 párhuzamossága és, hogy a 2 jelű tengely villái egy síkban legyenek.

A gépgyártás területén általánosan elterjedt, a gépjárművek körében pedig kiemelkedő jelentőségű kardánkapcsolót a gépkocsiknál a rugózott alvárról a rugózatlan hátsó tengely hajtására alkalmazzák.



5.15. ábra. Szétszerelt kardánkapcsoló

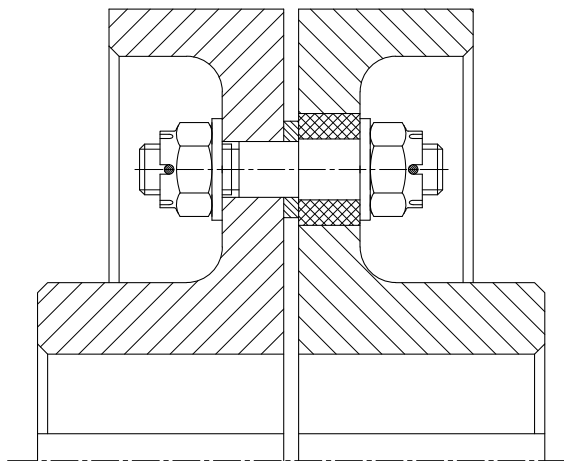
5.5. Rugalmas tengelykapcsolók

Az eddig ismertetett tengelykapcsolók jellemzője, hogy az üzem közben bekövetkező lökésszerű terheléseket is csillapítás nélkül átviszik. Ez a hátrányos tulajdonság kiküszöbölhető, ha a nyomatékátvitel valamilyen rugózó elemen keresztül történik, vagyis a két kapcsolófél csak ezeken keresztül kapcsolódik. Az ilyen kialakítású kapcsolók kis mértékben szögkiegyenlítésre is alkalmasak.

A rugalmas elemek a kerületi erő változásakor deformálódnak, így a két tengelykapcsolófél egymáshoz képest tangenciálisan elmozdul. A rugalmas elemek lehetnek dugók, szalagok vagy tűk.

Az egyik leggyakrabban alkalmazott rugalmas tengelykapcsoló a gumidugós kivitel (5.16. ábra). Ez a kapcsoló a tárcsás tengelykapcsoló módosított változata, amelynél az összefogó csavarok körül elhelyezett, acélcsőre vulkanizált gumidugó biztosít – nem nagymértékű – rugalmasságot. Az összeerősítő csavar az egyik tárcsafélben illesztve van, a gumidugó a másik tárcsában kiképzett nagyobb átmérőjű furatban helyezkedik el. A kapcsolót szabványosították. Készül bőrdugós változatban is, amelynek kisebb a rugalmassága, viszont jobban terhelhető.

A bőr- és gumidugós tengelykapcsolók méretezését palástnyomásra végezzük. A dugókat terhelő kerületi erő az 5.16. ábra jelöléseivel:



5.16. ábra. Gumidugós tengelykapcsoló

$$F_k = \frac{2 \cdot T_m}{D \cdot z} \quad [N], \quad (5.13)$$

ahol:

- z - az összefogó csavarok (a dugók) száma,
- T_m - a mértékadó nyomaték,
- D - a csavarok (dugók) lyukkör átmérője.

A dugó külső felületére ható palástnyomás:

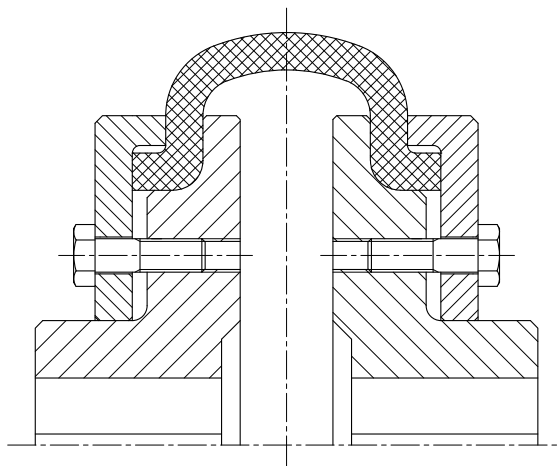
$$p = \frac{F_k}{d \cdot a} \quad [N/mm^2], \quad (5.14)$$

ahol:

- d – a rugó külső átmérője (acélsőre vulkanizált rugó esetén),
- a – pedig a rugó hossza.

A megengedett felületi nyomás (p_{meg}) guminál $0,8-1 \text{ N/mm}^2$, bőrdugó esetén pedig $1,5-2 \text{ N/mm}^2$.

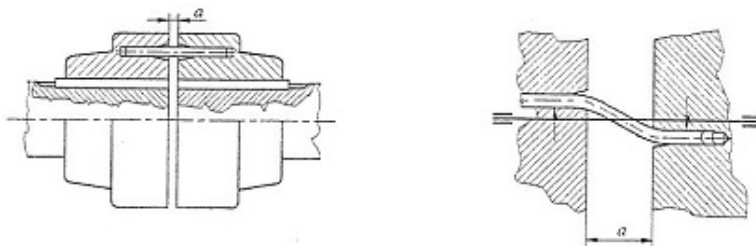
A rugalmas tengelykapcsolók egy másik csoportja a rugalmas abroncsos tengelykapcsolók, amelyek leggyakoribb típusa a Periflex kapcsoló. Ennek rugalmas eleme a gépkocsi abroncsköpenyéhez hasonló vászonbetétes gumielem, melyet a szétszerelhetőség biztosítására egy helyen széthasítanak. Az abroncsot csavarokkal leszorított gyűrűk rögzítik a kapcsolótárcsákhoz (5.17. ábra).



5.17. ábra. *Periflex* tengelykapcsoló

A szerkezetet, rugalmasságán kívül, nagymértékű kiegyenlítő képesség jellemzi, különösen tengelyirányban ($\pm 6\text{mm}$).

Acéltűs (Forst) kapcsolót szemléltet a következő ábra. Ennél a kivitelnél a két tengelyvégen



5.18. ábra. Acéltűs kapcsoló

elhelyezett tárcsában kialakított furatokban elhelyezkedő acélrudak a nyomatékátvivő elemek. Ahhoz, hogy a rudak deformálódni tudjanak, a furatokat tölcsérszerűen kell kiképezni (5.18. ábra).

Az acélrugós tengelykapcsolók közül a Bibby-féle kígyórugós szerkezet a legelterjedtebbek egyike, melynek szegmensekre osztott rugója a kapcsolófelek fogazatának árkaiban helyezkedik el (5.19. ábra):

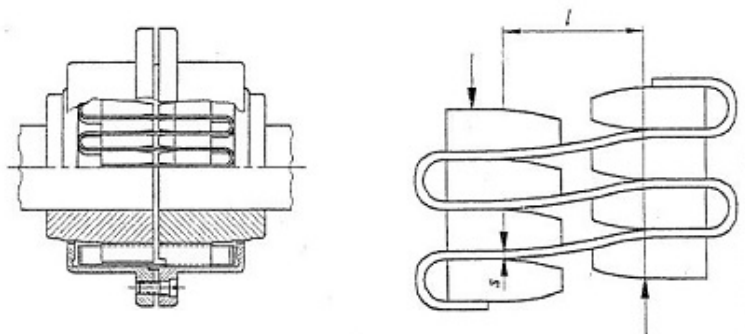
A nagyobb nyomaték átvitelére ezeket a rugókat egymás fölött helyezik el. A kapcsoló helyes működésének alapfeltétele a tárcsák fogazatának megfelelő kialakítása. A fogakat úgy képezik ki, hogy a befogási távolság (l) minél nagyobb legyen. A kapcsoló rugalmas viselkedését többletterheléses állapotban az 5.19. ábra szemlélteti.

A rugóágakban keletkező deformációt az 5.20. ábra mutatja.

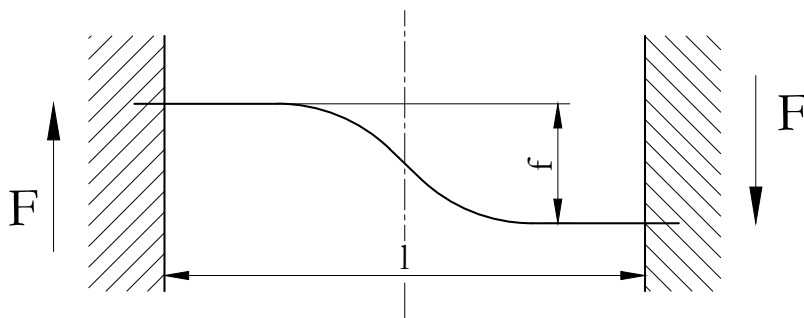
Az egy rugóra jutó terhelés (kerületi erő):

$$F = \frac{T_m}{r_k \cdot z} \quad [N], \quad (5.15)$$

ahol:



5.19. ábra. Acélrugós tengelykapcsoló



5.20. ábra. Rugó deformációja

- T_m – a mértékadó nyomaték,
- r_k – a rugók elhelyezkedési (beépítési) sugara,
- z – a rugók száma.

A rugó lehajlása:

$$f = \frac{F \cdot l^3}{12 \cdot I \cdot E} \quad [mm], \quad (5.16)$$

ahol:

- F – a terhelő erő,
- l – a rugó hossza,
- I – a rugó másodrendű nyomatéka,
- E – az anyag rugalmassági modulusa.

A másodrendű nyomaték:

$$I = \frac{a^3 \cdot b}{12} \quad [mm^4], \quad (5.17)$$

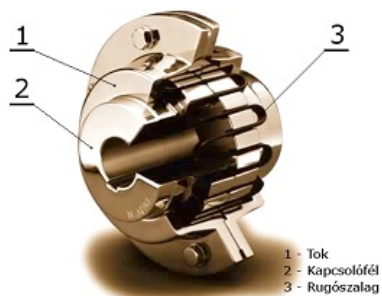
ahol:

- b – a rugókeresztmetszet hosszabb oldala,
- a – a rugó szélessége.

A rugókban ébredő feszültség:

$$\sigma_{hajl} = \frac{M}{K} = \frac{F \cdot l}{2} \cdot \frac{6}{a^2 \cdot b} \quad [N/mm^2] \quad (5.18)$$

A Bibby típusú tengelykapcsolók azonos alapelveken több kialakításban is készülnek. A legnagyobbak több száz Nm nyomaték átvitelére is alkalmasak. A rugók leesésének megakadályozására itt is a külső borítás szolgál, ez fogadja be a kenőanyagot is.



5.21. ábra. *Bibby tengelykapcsoló*

5.6. Gyakorló feladatok

5.10. feladat. Lökésszerű igénybevételekkel terhelt tengelyeket Bibby tengelykapcsolóval kötnék össze. A tengelykapcsoló mértékadó, átvindó nyomatéka $T = 3200 \text{ Nm}$. A szerkezetben két sorban, 4 - 4 db rugószalag van elhelyezve. A tengelykapcsoló összesen 16 rugószegmensű. A rugólemez szelvénymérete: $a = 2 \text{ mm}$, $b = 10 \text{ mm}$. A rugóbeépítés középátmérője $d_k = 300 \text{ mm}$, $l = 30 \text{ mm}$. A megengedett hajlító feszültség a rugóban: $\sigma_{meg} = 500 \text{ N/mm}^2$.

Határozzuk meg a rugók hajlító feszültségét és deformációját!

a) A hajlító feszültség meghatározása:

Az egy rugószálra eső kerületi erő:

$$F_1 = \frac{2 \cdot T}{d_k \cdot z} = \frac{2 \cdot 3200 \cdot 10^3}{300 \cdot 2 \cdot 4 \cdot 16} = 166,6 \approx 167 \text{ N},$$

ahol z a fogak száma.

A hajlítófeszültség a rugószálban:

$$\sigma_{hajl} = \frac{M}{K} = \frac{F_1 \cdot l}{2} \cdot \frac{6}{a^2 \cdot b} = \frac{167 \cdot 30 \cdot 6}{2 \cdot 2^2 \cdot 10} = 375,75 \approx 376 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < \sigma_{meg},$$

tehát a rugó kibírja a hajlítást.

A rugók lehajlása:

$$f = \frac{F \cdot l^3}{12 \cdot I \cdot E}$$

$$E = 2,1 \cdot 10^5 \frac{N}{mm^2}$$

$$f = \frac{F \cdot l^3}{12 \cdot \frac{a^3 \cdot b}{12} \cdot E} = \frac{F \cdot l^3}{a^3 \cdot b \cdot E} = \frac{167 \cdot 30^3}{2^3 \cdot 10 \cdot 2,1 \cdot 10^5} = 0,268 mm.$$

5.11. feladat. Határozzuk meg egy Bibby tengelykapcsoló átvihető, mértékadó nyomatékát és a rugók alakváltozását (lehajlását)! A szerkezetben 2 sorban 4 - 4 db hajlított lapos rugószalag (szegmens) helyezkedik el. A szegmensok száma 18 db. A lemezugó szelvénye a $x \cdot b = 4 \times 9,5$. A rugóbeépítés átmérője $d_k = 370$ mm. A megengedett hajlítófeszültség a rugóban $\sigma_{meg} = 500$ N/mm². A rugók terhelési távolsága $l = 44$ mm.

Az egy rugószegmensre ható kerületi erő számítása:

$$\sigma_{meg} = \frac{T_1}{K},$$

ahol:

$$T_1 = \frac{F_1 \cdot l}{2}, \quad K = \frac{a^2 \cdot b}{6},$$

$$\sigma_{meg} = \frac{F_1 \cdot l}{2} \cdot \frac{6}{a^2 \cdot b},$$

$$F_1 = \frac{2}{6} \cdot \sigma_{meg} \cdot \frac{a^2 \cdot b}{l} = \frac{2}{6} \cdot 500 \cdot \frac{4^2 \cdot 9,5}{44} \cong 576 N$$

Az átvihető nyomaték meghatározása:

$$T = F_1 \cdot \frac{d_k}{2} \cdot z,$$

ahol:

$$z = 2 \cdot 4 \cdot 18 = 144db,$$

$$T = 576 \cdot \frac{370}{2} \cdot 144 = 15344640 Nmm \approx 15345 Nm.$$

A mértékadó nyomaték (táblázatból):

$$T_m = 16000 Nm$$

A rugók lehajlása:

$$f = \frac{F_1 \cdot l^3}{12 \cdot I \cdot E},$$

ahol:

$$E = 2,1 \cdot 10^5 N/mm^2, \text{ és } I = \frac{a^3 \cdot b}{12},$$

$$f = \frac{F_1 \cdot l^3}{12 \cdot \frac{a^3 \cdot b}{12} \cdot E} = \frac{576 \cdot 44^3}{4^3 \cdot 9,5 \cdot 2,1 \cdot 10^5} = \frac{576 \cdot 85184}{1276,8 \cdot 10^5} = \frac{4,9065984 \cdot 10^7}{1,2768 \cdot 10^8} = \frac{4,9065984}{12,768} = 0,384 mm$$

5.12. feladat. Egy aprító gépet gumidugós tengelykapcsoló közbeiktatásával villanymotorral hajtanak meg. A gép elvárt teljesítménye $P = 10 \text{ kW} = 10000 \text{ W}$, a fordulatszáma pedig $n = 24 \text{ 1/s}$.

A gumidugó geometriai adatai:

- külső átmérő: $d = 40 \text{ mm}$,
- hossz: $a = (l) = 25 \text{ mm}$,
- osztókör átmérő: $D = 160 \text{ mm}$,
- dugók száma: $z = 4 \text{ db}$.

Üzemi hatásból a dinamikai tényező $c_d = 1,8$.

Határozzuk meg az átvíendő nyomatékot, a dugókat terhelő kerületi erőt és a dugókra ható palástnyomást!

Az átvíendő nyomaték:

$$T = c_d \cdot \frac{P}{\omega} = c_d \cdot \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n} \quad [Nm,]$$

$$T = 1,8 \cdot \frac{10000}{2 \cdot \pi \cdot 24} = 119,43 Nm.$$

A szabványos mértékadó nyomaték táblázatból:

$$T_m = 125 Nm.$$

Az egy dugót terhelő kerületi erő:

$$F_k = \frac{2 \cdot T_m}{D \cdot z} \quad [N],$$

$$F_k = \frac{2 \cdot 125000}{160 \cdot 4} = 390,6 N.$$

A dugó külső felületére ható palástnyomás:

$$p = \frac{F_k}{d \cdot a} = \frac{390,6}{40 \cdot 25} = 0,39 \frac{N}{mm^2} < p_{meg},$$

tehát megfelelő,

$p_{meg} = 0,8 \dots 1,0 \frac{N}{mm^2}$ gumidugóra,

$p_{meg} = 1,5 \dots 2,0 \frac{N}{mm^2}$ bőrdugóra.

5.13. feladat. Egy fröccsöntő gépet gumidugós tengelykapcsoló közbeiktatásával $P = 7,5$ kW teljesítményű és $n = 24$ 1/s fordulatszámú villanymotor hajt meg. Üzem közben $c_d = 1,75$ dinamikus tényezőt kell figyelembe venni. Az óránkénti indítások száma várhatóan 80, így $c_k = 0,36$. Az üzemi hőmérséklet $t = 313$ °K (40 °C) miatt $c_t = 0,4$.

a) Mekkora a dugóra ható felületi nyomás?

b) Megfelelő-e a dugó, ha az 5.16. ábra jelölései alapján: $D = 140$ mm, $d = 42$ mm, $a = 25$ mm, $z = 4$ db, $p_{meg} = 1$ MPa .

a) Az átvíendő nyomaték meghatározása:

$$T = \frac{P}{\omega} \cdot (c_d + c_k + c_t),$$

ahol:

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n,$$

$$T = \frac{7,5 \cdot 10^3}{2 \cdot \pi \cdot 24} \cdot (1,75 + 0,36 + 0,4) = 124,9 Nm.$$

A mértékadó nyomaték táblázatból:

$$T_m = 125 Nm.$$

Az egy dugót terhelő kerület erő:

$$F_k = \frac{2 \cdot T}{D \cdot z} = \frac{2 \cdot 125000}{140 \cdot 4} = 446,43 N.$$

A dugó külső felületére ható palástnyomás:

$$p = \frac{F_k}{d \cdot a} = \frac{446,43}{42 \cdot 25} = 0,425 \frac{N}{mm^2}.$$

b) $p < p_{meg}$, tehát a dugók megfelelnek palástnyomásra.

5.14. feladat. Legalább hány darab bőrdugót kell beépíteni egy tengelykapcsolóba, ha $T_m = 320$ Nm, $p_{meg} = 1,5$ N/mm², $d = 40$ mm, $a = 20$ mm, $D = 140$ mm.

5.15. feladat. Milyen anyagú dugót alkalmazzanak a tengelykapcsolóban, ha $T_m = 250$ Nm, $D = 140$ mm, $d = 40$ mm, $a = 20$ mm, $z = 4$ db, $p_{meg} = 0,8 - 1$ N/mm² gumidugóra, $p_{meg} = 1,5 - 2$ N/mm² bőrdugóra.

Önellenőrzés

1. Jelölje meg a radiális tengelyhibák kiegyenlítésére alkalmas tengelykapcsolókat!

Oldham tk.

körmös tk.

Periflex kapcsoló

kardáncsukló

Bibby

2. Az alábbi felsorolásban tengelykapcsoló típusokat és különböző felhasználási területeket lát. Párosítsa ezeket a tengelykapcsolókat a lehetséges felhasználási területtel!

A) hődilatációs tk.

B) Hardy tárcsa

C) Periflex kapcsoló

D) kardáncsukló

e) mozgó

f) hajlékony

g) rugalmas

h) rugalmas és kiegyenlítő egyben

A

B

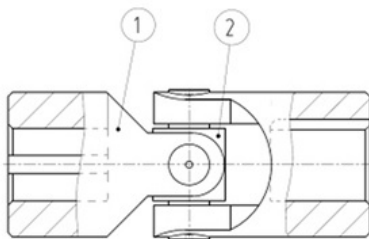
C

D

3. Az alábbi kapcsolók közül melyik alkalmas a lökészerű terhelések felvételére, a dinamikus hatások kiegyenlítésére? Jelölje!

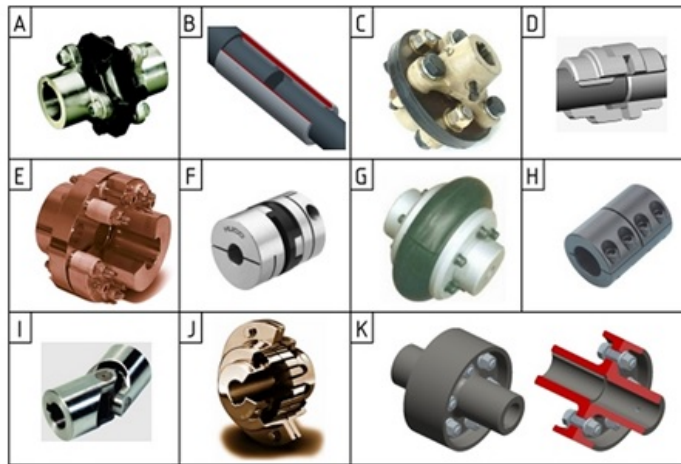
Hardy tárcsa
poligon-kapcsoló
gumidugós tk.
körmös tk.

4. Válassza ki az alábbi felsorolásból az ábrán látható tengelykapcsoló jelölt alkatrészeinek megnevezését! Ha a megnevezett alkatrész nem szerepel az ábrán, írjon mellé nullát!



kapcsolóház:
rugalmas kiegyenlítő:
kardánkereszt:
tok:

5. Az alábbi ábrán különböző tengelykapcsolókat lát. Válassza ki közülük azokat, amelyek az alábbi felsorolásban szerepelnek!



gumidugós tk.

Oldham tk.

Periflex kapcsoló

Hardy tárcsa

Bibby tk.

6. Jelölje a rugó deformációjának meghatározására alkalmas összefüggést egy Bibby kapcsoló esetén!

$$f = \frac{F \cdot l}{12 \cdot I \cdot E}$$

$$f = \frac{F \cdot l^3}{2 \cdot I \cdot E}$$

$$f = \frac{F \cdot l^3}{12 \cdot I \cdot E}$$

7. Milyen anyagú dugókat alkalmazzanak a tengelykapcsolóban, ha $T = 265 \text{ Nm}$, $D = 125 \text{ mm}$, $d = 35 \text{ mm}$, $a = 20 \text{ mm}$, $z = 5 \text{ db}$, $p_{meg} = 0,8 - 1 \text{ N/mm}^2$ gumidugóra, $p_{meg} = 1,5 - 2 \text{ N/mm}^2$ bőrdugóra.

Eredmény: $p = \dots \text{ N/mm}^2$

Típus:

gumidugó

bőrdugó

23. LECKE

5.7. Oldható tengelykapcsolók

Tevékenység:

Olvassa el a jegyzetet a ?? alfejezetig. A feldolgozás során a következőkre figyeljen:

- Milyen tengelykapcsolók tartoznak az oldható alakzáró, az oldható erőzáró és a különleges kapcsolók közé.
- Milyen elven működnek az oldható alakzáró, az oldható erőzáró és a különleges tengelykapcsolók.
- Tanulmányozza az oldható körmös, a szinkronizáló, a kúpos, a dörzstárcsás, a lemezes, a biztonsági és a hidrodinamikus tengelykapcsolók szerkezeti elemeit, működési elvét!
- Tanulja meg a kúpos tengelykapcsolónál a nyomaték átviteléhez szükséges kerületi erő, a normálerő és az összenyomódáshoz szükséges tengelyirányú (axiális) erő összefüggéseit!
- Jegyezze meg a dörzstárcsás és lemezes tengelykapcsolóknál az axiális összeszorító erő, valamint az átvihető nyomaték összefüggését!
- Hidrodinamikus tengelykapcsoló esetén mit értünk a szlip, a hatásfok és a kapcsolóval átvihető nyomaték alatt.

Követelmény:

A tananyag elsajátítása akkor tekinthető sikeresnek, ha Ön:

- Felsorolás alapján el tudja dönteni adott tengelykapcsolóról, hogy az oldható alakzáró, az oldható erőzáró vagy a különleges kapcsolók csoportjába tartozik.
- Az oldható alakzáró, erőzáró és a különleges tengelykapcsolók működési mechanizmusára, ill. ezek egyes típusaira vonatkozó állításokról el tudja dönteni, hogy azok igazak vagy hamisak.
- Ábra alapján azonosítani tudja a különböző tengelykapcsolókat.

- Ábra alapján meg tudja nevezni az oldható körmös, a szinkronizáló, a kúpos, a dörzstárcsás, a lemezes, a biztonsági és a hidrodinamikus tengelykapcsolók fő részeit.
- Ábrák közül ki tudja választani az oldható és különleges tengelykapcsolókat.
- Ki tudja számítani az oldható körmös kapcsolónál a körmökre ható kerületi erőt, a reteszre ható erőt és az axiális kikapcsoló erőt.
- Meg tudja határozni a kúpos kapcsolónál szükséges kerületi erőt, a normálerőt és az összenyomódáshoz szükséges tengelyirányú erőt.
- Ki tudja számítani dörzstárcsás és lemezes tengelykapcsolónál az axiális összeszorító erőt és a kapcsolóval átvihető nyomatékot.
- Listából ki tudja választani egy adott feladat megoldásához szükséges összefüggéseket.

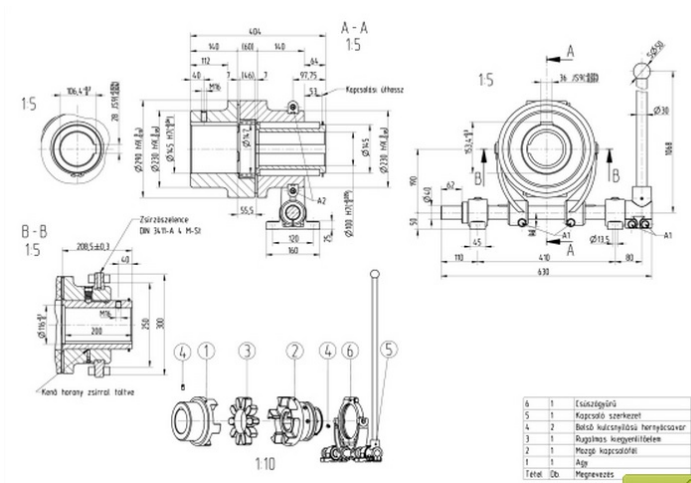
Kulcsszavak: oldható alakzáró tengelykapcsoló, oldható erőzáró tengelykapcsoló, oldható körmös tengelykapcsoló, szinkronkapcsoló, súrlódó kúpos tengelykapcsoló, súrlódó tárcsás tengelykapcsoló, lemezes dörzskapcsoló, biztonsági tengelykapcsoló, hidrodinamikus tengelykapcsoló.

5.7.1. Oldható alakzáró tengelykapcsolók

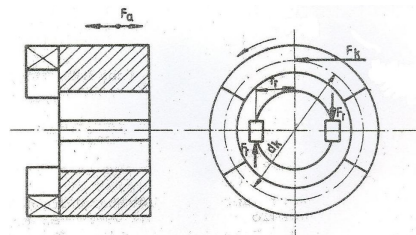
Az oldható alakzáró tengelykapcsolók jellemzője, hogy üzem közben a tengelyek kapcsolata megszakítható, de a bekapcsolást csak álló helyzetben lehet elvégezni. Ilyen feladat ellátására alkalmas a körmös tengelykapcsoló (5.22. ábra):

A két tengelykapcsolófél tárcsa alakú és szembenéző homlokfelületei egymásba illeszkedő fogazással (körmökkel) vannak ellátva. Az egyik fél a tengelyre mereven van rögzítve, a másik siklórekeszen tengelyirányban elmozdítható. A ki- és bekapcsoláshoz külső erőhatás szükséges, de a működéshez már nem kell külső erő. A tárcsafelek között megcsúszás nincs.

A kikapcsoláshoz szükséges tengelyirányú erőt az 5.23. ábra jelöléseivel a következőképpen határozhatjuk meg:



5.22. ábra. Oldható körmös tengelykapcsoló összeállítási rajza



5.23. ábra. Erőhatások körmös tengelykapcsolón

A körökre ható kerületi erő:

$$F_k = \frac{2 \cdot T}{d_k} \quad [N] \quad (5.19)$$

A reteszre ható erő:

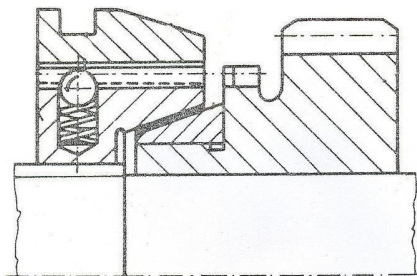
$$F_r = \frac{T}{r_r} \quad [N] \quad (5.20)$$

Az axiális kikapcsoló erő:

$$F_{ax} = \mu \cdot (F_k + F_r) \quad [N] \quad (5.21)$$

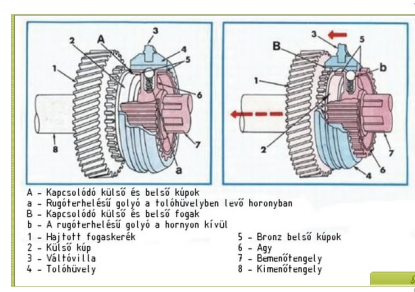
A körmök szilárdsági ellenőrzése a kerületi erőből adódó felületi nyomás és a körmök tövében ébredő hajlítófeszültség meghatározásából áll.

Üzem közben ki- és bekapcsolható tengelykapcsoló a gépjárművek sebességváltójában is alkalmazott szinkronkapcsoló (5.24. ábra):



5.24. ábra. Szinkronkapcsoló

A kapcsoló kimenő tengelyére lazán szerelt fogaskerék kisebb méretű fogaskoszorúja a kapcsolóhüvellyel azonos külső fogazatú, a tolóhüvely pedig belső fogazatú. A kapcsolóhüvely - bordástengely kapcsolattal - együtt forog a tengellyel, de azon tengelyirányban elmozdítható. A kapcsoló- és tolóhüvely golyós retesszel van összekötve (5.25. ábra).



5.25. ábra. Szinkronkapcsoló 3D-s modellje

A kapcsolás első fázisában a golyós retesz hatására a kapcsolóhüvely a rajta levő tolóhüvellyel együtt mozdul el. Ekkor a kúpfelületeken súrlódásos kapcsolat keletkezik és ez a laza fogaskereket a tengellyel azonos fordulatszámra, szinkron fordulatra gyorsítja.

A kapcsolás második fázisában, a kart tovább mozdítva, a tengelyirányú erő legyőzi a golyós retesz ellenállását és a belső fogazású hüvely találkozik a laza fogaskeréken levő kapcsolófogakkal, létrejön tehát a kapcsolás.

A kikapcsolás hasonló módon, értelemszerűen ellentétes irányban jön létre.

5.7.2. Oldható erőzáró tengelykapcsolók

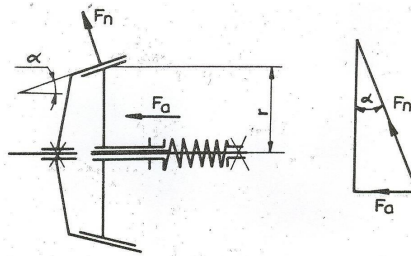
Az oldható, erőzáró kapcsolók üzem közben tetszőleges gyakorisággal ki- és bekapcsolhatók.

Erőzáráshoz a kapcsolóerőt állandóan biztosítani kell. A nyomatékot fokozatosan növelhető súrlódó erő viszi át.

Ezeket a kapcsolókat lágy indítás a túlterhelésnél pedig megcsúszás jellemzi. Bekapcsolásnál a fellépő csúszás miatt hőfejlődés van, ami energiavesztéseget okoz.

A súrlódó felületek kialakítása szerint a kapcsolók kúpos-, tárcsás-, lemezes- és hengeres dörzsfelületűek lehetnek. Ezek közül a lemezes kapcsolók zömében olajkenésűek, a többi kapcsoló szárazon működik.

A kúpos kapcsolót szemlélteti az 5.26. ábra. A hajtó tengelyen levő kapcsolófél rögzített, a hajtott tengelyen levő pedig sikló retesszel viszi át a nyomatékot, tehát tengelyirányban mozgatható.



5.26. ábra. Erő hatások a kúpos súrlódó tengelykapcsolón

A kúpos súrlódó felületek összenyomódását az eltolható tárcsára kifejtett F_a erővel idézzük elő. A nyomaték átviteléhez szükséges kerületi (súrlódó) erő:

$$F_k = \frac{T_m}{r} \quad [N] \quad (5.22)$$

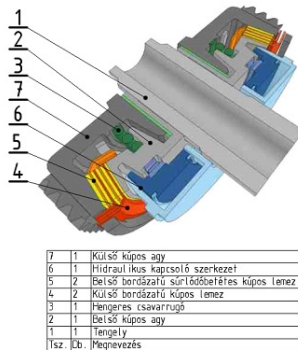
A súrlódó erő létrehozásához szükséges normálerő a kúpfelületen:

$$F_n = \frac{F_k}{\mu} \quad [N] \quad (5.23)$$

Az összenyomódáshoz szükséges tengelyirányú (axiális) erő:

$$F_{ax} = F_n \cdot \sin \alpha = T_m \cdot \frac{\sin \alpha}{r \cdot \mu} \quad [N] \quad (5.24)$$

Az üzem közben állandóan ható F_a erő hátrányosan hat a csapágyazásra. Kettős kúpfelületű megoldással ez a hátrány kiküszöbölhető és más előnyös tulajdonságok is jelentkeznek. Például: zárt lehet a kapcsoló, jobb lesz a hővezetése, stb.



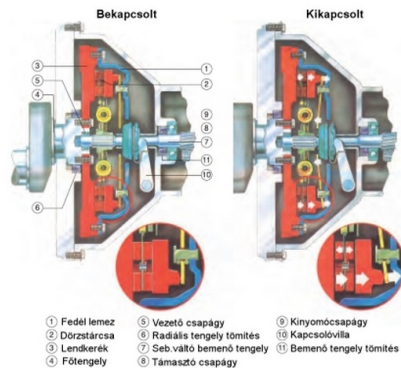
7	1	Külső kúpos agy
6	1	Hidraulikus kapcsoló szerkezet
5	2	Belső bordázott súrlódástartós kúpos lemez
4	2	Külső bordázott kúpos lemez
3	1	Hengeres csavarrugó
2	1	Belső kúpos agy
1	1	Tengely
1sz. db.		Megnevezés

5.27. ábra. *Súrlódó kúpos tengelykapcsoló*

A tárcsás tengelykapcsolók a kúpos kapcsolókat követően fejlődtek ki. Legjellegzetesebb alkalmazási területük a gépkocsi, ahol a motor és a sebességváltó közé építik be. A kapcsoló működési elvét az alábbi kép szemlélteti:

A lendítőkerékkel egybeépített kapcsolót a beépített nyomórugók zárt állapotban tartják. Az oldás kiemelők karokkal, a kinyomó csapágyon át lábpedál útján kifejtett erővel lehetséges. A tengelyirányú erő a tengelyt és a csapágyat terheli, de csak a kapcsoló kioldott állapotában való tartása alatt.

A kapcsoló egyik fő eleme a súrlódó tárcsa (dörzstárcsa). A benne elhelyezett rugóknak két feladata is van:



5.28. ábra. Dörzstárcsás tengelykapcsoló

egyik a lengéscsillapítás, a másik pedig nyomatékátvitel, a súrlódó felületekről a bordázott agyra. A súrlódó betét anyaga azbeszt vagy újabban keramikus anyag. Felerősítése sülyesztett szegecsekkel történik.

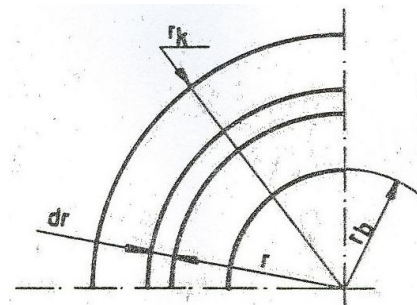
A tárcsás tengelykapcsolóknál az átvihető nyomatékot a súrlódó felületek geometriai méretei, az anyaguk és a tengelyirányú (axiális) erő befolyásolja.

Az F_a összenyomó erő hatására a két súrlódó felületen átvihető nyomaték (a levezetést mellőzve):

$$T_m = 2 \cdot \mu \cdot F_{ax} \cdot r_m \quad [N/mm^2] \quad (5.25)$$

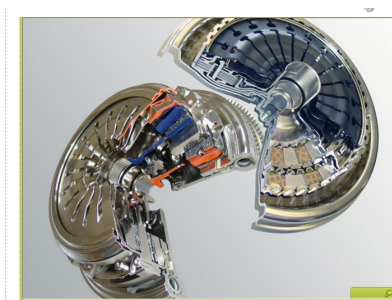
ahol: r_m a közepes sugár (5.29. ábra):

$$r_m = \frac{2 \cdot (r_k^3 - r_b^3)}{3 \cdot (r_k^2 - r_b^2)} \quad (5.26)$$



5.29. ábra. A közepes sugár értelmezése dörzstárcsás tengelykapcsolónál

Adott anyagpárosítás esetén tárcsás kapcsolónál tehát a konstrukciós szempontok figyelembe vételével azt a közepes sugarat (átmérőt) kell meghatározni, amellyel az előző egyenlőség fennáll.



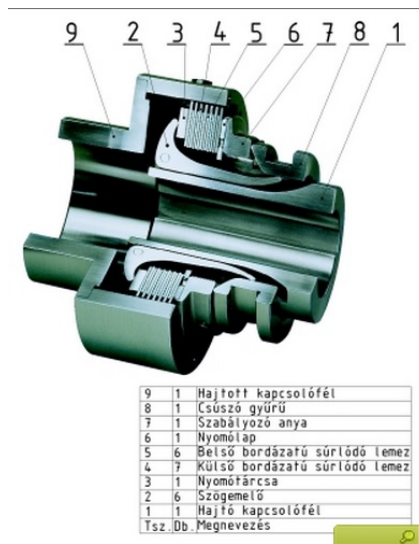
5.30. ábra. Dörzstárcsás tengelykapcsolós

A tárcsás tengelykapcsolók helyszükséglete - viszonylag nagy átmérőjük miatt -, elég nagy. Az átmérőcsökkentés csak a súrlódó felületek számának növelésével oldható meg. Így alakultak ki újabb konstrukcióként a lemezes dörzskapcsolók. Ezeknél az egy súrlódó felület által átvihető nyomaték T' , a mértékadó nyomaték pedig:

$$T_m = i \cdot T' \quad [N/mm^2], \quad (5.27)$$

ahol: i – a szükséges súrlódó felületek száma

A szokásos kivitelű lemezes dörzskapcsoló szerkezeti felépítését a következő kép szemlélteti:



5.31. ábra. Lemezes dörzskapcsoló

A lemezes dörzskapcsolók súrlódó lemezei megfelelő minőségű acélból készülnek és a kapcsolók belső terének egy részét nagyobb viszkozitású olajjal töltik ki. Vannak azonban szárazon, kenőanyag nélkül futó lemezes dörzskapcsolók is. Ezek lemezeit súrlódó betéttel látják el.

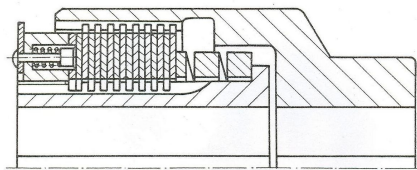
5.8. Különleges tengelykapcsolók

A mechanikus tengelykapcsolók távműködtetésre és automatizált berendezésekben kevésbé használhatók. Elsősorban ez indokolta a légnyomásos, a folyadéknymásos (hidraulikus) és az elektromágneses tengelykapcsolók kifejlesztését. E szerkezetek többségükben száraz lemezes kapcsolók, melyek lényegileg csak a súrlódó felületeket összenyomó erő létrehozásának módjában különböznek az előző fejezetben ismertetett megoldásoktól. Működési elvük szerint alapvetően alakzáró vagy erőzáró jellegűek.

A felsorolt működtetési és működési módokkal kialakult szerkezetek közül a biztonsági (nyomatékkapcsolású) tengelykapcsolóval és a gyökeresen különbözőnek mondható, hidrodinamikus tengelykapcsolóval foglalkozunk.

5.8.1. Biztonsági tengelykapcsoló

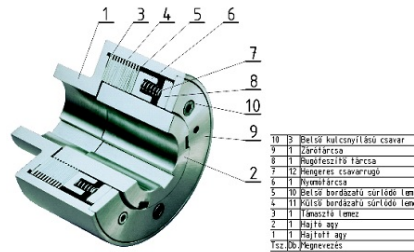
Ezek a kapcsolók elsősorban túlterhelés ellen nyújtanak védelmet. A súrlódó lemezeket rugó szorítja össze, a tengelykapcsoló felek közötti együttfutást itt is a lemezek között ébredő súrlódó erő biztosítja. A rugóval beállítható az az összeszorító erő, melynél a nagyobb túlterhelés esetén a lemezek megcsúsznak egymáson. A terhelés csökkenésével a kapcsolat a rugóerő hatására újból létrejön (5.32. ábra):



5.32. ábra. Súrlódó lemezes biztonsági tengelykapcsoló

A szerkezet 500-1500Nm nyomatékra készült.

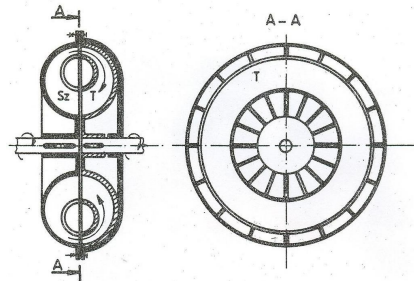
Biztonsági kapcsoló lehet a tokos tengelykapcsoló is, ha pl. hengeres vagy kúpos szeg viszi át a nyomatékot, és a kritikus nyomatéknál a szeg elnyíródik.



5.33. ábra. Súrlódó lemezes biztonsági tengelykapcsoló 3D-s modellje

5.8.2. Hidrodinamikus tengelykapcsoló

A súrlódó tengelykapcsolóknál a felületek érintkezésénél fellépő súrlódás miatt létrejövő kopás és hőfejlődés káros a szerkezetre, ezt elkerülendő a hidraulikus kapcsolóknál a két kapcsolófél között nincs érintkezés. A nyomatékátvitelt az áramló folyadék biztosítja. A hidrodinamikus tengelykapcsoló alaptípusának szerkezeti vázlata a következő képen látható:



5.34. ábra. Hidrodinamikus tengelykapcsoló szerkezeti vázlata

A tengelykapcsoló bal oldali (hajtó), és a jobb oldali (hajtott) tengelyének végén szimmetrikus kialakítású

kerek találhatók, melyek együttesen egy nagyobb és ennek belsejében egy kisebb gyűrűfelületet alkotnak. A két gyűrű közti teret sík felületű, radiális elhelyezkedésű lapátok osztják rekeszekre. Ha a teret – legalább részlegesen – folyadék tölti ki, a hajtó tengelyen levő kerékben levő folyadék a tengellyel együtt forog, tehát centrifugális erőter alakul ki és a folyadék kifelé áramlik. Eközben sebessége (energiatartalma) nő, tehát ez a kerék szivattyúként működik és a folyadék a másik kerékbe jut. Ha ennek a félnek a fordulatszáma a kisebb, akkor a kialakuló centrifugális erőter is kisebb, így a folyadék feléje áramlik, a folyamatos folyadékkörforgás végbemegy. (A jobb oldali kerék turbinaként üzemel).

A nyomatékátvitel csak fordulatszám-különbség ($n_1 > n_2$) esetén lehetséges, és az átvihető nyomaték a fordulatszám-különbséggel párhuzamosan nő.

A tengelykapcsoló működéséhez szükséges fordulatszám-csökkenés fajlagos értéke, a szlip:

$$s = \frac{n_1 - n_2}{n_1} = 1 - \frac{n_2}{n_1}. \quad (5.28)$$

A hatásfok a fordulatszám-különbség miatt:

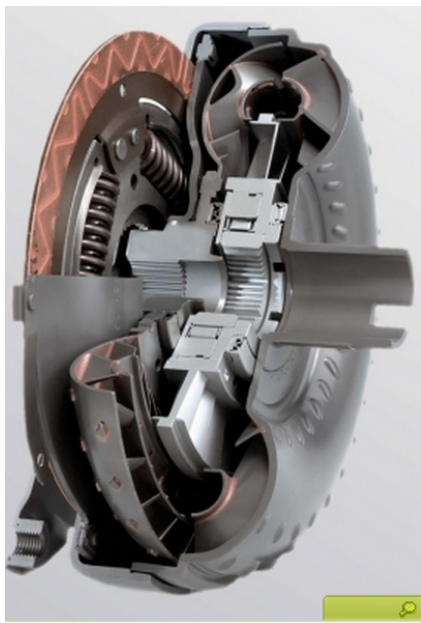
$$\eta = \frac{n_2}{n_1} = 1 - s. \quad (5.29)$$

A kapcsolóval átvihető nyomaték:

$$T = c \cdot n_1^2 \cdot D^5 \quad [Nm], \quad (5.30)$$

ahol:

- n_1 – a hajtó tengely fordulatszáma,
- D – a kerék átmérője,
- c – a nyomatéktényező.



5.35. ábra. *Hidrodinamikus tengelykapcsoló fényképe*

A hidraulikus tengelykapcsoló előnyei:

- lágy indítás terhelt munkagéptengelynél is,
- nyomaték lehatárolás túlterhelés esetén,
- rezgésszigetelő hatás,
- kis szerkezeti mérethez képest nagy átvihető nyomaték,
- lökésszerű terhelések csökkentése,

- csendes üzem.

Hátrányos tulajdonságai:

- a hajtás megszakítása üzem közben nem lehetséges, ehhez még egy tengelykapcsolót kell beiktatni,
- az indítási szakaszban rosszabb hatásfokú,
- nagyobb beruházási költségű.

A hidrodinamikus tengelykapcsolók vízi járművekben, nagy teljesítményű közúti- és vasúti dízel-vontatójárművekben is elterjedtek.

5.9. Gyakorló feladatok

5.16. feladat. Határozzuk meg egy oldható alakzáró tengelykapcsoló kikapcsolásához szükséges axiális erőt! Az összekapcsolt $d_t = 50$ mm-es acél tengelyekre $T_m = 1000$ Nm mértékadó nyomatékú, öntöttvas tengelykapcsolót használunk. A körmök középátmérője: $d_k = 130$ mm.

A kerületi erő meghatározása:

$$F_k = \frac{T_m}{\frac{d_k}{2}} = \frac{2 \cdot T_m}{d_k} \quad [N],$$

$$F_k = \frac{2 \cdot 1000000}{130} \cong 15385 N.$$

A reteszeknél ható erő:

$$F_r = \frac{2 \cdot T_m}{d_t} \quad [N],$$

$$F_r = \frac{2 \cdot 10^6}{50} = 40000 N.$$

Az oldáshoz axiális erőt kell kifejtetni, ezzel a reteszen és a körmök oldalfelületén keletkező súrlódó erőt kell legyőzni.

A súrlódási tényező: $\mu = 0,05$, az alkalmazott anyagpárnál, kent állapotban (táblázatból).

$$F_{ax} = \mu \cdot (F_k + F_r) = 0,05 \cdot (15385 + 40000) = 2769,25 N \approx 2770 N.$$

5.17. feladat. Mekkora kerületi erő hat egy-egy körömrre és a reteszre, ha a körmös kapcsoló $d_t = 35$ mm-es tengelyeket köt össze, mértékadó nyomatéka $T_m = 800$ Nm és a körmök középtátmérője $d_k = 110$ mm. (A tengelykapcsoló három körmös kivitelű.)

5.18. feladat. Számítsa ki az előző példában szereplő tengelykapcsoló oldásához szükséges axiális erőt $\mu = 0,06$ esetén!

5.19. feladat. Határozzuk meg egy kúpos kapcsolónál a nyomatékvitelhez szükséges kerületi és axiális erőt!
Ahol:

- mértékadó nyomaték: $T_m = 500$ Nm,
- súrlódó kúp középtátmérő: $d_k = 220$ mm,
- az öntöttvas tárcsafelek súrlódási tényezője: $\mu = 0,22$,
- félkúpszög: $\alpha = 15^\circ$.

Az önzárás ellenőrzése:

- $\alpha > \rho$, nem önzárásúnak kell lennie a szerkezetnek,
- $\rho = \arctg \mu$, a súrlódási félkúpszög,
- $\rho = \arctg 0,22 = 12,4^\circ < \alpha$, tehát az α szög megfelelő.

A kerületi erő (súrlódó erő):

$$F_k = \frac{T_m}{r} = \frac{2 \cdot T_m}{d_k} \quad [N]$$

$$F_k = \frac{500000}{110} = 4545 N$$

A kúpfelületeket összeszorító erő:

$$F_n = \frac{F_k}{\mu} = \frac{4545}{0,22} = 20659 N$$

A felületek összenyomásához szükséges axiális erő:

$$F_{ax} = F_n \cdot \sin \alpha = 20659 \cdot \sin 15^\circ = 5346,9 \approx 5347 N$$

5.20. feladat. Egy kúpos tengelykapcsoló adatai: $T_m = 630 \text{ Nm}$, $r = 120 \text{ mm}$, $\mu = 0,2$ (öv-acél), $\alpha = 15^\circ$. Határozza meg, hogy nem önzáró-e a tengelykapcsoló és mekkora a ható (súrlódó) kerületi erő!

Önellenőrzés

1. Jelölje meg az alábbi felsorolásban az alakzáró oldható tengelykapcsolókat!

szinkronizáló, kúpos

kúpos, tokos

biztonsági, dörzstárcsás

oldható körmös, szinkronizáló

dörzstárcsás, héjas

2. Döntse el az alábbi állítások igaz vagy hamis voltát!

A különleges tengelykapcsolók működtetése lehet légnymós (pneumatikus), folyadéknyomásos (hidromechanikus), elektromágneses (elektromechanikus).

Igaz

Nem igaz

Alakzáró kapcsolót működés közben általában nem lehet kikapcsolni. Kikapcsolni csak álló helyzetben vagy a két kapcsolófél azonos fordulatszámánál lehet.

Igaz

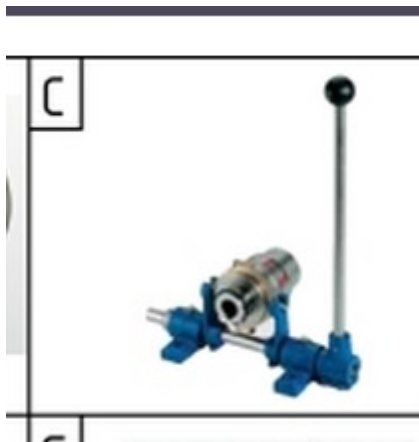
Nem igaz

Az oldható erőzáró tengelykapcsolóknál a fokozatosan növelhető súrlódó erő viszi át a nyomatékot. Ezeket a kapcsolókat lágy indítás és a túlterhelésnél megcsúszás jellemzi.

Igaz

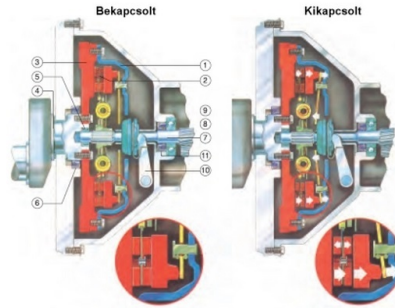
Nem igaz

3. Válassza ki az alábbi listából az ábrán látható tengelykapcsoló megnevezését!



- biztonsági tengelykapcsoló
- oldható körmös tengelykapcsoló
- lemezes tengelykapcsoló
- hidrodinamikus tengelykapcsoló

4. Válassza ki az ábrán látható tengelykapcsoló 2-es és 10-es alkatrészeinek megnevezését a megadott listából!



2-es

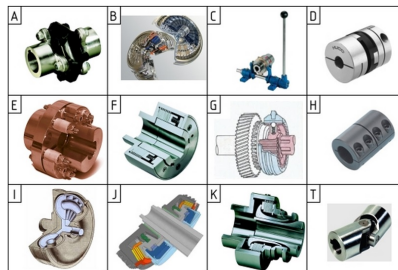
- Dörzstárca
- Kinyomó csapágó
- Lendkerék
- Kapcsolóvilla

10-es

- Dörzstárca
- Kinyomó csapágó
- Lendkerék
- Kapcsolóvilla

5. Párosítsa az ábrán látható tengelykapcsolók jelöléseit, azok megnevezésével!

- Biztonsági tengelykapcsoló
- Szinkronizáló tengelykapcsoló
- Dörzstárcsás tengelykapcsoló



Súrlódó kúpos tengelykapcsoló

6. Határozza meg egy oldható alakzáró körmös tengelykapcsolón ébredő kerületi erőt, a reteszekre ható erőt, és a kikapcsoláshoz szükséges axiális erőt!

Az összekapcsolt tengelyek anyaga acél, átmérője 40 mm, a kapcsoló mértékadó nyomatéka 500 Nm, a tárcsák anyaga öntöttvas. A körmök középátmérője: $d_k = 100$ mm, a súrlódási tényező értéke pedig:

$$\mu = 0,06.$$

$$F_k = \dots\dots \text{ N}$$

$$F_r = \dots\dots \text{ N}$$

$$F_{ax} = \dots\dots \text{ N}$$

7. Határozza meg egy kúpos tengelykapcsoló nyomatékátviteléhez szükséges kerületi erőt, a normál erőt és a felületek összenyomódásához szükséges axiális erőt, ha:

- a méretezési nyomaték: $T_m = 400$ Nm,
- a súrlódó kúp középátmérője: $d_k = 200$ mm,
- az öntöttvas-acél tárcsafelek súrlódási tényezője: $\mu = 0,2$,
- a félkúpszög: $\alpha = 14^\circ$

$$F_k = \dots\dots N$$

$$F_n = \dots\dots N$$

$$F_{ax} = \dots\dots N$$

8. Jelölje az igaz állítást az alábbiak közül!

A hidrodinamikus tengelykapcsolónál a nyomatékátvitelt súrlódó lemezek és az áramló folyadék biztosítja.

A hidrodinamikus tengelykapcsoló működéséhez szükséges fordulatszám-csökkenés fajlagos értéke, a szlip: $s = \frac{n_1 - n_2}{n_1} = 1 - \frac{n_2}{n_1}$

A hidrodinamikus tengelykapcsolónál a nyomatékátvitelt a súrlódó lemezek biztosítják.

9. Válassza ki a kúpos tengelykapcsoló összenyomódásához szükséges tengelyirányú erő meghatározására alkalmas összefüggést!

$$F_{ax} = F_n \cdot \cos\alpha$$

$$F_{ax} = F_n \cdot \sin\alpha$$

$$F_{ax} = F_r \cdot \sin\alpha$$

24. LECKE

Önellenőrzés

1. Mi a tengelykapcsolók feladata? Jelölje meg a helyes választ!

A tengelykapcsolók a súrlódási erőt felhasználva oldható kapcsolatot létesítenek a tengelyek között.

A tengelykapcsolók nyomatékot visznek át egyik tengelyről a másikra.

A tengelykapcsolók kiegyenlítik az egytengelyűségi, szög- és hosszváltozásból adódó hibákat a tengelyek között.

2. Mely tengelykapcsolók alkalmasak az alábbiak közül az üzem közben fellépő lökésszerű igénybevételek csillapítására?

A merev tengelykapcsolók.

A rugalmas tengelykapcsolók.

A hajlékony tengelykapcsolók.

A mozgó tengelykapcsolók.

3. Jelölje meg a szögkiegyenlítésre nem alkalmas tengelykapcsolót az alábbiak közül!

kardáncsukló

Hardy tárcsa

Periflex kapcsoló

poligon kapcsoló

körmös tengelykapcsoló

4. Döntse el, hogy melyik nem igaz az alábbi állítások közül!

A kúpos kapcsoló a súrlódó nyomatékot a kúpfelületen viszi át. A kúpfelületek beszorulásának elkerülése céljából az α félkúpszögnek kisebbnek kell lennie a súrlódási félkúpszögnek.

A lemezes dörzskapcsolóknál a súrlódó felületek száma általában több, mint a tárcsás dörzskapcsolóknál.

A biztonsági tengelykapcsoló a nyomatékot előre meghatározott határig folyamatosan viszi át és túlterhelés esetén önműködően kikapcsol, így a káros terhelést nem viszi át.

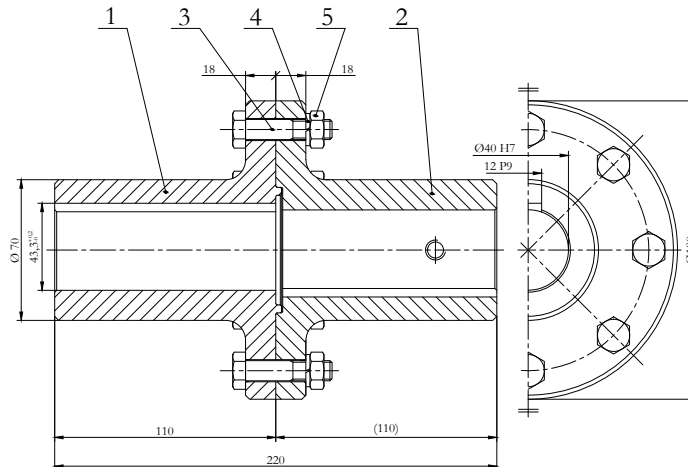
5. Válassza ki a mértékadó nyomaték helyes méretezési összefüggését az alábbiak közül!

$$T_m = P \cdot \omega \cdot c_d$$

$$T_m = \frac{P}{\omega}$$

$$T_m = \frac{P}{\omega} \cdot c_d$$

6. Írja be az ábrán látható tengelykapcsoló alkatrészeinek számát a megnevezés mellé!



Nincs = 0

Agy menetes furattal:

Retesz:

Tengely:

Hatlapfejű csavar:

Hatlapú anya:

7. Egy centrifugál szivattyút és egy 11 kW teljesítményű, $n = 715$ 1/perc fordulatszámú elektromotort merev tárcsás tengelykapcsolóval kapcsolunk össze. A nyomatékot illesztett szárú csavarokkal (alakzáró kapcsolat) visszük át. A csavarok száma 3 db. A csavarok lyukkörének átmérője 80 mm, a dinamikus tényező értéke $c_d = 1,4$, a megengedett nyírófeszültség $\tau_{meg} = 80$ N/mm².
Határozza meg a mértékadó nyomatékot (T_m), a kerületi erőt (F_t) és az egy csavarra jutó terhelést (F_{t1}), valamint az illesztett szárú csavar számítási átmérőjét!

$$T_m = \dots \text{ Nm}$$

$$F_t = \dots \text{ N}$$

$$F_{t1} = \dots \text{ N}$$

$$d = \dots \text{ mm}$$

VI. MODUL

Csapágyak

25. LECKE

6. Csapágyak

Tevékenység:

Olvassa el a jegyzetet a 6.2 alfejezetig. A feldolgozás során a következőkre figyeljen:

- A csapágyak feladatainak elsajátítására,
- A csapágyazásoknál használt kenőanyagfajtákra,
- Kenőzsírok adalékolásával nyerhető előnyös tulajdonságokra,
- Kenőanyagokkal szemben támasztott követelményekre,
- Az egyes olaj fajtákra és azok tulajdonságaira, alkalmazhatóságára.

Követelmény:

A tananyag elsajátítása akkor tekinthető sikeresnek, ha Ön:

- Helyesen ki tudja választani a csapágyak feladatát.
- Helyesen ki tudja választani a csapágyazásoknál használt kenőanyagfajtákat.
- Helyesen ki tudja választani a kenőzsírok adalékolásának céljait,
- Ismeri a kenőanyagokkal szemben támasztott követelményeket.
- Ismeri a főbb olaj fajtákat.

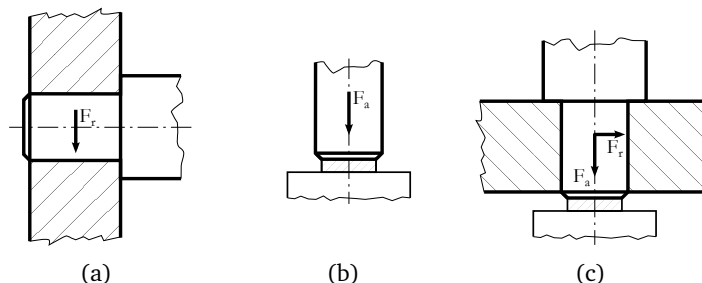
Kulcsszavak: terhelés közvetítés, radiális csapágy, axiális csapágy, olajok, zsírok, adalékanyagok, viszkozitás.

6.1. Csapágyak feladata, fajtái

A forgó tengelyek megtámasztására, vezetésére szolgáló szerkezeti egységet csapágyazásnak nevezzük, melynek fő része a csapágy. Ez végzi a terhelésközvetítést a tengelyről a csapágyazásra és lehetővé teszi a megfelelő üzemviszonyok tartós fenntartását. Az alátámasztás helyein a tengely kör keresztmetszetű. Ezeket az alátámasztott helyeket csapoknak, azt a gépelemet amelyben a csapok fekszenek csapágyaknak nevezzük. A csapágyak a terhelő erő iránya szerint lehetnek:

- hordozó (radiális terhelést felvevő),
- támasztó (axiális terhelést felvevő).

A hordozó csapágyaknál a csap hengeres felületén, a támasztó csapágyaknál a homlokfelületen adódik át a terhelés. A gyakorlatban viszont e két terhelés együttesen lép fel. Ha mindkét irányú terhelés jelentős mértékű, akkor a két csapágyfajtát együtt kell alkalmazni (6.1. ábra).



6.1. ábra. a: radiális csapágy, b: axiális csapágy, c: a két csapágy együttesen alkalmazva

Siklócsapágyazásnál a csap és a csapágy érintkező felületei forgás közben — kenőanyag közbeiktatásával — elcsúsznak egymáson. Gördülő csapágyazásnál a csap és a csapágy elmozduló részei közé gördülő elemeket helyezünk.

6.2. Kenőanyagok

A kenőanyagok egymáson elmozduló géprészeken fontos szerepet játszanak. A csapágyazásnál alkalmazott kenőanyagok – olajok vagy zsírok – ásványi, növényi vagy állati eredetűek lehetnek.

A csapágyak kenése szempontjából a legfontosabb kenőanyag az ásványi eredetű kenőolaj. A nyers kenőolajokat tisztítják, finomítják, bizonyos esetekben adalékolják, hogy a legkülönbözőbb feladatokra is alkalmasak legyenek.

A kenőolajokkal szemben támasztott követelmények:

- megfelelő viszkozitás,
- jó tapadóképeség,
- magas viszkozitási index (megmutatja, hogy adott folyadék viszkozitása mennyire változik a hőmérséklet változás hatására),
- alacsony dermedéspont,
- magas fokú tisztaság,
- stabil szerkezet,
- ellenálló legyen az oxidációval és egyéb vegyi hatásokkal szemben,
- nyomásállóság,
- emulziót ne képezzen,
- kis habzási hajlam,
- tűzállóság,
- gépelemeket ne károsítsa,
- korrózióvédő hatás.

A kenőolajok alapanyaga többségében ásványi eredetű. A nyers ásványolaj oldószeres finomítása útján kapjuk a különböző minőségű olajokat. A gépiparban, a mezőgazdaságban, közlekedésben használt csapágysok különböző minőségű olajat igényelnek, ezeket különböző csoportokba sorolhatjuk:

- Gépolajok.
- Turbinaolajok. Itt az olajnak nem csak súrlódáscsökkentő hatása van, hanem a feladat még a kellő hűtés biztosítása is. Nem szabad gyorsan öregednie, amit oxidációgátló adalékanyagokkal érnek el.
- Kompresszorolajok. A követelmény azonos, mint a belsőégésű motorolajokkal szemben.
- Műszerolajok. Igen nagyfokú tisztaság, aránylag kis viszkozitás, savmentesség, és nincs korróziós hatás.
- Motorolajok. Alacsony dermedéspont, minél nagyobb viszkozitási index. Különböző adalékanyagokkal csökkentik a szilárd, koromszerű lerakódást, oxidációt és korróziót.
- Aktivált kenőolajok. Nagy felületi terhelésre, kényes kenési esetekre, különleges anyagok, kén, kénvegyületek, klórvegyületek adalékolásával ezeket az olajokat használják. Tipikus példa erre a gépkocsik differenciálműje, ívelt fogazatú kúperékajtások.
- Szilikonolajok. Különleges esetekben használjuk, mivel viszkozitásuk nagy hőmérséklet határok között alig változik, tehát viszkozitási indexük nagy, értéke 160°C-ig is felmehet. Hő hatására kb. 250°C-on bomlanak, viszont alacsony hőmérsékleten is jó kenőképeségűek, műszerekben, repülőgépeken alkalmazzák.

Viszkozitási index: Olyan tapasztalati szám, amely az olaj viszkozitásának a hőmérséklet változása következtében beálló változására jellemző.

Nagy viszkozitási index jellemzi azokat az olajokat, amelyek viszkozitása viszonylag kis, és kis viszkozitási index azokat, amelyek viszkozitása nagymértékben változik a hőmérséklettel.

Az ásványolajokat a tulajdonságaik javítása és a költségek csökkentése miatt szintetikus olajokkal keverhetik.

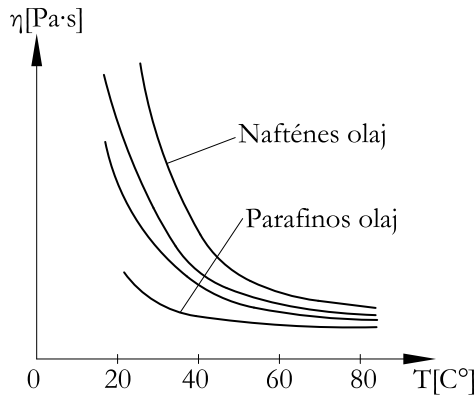
Az alapolajokhoz az alábbi adalékanyagok keverhetők:

- dermedéspont-csökkentők,
- viszkozitás módosítók,
- súrlódáscsökkentők,
- korrózió gátlók,
- kopás csökkentők,
- detergensdiszpergálók,
- oxidáció gátlók,
- demulgeátorok,
- habzás gátlók,
- nagynyomás-állók.

A viszkozitás a hőmérséklettől és a nyomástól függ (6.2. ábra). Az " η " [$Pa \cdot s$] belső súrlódási tényező vagy más néven dinamikai viszkozitás az az erő, amely két egységnyi felületű folyadékrétegnek egymáshoz képest egységnyi sebesség-gradienssel való elmozdításához szükséges. A hőmérséklet a kenés szempontjából kedvezőtlenül befolyásolja. A nagyobb viszkozitású olajok érzékenyebbek a hőmérsékletre.

A kenőzsírok alapanyagai a különböző minőségű ásványolajok, amelyhez különböző bázisú fémszappanokat kevernek. Az olaj feladata a kenőképesség biztosítása, a szappantartalom pedig a zsír keménységét és tapadóképességét adja. Fő tulajdonságuk a konzisztencia. A fontosabb kenőzsír fajták a következők:

- Kálciumszappanos zsírok jó mechanikai stabilitásúak, vízben nem oldódnak, alacsony hőmérsékleten ($-50^{\circ}C - +60^{\circ}C$ -ig) kis terhelésnél, közepes fordulatszámig használatosak.
- Nátriumszappanos zsírok jó tapadási- és tömítő tulajdonsággal rendelkeznek, de vízben oldódnak. Magasabb hőmérsékletig ($-50^{\circ}C - +120^{\circ}C$ -ig) nem nedves helyen alkalmazhatók.



6.2. ábra. A viszkozitás változása a hőmérséklet függvényében

- Lítiumszappanos zsírok jó tapadóképességűek, magas hőmérsékleten is jó mechanikai stabilitásúak és elhanyagolható mértékig oldódnak vízben. Legtöbb alkalmazási területnél hatékony kenést biztosítanak, -50°C — $+150^{\circ}\text{C}$ hőmérséklethatárnál.
- Szintetikus zsírok alapolaja szintetikus kenőolaj, sűrítőszerként fémszappanokat, alumíniumszilikátot, vagy teflont alkalmaznak. Nem olyan gyorsan oxidálódnak, mint az ásványolajosak, ezért szélesebb körben alkalmazhatók, mint az egyéb zsírok. Jó kenőképességűek széles hőmérséklettartományban (-70°C — $+150^{\circ}\text{C}$ -ig).

A kenőzsírokba különböző adalékokat is tesznek, hogy még további tulajdonságokkal is rendelkeznek:

- a rozsdásodásgátló szerrel a fémszerkezetet védik,
- az oxidációgátló szerrel a magas hőmérsékleten is védetté válik a zsír (tartósabbá válik).
- nagynyomásállóságú adalékkal a kenőanyag teherbíróképessége nő.

Kenőzsírokkal tiszta folyadéksúrlódás nem valósítható meg. Előnyösen alkalmazható viszont az alábbi esetekben:

- egyszerű csapágszerkezeteknél, gördülőcsapágyaknál,
- nedvességnek, pornak kitett csapágyaknál, ahol kis fordulatszám van és a zsír porvédelem miatt is jó,
- ahol olajkenés nem lehetséges,
- kis területi sebesség és nagy fajlagos csapágyterhelés esetén.

A zsírkenés hátránya, hogy az önműködő utántöltés általában nehézkes, az utánsajtolás a szűk csapágyhézagba jelentős erőt igényel. Hőátadása rosszabb, mint az olajkenése, esetenként a zsírt rövid üzemidő után újra adagolni kell.

Önellenőrzés

1. Válassza ki az alábbiak közül azt a meghatározást, amelyik a legpontosabban írja le a csapágyazás meghatározását!

A csapágyak a tengelyek megtámasztására szolgáló gépelemek.

A csapágyak a forgó tengelyek megtámasztására, vezetésére szolgáló gépelemek.

A csapágyak a súrlódást csökkentik az egymáson elmozduló alkatrészeczek között.

2. Jelölje meg a csapágyazásoknál leggyakrabban használt kenőanyagfajtá(ka)t!

levegő,

ásványolaj,

víz,

zsír.

3. Válassza ki az alábbi felsorolásból a kenőzsírok adalékolásának céljait!

a rozsdásodásgátló szerrel a fémszerkezetet védik,

nedvességnek, pornak ellenálló,

nagy fajlagos csapágyterhelés,

nagy nyomásállóságú adalékkal a kenőanyag teherbíróképessége nő.

26. LECKE

6.3. Siklócsapályák

Tevékenység:

Olvassa el a jegyzetet a 6.3.5 alfejezetig. A feldolgozás során a következőkre figyeljen:

- Mi a csapályák feladata.
- A siklócsapályák előnyös és hátrányos tulajdonságaira.
- A kenőolajhártya nyomása és a terhelőerő közötti kapcsolatra.
- A Stribeck diagram felépítésére.
- Folyadéksúrlódás kialakulására vonatkozó állításokra.
- Hidrodinamikai erők keletkezésének feltételeire.
- A csapályazott tengely tartós, jó üzemelésénél nélkülözhetetlen jellemzőkre.
- A csapályában időegység alatt keletkező hőmennyiség számítási módszerére.
- A hőegyensúly egyenletre.
- A hőegyensúly egyenletből kiszámítható jellemzőkre.
- A környezetnek időegység alatt átadódó hőmennyiség számítására.
- A hidrodinamikai elméleten alapuló méretezés változataira.
- A siklócsapály méretezésénél használt fogalmakra és betűjelekre.
- A méretezés menetére.
- A kenőzsírok bevezetésére szolgáló berendezések kialakítására.
- Az olajkenési rendszerek fajtáira, működésére.
- Hol alkalmazzák az egyes kenési módokat.

- Az egyes szerkezeteket ábrázoló vonalas rajzokra.

Követelmény:

A tananyag elsajátítása akkor tekinthető sikeresnek, ha Ön:

- Helyesen ki tudja választani a siklócsapágyazások tulajdonságait.
- Helyesen ki tudja választani a csapágyazott tengely tartós, jó üzemelésénél nélkülözhetetlen jellemzőket.
- Helyesen meg tudja határozni a kenőolajhártya nyomása és a terhelőerő közötti kapcsolatot.
- Ismeri a hidrodinamikai erők keletkezésének feltételeit.
- El tudja dönteni, hogy a folyadéksúrlódás kialakulására vonatkozó állítások igazak vagy hamisak.
- Elsajátította a csapágyban időegység alatt keletkező hőmennyiség számítási módszerét.
- Ha el tudja dönteni, hogy a hőegyensúly egyenletből mely jellemzők számíthatóak ki.
- Meg tudja határozni számolással a környezetnek időegység alatt átadódó hőmennyiség nagyságát.
- Ha ki tudja választani felsorolásból, hogy a hidrodinamikai elméleten alapuló méretezésnek hány lehetséges változata létezik.
- Ha ki tudja választani a radiális siklócsapágy csapjának átmérőjét meghatározó képletet felsorolásból.
- Ha ismeri az axiális siklócsapágy méretezésénél használt fogalmakat és betűjeleket.
- Ismeri a kenőzsírok bevezetésére szolgáló berendezéseket.
- Ismeri az olajkenési rendszerek fajtáit, működését.
- Tudja, hogy hol alkalmazzák az egyes kenési megoldásokat.
- Ha le tudja rajzolni géprajzilag helyesen az egyes szerkezeteket.

Kulcsszavak: siklócsapágy, kenési mód, szennyeződések hatása, kenőolajhártya nyomása, Stribeck diagram,

kenő rés, szűkülő rés, terhelőerő, folyadéksúrlódás, hőmennyiség, súrlódási munka, hőegyensúly, hőleadás, hidrodinamikai elmélet, méretezés, illesztés, fordulatszám, palástnyomás, olajminőség, nyomáseloszlás, kenőzsír bevezetés, olajkenési rendszer, időszakos kenés, folyamatos kenés, szóró olajozás, merülő kenés, köd kenés.

6.3.1. Siklócsapágyak tulajdonságai

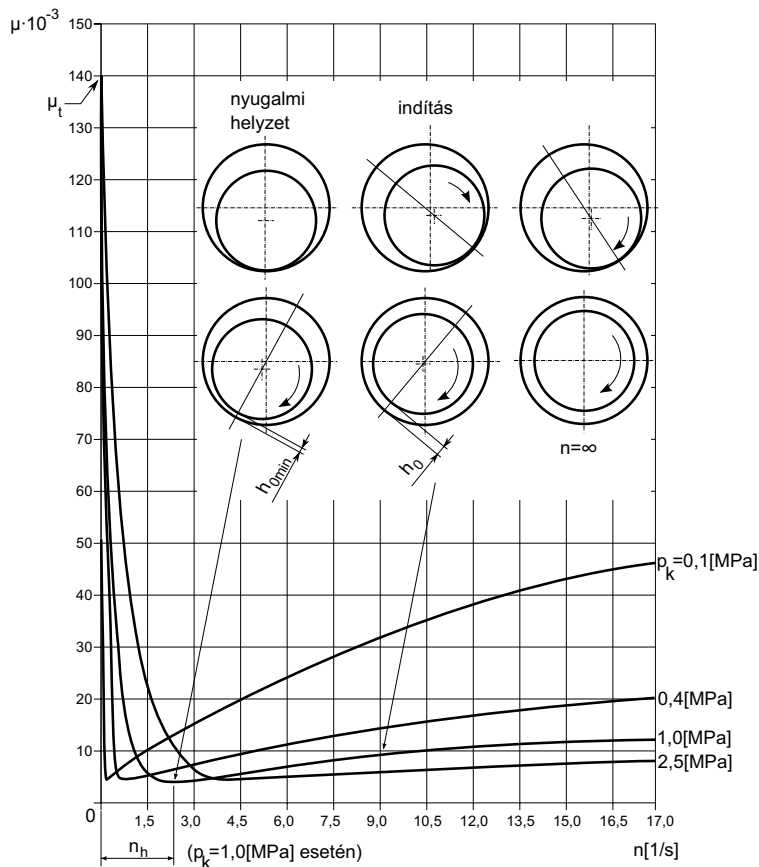
Fő jellemzőjük, hogy az egymáshoz képest elmozduló felületek között nincs szilárd szerkezeti elem. A felületek között lévő kenőanyag kedvező körülmények között teljesen elválasztja a felületeket. Ezáltal folyadéksúrlódás jön létre, ami 1-2 nagyságrenddel kisebb a száraz súrlódásnál. A siklócsapágyak főbb jellemzői a következők:

- A súrlódási viszony erősen üzemviszony függő (fordulatszám, terhelés, kenőanyag, forgásértelem, stb.),
- csak kis mértékben szabványosítottak, főleg egyedi tervezésűek,
- Kenőanyagra, kenési módra érzékenyek,
- Az üzemeltetéshez szükséges csapágyhézag miatt a tengely kevésbé jól vezetett, ezért egyidejű nagymértékű radiális és axiális terhelést nem képes felvenni,
- Dinamikus hatásokra kevésbé érzékeny,
- Nagyon kis- és nagyon nagy méreteknél előnyösen alkalmazhatók,
- Osztott kivitelben elkészíthetők, ezért bármilyen kivitelű tengelyhez alkalmazhatók,
- Szilárd (finom) szennyeződésekre kevésbé érzékenyek,
- Csendes, rezgésmentes üzeműek.

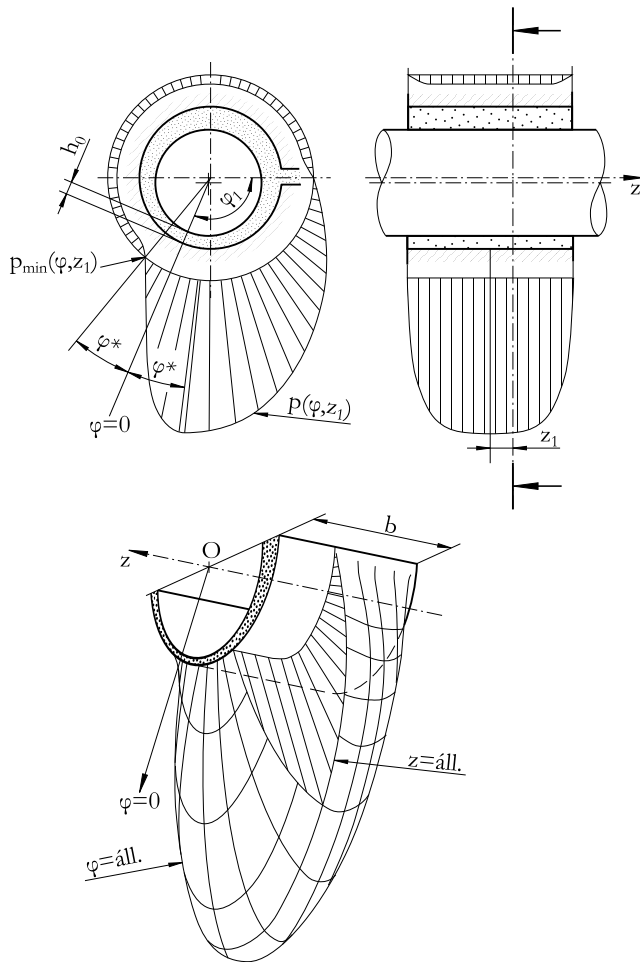
6.3.2. Sűrűlési és nyomás viszonyok

A tengely a csapágyazásával tartósan, jól akkor üzemeltethető, ha a kapcsolódó elemek között ébredő sűrűlést megfelelően lecsökkentjük. Siklócsapágyaknál az elmozduló felületek közé bevezetett kenőanyaggal érhető el a sűrűlés-csökkentés. A kenőanyagban, megfelelő csapágy kialakítás esetén hidrodinamikai nyomás alakul ki. Ez a csap felületére felhajtóerőt fejt ki és ezzel lebegésben tartja a csapot.

Álló helyzetben vagy pedig igen kis fordulatszámokon a perselyben a csap fémes sűrűléssel érintkezik, kenőolaj a felületek között nincs. Amint a csap forgásnak indul elkezd kialakulni a vegyes sűrűlési állapot. A fordulatszám további növelésével a két alkatrész szétválik és tiszta folyadéksűrűlés jön létre. Ekkor a sűrűlési tényező értéke öntöttvas perselynél 0,0035, férfém bélésűnél 0,0017. A tengely a folyadéksűrűlés létrejöttével áthelyeződik a persely másik oldalára, vagyis a forgásirányban excentrikusan helyezkedik el. A persely és a csap között ekkor jelentkezik a legkisebb csapágyrész, a h_{0min} résméret. A növekvő fordulatszámokon az excentricitás csökken olyannyira, hogy elméletileg a csap koncentrikusan helyezkedik el a perselyben. A változás kísérleti vizsgálata Stribeck nevéhez fűződik (6.3. ábra).



6.3. ábra. A sűrűlési tényező változása a fordulatszám függvényében (Stribeck-diagram)



6.4. ábra. A nyomáseloszlás szemléltetése a kenőrésben

A súrlódási tényező változása során a következő jellemző súrlódási állapotokról beszélhetünk:

- Száraz súrlódás. A felületek között kenőanyag nincs, ez gyakorlatilag az indításkor fellépő súrlódási állapot,
- Vegyes súrlódás. A csap a forgása során magával vitt kenőanyag kezd a felületeket szétválasztani, de nem szűnik meg egészen a fémes érintkezés.
- Folyadék súrlódás. A fémes felületek elválnak egymástól, közöttük olajréteg helyezkedik el.

A cél az üzemeltetés során ennek az utóbbi állapotnak az elérése. Azaz olyan nyomást kell a csapágóban elhelyezkedő kenőanyagban biztosítani, hogy az így adódó felhajtóerő a csapot a terhelő erővel egyensúlyban tartsa (6.4. ábra). A hidrodinamikai erők keletkezésének feltételei:

- A siklófelületekhez tapadó viszkozus folyadék jelenléte a csapágyrésben,
- A siklófelületek közötti relatív sebesség megléte,
- Az elmozdulás irányába kialakuló szűkülő rés.

6.3.3. A siklócsapágyak üzemi hőmérséklete, olajszükséglete

Működés közben a súrlódás hatására a csapágyban hő fejlődik, ami részben a környező levegőnek, részben a kenőolajnak adódik át. A hőleadás a csapágyhőmérséklet növekedésekor nő, és meghatározott hőmérsékleten egyensúlyba kerül a hőfejlődéssel. Ekkor a hőmérséklet állandósul. Mivel a súrlódási munka teljes egészében hővé alakul. A csapágyban időegység alatt keletkező hőmennyiség:

$$Q = \mu \cdot F \cdot v \left[\frac{J}{s} \right] \quad (6.1)$$

ahol:

- F : radiális terhelés $[N]$,
- v : csap kerületi sebessége $\left[\frac{m}{s} \right]$,
- μ : súrlódási tényező.

A környezetnek időegység alatt átadódó hőmennyiség:

$$Q_1 = \alpha \cdot A \cdot (t - t_0) \left[\frac{J}{s} \right] \quad (6.2)$$

ahol:

- α : hőátadási tényező $\left[\frac{J}{s \cdot m^2 \cdot K} \right]$,
- A : csapágy hőleadó felülete $[m^2]$,
- t : csapágy hőmérséklete $[K]$,
- t_0 : környezet hőmérséklete $[K]$.

A keletkezett és a környezetnek leadott hőmennyiség üzem közben azonos, azaz $Q = Q_1$, ezt nevezzük hőegyensúlynak. Az egyenletből a csapágó hőmérséklete meghatározható. Nagy terhelésű, vagy nagy fordulatszámú csapágó üzemi hőmérséklete viszont megengedhetetlenül nagyra adódna. Ilyenkor a csapágó hűtéséről is gondoskodni kell, ezt a csapágóon áramlott olajjal valósítják meg. A csapágóon áramlott olajnak időegység alatt átadott hőmennyiség:

$$Q_2 = c \cdot m \cdot (t - t_h) \left[\frac{J}{s} \right] \quad (6.3)$$

ahol:

- c : az olaj fajhője $\left[\frac{J}{kg \cdot K} \right]$,
- m : időegység alatt áramló olaj tömege $[kg]$,
- t_h : hűtőolaj belépési hőmérséklete $[K]$.

Ebben az esetben a hőegyensúly így alakul:

$$Q = Q_1 + Q_2 \quad (6.4)$$

A hőegyensúly egyenletből kiszámítható, hogy:

- az előírt csapágóhőmérséklet mennyi hűtőolajjal biztosítható,
- adott felületű, adott mennyiségű olajjal a csapágó üzemi hőmérséklete mekkora lesz.

6.3.4. Siklócsapágók méretezése

A következőkben csak a méretezés menetét ismertetjük. Az előforduló ismeretlen fogalmak, jelölések a siklócsapágók méretezésével foglalkozó szakkönyvekben megtalálhatóak. A hidrodinamikai elméleten alapuló méretezésnek két változata szokásos.

Bizonyos tapasztalati adatok felvétele után:

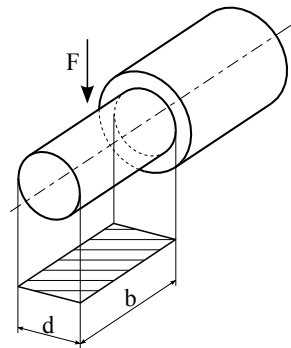
- vagy a szükséges kenőolaj fajtát,
- vagy a csap és a persely szükséges illesztését határozzuk meg.

Az első esetben a csapágyjátékot a másodikban a kenőolaj fajtáját fel kell venni. A csap radiális terhelése és fordulatszáma általában ismert, illetve meghatározható. Az elsőként ismertetésre kerülő méretezési eljárás lépései a következők:

1. Tapasztalati értékek alapján felvesszük a csapágy palástnyomását (p). Ebből kiszámítható a palástfelület vetülete (6.5. ábra).

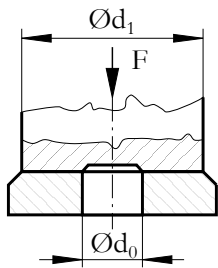
$$b \cdot d = \frac{F}{p} \quad (6.5)$$

2. Felvesszük a b/d viszonyt.
3. Kiszámítjuk a csap hosszát és átmérőjét.
4. Tapasztalatból felvesszük a relatív játékot.
5. Kiszámítjuk a közepes játékot.
6. Megválasztjuk a megmunkálási módot technológiai és gazdaságossági szempontok alapján. Ez alapján pedig meghatározzuk a legkisebb résméretet.
7. Kiszámítjuk a relatív excentricitást. Így felvehető a csapágyjellemző szám és a súrlódási szám (Zsári, Á.: Gépelemek II., 35 – 43. ábra). Ezek alapján pedig a súrlódási tényező meghatározható.
8. Kiszámítjuk az időegység alatt keletkező súrlódási hőmennyiséget.



6.5. ábra. A csapágy palástfelületének vetülete

9. A hőegyensúlyi egyenlet alapján meghatározható vagy a csapágyhőmérséklet, vagy a szükséges hűtőolaj mennyiség.
10. Kiszámítjuk az üzemi hőmérsékleten szükséges olajviszkózitást.
11. Kiválasztjuk a megfelelő olajminőséget.
12. Meghatározzuk a kenőképes olajfilm kialakításához szükséges olajmennyiséget.



6.6. ábra. Talp
(axiál -) csapágy

A második említett méretezési eljárás alkalmazásakor a 4. ponttól van eltérés a méretezésben. A relatív játék helyett olajminőséget választunk. Meghatározzuk a sűrűlási tényezőt, a csapágy üzemi hőmérsékletét, majd ellenőrizzük, hogy biztosítható-e a kívánt viszkozitás. Végül meghatározzuk a legnagyobb csapágyjátékot. A siklócsapágyakat többnyire az első módszer szerint méretezzük. A hidrodinamikai kenélmélet támasztó csapágyak méretezésére is alkalmazható. Kis fordulatszám esetén az is elég lehet, ha a tengelyvéget körgyűrű alakú felülettel támasztjuk alá (6.6. ábra).

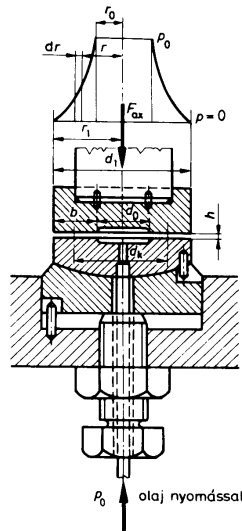
A felületek közé belülről juttatunk olajat. Ilyen esetben a következő feltételnek teljesülni kell:

$$F \leq \frac{(d_1^2 - d_0^2) \pi}{4} \cdot p_{meg} \quad (6.6)$$

ahol:

- d_0 : a szilárdsági méretezésből ismert csap átmérő,
- d_1 : külső átmérő (választható),
- $p_{meg} = 6...9 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$.

A kialakuló nyomáseloszlást szemlélteti a 6.7. ábra.



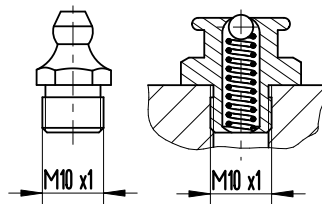
6.7. ábra. Egy hidrosztatikus axiális csapágy kivitele és nyomáeloszlása

6.3.5. Kenőberendezések

Megkülönböztetünk időszakos kenést biztosító berendezéseket, melyeket inkább a zsírkenésű csapágyaknál használunk.

A folyamatos kenést biztosító rendszerek olajkenésűek. Itt a kenőanyag szükséglet tág határok között változhat. Önműködő kenés valósítható meg olyan persellyel, ahol a beépítés előtt kenőolajjal töltjük föl azt. Ez az önkenő vagy porfém csapágy.

Zsírkenés. A kenőzsír bevezetésére a zsírzószelencék és a zsírzógombok használatosak (6.8. ábra).

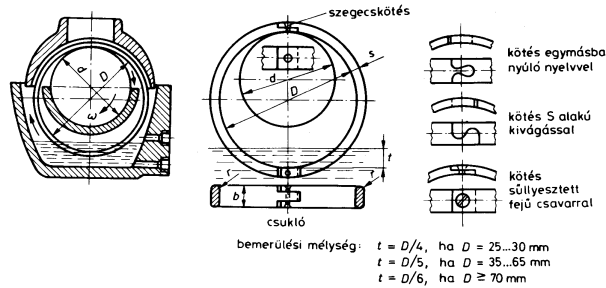


6.8. ábra. Zsírzógombok

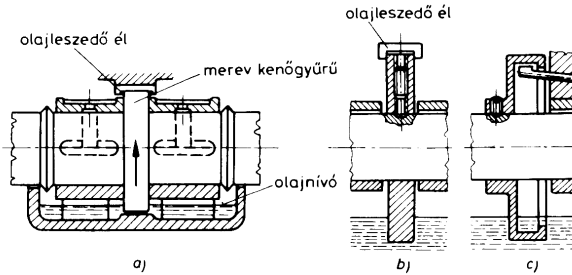
Olajkenéssel folyamatos és megfelelően szabályozott kenést tudunk megvalósítani. Kenési rendszerek:

1. Tartós egyedi kenés. Pl.: kanócos olajozás, önkenő csapágyak kenési rendszere.
2. Átfolyó kenési mód. A kenőanyag itt csak egyszer végez kenést.
3. Keringtető (cirkulációs) kenési mód. A kenőanyag sokszor körbekering a rendszerben.

A gyűrűs kenési megoldások esetében a kenőolaj egy része veszteségként a csapágypersely oldalán elfolyik, de a nagyobb része keringve újra felhasználódik. Két típusa ismeretes, a leggyakoribb a kenőgyűrűs kivitel (6.9-6.10. ábra).



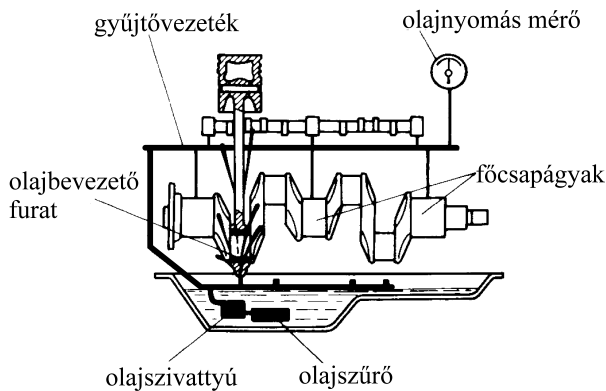
6.9. ábra. Laza kenőgyűrű és kenési mód



6.10. ábra. Merev kenőgyűrű és kenési mód

Korszerű kenési rendszer a központi kenés. Az olajat dugattyús- vagy fogaskerék szivattyú szállítja csővezetéseken keresztül a kenési helyekre.

A központi olajozások leginkább fogaskerék-szivattyúval működnek. Belsőégésű motorokban is ezeket a konstrukciókat alkalmazzák (6.11. ábra).



6.11. ábra. Szóró- és szivattyús kenés kombinációja

Zárt hajtóműházakban és a belsőégésű motorokban szokás szóróolajozást is alkalmazni. A *merülőkenésnél* az olajfürdőben lévő nyíláson keresztül a szivattyúzós hatás miatt az olaj az elmozduló felületek közé kerül. Belsőégésű motorok esetén a szivattyús kenést legtöbbször szóróolajozással kombinálják.

Különleges eljárás az *olajköd kenés*. Itt a levegővel porlasztott olaj a csúszó felületek közé jut, mellyel bizonyos hűtőhatás is jelentkezik.

Önellenőrzés

1. Válassza ki az alábbi felsorolásból a siklócsapágyazások jellemző tulajdonságait!

A súrlódási viszonyuk nem függ a fordulatszámától, terheléstől, kenőanyagtól.

Csak kis mértékben szabványosítottak, főleg egyedi tervezésűek.

Kenőanyagra, kenési módra érzékenyek.

Dinamikus hatásokra nagyon érzékenyek.

Osztott kivitelben is elkészíthetők, gyárthatók.

Csak nagy méretekben előnyös használni.

Csendes, rezgésmentes üzeműek.

Szilárd szennyeződésekre nagyon érzékenyek.

A siklócsapágyazásnál (tengely-csap között) nem szükséges „csapágyhézag”.

2. Válassza ki a helyes meghatározást!

A kenőolajhártya nyomása nincs kapcsolatban a terhelőerővel.

A kenőolajhártya nyomása és a terhelőerő egyensúlyban van.

3. Jelölje meg, hogy a folyadéksúrlódás kialakulására vonatkozó állítások igazak vagy hamisak!

A felületekhez jól tapadó kenőanyag szükséges.

A felületek közötti táguló rés szükséges.

A felületek közötti relatív sebességkülönbség szükséges.

4. Melyik képlettel számítható a csapágyban időegység alatt keletkező hőmennyiség

$$Q = \mu \cdot F \cdot v$$

$$Q = Q_1 + Q_2$$

$$Q_2 = c \cdot m \cdot (t - t_0)$$

5. A hőegyensúly egyenletből kiszámítható:

Az előírt csapághőmérséklet mennyi hűtőolajjal biztosítható.

Adott felületű, adott mennyiségű olajjal a csapágy üzemi hőmérséklete mekkora lesz.

Az egyenletből a csapágy hőmérséklete meghatározható.

A súrlódási munka nagysága.

6. Válassza ki, hogy a hidrodinamikai elméleten alapuló méretezésnek hány lehetséges változata létezik?

2,

3,

Egy sem.

7. Válassza ki az alábbi összefüggések közül a radiális siklócsapágy csapjának átmérőjét meghatározó képletet!

$$d_{min} = \sqrt{\frac{F_r}{\frac{b}{d}}}$$

$$d_{min} = \frac{F_r}{p \cdot b}$$

$$d_{min} = \frac{F_r}{\frac{b}{d}} \cdot p_{meg}$$

8. Párosítsa az axiális siklócsapágó méretezésénél használt fogalmakat és betűjeleket!

1. Axiális terhelőerő
2. Csapágyszélesség
3. Csap átmérő
4. Megengedett felületi nyomás
5. Külső átmérő

- a) d_0 ,
- b) d_1 ,
- c) F ,
- d) p_{meg} ,
- e) b

9. Válassza ki a helyes megoldásokat!

A kenőzsírok bevezetésére a zsírzógombok alkalmasak.

A kenőzsírok bevezetésére a zsírzószelencék is használatosak.

A kenőzsír bejuttatására szivattyúk is alkalmasak.

10. Válassza ki, hogy a kenőolaj mely esetben kering többször körbe a rendszerben?

Tartós egyedi kenés.

Cirkulációs kenés.

Átfolyó kenés.

27. LECKE

Tevékenység:

Olvassa el a jegyzetet a 6.3.7 alfejezetig. A feldolgozás során a következőkre figyeljen:

- A csapágyperselyekre jellemző állításokra.
- A persely- és bélésanyaggal szemben támasztott követelményekre.
- A csapágyanyagokkal szemben támasztott követelményekre.
- Az egyes csapágyszerkezetek helyes megnevezésére.
- A különböző csapágyszerkezetek jellemző tulajdonságaira.
- A hordozó csapágyak egyes kialakításaira.
- A belső égésű motorokban alkalmazott csapágy típusra.
- A különböző szerkezetek géprajzilag helyes ábrázolására.

Követelmény:

A tananyag elsajátítása akkor tekinthető sikeresnek, ha Ön:

- Ki tudja választani a csapágyperselyekkel kapcsolatos állítások közül az igazakat.
- Ki tudja választani a persely- és bélésanyaggal szemben támasztott követelményeket.
- Ki tudja választani a rézalapú siklócsapágy-anyagokat.
- Ha ki tudja választani felsorolásból az ábrán látható alkatrész helyes megnevezését.
- Ha ki tudja választani felsorolásból az adott ábrákon látható alkatrészre vonatkozó igaz állításokat.
- Le tudja rajzolni géprajzilag helyesen a különböző csapágy szerkezeteket.

Kulcsszavak: csapágypersely, bélésanyag, rézalapú siklócsapágy-anyag, hordozó csapágy, osztatlan, osztott, szemcsapágy, belsőégésű motor főcsapágya, talpcsapágy, hengercsapágy.

6.3.6. Siklócsapágys anyagai

A csapágypersely anyaga legtöbbször nem azonos a csapágy anyagával. A perselyek alkalmazása azzal az előnnyel jár, hogy kopás esetén cserélhetők, illetve a több részes perselyek siklófelületét utánmunkálással be lehet szabályozni. Legegyszerűbb az osztatlan persely, ami cső alakú és a házba besajtolják. Az osztott kivitelű csapágys perselyei osztottan készülnek. A perselyszerkezetnek biztosítani kell azt, hogy a kenőanyag az egymáson elmozduló felületek közé jusson (6.12. ábra).

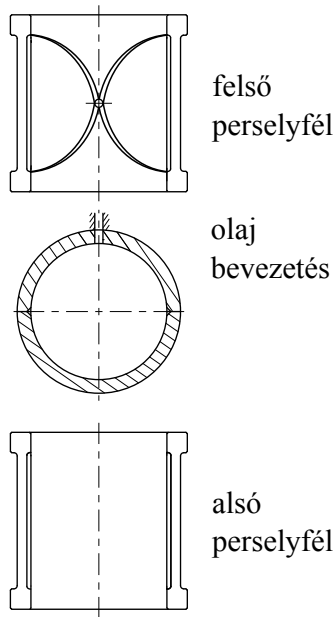
Csapágyházaknál az öntöttvas vagy acélöntvény különböző minősége jön számításba. Kisebb szilárdsági követelmény esetén könnyűfémből, alumínium ötvözetből is gyárthatóak. Egyedi kialakítás esetén hegesztett acélházak gyártása is indokolt.

A csap a tengely megfelelően kialakított része, hajlítást, csavarást, vagy összetett igénybevételt szenved. Kis vagy közepes terhelés esetén a szénacélok, míg nagy terhelésnél nagy szilárdságú ötvözt acélok jöhetnek számításba. Ötvözök lehetnek a nikkel, a króm. A csap felületét a követelményeknek megfelelően simára munkálják, köszörülik vagy tükrösítik, a kopásállóság növelésére felületi keményítő eljárásokat írnak elő, esetleg a kifáradási határ növelése céljából a felület görgőzése is szokásos.

A csapágyanyagokkal szemben támasztott követelmények:

- jó siklási tulajdonságok,
- alakíthatóság,
- beágyazó képesség,
- hővezető képesség,
- szilárdsági követelmények: nyomószilárdság, fáradás bírás szempontjából helyes, konstrukció kialakítás,
- korrózióval szembeni ellenállás,
- technológiai tulajdonságok: az anyag jól önthető és megmunkálható legyen.

A nagyobb szilárdságú és keménységű ötvözeteket bélés nélkül is lehet használni, ezek a csapágypersely ötvözetek.



6.12. ábra. A persely siklófelületének kialakítása

Csapágyperselyek gyártásához a leggyakrabban a következő anyagok használatosak:

- ónbronzok,
- vörösvözetek,
- alumíniumbronzok,
- alumínium csapágyövözetek,
- különleges sárgarezek,

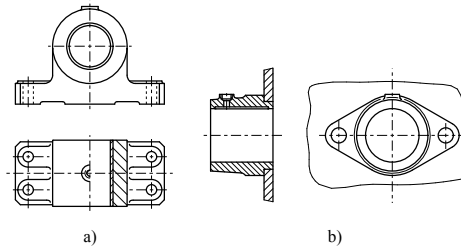
- öntöttvas,
- szinterfémek, porféméből gyártott csapágyfémek,
- műanyag csapágypersely anyagok:
 - műgyanta alapú vázanyaggal erősített, hőre keményedő műanyagok,
 - poliamidok, hőre lágyuló nagy molekulású polimer
 - teflonok,
 - gumi,
 - műszén,
 - üveg, finomkerámiai anyag
 - fa.

Csapágy-bélés ötvözeteknek nevezzük azokat a kis szilárdságú anyagokat, amelyeket csak nagy szilárdságú csapágycsésze bélésként lehet alkalmazni. Leggyakrabban alkalmazott anyagfajták:

- ónalapú csapágyfémek,
- ólomalapú csapágyfémek,
- ólombronzok,
- kadmiumötvözetek,
- horganyalapú csapágyfémötvözetek.

6.3.7. Siklócsapágy-szerkezetek

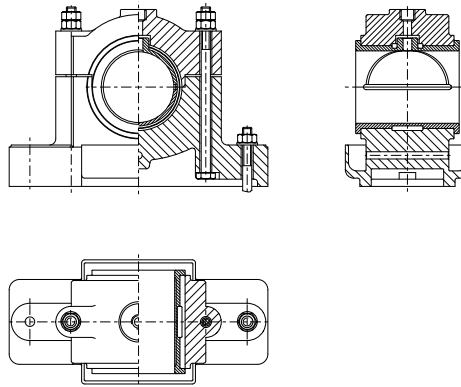
Hordozó csapágyak A hordozócsapágyak – főleg radiális terhelés felvételére alkalmasak – kétféle kivitelben készülnek. Az egy részből álló csapágyakat osztatlan csapágyaknak, a két részből állókat osztott csapágyaknak nevezzük. A 6.13. ábrán osztatlan kivitelű úgynevezett szemcsapágyak láthatók.



6.13. ábra. Szemcsapágyak

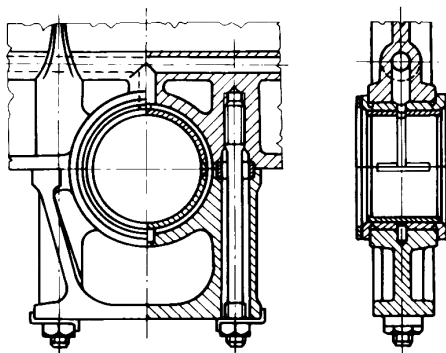
Az osztott csapágyaknál két fő típus létezik: merev perselyű és beálló perselyű. Mindegyik létezik csepegtető kenéssel, gyűrűs kenéssel és központi olajozással.

A legegyszerűbb osztott kivitel a merev perselyű állócsapágy (6.14. ábra).



6.14. ábra. Álló, osztott, merev perselyű csapágy

Belsőégésű motorok csapágái Általában kétféle perselytípus van. Az egyik, ahol az aránylag vastag acélsészébe öntik bele a bélésfémeket. A másik kivitelnél igen vékony acéllemez hordozza a siklófelületet adó csapágyszészébe, ez a lemezpersely.



6.15. ábra. *Belsőégésű motor főcsapágya*

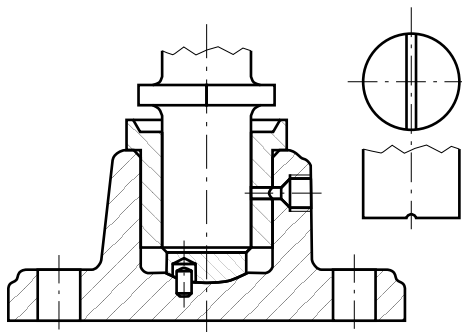
A 6.15. ábra álló elrendezésű motorcsapágyat szemléltet. A persely vastag acélsészéből és ebben egy vagy több rétegű bélésféméből áll. A bélésfém anyaga a dízelmotorok esetében ólombronz. A sokrétű követelmények kielégítésére szolgálnak a többrétegű csapágyperselyek. Benzinüzemű motorok esetében használatos a lemezpersely. A könnyűfém futófelületű kivitelnél a lemezre hengerléssel plattírozott alumínium ötvözetet visznek fel.

Vasúti kocsik siklócsapágái Vasúti kocsik, mozdonyok csapágyazására használják az Isothermos típusú csapágyat. Az olajat a tengelyvégen lévő szórókar szállítja. A kenés igen jó, üzeme nyugodt. 120 km/h sebességnél az üzemi hőmérséklet 50 - 60°C-kal nagyobb a környezetinél. Mára viszont a siklóágyazások hátterbe szorultak a vasúti üzemben ugyanis az újabb konstrukciójú vasúti kocsik általában gördülő csapágyazással készülnek.

Támasztó – csapágy szerkezet A támasztó csapágyak ritkábban alkalmazott siklócsapágy - szerkezetek. Két szerkezeti típust különböztetünk meg:

- talpcsapágyak,
- átmenő tengelyű harangcsapágyakat.

A legegyszerűbb kivitelű támasztócsapágy a talpcsapágy, amelyet nagyon lassan forgó függőleges tengelyek ágyazására alkalmaznak (6.16. ábra). A függőleges erőt a gömbfelületen beálló siklófelület veszi fel. A radiális csapágyerőt a függőleges tengelyű hordozócsapágy veszi fel.



6.16. ábra. Öntött házzal készült talpcsapágy

Önellenőrzés

1. Jelölje meg, az alábbi csapágyperselyekkel kapcsolatos állítások közül az igazakat!

Csapágypersely csak béléses kivitelben készül.

Csapágypersely béléses és bélés nélküli kivitelben is készül.

Kis terheléshez a bélés nélküli persely anyaga öntöttvas.

Nagy terheléshez nem alkalmazható bronzpersely.

2. Válassza ki a persely- és bélésanyaggal támasztott követelményeket!

Jó siklási tulajdonság

Kellő ridegség

Korrodálhatóság

Közepes hővezetőképesség

Jó alakíthatóság

Kellő szilárdság

3. Válassza ki az alábbi felsorolásból a rézalapú siklócsapágy-anyagokat!

Fehérfém

Vörösötvözet

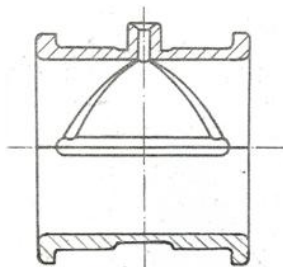
Öntöttvas

Foszforsbronz

Könnyűfém

Óntvözet

4. Válassza ki az alábbi listából az ábrán látható alkatrész helyes megnevezését!



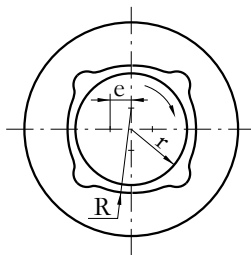
Citromcsapágó

Négy hordozófelületű siklócsapágó

Osztott siklócsapágó persely

Osztott, béléses siklócsapágó persely

5. Jelölje az alábbi ábrán látható siklócsapágó helyes megnevezését!

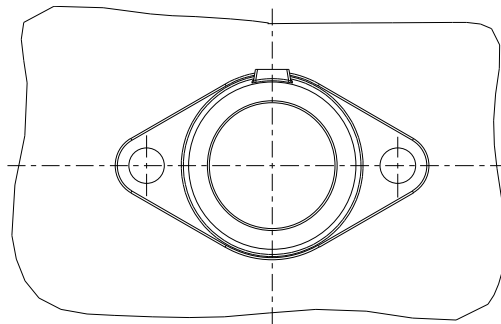
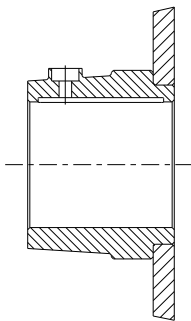


Cítrómcsapágó

Négy hordozófelületű siklócsapágó

Szemcsapágó

6. Tanulmányozza az alábbi ábrát, majd az alábbi felsorolásban jelölje az igaz állításokat!



Talpas szemcsapágy.

Osztott kivitelű csapágy.

Olajbevezető hornyos csapágy.

Lemezre szerelt szemcsapágy.

Az ábrán három alkatrész látható.

28. LECKE

6.4. Gördülőcsapágyak

Tevékenység:

Olvassa el a jegyzetet a 6.4.4 alfejezetig. A feldolgozás során a következőkre figyeljen:

- Kövesse végig a gördülőcsapágyak tulajdonságait.
- Tanulja meg a főbb szerkezeti elemek helyes megnevezését.
- Tanulmányozza a gördülőcsapágyak előnyös és hátrányos tulajdonságait.
- Ügyeljen az egyes konstrukciók helyes műszaki ábrázolására.
- Sajátítsa el a csapágyak szerkezeti részeinek helyes megnevezését.
- Tanulja meg a gördülő csapágyak osztályozását.
- Az egyes csapágy típusok különbözőségére.
- Az egyes konstrukciók milyen irányú terhelések felvételére alkalmasak.
- A gördülőcsapágyak élettartamának számítási módjára.
- Radiális, axiális, beálló axiális csapágyak esetében az egyenértékű terhelés számítására.
- A határterhelésre ellenőrzés eseteire és számítási módjára.

Követelmény:

A tananyag elsajátítása akkor tekinthető sikeresnek, ha Ön:

- A gördülőcsapágyakra jellemző állításokat helyesen ki tudja választani listából.
- A gördülőcsapágyak üzemeltetésére vonatkozó tulajdonságokat ki tudja választani a felsorolásból.
- Az egyes konstrukciók helyes műszaki ábrázolását ismeri.

- Képes képről felismeri az adott csapágytípust.
- Meg tudja határozni, hogy a felismert csapágytípus milyen irányú terhelések felvételére alkalmas.
- Ha ki tudja választani, hogy egy beálló axiális csapágy egyenértékű terhelését mely összefüggéssel határozhatjuk meg.
- Ha ki tudja választani, hogy melyik élettartam összefüggés mértékegysége futáskilométer.
- Ha ki tudja választani, hogy mely esetekben kell a gördülőcsapágyat határterhelésre ellenőrizni.

Kulcsszavak: gördülőcsapágy, osztatlan, szennyeződések, karbantartás, csapágy gyűrű, ferde hatásvonalú, gördülő test, gyűrűs, kétsoros, ferde hatásvonalú, radiális görgős, tűgörgős, hordó görgős, kúpörgős, tárcsás, élettartam, futáskilométer, határterhelés, millió kilométer, egyenértékű terhelés.

6.4.1. Gördülőcsapágyak tulajdonságai, osztályozása

A gördülőcsapágy relatív mozgást lehetővé tevő szerkezet, mely forgó vagy lengő mozgást végző, erőátvitelt biztosító alkatrészek, pl. tengelyek, csapok megtámasztására, vezetésére szolgál.

A gördülőcsapágyak tulajdonságai:

- terhelésátadást gördülőmozgással végzik, belső súrlódásuk kicsi, a gördülő ellenállásuk gyakorlatilag a fordulatszámtól független,
- kis súrlódás miatt egyszerű és kismértékű a kenésigényük,
- forgásértelmük tetszőleges,
- karbantartási igényük kicsi,
- nemzetközileg szabványosított, kereskedelmi áruként gyorsan pótolható, cserélhető gépelemek,
- dinamikus hatásokra érzékenyek,
- szinte kizárólag osztatlan kivitelűek, ezért alkalmazásuk korlátozott,

- szilárd szennyeződésre (por-, fémszemcse) érzékenyek,
- rezgéskeltő hatásra érzékenyek és a változó terhelések miatt zajosak.

A gördültestek egyenletes elhelyezkedését a gyűrűk illetve tárcsák között a legtöbb esetben a csapágycsapó kosara biztosítja. Ezek alapján a gördülőcsapágycsapó fő részei:

- csapágycsapó gyűrűk (külső és belső),
- gördülő elemek,
- gördülőelem csapó,
- záró elemek.

A gördülőcsapágycsapókat osztályozhatjuk:

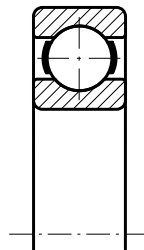
- a terhelés iránya szerint:
 - Radiális csapágycsapók (hordozó csapágycsapók), melyek a forgástengelyre merőleges erőket vesznek fel, bár legtöbbjük kisebb axiális terhelés felvételére is alkalmas. A kis hatásvonal szögű csapágycsapók sorolhatók ide, $\alpha < 10 \dots 15^\circ$
 - Ferde hatásvonalú csapágycsapók, radiális terhelés felvétele mellett jelentősebb axiális terhelés felvételére is alkalmasak. Hatásvonal szögük: $10 \dots 15^\circ < \alpha < 50 \dots 60^\circ$
 - Axiális csapágycsapók (támasztócsapágycsapók) vagy más néven tárcsás csapágycsapók, melyek a tengelyirányú erőket vesznek fel. Hatásvonal szögük: $\alpha > 50 \dots 60^\circ$, így egyes típusok kis mértékű radiális terhelés felvételére is alkalmasak.

A szakirodalom egyes esetekben a radiális és a ferde hatásvonalú csapágyakat egységesen gyűrűscsapágyaknak is nevezi.

- a gördültestek alakja szerint:
 - golyósak,
 - görgősek (hengergörgős, tűgörgős, hordógörgős, kúpgörgős, rugógörgős).
- a gördülő felületek szerint:
 - gyűrűs,
 - tárcsás.
- szerkezetük szerint a csapágyak lehetnek:
 - merevek,
 - önbeállók.
- gördültestek elhelyezkedése szerint:
 - egysoros,
 - kétsoros.

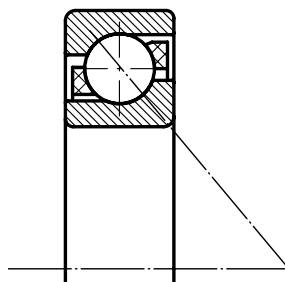
6.4.2. Gördülőcsapágyak fajtái

Gyűrűs golyóscsapágyak Leggyakoribb típus az egysoros kivitel, egyszerű felépítésű. Radiális- és mindkét irányú axiális terhelést is fel tud venni (6.17. ábra). Létezik egy és kétoldali porvédő lemezes (Z, 2Z) és gumitömítőtárcsás (RS, 2RS) kivitelben. Szennyeződés bejutástól és kenőzsír kijutástól védettek. A kétsoros kivitelű ritkábban használatos. Ez a csapágy főleg sugárirányú terhelés illetve kismértékű axiális terhelés felvételére alkalmas. A csapágykosár lemezből, két darabból készül, melyet a golyók behelyezése után szegecselemmel erősítenek össze. A csapágyak rajzán a kosarat nem minden esetben tüntetik fel.



6.17. ábra. *Egysoros mélyhornyú csapágy*

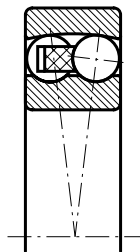
A külső a belső, de leggyakrabban mindkét gyűrű megfelelő kialakításával a radiális erő mellett egyirányú axiális erő felvételére alkalmas csapágytípusokat is létrehoztak. Ilyen az úgynevezett ferde hatásvonalú golyóscsapágy (6.18. ábra).



6.18. ábra. *Ferde hatásvonalú csapágy*

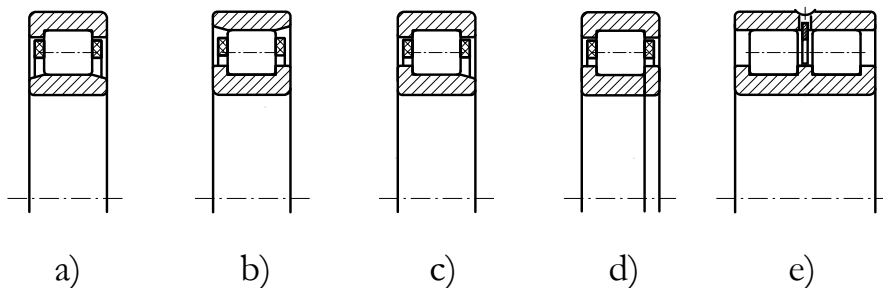
Kétirányú axiális erőhatást két ferde hatásvonalú csapágy egymás mellé építésével lehet felvenni, de készülnek két golyósrós kivitelben is.

A beálló csapágy külső gyűrűje gömbfelület, ami lehetővé teszi a csapágy befeszülés nélküli működését akkor is, ha a tengely 2- 3°-kal elhajlik. Ezek a csapágyak radiális és kétirányú axiális terhelést is fel tudnak venni (6.19. ábra).



6.19. ábra. Kétsoros ferde hatásvonalú csapágy

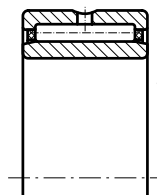
Gyűrűs görgőscsapágyak A henger -, a kúp -, és a hordó-görgős csapágyak nagyobb teherbírásúak, mint a radiális golyóscsapágyak. Nagy fordulatszámmal üzemeltethetők. A görgős csapágyak közül a 6.20. ábra a hengergörgős típusokat mutatja be.



6.20. ábra. Radiális görgős csapágyak

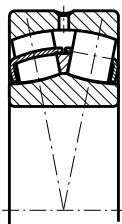
Az a, és a b kivitel csak radiális erővel terhelhető, mivel a görgő az egyik gyűrűre nem tud axiális erőt átadni. A c, és a d ábrán lévő típusok kismértékű axiális terhelést is fel tudnak venni, mivel a belső és a külső gyűrűn is van váll az egyik oldalon.

A hengergörgős csapágys különleges fajtája a tőgörgős csapágys (6.21. ábra). Kis átmérőjű, de hosszú hengergörgőkkel ellátottak. Radiális helyigényük kicsi. A kosárszerkezettel rendelkezők magas fordulatszámra is üzemeltethetők. Belső, vagy külső gyűrű nélküli kivitel pontos beépítési hely kialakítást igényel. Ilyenkor csak kosárral összefogott görgősorot építenek be, a futófelületeket pedig a tengelyen vagy a házban alakítják ki. Csak radiálisan terhelhetők.



6.21. ábra. Tőgörgős csapágys

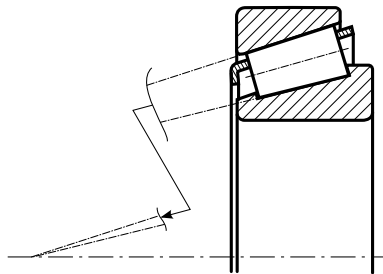
Nagy terhelőerők és 2- 3° szögeltérés felvételére alkalmasak a kétsoros hordőgörgős csapágys (6.22. ábra).



6.22. ábra. Kétsoros hordőgörgős csapágys

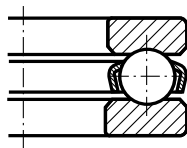
A külső gyűrű belső felülete gömbfelület, a gördülőelemek ehhez igazítva hordő alakúak.

Szerkezetileg a gyűrűs csapágyakhoz tartozik a 6.23. ábrán látható kúpgergős csapágy. Terhelésvétel szempontjából viszont átmenetet képez a gyűrűs és tárcsás csapágyak között. A kosárral egybefogott gergősort a belső gyűrű vezeti, a külső gyűrű kúpos gördülőfelülete levehető. A radiális terhelés mellett, egyirányú jelentős nagyságú axiális terhelést is fel tud venni. Alkalmazáskor párosával, egymással szembefordítva építik be, így kétirányú axiális terhelést is fel tudnak venni. A kúpgergős csapágyak szétszedhetők, ezért beszerelésnél a csapágyházat be kell állítani.



6.23. ábra. Kúpgergős csapágy

Tárcsás csapágyak Tengelyirányú erők felvételére alkalmasak, radiális erővel nem terhelhetőek. Az egyirányú axiális terhelés felvételére az axiális golyóscsapágyak alkalmasak (6.24. ábra).



6.24. ábra. Axiális golyóscsapágy

A két tárcsa egyike a tengelytárcsa, a másik pedig a fészektárcsa, ennek mérete 0,2–0,4 mm-rel nagyobb a d -nél.

A golyósort a lemez kosárszerkezet fogja össze.

Létezik kétirányból ható axiális terhelés felvételére alkalmas változata is. Ez a kivitel tulajdonképpen két csapágnak tekinthető.

6.4.3. Gördülőcsapágyak kiválasztása

Az alkalmazók, üzemeltetők a csapágyakat nem méretezik, hanem katalógusból kiválasztják. A kiválasztás meghatározott élettartam alapján történik, figyelembe véve a csapágyazást terhelő erőket és az üzemi körülményeket. A gördülőcsapágy gyártók az általuk elvégzett számtalan kísérlet és számítás alapján a következő jellemzőket adják meg:

- Alapterhelés (C): Newton-ban megadott terhelés érték, melyet a radiális terheléssel terhelt csapágy millő körülfordulás esetén károsodás nélkül elvisel. Az élettartam meghatározásához kiinduló adat.
- Határterhelés (C_0): az a terhelés Newton-ban, amelyet a lassan forgó illetve áll csapágy a gördülőelemeinek maradandó alakváltozása nélkül kibír.
- Határfordulatszám (n_{hat}): a megengedhető legnagyobb fordulatszám.

A csapágy élettartam (L) számértéke a megtett fordulatok számát jelenti millióban kifejezve. Kísérleti eredmények alapján a gördülőcsapágyak élettartama:

$$L = \left(\frac{C}{F} \right)^p = \frac{3600 \cdot n \cdot L_h}{10^6} \text{ millió fordulat} \quad (6.7)$$

ahol a „p” kitevő értéke:

- golyóscsapágyaknál 3,
- görgős csapágyaknál 10/3.

Járművekben, mobil gépekben millió kilométerben (L_{km}) adják meg az élettartamot, a futókerék átmérő D [m], felhasználásával:

$$L_{km} = \frac{L \cdot D \cdot \pi}{10^3} \text{ millió km} \quad (6.8)$$

A csapágyak terhelése:

Üzemelés során a csapágyakra az üzemi terhelés (radiális, axiális vagy mindkettő) ismétlődően és általában dinamikus hatásoktól sem mentesen hat. Mindezen hatásokat egy képzelt terheléssel, úgynevezett egyenértékű terheléssel (F) vesszük figyelembe.

1. Radiális csapágyak egyenértékű terhelése:

$$F = f_u (X \cdot F_r + Y \cdot F_a), \quad (6.9)$$

2. Axiális csapágyak egyenértékű terhelése: $F = F_{ax}$, mivel csak axiálisan terhelhetők

3. Beálló axiális csapágyak egyenértékű terhelése: $F = F_{ax} + 1,2 \cdot F_r$.

A gördülőcsapágyak terhelése álló helyzetű és lassú forgású üzemelés közben nem a kifáradás, hanem az érintkező felületeken létrejövő deformáció.

Ilyen eseteknél a kiválasztott csapágyat statikus alapterhelésre, más szóval határterhelésre ellenőrizzük.

A határterhelésre ellenőrzés esetei, ha a csapágy:

- üzemi fordulatszáma $< 0,17$ [1/s] $\simeq 10$ [1/min],
- lengőmozgást végez,
- álló helyzetben is terhelt,
- forgó és lökésszerű csúcsterhelésekkel üzemel.

A csapágy határterhelésének jele:

- radiális terhelésnél: C_o [N],
- axiális terhelésnél: C_{oa} [N],

értékeik, típusonként a katalógusokban megtalálhatók.

A határterhelés számítása:

$$C_0 \geq s_0 \cdot F_0, \quad (6.10)$$

ill.

$$C_{0a} \geq s_0 \cdot F_{0a} \quad (6.11)$$

ahol:

- C_0 a statikus alapterhelés
- F_0 a statikus egyenértékű terhelés
- s_0 a statikus tényező.

Az s_0 tényező értékei:

- $s_0 = 1,5 \dots 2$ nagy igénybevétel, lökésszerű terhelés, átlagos futáspontosság és zajszegény üzemelésnél
- $s_0 = 2$ nagy futáspontosságnál
- $s_0 = 0,8 \dots 1,2$ normál igénybevételnél
- $s_0 = 0,5 \dots 0,8$ kis igénybevételnél, lengőmozgásnál.

A statikus egyenértékű terhelés:

$$F = X_0 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a, \quad (6.12)$$

- ahol: X_0 , Y_0 statikus terhelési tényezők katalógusból kiválasztásra kerülő értékek.

A kenés feladata a súrlódás, a kopás és velejáró melegedés csökkentése, valamint a csapágy korrózióvédelme.

6.4.4. Gyakorló feladatok

6.1. feladat.

Egy $d = 45$ mm átmérőjű tengelyt kell csapágyazni, mely $n = 10 \text{ s}^{-1}$ - mal forog. $f_u = 1,2$ és 20.000 üzemóra élettartamot kell a csapágnak kibírnia. $F_r = 1000$ N

Katalógusból a 16 009 jelű golyóscsapágyat választva, $C = 12000$ N, $X = 1$, $Y = 0$.

Számítás:

$$F = f_u \cdot X \cdot F_r = 1,2 \cdot 1 \cdot 1000 = 1200 \text{ N},$$

$$L = \left(\frac{C}{F} \right)^3 = \left(\frac{12000}{1200} \right)^3 = 10^3 = 1000 \text{ millió fordulat},$$

$$L_h = \frac{L \cdot 10^6}{3600 \cdot n} = \frac{10^9}{3,6 \cdot 10^4} = 27777 \text{ üzemóra}.$$

27777 üzemórát bír ki, tehát megfelel.

6.2. feladat.

Adatok:

$$F_r = 5000 \text{ N},$$

$$n = 25 \text{ s}^{-1},$$

$$L_h = 22000 \text{ üő},$$

$$f_u = 1,1 ,$$

$$X = 1.$$

Számítás:

A csapágy élettartama millió fordulatban:

$$L = \frac{3600 \cdot n \cdot L_h}{10^6} = \frac{3600 \cdot 25 \cdot 22000}{10^6} = 1980 \text{ millió fordulat.}$$

A csapágy egyenértékű terhelése:

$$F = f_u \cdot X \cdot F_r = 1,1 \cdot 1 \cdot 5000 = 5500 \text{ N.}$$

A csapágy dinamikus terhelésének meghatározása:

$$L = \left(\frac{C}{F} \right)^3 \Rightarrow C = F \cdot \sqrt[3]{L} ,$$

$$C = 5500 \cdot \sqrt[3]{1980} = 5500 \cdot 12,557 = 69063 \text{ N} .$$

6.3. feladat.

Egy rakodóhíd futókerekét (NU) csapággal kell ágyazni.

Üzemi adatok:

Radiális terhelés: $F_r = 70000\text{N}$;

Tengelyátmérő: $d = 50\text{mm}$;

Beépített csapágyszám: $z = 2\text{db}$.

Számítás:

A szerkezet üzeméből adódik, hogy terhelt állapotban nagyon keveset fordul a csapágyszám, ezért nem kifáradásos, dinamikus terhelésre, hanem statikus terhelés alapján választunk ki csapágyat.

Statikus egyenértékű terhelés hengergörgős NU-s típusú csapágyra:

$$F_0 = F_r [\text{N}] .$$

Egy csapágyra jutó statikus egyenértékű terhelés:

$$F_{01} = \frac{F_0}{z} = \frac{70000}{2} = 35000\text{N} .$$

A statikus biztonsági tényező: $s_0 = 1,5$ (nagy terhelés, átlagos futáspontosság).

A szükséges statikus határterhelés:

$$C_0 = s_0 \cdot F_{01} = 1,5 \cdot 35000 = 52500\text{N} .$$

A választott csapágyszám katalógusból az NU 210-es jelű csapágyszám:

$C_0 = 64400\text{N}$,

$d = 50\text{mm}$,

$d = 90\text{mm}$,

$B = 20\text{mm}$.

6.4. feladat.

Határozza meg egy egysoros mélyhornyú golyóscsapágy élettartamát (millió ford.) és dinamikus terhelhetőségét, ha: $F_r = 5500\text{N}$, $F_a = 2700\text{N}$, $n = 241/\text{s}$, $L_h = 10000\text{üó}$, $X = 0,56$, $Y = 1,65$, $e = 0,45$.

Önellenőrzés

1. Válassza ki az alábbiak közül a gördülőcsapályákra jellemző állításokat!

Üzemeltetés során kevés karbantartást igénylenek.

Dinamikus erőhatásokra érzéketlenek.

Kereskedelmi forgalomban beszerezhető, szabványos gépelemek.

Minden típusuk vagy csak radiális vagy csak axiális erőt képes felvenni.

Szilárd szennyeződésekre érzéketlenek.

2. Döntse el az alábbi állítások közül, hogy melyik igaz!

A gördülőcsapályák zajosabb járásúak, mint a siklócsapályák.

A siklócsapályák kenőanyag szükséglete nagyobb, mint a gördülő csapályaké.

3. Tanulmányozza az ábrát, majd válassza ki a felsorolásból a csapágó megnevezését!



Y csapágó

Kúpgörgős csapágó

Tűgörgős csapágó

Hengergörgős csapágó

Golyóscsapágó (mélyhornyú)

Beálló golyóscsapágó

4. Milyen irányú terhelés felvételére alkalmas az előbbi képen látható csapágó? Jelölje a helyes választ!

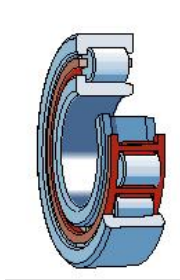
Csak sugárirányú terhelés felvételére alkalmas

Csak tengelyirányú terhelés felvételére alkalmas

Sugárirányú és egyirányba mutató tengelyirányú terhelés felvételére alkalmas

Sugárirányú és kétirányba mutató tengelyirányú terhelés felvételére alkalmas

5. Milyen csapágý látható a képen? Jelölje a helyes választ!



Kúpögörgös csapágý

Hengergögörgös csapágý

Golyóscsapágý

Tűögörgös csapágý

6. Milyen irányú terhelés felvételére alkalmas az előbbi képen látható kialakítású csapágý? Jelölje a helyes választ!

Csak sugárirányú (radiális) terhelés felvételére alkalmas

Csak tengelyirányú (axiális) terhelés felvételére alkalmas

Sugárirányú és balra mutató tengelyirányú terhelés felvételére alkalmas

Sugárirányú és jobbra mutató tengelyirányú terhelés felvételére alkalmas

7. Válassza ki, melyik összefüggéssel kell kiszámítani egy beálló axiális csapágý egyenértékű terhelését!

$$F = F_{ax}$$

$$F = F_{ax} + 1,2 \cdot F_r$$

$$F = f_u (X \cdot F_r + Y \cdot F_a)$$

8. Melyik élettartam összefüggés mértékegysége a futáskilométer? Jelölje a helyes választ!

$$L_1 = \left(\frac{C}{F}\right)^p$$

$$L_2 = \frac{L \cdot D \cdot \pi}{10^3}$$

$$L_3 = \left(\frac{C}{F}\right)^p \cdot \frac{10^6}{3600 \cdot n}$$

9. Válassza ki az alábbi felsorolásból mely esetekben kell a gördülőcsapágyat határterhelésre ellenőrizni!

Változó terhelésű üzemelésnél

Álló helyzetben is terhelt üzemnél

Üzemi fordulatszám $> 0,17$ m/s

Lengő mozgást végző üzemvitelnél

Lökésszerű csúcsterhelésmentes üzemelésnél

29. LECKE

Tevékenység:

Olvassa el a jegyzetet a 6.4.7 alfejezetig. A feldolgozás során a következőkre figyeljen:

- A gördülőcsapágyak kenési feladataira.
- A gördülőcsapágyaknál használatos kenőanyagokra.
- A gördülőcsapágyaknál használatos tömítések feladataira.
- A tömítések egyes fajtáinak tulajdonságaira.
- A gördülőcsapágyaknál használatos beépítési megoldásokra és alkalmazási helyükre.
- A csapágygyűrűkön előírható tűrés nagyságokra.
- Az egyes beépítési megoldások géprajzi ábrázolására.

Követelmény:

A tananyag elsajátítása akkor tekinthető sikeresnek, ha Ön:

- Ismeri a csapágykenés feladatait.
- Ismeri a csapágyaknál használt kenőanyagokat.
- Ki tudja választani a csapágyazásnál használt tömítések feladatait.
- Ki tudja választani a felsorolásból az adott tömítés fajtákat.
- A csapágybeépítési ábrán felismeri az adott csapágyfajtát,
- Meg tudja határozni, hogy az adott csapágy milyen irányú terhelés felvételére alkalmas,
- Tudja ábrázolni a szerkezetet géprajzilag helyesen.

Kulcsszavak: csapágykenés, zsírkenés, olajkenés, adalékanyag, kenőanyag kiválasztás, tömítés, szennyeződések, nemez, karmantyús, csapágybeépítés, illesztés, tűrés fokozat, tűrés minőség.

6.4.5. Gördülőcsapágyak kenése

A kenőanyag megválasztásánál az alábbiakat kell figyelembe venni:

- fordulatszám,
- csapágyméret,
- csapágyterhelés,
- üzemi hőmérséklet,
- szennyeződés,
- konstrukció szempontok.

A gördülőcsapágyak általában zsírkenésűek. A kenőzsírok alapolaj és sűrítőszerek alkotta félfolyékony vagy szilárd szuszpenziók. Az alapolaj általában ásványolaj, vagy szintetikus olaj lehet. A sűrítőszerként kalcium, nátrium, illetve lítium szappan és esetleg ezen elemek sójai is használatosak.

A kenőzsírokba különböző adalékokat is tesznek, hogy még további tulajdonságokkal is rendelkeznek:

- a rozsdásodásgátló szerrel a fémszerkezetet védik,
- az oxidáció gátlószerral a magas hőmérsékleten is védetté válik a zsír,
- nagy nyomásállóságú adalékkal a kenőanyag teherbíróképessége nő.

Olajkenést alkalmaznak nagy fordulatszámnál, magas üzemi hőmérsékletnél, kis súrlódás csökkentés miatt és olyan szerkezeteknél, amelyekben a csapágyon kívül más gépelem is kenést igényel.

A csapágyazások szokásos olajkenési megoldásai:

- merülő,
- olajfürdős,

- szóróolajos,
- cirkulációs,
- friss olajbevezetéses.

A gördülőcsapágyak leggyakrabban alkalmazott kenőolajai az ásványi olajok, melyek paraffinos, nafténos, vagy a kettő kombinációja szerinti összetételűek. Legelterjedtebbek az erősen finomított paraffinolajok.

Szintetikus olajokat ritkábban alkalmazzák, de túl alacsony és magas üzemi hőmérsékletnél, nagy terhelésnél nélkülözhetetlenek.

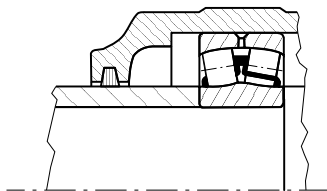
A kenőolajok tulajdonságait adalékokkal javítják. Leggyakrabban oxidációt gátló-, rozsdásodást gátló-, habzást gátló-, kopást csökkentő-, nyomásállóságot növelő adalékokkal gyártják az olajokat.

A kenőolaj kiválasztásának főbb szempontjai:

- a terhelés,
- a fordulatszám,
- a hőmérséklet,
- a használati időtartam.

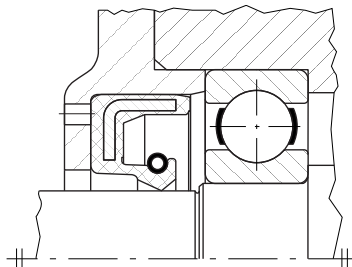
6.4.6. Gördülőcsapágyak tömítése

A tömítés feladata a csapágy kenőanyagának kenéshelyen tartása, és a csapágy szennyeződéstől való védelme. A tömítés fajtáját elsősorban a csap kerületi sebessége szerint választjuk meg. Természetesen figyelembe kell venni a kenőanyag fajtát, a kenési rendszert, a csapágy méreteit, üzemi hőmérsékletét, sőt a külső környezet jellemzőit is. A tömítések két fő csoportját a súrlódó és a nem súrlódó szerkezetek alkotják. A nemeztömítés zsírkenéshez, $t < 100^\circ\text{C}$ üzemi hőmérsékletig alkalmazható (6.25. ábra).



6.25. ábra. Nemeztömítés

A súrlódó tömítések korszerű változata a karmantyús tömítés, zsír- és olajkenés esetén egyaránt használható.

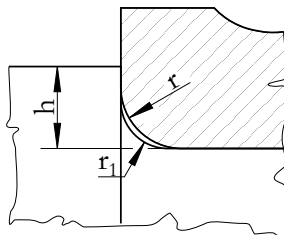


6.26. ábra. Karmantyús tömítés

A 6.26. ábrán a kenőanyag kijutását megakadályozó beépített tömítőgyűrű látható. Ha a szennyeződések bejutásának megakadályozása a cél, akkor a tömítőgyűrűt fordítva kell beszerelni, mivel csak egy irányban biztosítja a tömítést. A súrlódás mentes tömítések a külső és a belső teret igen keskeny réssel választják el. Az ilyen szerkezet olajkenéshez is alkalmazható, ha a labirintrésbe kenőzsírt préselünk. Elvileg korlátlan fordulatszámhoz alkalmazható. A labirint tömítések pontos szerelést igényelnek, mivel helytelen szerelés esetén a rések eltorzulnak, az így fellépő szívó hatás következtében pedig a tömítés céljával ellentéző hatást fejt ki. Nehéz üzemi körülmények között előfordul a kombinált tömítés használata is, amikor a labirint tömítést nemez tömítéssel együtt alkalmazzák.

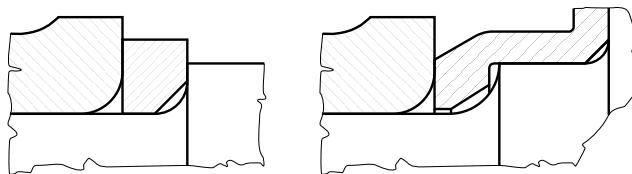
6.4.7. Gördülőcsapágyak beépítése

A gördülőcsapágyak megfelelő élettartamának legelső feltétele a helyes konstrukció. Ezalatt nemcsak a csapágy és a csapágyház kapcsolata értendő, hanem a szerkezet üzemét, terhelési viszonyait figyelembe vevő, átgondolt csapágy kiválasztás és beépítés. A csapágygyűrű és a tengely kialakításánál fontos követelmény a megfelelő felfekvés biztosítása érdekében, hogy a tengely lekerekítési sugara (r_1) mindig kisebb legyen a csapágy lekerekítési sugaránál (r) (6.27. ábra).



6.27. ábra. Csapágygyűrű és a tengely helyes kialakítása

Mivel a kis lekerekítési sugár feszültséggyűjtő hatása jelentős, ezért szilárdságilag kedvezőbb kialakítás is létezik. A 6.28. ábra arra az esetre mutat példát, amikor más módon nem biztosítható a csapágy megfelelő felfekvése.

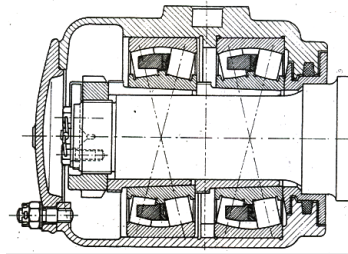


6.28. ábra. Példák csapágygyűrű és a tengelyváll illesztésére

A csapágytűrések számértékeit az ISO illesztési rendszereknek megfelelően kell meghatározni. A normál pon-

tossághoz IT6 pontossági osztályt, furattűrésénél K6-ot, palásttűrésnél h6-ot célszerű alkalmazni. A tengelycsap tűrésfokozatai: g...r (k a leggyakoribb), és minősége IT5, IT6. A házfurat tűrésfokozatai F...P (J és K a leggyakoribb) és minősége IT6, IT7.

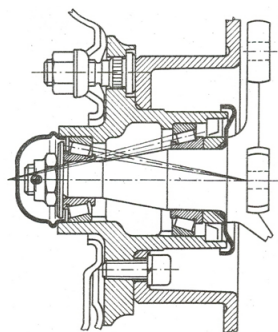
A 6.29. ábra vasúti kocsik csapágyazásának egy elterjedt megoldása látható, konkrét csapágy beépítési példa formájában. Ebben az esetben a csapágyakra a nagy radiális erő mellett jelentős axiális terhelés is hárul, emiatt alkalmaznak két csapágyat. A csapágytok két részes csavarokkal van összefogva. Az egyik csapágy külső gyűrűje mindkét oldalon meg van támasztva, mivel a másik csapágy helyzete a szereléskor nem meghatározott. A tengelyvégen lévő anya elfordulás elleni biztosítása a tengelyvégen kiképzett horonyba, csavarral rögzített biztosító ékekkel történik, amely az anya homlokfelületén kialakított horonyba illeszkedik.



6.29. ábra. Vasúti kocsi keréktengelyének csapágyazása

A tömítést labirintgyűrű biztosítja, ami egyben a tengelyváll nagy lekerekítésének áthidalására is szolgál.

A 6.30. ábra gépjárműkerék tengely csapágyazásának tipikus példáját mutatja.



6.30. ábra. Gépjárműkerék tengelyének csapágyazása

Ennél a konstrukciónál kúpgörgős csapágyak kerültek beépítésre. Radiális és kétirányú axiális terhelés felvételére alkalmas megoldás. A csapágyjáték (csapágyhézag) beállítása és a kopás után állítás a sasszeg biztosítású koronásanyával történik. A tömítést jobb oldalon a rugós tömítőgyűrű és baloldalon pedig lemezfedél biztosítja.

Önellenőrzés

1. Válassza ki azt a meghatározást, amely legpontosabban írja le a csapágykenés feladatát!

Súrlódás-, kopás csökkentés és korrózióvédelem.

A súrlódás és velejáró melegedés csökkentése

Súrlódás, kopás és velejáró melegedés csökkentése és korrózióvédelem

2. Válassza ki az alábbi felsorolásból a csapágyaknál használt kenőanyagokat!

Ásványolaj alapú – lítiumszappanos zsír

Lítiumszappanos parafinolaj

Szintetikus kenőolaj alapú – fémszappanos zsír

Nafténos ásványolaj

Teflonos ásványolaj

Parafinolaj

3. Döntse el és jelölje meg, melyik állítás helyes!

A gördülőcsapágyak általában zsírkenésűek.

Csak szintetikus olajok használatosak gördülőcsapágyak kenésére.

Nagy fordulatszámú, nagy üzemi hőmérsékletű csapágak, olajkenésűek.

4. Válassza ki az alábbi felsorolásból a csapágyazásnál használt tömítések feladatait!

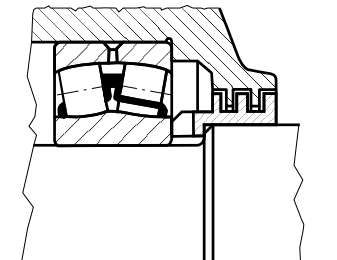
Hőelvezetés biztosítása

Szennyeződéstől való védelem
Csapágy megtámasztása
Kenőanyag kenéshelyen tartása

5. A felsorolásból válassza ki a nem érintkező tömítéseket!

Karmantyús tömítés
Réstömítés
Axiális labirinttömítés
Nemeztömítés

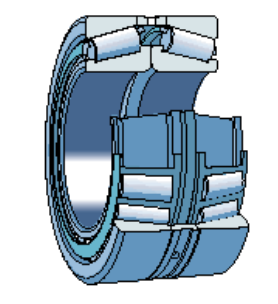
6. Tanulmányozza az alábbi ábrát, majd válaszoljon a kérdésre! Milyen tömítés látható az ábrán?



Karmantyús tömítés
Labirinttömítés
Réstömítés

7. Tanulmányozza az alábbi ábrát, majd a listából válassza ki az ott látható csapágy terhelhetőségét!

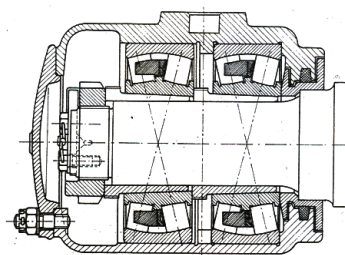
Csak radiális



Kétirányú axiális

Radiális és kétirányú axiális

8. Tanulmányozza az alábbi ábrát, majd válaszoljon a kérdésre!
Válassza ki az alábbiak közül az ábrán beépített csapágyak megnevezését!



Kúpgörgős csapágyak

Beálló görgős csapágyak

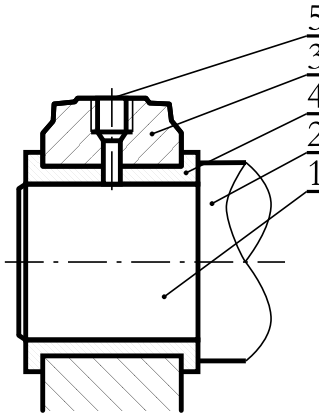
Hengergörgős csapágyak

30. LECKE

6.5. Modulzáró

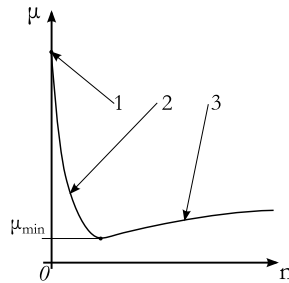
Önellenőrzés

1. Tanulmányozza az alábbi ábrát, majd a tételszámokhoz párosítsa a megnevezéseket!



- tengely
- kenőanyag bevezetőhely
- persely
- házfedél
- tengelycsap

2. Tanulmányozza az alábbi ábrát, majd írja be az ábrán látható számokat a megfelelő helyre!



Melyik szám mutatja a folyadéksúrlódás esetét?

Melyik szám mutatja a vegyesúrlódás esetét?

Melyik szám mutatja a szárazsúrlódás esetét?

3. Tanulmányozza az alábbi ábrát, majd döntse el az alábbi állításokról, hogy igazak, vagy hamisak! Jelölje az igaz állításokat!

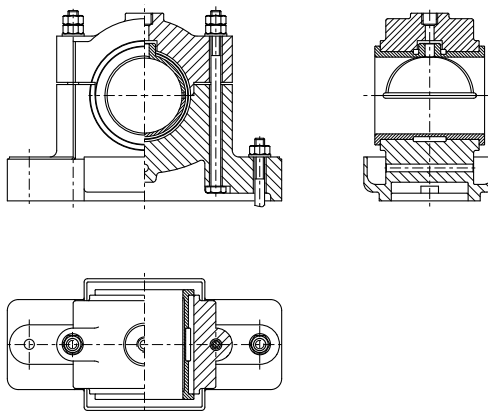


A képen látható csapágy tárcsás csapágy.

A képen látható csapágy főként sugárirányú terhelés felvételére alkalmas.

A képen látható csapágy gördülőtestjei pontszerűen érintkeznek a futófelülettel, ezért teherbíró képessége korlátozott.

4. Tanulmányozza az alábbi ábrát, majd az alábbi felsorolásban jelölje az igaz állításokat!



Bélés nélküli, osztatlan perselyes.

A kenőolaj elvezetésére hornyok láthatók

Osztott házas kivitelű.

A csapágytalp lerögzítéséhez 4 db csavar kell.

Béléses, osztott perselyes.

5. Döntse el az alábbi állításokból, hogy melyek igazak, vagy hamisak! Jelölje az igaz állításokat!

A tengelycsap és a csapágyfurat illesztése laza.

A csapágyak mérettűrését szabvány rögzíti.

A csapágyterhelés és hőmérséklet nem befolyásolja az illesztés megválasztását.

A csapágyak többségében normál pontosságúak. (IT6-osak)

6. Számítsa ki egy gyűrűs (radiális) golyóscsapágy „ F ” egyenértékű terhelését és élettartamát (L) millió fordulatban!

Adatok:

- csapágyterhelés 10000 N
- radiális terhelési tényező $X = 1$
- üzemi tényező 1,2
- dinamikus terhelhetőség 48000 N

Egyenértékű terhelés eredménye $F = ?$ N

Élettartam (L) millió fordulatban!

7. Jelölje meg, melyik összefüggésekkel határozható meg a statikus alapterhelés (határterhelés)!

$$C_0 = s_0 \cdot F_0$$

$$C_0 = s_0 + F_0 \cdot a$$

$$C = F \cdot \sqrt[3]{L}$$

$$C_0 = s_0 \cdot F_{0a}$$

8. Párosítsa a fogalmakhoz a mértékegységekkel megadott betűjelzések sorszámát!

1- F_0 [-], 2- F_r [N], 3- F_0 [N], 4- S_0 [-], 5- X_0 [-], 6- Y_0 [N], 7- C_0 [N], 8- F_a [N].

Statikus egyenértékű terhelés

Radiális terhelés

Axiális terhelés

Határterhelés

Statikus tényező

Statikus terhelési tényező

VII. MODUL

Dörzshajtások és súrlódásos végtelenített
hajtások

31. LECKE

7. Dörzshajtások és súrlódásos végtelenített hajtások

Tevékenység:

Olvassa el a jegyzet 7.1 alfejezetét. A feldolgozás során a következőkre figyeljen:

- A dörzshajtás jellemző tulajdonságaira.
- Méretezési összefüggésekre.
- A dörzshajtás különböző kialakításaira.

Követelmény:

A tananyag elsajátítása akkor tekinthető sikeresnek, ha Ön:

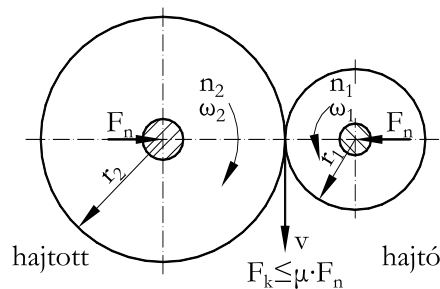
- Ismeri az adott hajtás típus jellemző tulajdonságait.
- Ismeri a méretezési összefüggéseket.
- Felismeri ábra alapján az egyes kialakításokat.

Kulcsszavak: súrlódó erő, normál erő, kerületi sebesség, csúszás, tárcsaátmérő, tárcsa szélesség, dobhajtás.

7.1. Dörzshajtás

Két párhuzamos vagy kitérő helyzetű tengely között a teljesítmény átvitele két érintkező forgástesttel, súrlódás révén történik. A kellő összeszorító erő biztosítása szükséges a hajtás működéséhez (7.1. ábra). Az átvitt nyomaték függ még az érintkező anyagpárra jellemző súrlódási tényezőtől, és a súrlódási erő támadáspontjától. Járulékos beállító berendezésekkel irányváltó szerkezetként is használható, de csak kis teljesítmények átvitelénél ($P < 1$ kW). Ha a tárcsákat F_n erővel összeszorítjuk, akkor a maximális átvihető kerületi erő, a tapadási súrlódási erő lesz:

$$F_k = \mu \cdot F_n \quad (7.1)$$



7.1. ábra. Párhuzamos tengelyű dörzshajtás elvi vázlata

Ha csúszást nem tételezünk fel, akkor a kerületi sebességek:

$$v = r_1 \cdot \omega_1 = r_2 \cdot \omega_2 \quad (7.2)$$

az áttétel pedig:

$$i = \frac{r_2}{r_1} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} \quad (7.3)$$

Mivel azonban a gyakorlatban a súrlódó tárcsák között a csúszásmentes gördülés ritkán valósul meg, a valóságos áttétel a csúszás (szlip) figyelembevételével:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{1}{\eta} \cdot \frac{d_2}{d_1} \quad (7.4)$$

ahol: η az úgynevezett szlip-tényező ($\eta \approx 0,97$).

A méretezéskor először a szükséges összenyomó erőt kell meghatározni:

$$F_n = \frac{S_{cs} \cdot F_k}{\mu} \quad (7.5)$$

ahol: S_{cs} a csúszási biztonsági tényező.

Ez nem okozhat a redukált tárcsaátmérőre vonatkozóan egy adott határértéknél nagyobb palástnyomást:

$$F_n \leq p_{meg} \cdot d_r \cdot b \quad (7.6)$$

Itt a b a közös tárcsaszélesség, a redukált tárcsaátmérőt pedig az

$$\frac{1}{d_r} = \frac{1}{d_1} + \frac{1}{d_2} \quad (7.7)$$

összefüggésből kell meghatározni.

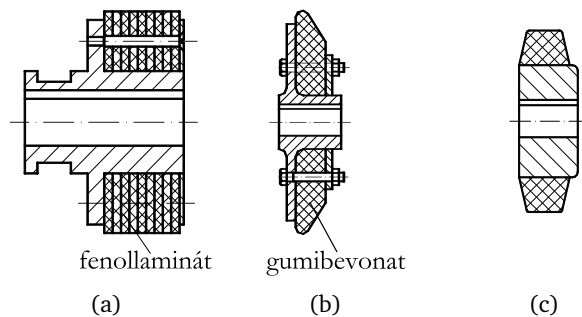
A dörzskerékhajtás előnyei:

- egyszerű felépítés,
- kis tengelytáv,
- karbantartást alig igényel,
- a megcsúszás lehetősége túlterhelés elleni védelmet nyújt,
- könnyen megvalósítható a fokozat nélküli áttétel,
- alacsony zajszintű üzem.

A dörzskerékhajtás hátrányai:

- nyomatékátvitelhez viszonylag nagy összeszorító erő szükséges,
- nagy csapágyterhelések lépnek fel,
- csúszás okozta kopás befolyásolja az élettartamot.

A nagy kerék anyaga rendszerint öntöttvas, ritkábban könnyűfém a kis kerék palástját pedig valamilyen nem fémes anyaggal – bőr, papír vagy műanyag – vonják be a súrlódás növelése illetve a zaj csökkentése érdekében.

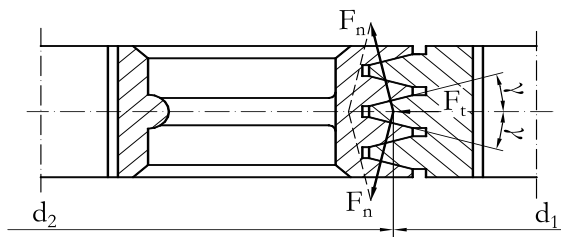


7.2. ábra. Különböző dörzstárcsa megoldások

A kis kerék palástjának súrlódást növelő bevonatát az anyag tulajdonságaihoz igazodva erősítik fel. A 7.2. ábra különböző tárcsamegoldásokat szemléltet.

Igen gyakran használnak gumi vagy gumyszerű anyagú dörzskereket, amelyet gondosan megmunkált öntöttvas vagy acéltárcsával kapcsolnak.

Az összeszorító erő csökkentését nagy súrlódási tényezőjű bevonatanyag felhasználásával lehet elérni, vagy a súrlódó felületek ék alakú hornyos kialakításával növeljük az összeszorító erő hatását (7.3. ábra).



7.3. ábra. Hornyos dörzskerékhajtás

Ha a tárcsára ható összeszorító erő F_t , akkor a horonyfelületre merőleges F_n erővel kifejezve:

$$F_t = 2 \cdot F_N \cdot \sin \gamma \quad (7.8)$$

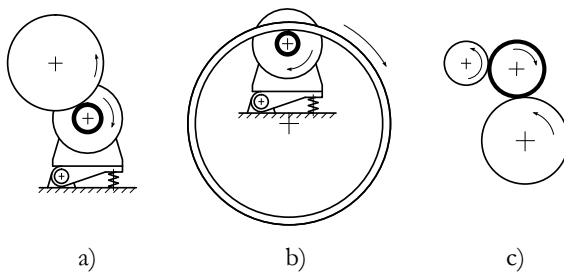
a kerületi erő pedig:

$$F_k = 2 \cdot \mu \cdot F_N = \frac{\mu}{\sin \gamma} \cdot F_t = \mu' \cdot F_t \quad (7.9)$$

$$\mu' > \mu$$

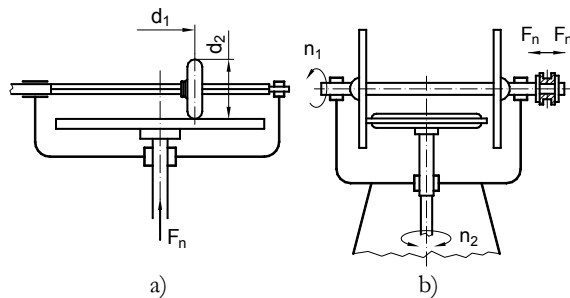
Ez a megoldás csak szakaszos üzemű berendezések esetén használható, mivel a horony mentén különböző átmérőkhöz tartozó pontok érintkeznek, tiszta gördülés azonban csak egyetlen átmérőnél lehetséges. Így a fellépő csúszás miatt jelentős melegedés és kopás keletkezik.

A 7.4. ábra szemléltet három szerkezeti kialakítást dobhajtásra. A kiemelt kerék a hajtó dörzskerék, kivétel a c) esetben, ahol csak áthajtó szerepű.



7.4. ábra. Dobhajtás szerkezeti kialakításai

A 7.5. ábra a képe egy keskeny tárcsás, viszonylag kis nyomatékátvitelű hajtást szemléltet, amelynél a vízszintes tengelyen eltolható kis tárcsával az áttétel és forgásirány is változtatható. Egy frikciós csavarsajtó orsójának forgatására szolgáló dörzshajtást mutat be a 7.5. ábra b képe. Ez egy kettős dörzshajtás, ahol az állandó irányban forgó vízszintes tengely jobbra vagy balra tolásával jön létre dörzskapcsolat a vízszintes síkú kerékkel,



7.5. ábra. Áttétel és irányváltó dörzshajtások

amely a függőleges csavarmenetes sajtótengelyt forgatja. Az irányváltó szerkezetként kialakított dörzshajtás tipikus példája. A vízszintes tengely középállásában nincs kapcsolat a tárcsák között.

A dörzshajtások általában állandó áttételt adnak, de könnyen megvalósítható fokozatmentes áttételű hajtás is.

Önellenőrzés

1. Döntse el az alábbi állításokról, hogy igazak vagy hamisak!

A dörzshajtás érintkező felületei nem csúszhatnak meg egymáson, ez növeli a hatásfokot.

A dörzshajtás irányváltó szerkezetként is használható

A dörzshajtás a felületek között fellépő súrlódási erő segítségével viszi át a teljesítményt a tengelyek között

A dörzshajtás áttétele minden esetben állandó

2. Mit jelentenek az alábbi összefüggésben szereplő betűk? Párosítsa össze a megfelelő betűt a megfelelő számmal!

$$F_N \leq p_{meg} \cdot d_r \cdot b$$

1. közös tárcsaszélesség

2. redukált tárcsaátmérő

3. normál erő

4. megengedett felületi nyomás

a) F_n

b) d_r

c) b

d) p_{meg}



3. Egészítse ki az alábbi állítást, úgy hogy az igaz legyen!

Az összeszorító erő csökkentését
felhasználásával lehet elérni, vagy a súrlódási tényezőjű
súrlódó felületek
növeljük az összeszorító erő hatását.

1. nagy
2. ék alakú hornyos kialakításával
3. bevonatanyag

32. LECKE

Tevékenység:

Olvassa el a jegyzetet a 7.4 alfejezetig. A feldolgozás során a következőkre figyeljen:

- A szíjhajtás előnyeire és hátrányaira.
- Az áttétel fogalmára.
- Az egyes hajtás elrendezési módok sajátosságaira.
- A szíjcsúszás fogalmára és meghatározására.
- A kúszás meghatározására.
- A hatásfok fogalmára és számítására.
- Az ékszíjak felépítésére és az ékszíjtárcsa fő méreteire.
- A fogasszíjhajtás alapfogalmaira.
- Az áttétel meghatározására.

Követelmény:

A tananyag elsajátítása akkor tekinthető sikeresnek, ha Ön:

- Ismeri a szíjhajtás előnyös és hátrányos tulajdonságait, konstrukciós jellemzőit.
- Ismeri az áttétel fogalmát.
- Le tudja rajzolni a szíjhajtás elrendezési vázlatát.
- Ismeri a szíjcsúszás fogalmát és meghatározási módját.
- Ismeri a hatásfok fogalmát és meghatározási módját.
- Ismeri az ékszíjak jellemző tulajdonságait.

- Ismeri a fogasszíjhajtással kapcsolatos alapfogalmakat.
- Ismeri az áttétel számítás összefüggését.

Kulcsszavak: szíjhajtás, áttétel, ékszíj, lapos szíj, szíjtárcsa, szlip, szíjcsúszás, hatásfok, sebességváltozás, kerületi erő, ékszíjszelvény, ékszíjtárcsa, teli tárcsa, öntött acéltárcsa, fogasszíj, fogastárcsa, tengelytáv, átfogási szög, áttétel.

7.2. A súrlódásos végtelenített hajtások elrendezése és alapösszefüggései

A súrlódásos végtelenített hajtásokhoz rendszerint lapos téglalap szelvényű vagy egyenlőszárú trapéz szelvényű végtelen hajtóelemet használnak (laposszíj – és ékszíjhajtás). A laposszíj készülhet bőrből, textilbetétes gumiból, textilanyagból vagy acélból, az ékszíj anyag majdnem mindig textilbetétes gumi. A hajtószíjat megfelelő felületű tárcsákkal kifesztve tapadás útján biztosítható az energiaátvitel egyik tárcsáról a másikra. A két tengely általában párhuzamos, de laposszíjjal kitérő helyzetű tengelyek közt is lehetséges energiaátvitel. A szíjhajtás előnyei és hátrányai az alábbiakban foglalható össze.

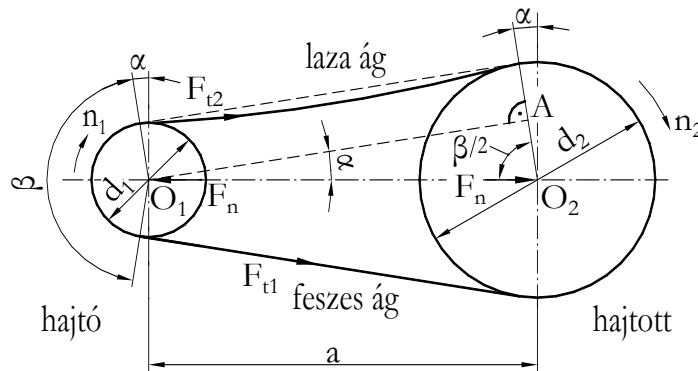
Előnyök:

- rugalmas erőátvitel,
- csendes, lökésmentes és rezgéscsillapító hajtás,
- egyszerű, olcsó kivitelezés,
- kenésnélküli, egyszerű karbantartás,
- nagyobb áttételek is megvalósíthatók egy fokozatban,
- nagy kerületi sebességek.
- egyszerre több tengely is hajtható, amik különböző forgásértelműek lehetnek,
- kedvező hatásfok (90–98%)

Hátrányok:

- a szíj csúszása és kúszása miatt az áttétel nem állandó,
- nagy tengely- és csapágyterhelés,
- a fogaskerék-hajtással szemben nagyobb helyigény,
- korlátozott környezeti hőmérséklet,
- a környezetből származó szennyeződés (por, nedvesség, olaj, stb.) hatással van a súrlódásra.

Elrendezés szempontjából leggyakoribb az *egyenes szíjhajtás*, ilyenkor a tengelyek párhuzamosak és forgásértelmük megegyező (7.6. ábra). Ugyancsak párhuzamos tengelyek esetén, de csak lapos szíjhoz használható a ritkán előforduló *keresztvezetett szíjhajtás*. Ilyenkor a tengelyek forgásértelme ellentétes, a szíj igénybevétele pedig fokozott. Kitérő tengelyek esetén a *ferde szíjhajtás* jöhet szóba. Ez megvalósítható egymással bármekkora szöget bezáró tengelyekhez, de a gyakorlatban csak merőleges helyzetűekhez használják, viszonylag ritkán.



7.6. ábra. Egyenes szíjhajtás elrendezési vázlata

$$F_n \simeq 3 \cdot F_{t2} \quad (7.10)$$

$$F_{t1} \simeq F_{t2} \quad (7.11)$$

Ha a szíjcsúszástól eltekintünk, a két tárcsa kerületi sebessége egyenlő:

$$v = r_1 \cdot \omega_1 = r_2 \cdot \omega_2 \quad (7.12)$$

Innen a módosítás (i):

$$i = \frac{r_2}{r_1} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{F_k \cdot r_2}{F_k \cdot r_1} = \frac{T_2}{T_1} \quad (7.13)$$

ahol: az átvitt nyomaték $T_1 = F_k \cdot r_1$, ill. $T_2 = F_2 \cdot r_2$, a kerületi erő pedig:

$$F_k = F_{t1} - F_{t2} \quad (7.14)$$

A kerületi erő mindkét tárcsa és szíj felületén egyenletesen elosztva hat és az ébredő elemi súrlódási erők összegével egyenlő.

Az átvitt teljesítmény a kerületi erő és kerületi sebesség szorzata:

$$P = F_k \cdot v_1 = F_k \cdot v_2 = F_k \cdot v \quad (7.15)$$

A teljesítmény és a nyomaték összefüggése:

$$P = F_k \cdot 2 \cdot r \cdot \pi \cdot n = T \cdot \omega \quad (7.16)$$

A 7.6. ábrán bemutatott egyszerű egyenes szíjhajtással megvalósítható módosítás értéke: $i_{max} \leq 5$. A párhuzamos tengelyű szíjhajtás tengelytávolsága elvileg tetszőleges lehet, de a minimális tengelytávolságot (a) illetően ajánlott betartani a következő tapasztalatai összefüggéseket:

$$0,7 (d_{p1} + d_{p2}) \leq a \leq 2 (d_{p1} + d_{p2}) \quad (7.17)$$

$a \geq 20 \cdot b$, egyenes szíjhajtás esetén,
 $a \geq 30 \cdot b$, keresztezett szíjhajtás esetén.

$$a \geq 10 \sqrt{b \cdot d_2} \quad (7.18)$$

ahol:

- d_2 : a nagyobbik tárcsaátmérő,
- b : szíjszélesség.

7.3. Szíjcsúszás és az ékszíjhajtás tulajdonságai, szerkezeti elemei

Szíjcsúszás

A hajtó és a hajtott tárcsa kerületi sebessége a valóságban soha nem egyenlő egészen pontosan, mert a hajtott tárcsán sebességvesztés tapasztalható. Ennek általában nem egyszerűen a szíjnak a tárcsákon bekövetkező tényleges megcsúszása az oka, hanem a szíj rugalmas nyúlása idézi elő, amit kúszásnak nevezünk.

A sebességváltozás mértékének fajlagos értéke (a slip) a szíjhajtás fontos jellemzője, ami mind a sebességváltozással, mind a hosszváltozással kifejezhető:

$$s = \frac{\Delta v}{v} = \frac{v_1 - v_2}{v_1} = \frac{\Delta v}{v_1} = \frac{\Delta l}{l} \quad (7.19)$$

$$v_2 = v_1 - \Delta v \quad (7.20)$$

A gyakorlatban a kerületi sebességekre vonatkozó slip nem nagyobb 0,01 – nél, de kb. $s = 0,03$ –ig fenntartható az üzem. Ha a szíjhajtást túlterhelik, bizonyos határon túl nem elegendő a szíj és a tárcsák közti tapadás a kerületi erő átvitelére, az emiatt bekövetkező szíjcsúszás pedig már megakadályozza az üzem fenntartását.

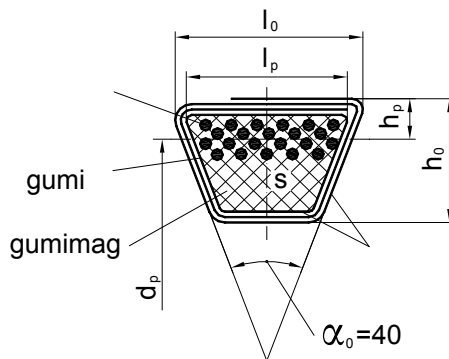
A slippel a szíjhajtás hatásfoka is kapcsolatba hozható, mivel a két tárcsára ható kerületi erő azonos. A hajtó tárcsa kerületi sebességét v_1 -el, a hajtott tárcsa kerületi sebességét v_2 -vel jelölve:

$$\eta = \frac{P_h}{P_b} = \frac{F_K \cdot v_2}{F_K \cdot v_1} = \frac{v_2}{v_1} = \frac{v_1 - \Delta v}{v_1} = 1 - s \quad [\%] \quad (7.21)$$

A csúszás okozta veszteségen túl számolni kell még a légellenállás, és a csapágyazás veszteségeivel is, így a hajtás összességében 93...98% hatásfokú.

Az ékszíjhajtás tulajdonságai

Az ékszíjhajtás kizárólag párhuzamos tengelyek közti energiaátvitelre használható. Alapvető eleme az elméletileg gumitextil anyagú, szabványos méreteken végtelenítve gyártott ékszíz, melynek szelvénye a 7.7. ábrán látható.



7.7. ábra. Ékszíz szelvénye

A gumi ágyazóanyagba a húzóterhelést felvevő szálak, kétféleképpen lehetnek beépítve. Az egyik esetben több sorban beágyazott kábelbetétes kivitelről, a másik esetben egy sorban elhelyezett kordfonalas ékszíjről beszélünk. Az egész keresztmetszetet kívül, két vagy több rétegben borítószővettel burkolják, hogy kopásálló legyen. A szíz keresztmetszeti nagysága DIN/ISO szerint jelölve lehet 8/-, 10/Z, 13/A, 17/B, 20/-, 22/C, 25/-, 32/D, 40/E. A megengedhető szízsebesség 30 m/s, a szíjfrekvencia — ami az 1 s alatti hajtogatások száma — pedig 60 s^{-1} . A szíjtárcsa horony méreteit a DIN2217/ISO4183 tartalmazza. A keskeny ékszíz a normáltól abban tér el, hogy itt $h_0/l_0 = 1 : 1,23$, míg a másikonál $h_0/l_0 = 1 : 1,16$. Az ide tartozó szabvány a DIN7753/ISO4184. A keresztmetszeteket jelölése SPZ, SPA, SPB, SPC. A megengedhető szízsebesség 40 m/s, a szíjfrekvencia pedig 100 s^{-1} . A normál ékszíjhoz képest nagyobb az egységnyi szíjkeresztmetszettel átvihető teljesítmény. A szíjtárcsa horony méreteit a DIN2211/ISO4183 tartalmazza. Az ékszíjhajtás napjainkban igen elterjedt hajtásforma elsősorban a fentiekben felsorolt előnyei miatt valamit a 98% - os hatásfoka miatt. Viszont hátrányai miatt

bizonyos körülmények között nem használható.

Az ékszíjhajtás a következő üzemi jellemzőkkel tervezhető:

- tengelytávolság: $0,7 (d_{p1} + d_{p2}) \leq a \leq 2 (d_{p1} + d_{p2})$, $d_{p2} > d_{p1}$
- áttétel: $i \leq 10$
- szíjsebesség: $v \leq 40 \text{ m/s}$
- körülfogási szög: $\beta \geq 120^\circ$

Az ékszíjhajtás szerkezeti elemei

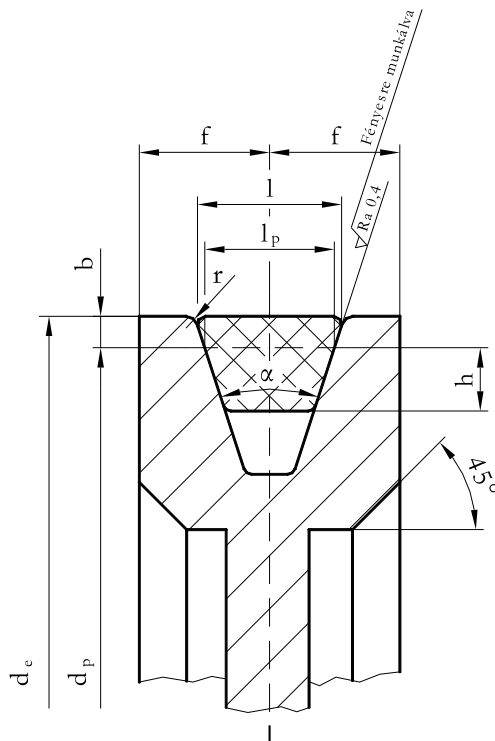
Az ékszíjhajtás legfontosabb elme az ékszíjakon kívül az ékszíjtárcsák. Ezek anyaga legtöbb esetben öntött vas. Készülhet azonban más anyagból is, pl. acélból, színesfémből, alumínium ötvözetből, esetleg műanyagból. A 7.8. ábra szabványos normál ékszíj horonnyal kialakított tárcsát szemléltet az ékszíjjal együtt.

Minden fajta ékszíj esetén a szabvány rögzíti a horony kialakítását, méreteit. Egyedi előállításához célszerűek a hegesztett kivitelű acéltárcsák. Az öntött acéltárcsák küllős kialakításúak vagy telitárcsások lehetnek. Több horonnyal készült tárcsákhoz csak ékszíjkészlet használható, ez hossz méret szerint külön összeválogatott, megkülönböztetett jelöléssel szállított ékszíjak együttese. Ha a készlet bármely tagja üzemképtelenné válik, az egész készletet cserélni kell.

7.4. Fogasszíjhajtás

Ennél a hajtásformánál a teljesítmény átvitel a fogasszíj és fogastárcsák között alakkal és erővel záró kapcsolat útján jön létre. A 7.9. ábrán egy két tárcsából álló fogasszíjhajtás látható a tengelytáv (a), az átfogási szög (β), a jellemző átmérő (d_p) és a tárcsa külső átmérője jelölésével. A jellemző átmérő a tárcsán kívül van!

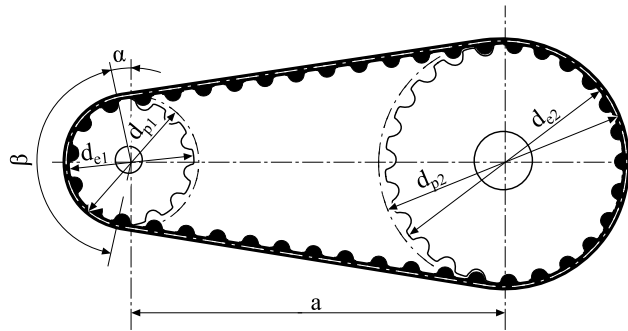
Ezért ezt a hajtást olyan helyen célszerű alkalmazni, ahol a hajtó és a hajtott egység között csúszásmentes és rugalmas kapcsolat szükséges. A dinamikus határokkal szembeni rugalmasság megegyezik a normál ékszíjakéval, hajlékonysága viszont azokhoz képest növekszik.



7.8. ábra. Az ékszíjtárcsa fő méretei

A hajtás áttételét az

$$i = \frac{n_{\text{hajtó}}}{n_{\text{hajtott}}} \quad (7.22)$$



7.9. ábra. Fogasszíjhajtás

összefüggés alapján számítjuk ki. Ha az $i > 1$, lassító, ha az $i < 1$, gyorsító áttételről beszélünk.

Az áttétel tényleges értéke a fogastárcsák kiválasztása után:

$$i = \frac{z_{\text{hajtott}}}{z_{\text{hajtó}}} \quad (7.23)$$

ahol: z a fogastárcsa fogszáma

A fogasszíjhajtás széles körben elterjedt, megjelenik pl. a finommechanikában, háztartási gépekben, közúti járművekben (a személyautók vezérműtengely hajtása), építőgépekben, görgőjáratokban, papírgyártó gépekben is.

Önellenőrzés

1. Jelölje meg, hogy az alábbi állítás melyik szíjhajtásra igaz!

Csendes, lökésmentes és rezgéscsillapító hajtás.

A tengelyek párhuzamosak, forgásértelmük megegyező.

Egyenes szíjhajtás.

Ferde szíjhajtás.

Keresztezett szíjhajtás.

2. Válassza ki és jelölje a szíjhajtás hátrányos tulajdonságait az alábbi felsorolásból!

csendes, lökésmentes és rezgéscsillapító hajtás,

a „szlip”, esetleg szíjcsúszás miatt az áttétel nem állandó,

egyszerű, olcsó kivitelezés,

nagyobb áttételek is megvalósíthatók egy fokozatban,

a fogaskerékajtással szemben nagyobb helyigény,

egyszerre több tengely is hajtható, amik különböző forgásértelműek lehetnek,

a környezetből származó szennyeződés (por, nedvesség, olaj, stb.) hatással van a súrlódásra.

3. Mit jelentenek az alábbi összefüggésben szereplő betűk? Párosítsa össze a megfelelő betűt a megfelelő számmal!

$$i = \frac{r_2}{r_1} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{T_2}{T_1}$$

1. hajtó tárcsa szögsebessége
2. áttétel
3. hajtott tárcsa csavaró nyomatéka
4. hajtó tárcsa fordulatszáma

 ω_1 n_1 i T_2

4. Jelölje meg az alábbi állítások közül azokat, amelyek az ékszíjhajtásra igazak!

Az ékszíz szabványos alkatrész, könnyen beszerezhető.

Nem igényel akkora szíjfeszítést, mint a laposszíz.

Túlterheléskor a szíz leesés nélkül megcsúszhat.

Karbantartási igénye nagy.

A laposszíjhajtáshoz viszonyítva nagy a helyszükséglete.

5. Mit jelentenek az alábbi összefüggésben szereplő betűk? Párosítsa össze a megfelelő betűt a megfelelő számmal!

$$\eta = \frac{P_h}{P_b} = \frac{F_K \cdot v_2}{F_K \cdot v_1} = \frac{v_2}{v_1} = \frac{v_1 - \Delta v}{v_1}$$

1. befektetett teljesítmény
2. kerületi erő
3. hasznos teljesítmény
4. hajtó tárcsa fordulatszáma

P_h

F_k

P_b

6. Egészítse ki az alábbi állítást, úgy, hogy az igaz legyen!

A gumi ágyazó anyagba a húzóterhelést felvevő szálak,.....

lehetnek beépítve. Az egyik esetben,.....

kábelbetétes kivitelről, a másik esetben egy sorban elhelyezett ,...

beszélünk.

Válasz lehetőségek

- több sorban beágyazott
- kordfonalas ékszíjról
- kétféleképpen

7. Melyik szíjhajtás esetén nincs szíjcsúszás? Jelölje a helyes választ!

Laposszíjhajtás esetén.

Fogasszíjhajtás esetén.

Ékszíjhajtás esetén.

8. Döntse el melyik állítás igaz vagy hamis!

Ha az $i > 1$, gyorsító áttételről beszélünk.

Igaz Hamis

Ha az $i < 1$, lassító áttételről beszélünk.

Igaz Hamis

$i = \frac{z_{\text{hajtott}}}{z_{\text{hajtó}}}$ összefüggés a tényleges áttétel nagyságának meghatározására szolgál

Igaz Hamis

9. Egészítse ki úgy az alábbi állítást, hogy igaz legyen!

Ezt a hajtást olyan helyen célszerű alkalmazni, ahol a hajtó és a hajtott egység között.....

kapcsolat szükséges. A dinamikus határokkal szembeni.....

megegyezik a.....

ékszíjakével, hajlékonysága viszont azokhoz képest.....

Válasz lehetőségek:

- csúszásmentes és rugalmas
- rugalmasság
- normál
- növekszik

33. LECKE

7.5. Modulzáró

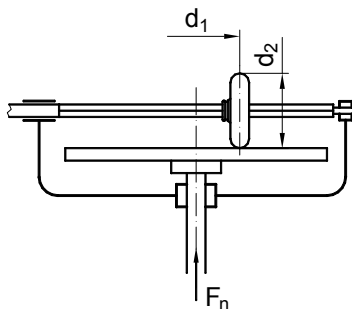
Önellenőrzés

1. Döntse el az alábbi állításról, hogy igaz vagy hamis!

Bizonyos kialakítású dörzshajtások irányváltóként is használhatóak.

Igaz Hamis

2. Tanulmányozza az alábbi ábrát és döntse el a hozzá tartozó állításokról, hogy igazak vagy hamisak!



A fenti dörzshajtás áttétele állandó.

Igaz Hamis

A fenti dörzshajtás irányváltóként is használható.

Igaz Hamis

A fenti dörzshajtás elemeinek tengelyei egymást metsző helyzetűek.

Igaz Hamis

3. Milyen szíjhajtást alkalmazunk ellentétes forgásértelmű párhuzamos tengelyek esetén! Jelölje a helyes választ!

Egyenes szíjhajtás.

Ferde szíjhajtás.

Keresztezett szíjhajtás.

4. Döntse el az alábbi állításról, hogy igaz vagy hamis!

Az ékszíjhajtás kizárólag párhuzamos tengelyek közti energiaátvitelre használható.

Igaz Hamis

5. Milyen szíjhajtásra igaz az alábbi állítás? Jelölje a helyes választ!

Szíjcsúszás-mentes kapcsolatot valósít meg a tengelyek között.

Laposszíjhajtás

Ékszíjhajtás

Fogasszíjhajtás

VIII. MODUL

Fogaskerekek

34. LECKE

8. Fogaskerekek

Tevékenység:

Olvassa el a jegyzet 8.1 alfejezetét. A feldolgozás során a következőkre figyeljen:

- Tanulja meg a fogaskerekek alábbiakban szereplő csoportosítási módját.
- Ismerje meg az egyes csoportokon belüli típusokat.
- Az ábrák alapján sajátítsa el, hogy a fogaskerekek milyen helyzetű tengelyek között létesíthetnek kapcsolatot.

Követelmény:

A tananyag elsajátítása akkor tekinthető sikeresnek, ha Ön:

- Ismeri a fogaskerekek csoportjait és ezek fő jellemzőit.
- Ismeri az egyes csoportokon belüli típusokat.
- Ábráról felismeri az adott fogazat kapcsolódást és tengely helyzetet.

Kulcsszavak: fogaskerekek csoportjai, fogazat, kapcsolódás, geometriai alak, tengely.

A fogaskerékhajtást alkotó fogaskerekeken kialakított fogazat biztosítja a kényszerkapcsolatot a tengelyek között. A fogaskerékhajtások feladata mozgás átvitele (forgó, hosszirányú eltolás), átalakítása illetve, nyomatékvitel megvalósítása. A mozgásátvitel fogazatuk révén alakzárással történik, miközben a kimenő fordulatszámot is megváltoztathatják (módosíthatják) a bemenő fordulatszámhoz képest. A kényszerkapcsolat miatt a két tengely közti áttétel szigorúan meghatározott.

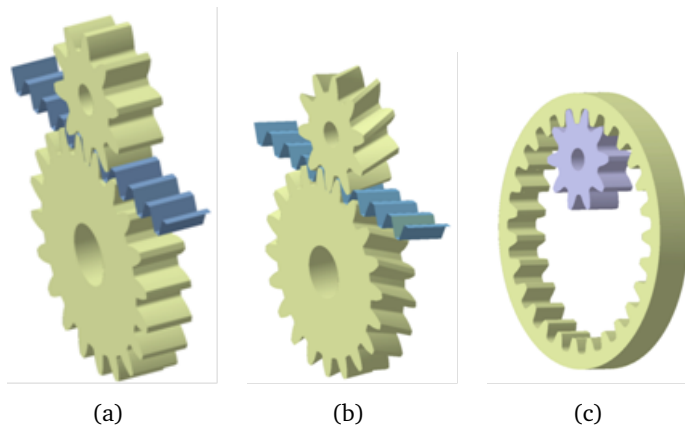
8.1. Fogaskerekék csoportosítása

A fogaskerekéket alakjuk és fogazatuk, valamint tengelyük relatív helyzete szerint csoportosíthatjuk:

- Geometriai alakjuk szerint lehetnek:
 - hengeres
 - kúpos
 - globoid.
- Fogazatuk szerint lehetnek:
 - egyenes
 - ferde
 - ívelt
 - nyíl fogazatú.
- A tengelyük relatív helyzete szerint
 - párhuzamos
 - kitérő
 - metsző tengelyű.

Párhuzamos tengelyek esetén, ha a hengeres kerekék külső felületén helyezkedik el a fogazat, külső fogazatról beszélünk. A fogazás a tengellyel párhuzamosan készült, ezért a fogak tengelyirányú erő felvételére nem alkalmasak (8.1. a ábra). A kapcsolódó fogaskerekék forgásiránya ellentétes.

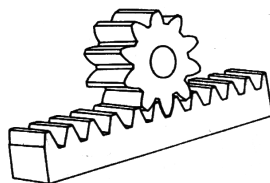
A hengeres kerekék készülhetnek ferde fogirányvonallal is (8.1. b ábra). Itt a hengerpaláston elhelyezkedő fogak nem párhuzamosak a henger hossztengelyével, hanem azzal szöget zárnak be. A fogak itt is vonal mentén érintkeznek, de a kialakítás miatt axiális erő is keletkezik. Az egyenes fogazásnál nyugodtabb, csendesebb járást biztosít.



8.1. ábra. a) Egyenes fogazat, b) Ferde fogazat, c) Belső fogazat

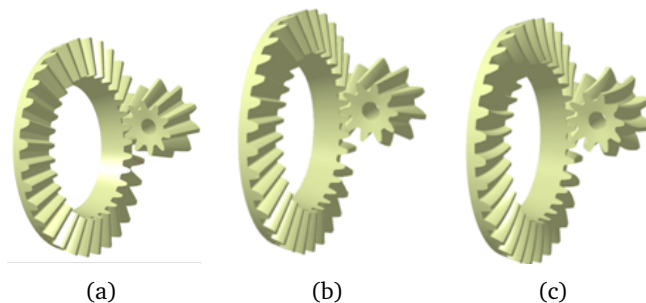
A 8.1. c ábrán belső fogazatú fogaskerékhajtás látható. A hajtás egy belső és egy külső fogazatú fogaskerékből áll. A fogazat általában egyenes, de alkalmazható ferde kialakítás is. Itt a két kerék forgásiránya megegyező.

Végtelen nagy sugarú hengeres keréknek tekinthető a fogasléc (8.2. ábra). Egyenes fogazat esetén a fogasléc a vele kapcsolódó fogaskerék tengelyére merőlegesen tud elmozdulni.



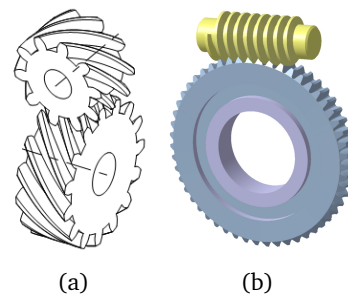
8.2. ábra. Fogasléc- fogaskerék kapcsolat

Metsződő tengelyek esetén a két tengely közötti kapcsolatot kúpkerékkel lehet megvalósítani, amelyek általában külső fogazatúak (8.3. ábra). Kialakíthatóak egyenes, ferde, nyíl vagy ívelt fogirányvonallal. A metsződő tengelyvonalak által bezárt szög legtöbbször 90° , de ettől eltérő is lehet.



8.3. ábra. Fogazat kapcsolódások metsződő tengelyek esetén (Kúpfogazat a) egyenes b) ferde c) ívelt fogirányvonallal)

Kitérő tengelyek esetén a hajtás megvalósítható az ún. csavarkeréppárral, amely különböző hajlás értelmű ferde fogazatú hengeres kerékpár különleges esete (8.4. ábra). A csigahajtást, – ami egy hengeres vagy globoid csigából és egy csigakerékből áll – 90° -os tengelyszög esetén használják (8.4. ábra). A kapcsolódás különösen a globoid csigánál nagy felületen történik, ezért ez nagy terhelések átvitelére alkalmas. A nagyfelületű kapcsolódás miatti nagy súrlódás viszont e hajtás típus rosszabb hatásfokát eredményezi.



8.4. ábra. a) Csavarkerékpár és b) Csigahajtás (henger-globoid)

Önellenőrzés

1. Válassza ki az alábbi felsorolásból, hogy mely fogazat típusok alkalmazhatóak párhuzamos tengelyek esetén!

külső egyenes fogazat

belső fogazat

kúp fogazat

ferde fogazat

csavarkerékpár, csigahajtás

nyílfogazat.

2. Egészítse ki az alábbi szöveget, úgy, hogy az állítás igaz legyen!

Metsződő tengelyek esetén a két tengely közötti kapcsolatot.....

lehet megvalósítani, amelyek általában.....

fogazatúak. Kialakíthatóak.....

fogirányvonallal.

Válasz lehetőségek

- egyenes, ferde, nyíl vagy ívelt
- kúpkerékkel
- külső

3. Tanulmányozza az ábrát majd válaszoljon a kérdésre! Milyen fogazat kapcsolódást lát az ábrán és milyen tengelyhelyzet esetén alkalmazható?



csavarkerékpár, kitérő tengely
ívelt fogazat, metsződő tengely
ferde fogazat, metsződő tengely
ferde fogazat, párhuzamos tengely

35. LECKE

Tevékenység:

Olvassa el a jegyzet 8.2 alfejezetét. A feldolgozás során a következőkre figyeljen:

- Tanulja meg a fogaskerekek jellemző geometriai méreteit.
- Sajátítsa el az áttétel és a fogsámviszony fogalmát és meghatározási módját.
- A fogazat alapvető jelöléseire, megnevezéseire és számítási módjára.
- Az evolvens fogazat tulajdonságaira.
- Fogazatot bemutató 8.6. ábra tanulmányozására.

Követelmény:

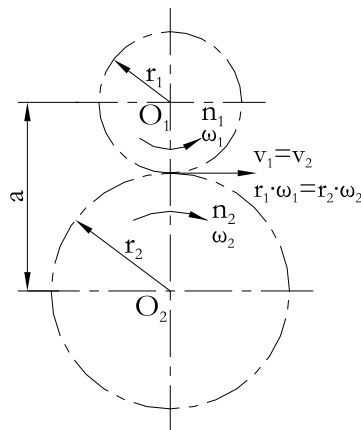
A tananyag elsajátítása akkor tekinthető sikeresnek, ha Ön:

- Ismeri az áttétel, a fogsám viszony fogalmát, meghatározási módját.
- Ismeri a fogazat alapvető elnevezéseit, jelöléseit, számítási módszerét.
- Ismeri az evolvens fogazat tulajdonságait.
- Le tudja rajzolni a fogazatot bemutató 8.6. ábrát az összes főbb megnevezéssel együtt.

Kulcsszavak: áttétel, fogsám viszony, fogazat, evolvens, kerületi sebesség osztókör, lábkör, modul fogszélesség, fogmagasság, kapcsolószög.

8.2. A fogaskerek geometriája

A csúszásmentes gördülés feltétele a kapcsolódó kerek érintkezési pontjában a kerületi sebességek megegyezése ($v_1 = v_2$) (8.5. ábra).



8.5. ábra. A gördülőkörökön lévő kerületi sebességek

$$v_1 = r_1 \cdot \omega_1 = r_1 \cdot 2\pi \cdot n_1 = v_2 = r_2 \cdot \omega_2 = r_2 \cdot 2\pi \cdot n_2. \quad (8.1)$$

ahol: az 1-es index a hajtó kerékre, a 2-es index a hajtott kerékre vonatkozik.

A fogaskerékhajtások esetében a kényszerkapcsolat miatti áttétel felírható a hajtó és a hajtott tengely szögsebességeinek vagy a fordulatszámainak hányadosaként is:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{r_2}{r_1} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1}. \quad (8.2)$$

- $i > 1$ lassító áttétel esetén,
- $i < 1$ gyorsító áttétel esetén.

ahol: az 1-es index a hajtó kerékre, a 2-es index a hajtott kerékre vonatkozik.

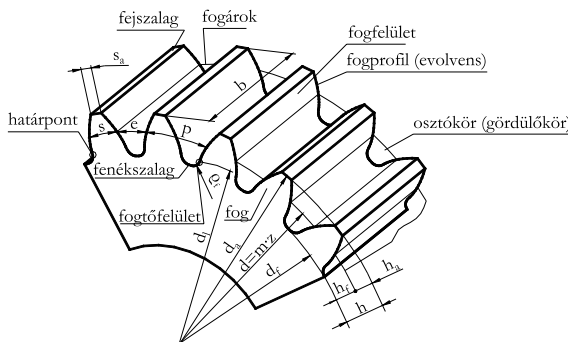
A kerek fogszámát z - vel jelölve bevezethető a fogszámviszony fogalma:

$$u = \frac{z_2}{z_1}, \quad u > 1 \quad (8.3)$$

ahol: az 1-es index a kisebb fogszámú kerékre (kiskerék), a 2-es index a nagyobb fogszámú kerékre vonatkozik.

Tehát lassító áttételnél, $i = u$ gyorsító áttételnél viszont $i = \frac{1}{u}$. A fogszámviszony nem tesz különbséget a hajtó és a hajtott kerék között. A fogszámviszony minimális értéke 1 – nél kisebb értékű nem lehet.

A 8.6. ábrán láthatjuk a fogazat fogfelületeit, geometriai méreteit a megadott jelölések alapján.



8.6. ábra. A fogazat alapvető elnevezései, jelölései

d – osztókörátmérő, e – osztóköri fogárokszélesség, b – fogszélesség, h – teljes fogmagasság,
 d_a – fejkörátmérő, s_a – fogfejvastagság, p – osztás, h_a – fogfejmagasság,
 d_f – lábkörátmérő, s – osztóköri fogvastagság, m – modul, h_f – foglábmagasság,
 d_l – határcörátmérő, z – fogszám, ρ_f – fogtő lekerekítési sugár

$$d = z \cdot \frac{p}{\pi}. \quad (8.4)$$
$$d = m \cdot z \tag{8.5}$$
$$p = \frac{d \cdot \pi}{z} = \frac{m \cdot z \cdot \pi}{z} = m \cdot \pi. \quad (8.6)$$

The diagram illustrates a planetary gear set with the following components and labels:

- karok**: Planet gears (smaller outer gears).
- karok fejköre**: Planet carrier (the frame holding the planet gears).
- evolvens**: The pitch circles of the planet gears.
- kapcsolóvonal**: The connection line between the planet carrier and the planet gears.
- karok fejköre**: Planet carrier (the frame holding the planet gears).
- evolvens**: The pitch circles of the planet gears.
- kapcsolóvonal**: The connection line between the planet carrier and the planet gears.

8.7. ábra. Az *evolvens* fogazat kapcsolóvonala

Megtalálható a 8.7. ábrán a kapcsolóvonal is. Fogaskerék kapcsolatnál a fog ennek mentén érintkezik egymással. A két kapcsolódó fogaskerék alapköreinek közös belső érintője és az N – nel jelölt pontban érinti az alapkört, valamint átmegy a C főponton. Az α -val jelölt kapcsolószög értéke általában 20° . Mivel az OC szakasz az osztókör sugárral egyenlő. Az OCN háromszög segítségével meghatározható az ON szakasz, ami az alapkör sugara (r_b):

$$r_b = r \cdot \cos \alpha. \quad (8.7)$$

Az alapkör átmérő segítségével meghatározható az alaposztás (p_b), ami nem más, mint a fogak egymástól való távolsága megfelelően mérve:

$$p_b = \frac{d_b \cdot \pi}{z} = \frac{d \cdot \pi \cdot \cos \alpha}{z} = \frac{m \cdot z \cdot \pi \cdot \cos \alpha}{z}, \quad (8.8)$$

azaz $p_b = p \cdot \cos \alpha = m \cdot \pi \cdot \cos \alpha$.

A fogaskerék és a szerszám geometriája részletesen tanulmányozható a 8.8. ábrán. Ha a fogazó szerszám osztóvonala átmegy a C főponton, akkor az érinti a fogaskerék osztókörét. Ha ez teljesül, akkor meghatározhatóvá válnak a fogaskerék további méretei is.

A 8.8. ábrán látható C pont – amit főpontnak nevezünk – a fogaskereknek kapcsolódásánál kap szerepet. A fejkör átmérő (d_a) meghatározása az alapprofil segítségével:

$$d_a = d + 2 \cdot m. \quad (8.9)$$

Így az is belátható, hogy a fejkört nem a fogazó szerszám alakítja ki, hanem előre meg kell munkálni a munkadarabot erre a méretre.

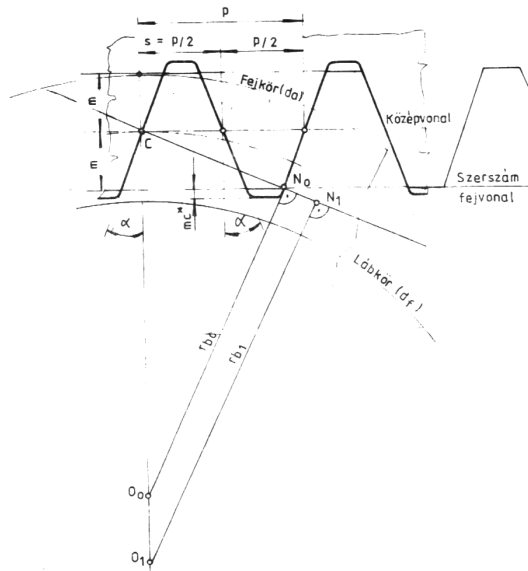
A lábkör átmérő (d_f):

$$d_f = d - 2 \cdot m - 2 \cdot m \cdot c^* = d - 2 \cdot m - 0.5 \cdot m, \quad (8.10)$$

ahol: $c^* = 0,25$.

A lábkör kialakítását viszont a szerszám végzi. Az osztóköri fogvastagság (s) az osztóköri osztás fele:

$$s = \frac{p}{2} = \frac{m \cdot \pi}{2}. \quad (8.11)$$



8.8. ábra. *Evolvens profilú hengeres kerekek szerszám- és alapprofilja*

Egy adott szerszámmal különböző fogszámú kerekeket lehet készíteni. A 8.8. ábra szerinti O_1 középpontú kerék fogszáma z_1 , az O_0 középpontú pedig z_0 . A hozzájuk tartozó alapkör sugarak: r_{b1} és r_{b0} . Az O_0 középpontú kerék határhelyzetet szemléltet, ennek a keréknek a fogszáma:

$$z_0 = \frac{z}{\sin^2 \alpha} \approx 17. \quad (8.12)$$

Ezt nevezzük határkerék fogszámnak. Ez fogasléc szerszámnál akkor fordul elő, ha a kapcsolóvonal és az alapkör érintkezési pontja (N_0) a szerszám fejevonalán van. Ha a fogszámot csökkentenénk, azaz 17-nél kisebb fogszámú kereket készítenénk, akkor a fogaskerék alámetszett lenne, ami káros jelenség. Természetesen szükség

lehet 17-nél kisebb fogszámú (z_1) kerékre is. Ebben az esetben ahhoz, hogy a fejevonal ismét az N_1 ponton menjen át, a fogasléc szerszámot a fogaskerék középpontjához képest kifelé kell állítani ($m \cdot x$) értékkel. Ezt nevezzük pozitív profileltolásnak. Az x az 1 mm-es modulhoz tartozó profileltolás, vagy más néven fajlagos profileltolás. Minimális értéke:

$$x_{min} = \frac{z_0 - z_1}{z_0}. \quad (8.13)$$

Ebben az esetben természetesen a láb – és fejkör mérete is megváltozik:

$$d_f = d - 2 \cdot m - 2 \cdot m \cdot c^* + 2 \cdot m \cdot x, \quad (8.14)$$

$$d_a = d + 2 \cdot m + 2 \cdot m \cdot x. \quad (8.15)$$

A többi átmérő nem változik. Változik az osztóköri fogvastagság is:

$$s_1 = s + 2 \cdot m \cdot x \cdot \tan \alpha = \frac{m \cdot \pi}{2} + 2 \cdot m \cdot x \cdot \tan \alpha. \quad (8.16)$$

Így elkerülhető az alámetszés.

Ezek a méretek ellentétesen változnak abban az esetben, ha negatív irányban állítunk a szerszámon:

$$d_f = d - 2 \cdot m - 2 \cdot m \cdot c^* - 2 \cdot m \cdot x, \quad (8.17)$$

$$d_a = d + 2 \cdot m - 2 \cdot m \cdot x, \quad (8.18)$$

$$s_1 = s - 2 \cdot m \cdot x \cdot \tan \alpha = \frac{m \cdot \pi}{2} - 2 \cdot m \cdot x \cdot \tan \alpha. \quad (8.19)$$

Attól függően, hogy milyen szerszámállítással készítik a fogaskerékpárt, létezik:

- elemi,
- kompenzált,
- általános fogazat.

Ahhoz, hogy a fogaskerékpár kapcsolódjon és a fogfelületek legördülése fogról fogra egyenletesen jöjjön létre, a következő feltételeket kell kielégíteni:

- a hajtás valamennyi kapcsolódó kerekének az osztása egyenlő legyen, és a fogak középvonalra szimmetrikusak legyenek (átfordíthatóság),
- az egyik kerék fogai ne ékelődjenek a másik kerék fogárkaiba,
- a hajtás fogai ne okozzanak interferenciát.
 - Interferencián az a jelenséget értjük, ha az egyik fogaskerék fejköre a kapcsolóvonalat az N_1N_2 szakaszon kívül metszené, akkor a fogprofilok útvonalai metszenék egymást, melynek következtében az egyik kerék foga beékelődne az ellenkerék fogarkába és a forgásátvitel megszűnne.

A korszerű hajtásoknál az is fontos, hogy a hajtókerék szögsebességének állandósága esetén a hajtott kerék szögsebessége is állandó legyen.

Önellenőrzés

1. Válassza ki az alábbi képletek közül azt, amelyik az áttétel meghatározására szolgál!

$$s = \frac{p}{2} = \frac{m \cdot \pi}{2}$$

$$p_b = p \cdot \cos \alpha = m \cdot \pi \cdot \cos \alpha$$

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{r_2}{r_1} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1}$$

$$d = m \cdot z$$

2. Mennyi az alámetszési határkerék fogszám pontos értéke, jelölje meg a helyes értéket!

14

21

17

32

3. Válassza ki az alábbi felsorolásból a létező fogazat fajtákat attól függően, hogy milyen szerszámállítással készítik a fogaskerékpárt!

elemi,

egyenes,

kompenzált,

ferde,

evolvens,

általános fogazat.

4. Válassza ki a helyes fogazatkapcsolódás feltételeit!

profileltolás 0

modul és osztás megegyezése

fogaskerék átmérők azonossága

áttétel állandósága.

5. Válassza ki az alábbi felsorolásból a c^* helyes értékét!

0,17

0,69

0,25

0,78.

36. LECKE

Tevékenység:

Olvassa el a jegyzetet a 8.6 alfejezetig. A feldolgozás során a következőkre figyeljen:

- Adott áttétel mellett, adott nyomatékhoz fogaskerékpárt méretezni.
- Az elemi fogazatra kizárólagosan érvényes jellemzőkre.
- Az elemi tengelytáv és a két osztókör sugár viszonyának számítási módjára.
- Kompenzált fogazatra érvényes sajátságos jellemzőkre.
- A kompenzált fogazatra érvényes tengelytáv számítási módra.
- Általános fogazatra érvényes sajátságos jellemzőkre.
- Az általános fogazattal készülő fogaskereknek összes fő méretének számítási módjára.
- Sajátítsa el a fogazatok esetében az egyes megnevezéseket.

Követelmény:

A tananyag elsajátítása akkor tekinthető sikeresnek, ha Ön:

- Elsajátította az elemi fogazatra kizárólagosan érvényes jellemzőket.
- Ismeri az elemi tengelytáv és a két osztókör sugár viszonyának számítási módját.
- Tud az adott áttétel mellett, adott nyomatékhoz fogaskerékpárt méretezni.
- Elsajátította a kompenzált fogazatra érvényes sajátságos jellemzőket.
- Ismeri a kompenzált fogazatra érvényes tengelytáv számítási módját.
- Elsajátította az általános fogazatra érvényes sajátságos jellemzőket.
- Ismeri az általános fogazattal készülő fogaskereknek fő méreteinek számítási módját.

- Elsajátította az egyes megnevezéseket és azok jelölését.

Kulcsszavak: elemi fogazat, elemi tengelytáv, osztó kör sugár, alámetszés, kompenzált fogazat, tengelytáv, profileltolás, fogosztás, fogvastagság, alámetszés, általános fogazat, osztókori fogvastagság kapcsolószög, gördülő kör, fejkör, lábkör, alapkör.

8.3. Elemi fogazat

Ha a két fogaskerék az osztókörökön érintkezik egymással, elemi fogazatról beszélünk, azaz a kapcsolódó fogaskerékpárokat szerszámállítás nélkül készítjük el. Az alámetszés nélkül ilyen fogazatot csak 17 vagy ennél nagyobb fogszámok esetén készítünk. A fentiekben leírt geometriai összefüggések itt is használhatóak, de ennél a fogazat típusnál megjegyezzük, hogy $x = 0$. Ebben az esetben a két kerék középpontja közötti távolság az elemi tengelytávolságot (a) adja ki, azaz:

$$a = r_1 + r_2 = \frac{m \cdot z_1}{2} + \frac{m \cdot z_2}{2} = m \cdot \frac{z_1}{2} + \frac{z_2}{2}. \quad (8.20)$$

A két osztó kör sugár viszonya:

$$\frac{r_2}{r_1} = \frac{m \cdot z_2}{m \cdot z_1} = \frac{z_2}{z_1} = u. \quad (8.21)$$

8.4. Kompenzált fogazat

Ebben az esetben mindkét fogaskereket profileltolással készítik, úgy, hogy az osztókori fogvastagságok összege ne változzon. Ez úgy lehetséges, ha az egyik keréken pozitív profileltolást a másik keréken ugyanakkora nagyságú negatív profileltolást alkalmazunk, tehát:

$$x_1 = -x_2. \quad (8.22)$$

A fogvastagságok összege $s_1 + s_2$ megegyezik az elemi fogazat osztásával ($p = m \cdot \pi$), ezért a két kerék az osztóköron tud legördülni, vagyis a tengelytávolság megegyezik az elemi tengelytávval:

$$a_{komp} = a_{elemi} = m \cdot \frac{z_1 + z_2}{2} \quad (8.23)$$

Pozitív szerszámmeltolással 17-nél kisebb fogszámú fogaskereket is lehet készíteni, így ennél a fogazat típusnál a kiskerék 17-nél kisebb fogszámú is lehet. Alámetszés elkerülésével készíthető így a fogaskerékpár, ha:

$$z_1 + z_2 \geq 2 \cdot z_0 = 34 \quad (8.24)$$

Természetesen a kompenzált fogazatra is érvényesek az előzőekben leírt átmérőkre és fogvastagságokra érvényes összefüggések is.

Ezt a fajta fogazatot alámetszés elkerülésére vagy relatív csúszás kiegyenlítése miatt használják.

8.5. Általános fogazat

Ha a fogaskerékpárnál nem kompenzáljuk az osztóköri fogvastagság változását, tehát $x_2 \neq x_1$, általános fogazatot kapunk (8.9. ábra).

Az osztóköri fogvastagságok összege nagyobb lesz, mint az elemi – és kompenzált fogazat esetén, emiatt a tengelytávolság is meg fog változni.

Ennél a fogazat típusnál a kapcsolószög is megváltozik. Ennek meghatározása a következőképpen történik, ha a_w – t ismerjük:

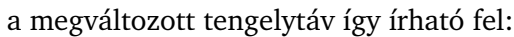
$$a_w \cdot \cos \alpha_w = a \cdot \cos \alpha. \quad (8.25)$$

A gördülőkör sugarak összegeként megkapjuk a tengelytáv nagyságát:

$$a_w = r_{w1} + r_{w2}. \quad (8.26)$$

Felhasználva az:

$$\frac{r_{w2}}{r_{w1}} = u \quad \text{összefüggést,} \quad (8.27)$$



$$d_{b1} = d_1 \cdot \cos \alpha. \quad (8.31)$$

Ugyanakkor a fejköröket a zavartalan üzemelés miatt kisebbre kell készíteni:

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m + 2 \cdot m \cdot x_1 - 2 \cdot m (\Sigma x - y), \quad (8.32)$$

$$\text{ahol: } \Sigma x = x_1 + x_2. \quad (8.33)$$

A lábkör átmérő:

$$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot m - 2 \cdot m \cdot c^* + 2 \cdot m \cdot x_1 \quad (8.34)$$

Az általános fogazat elterjedt fogazat típus, előszeretettel használják olyan helyeken, ahol meghatározott áttételt kell megvalósítani kötött tengelytávolság esetén.

8.6. Gyakorló feladatok

8.1. feladat.

Elemi fogazat esetén határozza meg a fogaskereknek osztóköreit, fejköreit, lábköreit, alapköreit, osztását, alaposztását, közös fogmagasságát és osztóköri fogvastagságát az alábbi adatok alapján: $\alpha = 20^\circ$, $m = 3\text{mm}$, $u = 3$, $a = 120\text{mm}$, $c^* = 0,25$!

Számítás:

$$a = m \cdot \frac{z_1 + z_2}{2} = m \cdot \frac{z_1 + u \cdot z_1}{2} = \frac{m \cdot z_1 (1 + u)}{2} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow z_1 = \frac{2 \cdot a}{(1 + u) \cdot m} = \frac{2 \cdot 120}{(1 + 3) \cdot 3} = 20, \quad z_2 = u \cdot z_1 = 3 \cdot 20 = 60,$$

$$d_1 = m \cdot z_1 = 3 \cdot 20 = 60\text{mm}, \quad d_2 = m \cdot z_2 = 3 \cdot 60 = 180\text{mm},$$

$$d_{a1} = m \cdot (z_1 + 2) = 3 \cdot (20 + 2) = 66\text{mm}, \quad d_{a2} = m \cdot (z_2 + 2) = 3 \cdot (60 + 2) = 186\text{mm},$$

$$d_{f1} = m \cdot (z_1 - 2 - 2 \cdot c^*) = 3 \cdot (20 - 2 - 0,5) = 52,5\text{mm},$$

$$d_{f2} = m \cdot (z_2 - 2 - 2 \cdot c^*) = 3 \cdot (60 - 2 - 0,5) = 172,5\text{mm},$$

$$d_{b1} = d_1 \cdot \cos \alpha = 60 \cdot \cos 20^\circ = 56,38\text{mm}, \quad d_{b2} = d_2 \cdot \cos \alpha = 180 \cdot \cos 20^\circ = 169,14\text{mm},$$

$$p = m \cdot \pi = 3 \cdot \pi = 9,425\text{mm}, \quad p_b = p \cdot \cos \alpha = m \cdot \pi \cdot \cos \alpha = 3 \cdot \pi \cdot \cos 20^\circ = 8,857\text{mm},$$

$$h_w = 2 \cdot m = 2 \cdot 3 = 6\text{mm}, \quad s = \frac{m \cdot \pi}{2} = \frac{3 \cdot \pi}{2} = 4,712\text{mm}.$$

8.2. feladat.

Határozza meg azt a fogszámot, ahol az alapkört érinti az ellenkerék fejköre! ($\alpha = 20^\circ$)

Számítás:

$$a = m \cdot \frac{z_1 + z_2}{2}, \text{ és } a = \frac{d_{a1} + d_{b2}}{2},$$

$$m \cdot \frac{z_1 + z_2}{2} = \frac{d_{a1} + d_{b2}}{2},$$

$$m \cdot (z_1 + z_2) = m \cdot (z_1 + 2) + m \cdot z_2 \cdot \cos \alpha,$$

$$z_1 + z_2 = z_1 + 2 + z_2 \cdot \cos 20^\circ,$$

$$z_2 = 2 + z_2 \cdot \cos 20^\circ,$$

$$z_2 = \frac{2}{1 - \cos 20^\circ} = 33,16, \quad z_2 \cong 33.$$

8.3. feladat.

Számítsa ki az elemi külső fogazatú hengeres kerékpár főbb geometriai méreteit ($d_1, d_2, d_{a1}, d_{a2}, d_{f1}, d_{f2}, d_{b1}, d_{b2}, a, p, s$) a következő adatokkal:

$$z_1 = 18, \quad z_2 = 54, \quad m = 3\text{mm}, \quad c^* = 0,25.$$

Megoldásának helyességét a feladatra kattintva ellenőrizheti!

8.4. feladat.

Kompenzált fogazatot tervezünk az alábbi adatokkal: $\alpha = 20^\circ$, $m = 2\text{mm}$, $u = 4$, $z_1 = 19$, $c^* = 0,25$, és $x_1 = 0,1$. Számítsa ki a tengelytávolságot, a fejkör, lábkör, és alapkör átmérőket, valamint az osztóköri fogvastagságokat!

Számítás:

$$x_1 = -x_2 \Rightarrow x_2 = -0,1, \quad \frac{z_2}{z_1} = u \Rightarrow z_2 = u \cdot z_1 = 4 \cdot 19 = 76,$$

$$a = m \cdot \frac{(z_1 + z_2)}{2} = 2 \cdot \frac{(19 + 76)}{2} = 95\text{mm},$$

$$d_{a1} = m \cdot (z_1 + 2) + 2 \cdot x_1 \cdot m = 2 \cdot (19 + 2) + 2 \cdot 0,1 \cdot 2 = 42,4\text{mm},$$

$$d_{a2} = m \cdot (z_2 + 2) + 2 \cdot x_2 \cdot m = 2 \cdot (76 + 2) - 2 \cdot 0,1 \cdot 2 = 155,6\text{mm},$$

$$d_{f1} = m \cdot (z_1 - 2 - 2 \cdot c^*) + 2 \cdot x_1 \cdot m = 2 \cdot (19 - 2 - 2 \cdot 0,25) + 2 \cdot 0,1 \cdot 2 = 33,4\text{mm},$$

$$d_{f2} = m \cdot (z_2 - 2 - 2 \cdot c^*) + 2 \cdot x_2 \cdot m = 2 \cdot (76 - 2 - 2 \cdot 0,25) - 2 \cdot 0,1 \cdot 2 = 146,6\text{mm},$$

$$d_{b1} = m \cdot z_1 \cdot \cos \alpha = 2 \cdot 19 \cdot \cos 20^\circ = 35,708\text{mm}, \quad d_{b2} = m \cdot z_2 \cdot \cos \alpha = 2 \cdot 76 \cdot \cos 20^\circ = 142,833\text{mm},$$

$$s_1 = \frac{m \cdot \pi}{2} + 2 \cdot x_1 \cdot m \cdot \operatorname{tg} \alpha = \frac{2 \cdot \pi}{2} + 2 \cdot 0,1 \cdot 2 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 3,287\text{mm},$$

$$s_2 = \frac{m \cdot \pi}{2} + 2 \cdot x_2 \cdot m \cdot \operatorname{tg} \alpha = \frac{2 \cdot \pi}{2} - 2 \cdot 0,1 \cdot 2 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 2,996\text{mm},$$

8.5. feladat.

Egy kompenzált fogazatú fogaskerékpárt tervezünk, ahol:

$$d_2/d_1 = 2 \quad a = 108,75\text{mm}$$

$$z_2 = 58 \quad x_1 = 0,2$$

Számítsa ki a fogaskerek alaposztását, fejkörátmérőit, valamint az osztóköri fogvastagságokat!

Megoldásának helyességét a feladatra kattintva ellenőrizheti!

8.6. feladat.

Határozza meg annak az általános fogazással készített fogaskerékpárnak a geometriai méreteit, amelynek adatai a következők: ($\alpha = 20^\circ$, $\alpha_w = 26,784^\circ$, $m = 4\text{mm}$, $u = 2,8$, $z_1 = 10$)! A fogaskereket alámetszés elkerülésére kell helyesbíteni! (Meghatározandó: d , d_a , d_f , d_b , s , d_w , h_w)

Számítás:

$$z_2 = u \cdot z_1 = 2,8 \cdot 10 = 28,$$

$$a = m \cdot \frac{z_1 + z_2}{2} = 4 \cdot \frac{10 + 28}{2} = 76\text{mm},$$

$$a_w = a \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} = 76 \cdot \frac{\cos 20^\circ}{\cos 26,784^\circ} = 80\text{mm},$$

$$\text{inv} \alpha = \text{inv} 20^\circ = \text{tg} 20^\circ - \frac{20^\circ \cdot \pi}{180^\circ} = 0,0149,$$

$$\text{inv}\alpha_w = \text{inv}26,784^\circ = \text{tg}26,784^\circ - \frac{26,784^\circ \cdot \pi}{180^\circ} = 0,0373,$$

$$\Sigma x = x_1 + x_2 = \frac{z_1 + z_2}{2} \cdot \frac{\text{inv}\alpha_w - \text{inv}\alpha}{\text{tg}\alpha} = \frac{10 + 28}{2} \cdot \frac{0,0373 - 0,0149}{\text{tg}20^\circ} = 1,1693,$$

$$z_1 = 10 < 17 = z_{\text{lim}} \Rightarrow x_1 = \frac{z_{\text{lim}} - z_1}{z_{\text{lim}}} = \frac{17 - 10}{10} = 0,04118,$$

$$x_2 = \Sigma x - x_1 = 1,1693 - 0,4118 = 0,7575,$$

$$y = \frac{a_w - a}{m} = \frac{80 - 76}{4} = 1,$$

$$d_1 = m \cdot z_1 = 4 \cdot 10 = 40\text{mm}, \quad d_2 = m \cdot z_2 = 4 \cdot 28 = 112\text{mm},$$

$$\Sigma x - y = 1,1693 - 1 = 0,1693,$$

$$d_{a1} = m \cdot (z_1 + 2 + 2 \cdot x_1 - 2 \cdot (\Sigma x - y)) = 4 \cdot (10 + 2 + 2 \cdot 0,411 - 2 \cdot 0,169) = 49,94\text{mm},$$

$$d_{a2} = m \cdot (z_2 + 2 + 2 \cdot x_2 - 2 \cdot (\Sigma x - y)) = 4 \cdot (28 + 2 + 2 \cdot 0,757 - 2 \cdot 0,169) = 124,70\text{mm},$$

$$d_{f1} = m \cdot (z_1 - 2 - 2 \cdot c^* + 2 \cdot x_1) = 4 \cdot (10 - 2 - 2 \cdot 0,25 + 2 \cdot 0,411) = 33,294\text{mm},$$

$$d_{f2} = m \cdot (z_2 - 2 - 2 \cdot c^* + 2 \cdot x_2) = 4 \cdot (28 - 2 - 2 \cdot 0,25 + 2 \cdot 0,757) = 108,06\text{mm},$$

$$d_{b1} = m \cdot z_1 \cdot \cos \alpha = 4 \cdot 10 \cdot \cos 20^\circ = 37,587\text{mm},$$

$$d_{b2} = m \cdot z_2 \cdot \cos \alpha = 4 \cdot 28 \cdot \cos 20^\circ = 105,254\text{mm},$$

$$s_1 = \frac{m \cdot \pi}{2} + 2 \cdot x_1 \cdot m \cdot \text{tg}\alpha = \frac{4 \cdot \pi}{2} + 2 \cdot 0,4118 \cdot 4 \cdot \text{tg}20^\circ = 7,482\text{mm},$$

$$s_2 = \frac{m \cdot \pi}{2} + 2 \cdot x_2 \cdot m \cdot \text{tg}\alpha = \frac{4 \cdot \pi}{2} + 2 \cdot 0,7575 \cdot 4 \cdot \text{tg}20^\circ = 8,489\text{mm},$$

$$d_{w1} = \frac{2 \cdot a_w}{1 + u} = \frac{2 \cdot 80}{1 + 2,8} = 42,105\text{mm}, \quad d_{w2} = \frac{2 \cdot a_w}{1 + u} \cdot u = \frac{2 \cdot 80}{1 + 2,8} \cdot 2,8 = 117,895\text{mm},$$

8.7. feladat. Hengeres fogaskerékpárt készítettünk külső, egyenes fogazással. Ellenőrizze, hogy van-e alámetszés, ha:

$$\alpha = 20^\circ, \quad \alpha_w = 25,56385^\circ, \quad m = 3\text{mm}, \quad a = 96\text{mm}, \quad d_{w1} = 50\text{mm}.$$

Alámetszés esetén számolja ki a szükséges profileltolási tényező értékét!

Megoldásának helyességét a feladatra kattintva ellenőrizheti!

Önellenőrzés

1. Egészítse ki az alábbi állítást, úgy hogy az igaz legyen!

Ha a két fogaskerék az.....

érintkezik egymással,.....

fogazatról beszélünk, azaz a kapcsolódó fogaskerékpárokat.....

készítjük el.

Válasz lehetőségek:

- szerszámállítás nélkül
- elemi
- osztókörökön

2. Mit jelentenek az alábbi összefüggésben szereplő betűk? Párosítsa össze a megfelelő betűt a megfelelő számmal!

$$a = r_1 + r_2 = m \cdot \frac{z_1}{2} + \frac{z_2}{2}$$

1. elemi tengelytávolság
2. fogaskerék sugara
3. modul
4. fogaskerék fogszáma

r_1

z_2

m a

3. Az alábbi felsorolásból válassza ki, hogy mennyi a profileltolás (x) értéke elemi fogazatnál?

0,25,

15,

17,

0,

0,17.

4. Egészítse ki az alábbi állítást, úgy hogy az igaz legyen!

Kompenzált fogazat esetén mindkét fogaskereket.....

készítik, úgy, hogy az osztóköri fogvastagságok.....

ne változzon. Ez úgy lehetséges, ha az egyik keréken.....

profileltolást a másik keréken ugyanakkora nagyságú.....

profileltolást alkalmazunk.

Válasz lehetőségek:

- összege
- profileltolással
- pozitív
- negatív

5. Mit jelentenek az alábbi összefüggésben szereplő betűk? Párosítsa össze a megfelelő betűt a megfelelő számmal!

$$a_{komp} = m \cdot \frac{z_1 + z_2}{2}$$

1. tengelytávolság
2. modul
3. fogaskerék fogszámok
4. fogaskerék sugarak

$z_1, \quad z_2$

m

a

6. Az alábbi felsorolásból válassza ki, hogy hogyan alakul a profileltolások értéke kompenzált fogazatnál?

$$x_1 = x_2$$

$$x_1 = -x_2$$

$$x_1 \geq x_2$$

$$x_1 \leq -x_2$$

7. Válassza ki az alábbi felsorolásból azokat az állításokat, amelyek az általános fogazat jellemzőiként ismertek!

a tengelytáv a -ról $\rightarrow a_w$ -re nő,

homlok metszeti modul: $m_t = \frac{m}{\cos \beta}$,

a kapcsolószög α -ról $\rightarrow \alpha_w$ -re nő,

$$a_{elemi} = m \cdot \frac{z_1 + z_2}{2}.$$

8. Mit jelentenek az alábbi összefüggésben szereplő betűk? Párosítsa össze a megfelelő betűt a megfelelő számmal!

$$y = \frac{a_w - a}{m}$$

1. elemi tengelytáv
2. megváltozott tengelytáv
3. modul
4. tengelytávtényező

a_w

a

m

y

9. Párosítsa össze az alábbi betűjeleket a hozzájuk tartozó megnevezésekkel!

1. alapkör átmérők
2. fejkör átmérők
3. lábkör átmérők
4. gördülőkör sugarak

$r_{w1,2}$

$d_{a1,2}$

$d_{b1,2}$

$d_{f1,2}$

37. LECKE

Tevékenység:

Olvassa el a jegyzetet a 8.8 alfejezetig. A feldolgozás során a következőkre figyeljen:

- A ferde fogazatra érvényes sajátságos jellemzőkre.
- A normál - és a homlokmet szet értelmezésére.
- A normál - és a homlokmet szet vonalas rajzára.
- E fogazat fajtára vonatkozó jellemző méretek számítási módjára.

Követelmény:

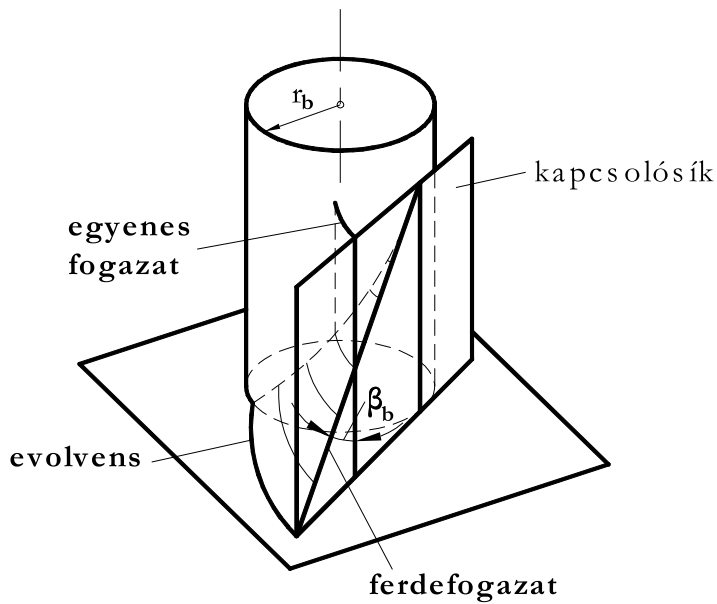
A tananyag elsajátítása akkor tekinthető sikeresnek, ha Ön:

- Elsajátította a ferde fogazatra érvényes sajátságos jellemzőket.
- Tudja értelmezni a normál- és homlokmet szet fogalmát
- Ismeri e fogazat típusra vonatkozó jellemző méretek számítási módját.

Kulcsszavak: ferde fogazat, normálmetszet, homlokmet szet, osztóhenger, alaphenger, homlokmet szeti kapcsolószög, homlokmet szeti modul, osztóhengeri fogferdeség, alámetszési határkerék fogsám.

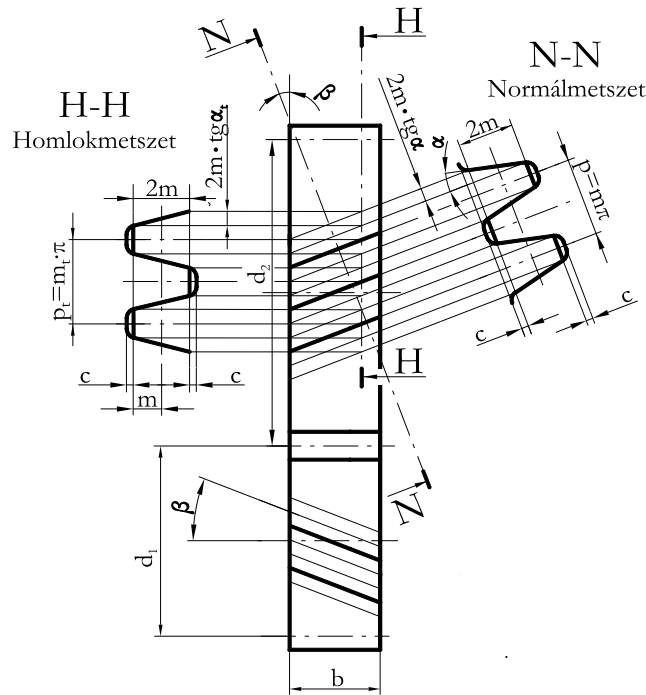
8.7. Ferde fogazat

A ferde fogazat keletkezését mutatja be a 8.10. ábra, melyen jól láthatóak a különbségek az egyenes fogazathoz képest.



8.10. ábra. *Ferde fogazat keletkezése*

Az alábbi vonalas ábra pedig a homlok- és normálmetszet értelmezését mutatja (8.11. ábra). A homlokmet-
szetben mérhetők az átmérők és a tengelytáv.



8.11. ábra. A normál- és homlokmet-szet értelmezése

Normálmetszetben látszik a fogoldal evolvensnek, itt a körök helyett hengerekről beszélünk. Az osztóhenger meghatározása:

$$d_1 = m_t \cdot z_1, \quad (8.35)$$

$$d_2 = m_t \cdot z_2, \quad (8.36)$$

ahol az m_t homlokmetzeti modul nagysága az osztóhengeri fogferdeségtől (β) függ:

$$m_t = \frac{m}{\cos \beta} \quad (8.37)$$

Az alaphenger átmérő:

$$d_{b1} = d_1 \cdot \cos \alpha_t, \quad (8.38)$$

ahol α_t a homlokmetzeti kapcsolószög, nagysága:

$$\operatorname{tg} \alpha_t = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}. \quad (8.39)$$

Az alábbi átmérők változatlanok maradnak:

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m, \quad (8.40)$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m, \quad (8.41)$$

$$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot m - 2 \cdot m \cdot c^*, \quad (8.42)$$

$$d_{f2} = d_2 - 2 \cdot m - 2 \cdot m \cdot c^*, \quad (8.43)$$

A tengelytáv meghatározása is változatlan módon történik:

$$a = \frac{m}{\cos \beta} \cdot \frac{z_1 + z_2}{2} \quad (8.44)$$

A tengelytáv az osztóhengeri fogferdeségi szögtől függ, ezáltal a tengelytávolságot változtatni tudjuk a szög változtatásával. Természetesen az egyenes fogazatúhoz képest növelni lehet. Ezzel a fogazat típussal kisebb fogszámú kereket lehet alámetszés nélkül készíteni az egyenes fogazatúhoz képest. Ennek értelmében az alámetszési határkerék fogszám:

$$z_{lim} = \frac{2 \cdot \cos \beta}{\sin^2 \alpha}, \quad (8.45)$$

E fogazat típus előnyei közé tartozik a zajtalanabb járás és a kötetlen tengelytávolság. Lényeges, hogy a beépítés-nél a fogferdeség akkor nem okoz különösebb gondot, ha a β értéke $10 - 30^\circ$ között van.

8.8. Gyakorló feladatok

8.8. feladat.

Egy hajtómű bemenő (első) fokozata ferde fogazatú fogaskerékpárral készül. Adatai: $z_1 = 26$, $z_2 = 86$, $\beta = 15^\circ$, $m = 4\text{mm}$, $c^* = 0,25$, $\alpha = 20^\circ$. Határozza meg a kerek fő méreteit elemi fogazat esetén! (d , d_b , d_a , d_f , a)

Számítás:

$$d_1 = m_t \cdot z_1 = \frac{m}{\cos \beta} \cdot z_1 = \frac{4}{\cos 15^\circ} \cdot 26 = 107,67\text{mm},$$

$$d_2 = m_t \cdot z_2 = \frac{m}{\cos \beta} \cdot z_2 = \frac{4}{\cos 15^\circ} \cdot 86 = 356,14\text{mm},$$

$$\alpha_t = \arctg\left(\frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}\right) = \arctg\left(\frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 15^\circ}\right) = 20,6469^\circ,$$

$$d_{b1} = d_1 \cdot \cos \alpha_t = 107,67 \cdot \cos 20,6469^\circ = 100,75\text{mm},$$

$$d_{b2} = d_2 \cdot \cos \alpha_t = 356,14 \cdot \cos 20,6469^\circ = 333,27\text{mm},$$

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m = 107,67 + 2 \cdot 4 = 115,67\text{mm},$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m = 356,14 + 2 \cdot 4 = 364,14\text{mm},$$

$$d_{f1} = d_1 - 2,5 \cdot m = 107,67 + 2,5 \cdot 4 = 97,67\text{mm},$$

$$d_{a2} = d_2 - 2,5 \cdot m = 356,14 + 2,5 \cdot 4 = 346,14\text{mm},$$

$$a = \frac{m}{\cos \beta} \cdot \frac{z_1 + z_2}{2} = \frac{4}{\cos 15^\circ} \cdot \frac{26 + 86}{2} = 231,90\text{mm},$$

8.9. feladat.

Számítsa ki annak a külső, ferde kompenzált fogazatú kerékpárnak a főbb geometriai méreteit, amelynek adatai:

$$z_1 = 35, \quad u = 3, \quad m = 4\text{mm}, \quad c^* = 0,25, \quad h_a^* = 1, \quad \alpha = 20^\circ, \quad \beta = 30^\circ, \quad x_1 = 0,2.$$

Megoldásának helyességét a feladatra kattintva ellenőrizheti!

Önellenőrzés

1. Válassza ki az alábbi felsorolásból, hogy milyen két fő metszetet különböztetünk meg ferde fogazatnál?
homlokmetszet
kúpfogazatra merőleges metszet
normálmetszet
hajtó tengellyel párhuzamos metszet.
2. Mit jelentenek az alábbi összefüggésben szereplő betűk? Párosítsa össze a megfelelő betűt a megfelelő számmal!

$$z_{lim} = \frac{2 \cdot \cos \beta}{\sin^2 \alpha_t}$$

1. homlokmetszeti kapcsolószög
2. alámetszési határkerék fogsám
3. fogferdeségi szög

z_{lim}

α_t

β

38. LECKE

Tevékenység:

Olvassa el a jegyzetet a 8.10 alfejezetig. A feldolgozás során a következőkre figyeljen:

- A kúpogaskerék hajtás alapfogalmaira.
- Az osztókúpszög, osztókúphossz, számítására.
- Az áttétel, segédosztókör számítására.
- A kúpogaskerékes hajtás jellemző méreteire.

Követelmény:

A tananyag elsajátítása akkor tekinthető sikeresnek, ha Ön:

- Elsajátította a kúpogaskerék hajtás alapfogalmait.
- Ismeri az osztókúpszög, osztókúphossz számítását.
- Ismeri az áttétel, segédosztókör stb. számítási módját.
- Felismeri a kúpogaskerékes hajtást a jellemző méreteivel együtt.

Kulcsszavak: kúpogaskerék, osztókúpszög, osztókúphossz, áttétel, segédosztókör, ívelt, egyenes, ferde.

8.9. Kúpogaskerékek

Egymást metsző, közös síkban lévő tengelyek közötti kényszer kapcsolatot kúpogaskerékekkel tudunk megvalósítani. Ebben a részben az az eset kerül csak bemutatásra, amikor a kúpkerekek tengelyei 90° -os szöget zárnak be egymással (a 8.12. ábra). A kúpkerekek az úgynevezett osztókúpok felületén gördülnek egymáson. Az osztókúpok félkúpszögei a δ_1 és a δ_2 . A tengelyek merőleges helyzete miatt: $\delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$.

Az osztókörök (d_1 és d_2) a C főpontban érintkeznek egymással. A közös alkotójuk hossza: $R_e = \overline{OC}$. Az osztókörök átmérője:

$$d_1 = m \cdot z_1, \quad (8.46)$$

$$d_2 = m \cdot z_2, \quad (8.47)$$

A (8.12. ábra) alapján felírható, hogy:

$$\operatorname{tg} \delta_2 = \frac{m \cdot z_2}{m \cdot z_1} = \frac{z_2}{z_1} = u = i. \quad (8.48)$$

Tehát a nagykerék félkúpszöge:

$$\delta_1 = 90^\circ - \delta_2 \quad (8.49)$$

A kúpfogaskerék fogfelületének legördülése is visszavezethető hengeres fogaskerékpár legördülésére. A helyettesítő hengeres fogaskereknek középpontjai O_1 és O_2 , osztókör sugara r_{v1} és r_{v2} . Ez a (8.12. ábra) beforgatott részén látható és segédosztókörnek nevezzük. Ezek után egyszerűen ellenőrizhető a kúpfogaskerék alámetszésre. Egyenes fogazat és 20° -os kapcsolószög esetén a határ fogszám 17. Az eljárás során meg kell határozni a helyettesítő hengeres kis kerék fogszámait, majd ezt összehasonlítva a 17-tel, eldönthető, hogy a kúpfogaskerék alámetszett lesz-e. A 8.12. ábra alapján a segédosztókörök sugarai felírhatóak egyrészt:

$$r_{v1} = \frac{r_1}{\cos \delta_1} = \frac{m \cdot z_1}{2 \cdot \cos \delta_1}, \quad (8.50)$$

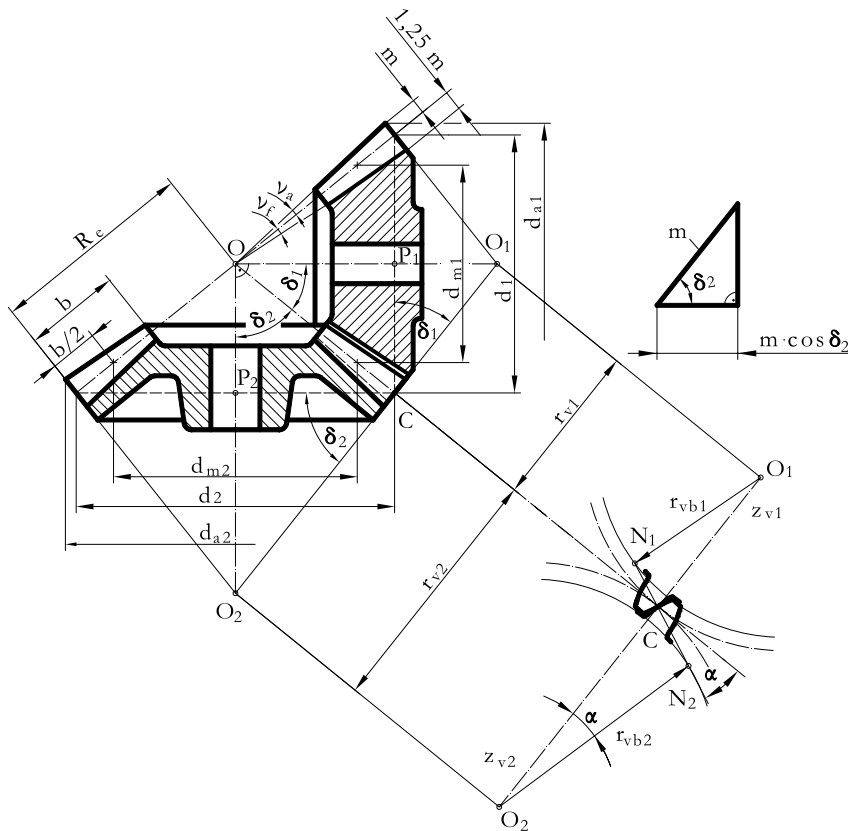
$$r_{v2} = \frac{r_2}{\cos \delta_2} = \frac{m \cdot z_2}{2 \cdot \cos \delta_2}, \quad (8.51)$$

másrészt a modul és a hozzátartozó fogszámok segítségével:

$$r_{v1} = \frac{1}{2} m \cdot z_{v1}, \quad (8.52)$$

$$r_{v2} = \frac{1}{2} m \cdot z_{v2}, \quad (8.53)$$

ahol: z_{v1} és z_{v2} -t kiegészítő fogszámoknak nevezzük.



8.12. ábra. Kúpfogaskerékes hajtás a jellemző méreteivel

A kisebb kúpkerék kiegészítő fogszáma:

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1}, \quad (8.54)$$

Tehát elemi fogazat esetén a kúpfogaskerék akkor lesz alámetszett, ha $z_{v1} < 17$. Kúpfogaskerék a fogazat iránya alapján készülhet:

- egyenes,
- ferde,
- ívelt fogazással.

Az ilyen fogazással készült kúpfogaskerekeket autók, vontatók differenciálművének tányérkerekeinél alkalmaz-
zák. Előnyük a zajtalan járás és a nagy áttétel, ami a viszonylag kis fogszámmal készíthető kerék miatt könny-
ebben megvalósítható.

8.10. Gyakorló feladatok

8.10. feladat.

Egy elemi fogazatú kúperékpár adatai: $z_1 = 25$, $u = 2$, $m = 3\text{mm}$. Határozza meg az osztókúpszögeket, ha $\Sigma x = 90^\circ$! Mekkora az osztókúphossz? Számítsa ki a képzelt fogszámokat valamint a kúperékpár főbb geometriai méreteit!

Számítás:

$$\operatorname{tg} \delta_2 = u = 2 \Rightarrow \delta_2 = 63,435^\circ, \quad \delta_1 = 90^\circ - \delta_2 = 26,565^\circ,$$

$$R_e = \frac{d_1}{2 \cdot \sin \delta_1} = \frac{d_2}{2 \cdot \sin \delta_2} = \frac{3 \cdot 25}{2 \cdot \sin 26,565^\circ} = 83,859\text{mm},$$

$$z_2 = u \cdot z_1 = 2 \cdot 25 = 50,$$

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1} = \frac{25}{\cos 26,565^\circ} = 27,95,$$

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2} = \frac{50}{\cos 63,435^\circ} = 111,8,$$

$$d_1 = m \cdot z_1 = 3 \cdot 25 = 75\text{mm}, \quad d_2 = m \cdot z_2 = 3 \cdot 50 = 150\text{mm},$$

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m \cdot \cos \delta_1 = 75 + 2 \cdot 3 \cdot \cos 26,56^\circ = 80,366\text{mm},$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m \cdot \cos \delta_2 = 150 + 2 \cdot 3 \cdot \cos 63,43^\circ = 152,683\text{mm}.$$

8.11. feladat. Ellenőrizze alámetszésre a következő adatokkal jellemzett kúpfogazatot:

$$r_{v2} = 100\text{mm}, \quad z_1 = 15, \quad R_e = 55,555\text{mm}, \quad \Sigma x = 90^\circ.$$

Megoldásának helyességét a feladatra kattintva ellenőrizheti!

Önellenőrzés

1. Egészítse ki az alábbi megállapítást!

Egymást.....,

közös síkban fekvő tengelyek közötti kényszer kapcsolatot.....

tudunk megvalósítani. Alapesetben a kúpkerek tengelyei..... $^{\circ}$ -os

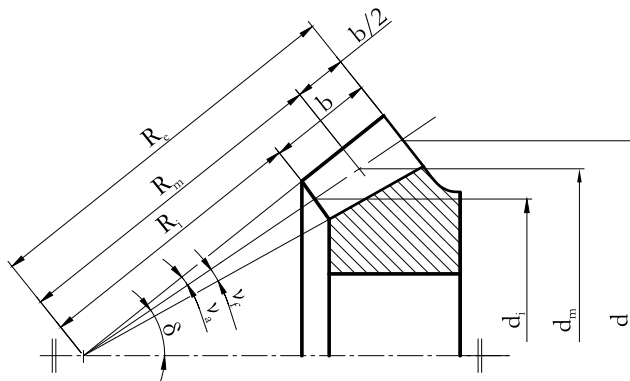
szöget zárnak be egymással. A kúpkerek az úgynevezett.....

gördülnek egymáson. A tengelyek merőleges helyzete miatt: $\delta_1 + \delta_2 = \dots\dots^{\circ}$

Válasz lehetőségek:

- kúpfogaskerekkel,
- metsző,
- $\delta_1 + \delta_2 = 90^{\circ}$,
- 90° ,
- osztókúpok felületén.

2. Tanulmányozza az ábrát és válaszoljon az alábbi kérdésre! Párosítsa össze a betűjeleket a megnevezésükkel!



1. kúpalkotó hossza
2. osztókúpszög
3. középső osztókör sugara
4. belső osztókör sugara
5. középső osztókörhöz tartozó osztókúphossz

 R_m
 b
 δ
 r_m
 r_i

39. LECKE

Tevékenység:

Olvassa el a jegyzetet a 8.12 alfejezetig. A feldolgozás során a következőkre figyeljen:

- A ferde fogazattal készült hengeres kerek erőhatásaira.
- Az egyenes fogazattal készült hengeres kerek erőhatásaira.
- Az egyes meghibásodások fajtáira.
- A szilárdsági méretezés alapvető lépéseire.

Követelmény:

A tananyag elsajátítása akkor tekinthető sikeresnek, ha Ön:

- Fel tudja rajzolni a ferde fogazattal készült hengeres kerek erőhatásait.
- Ismeri a fogaskerék meghibásodások fajtáit.
- Elsajátította a fogaskerek szilárdsági méretezésének lépéseit.

Kulcsszavak: erőhatás, meghibásodások, igénybevétel, kerületi erő, normálfogeroő, radiális erő, homlokfogeroő, névleges teljesítmény, fordulatszám, csavaró nyomaték.

8.11. Fogaskerek szilárdsági méretezéséről

A szilárdsági méretezés a fogaskerek mechanikai igénybevétele alapján elvégezhető összetett feladat. Ennek révén határozható meg a tengelytávolság és a minimálisan szükséges modul. A számítások az átvíendő névleges teljesítményből (P) ill. a bemenő (n_1) vagy kimenő (n_2) fordulatszámból indulnak ki.

Tehát a mechanikai igénybevételt létrehozó csavaró nyomaték a bemenő tengelyen (T_1) és a kimenő tengelyen (T_2):

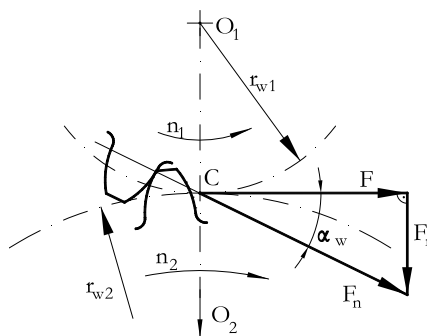
$$T_1 = \frac{P}{\omega_1} = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n_1}, \text{ és} \quad (8.55)$$

$$T_2 = \frac{P}{\omega_2} = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n_2}. \quad (8.56)$$

A gördülőkörökön ébredő kerületi erő:

$$F = \frac{T_1}{r_{w1}} = \frac{T_2}{r_{w2}} \quad (8.57)$$

A fogaskerek közötti erőhatás viszont a kapcsolóvonal mentén adódik át, mint normálfogerő (F_n), a kerületi erő ennek az egyik komponense (8.13. ábra). A másik komponense a radiális erő (F_r).



8.13. ábra. Egyenes fogazattal készült hengeres kerekerek erőhatásai

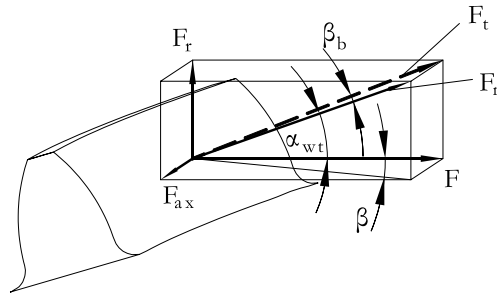
A két összetevő a kerületi erővel kifejezve:

$$F = \frac{F_n}{\cos \alpha_w} \quad (8.58)$$

a radiális irányú erő:

$$F_r = F \cdot \tan \alpha_w \quad (8.59)$$

A ferde fogaztnál fellépő erőhatások láthatóak a 8.14. ábrán.



8.14. ábra. *Ferde fogazattal készült hengeres kerekek erőhatásai*

A normálfogerőnek itt három komponense van:

- kerületi erő, amely a gördülőkör kerületén hat,
- radiális irányú erő, ami a tengelyre merőleges,
- axiális irányú erő, amely a tengely irányába hat.

A 8.14. ábra alapján a homlokfogerő:

$$F_t = \frac{F}{\cos \alpha_{wt}}, \quad (8.60)$$

így a normálfogerő:

$$F_n = \frac{F_t}{\cos \beta_b} = \frac{F}{\cos \alpha_{wt} \cdot \cos \beta_b}, \quad (8.61)$$

a tengely és a csapágyak méretezéséhez szükséges erők:

$$F_r = F \cdot \operatorname{tg} \alpha_{wt}, \quad (8.62)$$

$$F_{ax} = F \cdot \operatorname{tg} \beta. \quad (8.63)$$

Az erőösszetevők ismeretében az F_n normálfogerő felírható a következő alakban is:

$$F_n = \sqrt{F^2 + F_{ax}^2 + F_r^2}. \quad (8.64)$$

Ezek az erőhatások a kapcsolódás folyamán változnak, a fogfelületek csúsznak egymáson. A fogak emiatt az alábbi károsodásokat szenvedhetik:

- az érintkezésnél nagy felületi nyomás miatt fogfelület kigödrösödhet,
- a fogra ható hajlító igénybevétel miatt a fog letörhet,
- a csúszás felületi hőhatást és feszültségeket okoz, emiatt berágódás következhet be.

A fentiek alapján a fogaskerék szilárdsági méretezésének lépései a következők:

1. A felületi nyomás alapján meg lehet határozni a minimális tengelytávolságot.
2. A fogtőben ébredő hajlító igénybevétel alapján pedig meghatározható a minimális modul.
3. A berágódás elkerülésére ellenőrizni kell a helyi hőmérsékletnövekedést, ami nem haladhatja meg a megengedett értéket.

Ezen lépések után végezhető el a fogaskerékpár geometriai méretezése.

8.12. Gyakorló feladatok

8.12. feladat.

Határozza meg az egyenes fogazatú fogaskerekek között keletkező (F_n) normálfogerőt, és a radiális irányú erőt (F_r), ha $P = 10\text{kW}$, $n_1 = 1475 \frac{1}{\text{min}}$, $u = 2,5$, $a = 155\text{mm}$, $a_w = 160\text{mm}$!

Számítás:

$$T_1 = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n_1} = \frac{10 \cdot 10^3 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 1475} = 64,74\text{Nm},$$

$$r_{w1} = \frac{a_w}{1 + u} = \frac{160}{1 + 2,5} = 45,71\text{mm} = 0,04571\text{m},$$

$$F = \frac{T_1}{r_{w1}} = \frac{64,74}{0,04571} = 1416,63\text{N},$$

$$\cos \alpha_w = \frac{a}{a_w} \cdot \cos \alpha = \frac{155}{160} \cdot \cos 20^\circ = 0,9103 \Rightarrow \alpha_w = 24,449^\circ,$$

$$F_n = \frac{F}{\cos \alpha_w} = \frac{1416,63}{\cos 24,449^\circ} = 1556,17\text{N},$$

$$F_r = F \cdot \tan \alpha_w = 1416,63 \cdot \tan 24,449^\circ = 644,07\text{N}.$$

8.13. feladat. Egy ferde fogazatú hengeres kerékpár által átvitt teljesítmény $P = 15\text{kW}$. A kerékpár elemi fogazattal készül, melynek adatai: $n_1 = 18,5\text{s}^{-1}$, $z_1 = 20$, $u = 3$, $m = 3\text{mm}$, $\alpha = 20^\circ$, $\beta = 20^\circ$. Számítsa ki a kerületi erőt, és a normálfogerő komponenseit!

Az átvitt nyomaték:

$$T_1 = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n_1} = \frac{15000}{2 \cdot \pi \cdot 18,5} = 129,04\text{Nm},$$

$$r_{w1} = \frac{z_1 \cdot m_t}{2} = \frac{z_1 \cdot m}{2 \cdot \cos \beta} = \frac{20 \cdot 3}{2 \cdot \cos 20^\circ} = 31,925\text{mm},$$

$$F = \frac{T_1}{r_{w1}} = \frac{129,04 \cdot 10^3}{31,925} = 4041,97\text{N},$$

$$\operatorname{tg} \alpha_t = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 20^\circ} \Rightarrow \alpha_t = 21,17^\circ,$$

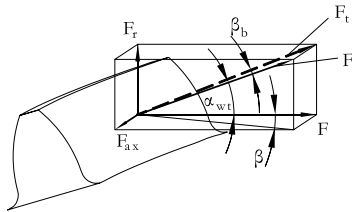
$$F_t = \frac{F}{\cos \alpha} = \frac{4041,97}{\cos 20^\circ} = 4301,37\text{N},$$

$$F_r = F \cdot \operatorname{tg} \alpha_t = 4041,97 \cdot \operatorname{tg} 21,17^\circ = 1565,344\text{N},$$

$$F_{ax} = F \cdot \operatorname{tg} \beta = 4041,97 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 1471,15\text{N}.$$

Önellenőrzés

1. Tanulmányozza az ábrát és párosítsa a ferde fogazatnál fellépő erőket azok megnevezéseivel!



Párosítsa össze a betűjeleket a megnevezésükkel!

1. homlokfogerő
2. axiális irányú erő, amely a tengely irányába hat
3. kerületi erő, amely a gördülőkör területén hat
4. normálfogerő
5. radiális irányú erő, ami a tengelyre merőleges

F

F_r

F_{ax}

F_n

F_t

2. Válassza ki az alábbi felsorolásból a fogaskerék károsodások fajtáit!

Fogfelület kigödrösödhet,

A fogaskerek hőtérseklte üzem közben növekszik,

A fog letörhet,

A fogfelületek megcsúsznak egymáson,

Berágódás.

3. Adja meg a képletben szereplő betűk jelentését!

$$F_t = \frac{F}{\cos \alpha_{wt}}$$

F_t

F

α_{wt}

40. LECKE

Tevékenység:

Olvassa el a jegyzetet a 8.14 alfejezetig. A feldolgozás során a következőkre figyeljen:

- A hengeres csiga és csigakerék kapcsolódásának jellemzőire.
- Az átmérőhányados számítására.
- Az áttétel, osztóhengeri menetemelkedési szög és a többi geometriai méret számítására.

Követelmény:

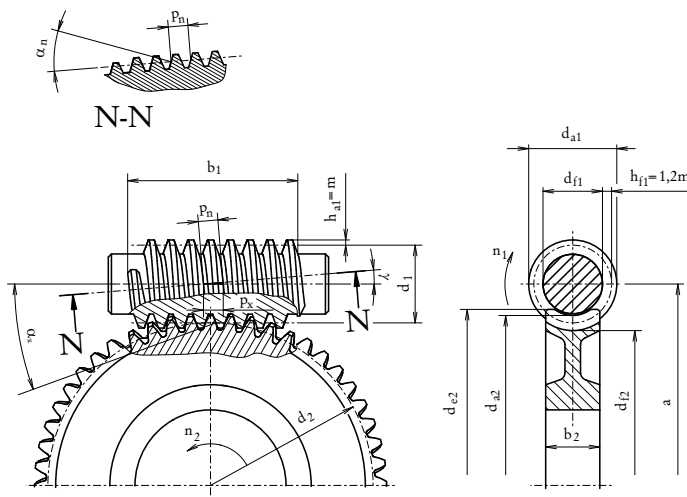
A tananyag elsajátítása akkor tekinthető sikeresnek, ha Ön:

- Ismeri a hengeres csiga és csigakerék kapcsolódásának sajátosságait.
- Meg tudja határozni számítással az átmérőhányados, az áttétel, osztóhengeri menetemelkedési szög és a többi geometriai méret nagyságát.
- Ismeri az egyes összefüggésekben szereplő mennyiségeket.

Kulcsszavak: hengeres csiga, csigakerék, átmérőhányados, áttétel, menetbekezdés, önzárás, osztóhengeri menetemelkedési szög, fejhenger, lábhenger, csiga hossz, bekezdés.

8.13. Csigahajtás

Két kitérőtengely – egymásra merőleges – közötti teljesítmény átvitel csiga-csigakerék szerkezettel valósítható meg. A csiga tulajdonképpen egy olyan menetes orsó, melynek a 8.15. ábrán látható hosszmetszete egy fogasléc. Beszélhetünk egy vagy több bekezdésű csigáról is. Jellemző méretei a modullal vannak kifejezve. A csigakerék egy ferde fogazatú fogaskerékhez hasonló, ebből adódóan a geometriai méretei a fogaskerekeknél tanultak alapján határozhatóak meg.



8.15. ábra. A hengeres csiga és csigakerék kapcsolódása

Csigahajtásnál bevezetünk egy új fogalmat, az úgy nevezett átmérőhányadost, melynek nagysága:

$$q = \frac{d_1}{m}. \quad (8.65)$$

Értékeit szabványosították. Csigánál z_1 jelöli a menetbekezdések számát és a csigahajtás áttétele határozható meg ennek segítségével:

$$i = \frac{z_2}{z_1}. \quad (8.66)$$

A fejhenger átmérője:

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m. \quad (8.67)$$

A lábhenger átmérője:

$$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot m - 2 \cdot m \cdot c^*. \quad (8.68)$$

- ahol a c^* szokásos értéke 0,2.

A csiga hossza (L_1) — hőkezelt menet esetén 6 menetre van szükség — tehát:

$$L_1 = 6 \cdot p = 6 \cdot m \cdot \pi \approx 19 \cdot m. \quad (8.69)$$

Ha a csiga nem hőkezelt, akkor 5 menet is elég:

$$L_1 = 5 \cdot p = 5 \cdot m \cdot \pi \approx 16 \cdot m. \quad (8.70)$$

Egy három bekezdésű csiga esetén az osztóhengeri menetemelkedési szög:

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{p_z}{d_1 \cdot \pi} = \frac{z_1 \cdot p_x}{d_1 \cdot \pi} = \frac{z_1 \cdot m \cdot \pi}{q \cdot m \cdot \pi} = \frac{z_1}{q}, \quad (8.71)$$

- ahol:

- d_1 : az osztókör átmérő,
- m : a modul,
- p_z : osztás,
- p_x : az axiális osztás,
- z_1 : a bekezdések száma,
- q az átmérőhányados.

A további geometriai méreteket tekintve a csigahajtásnál az osztókör:

$$d_2 = m \cdot z_2. \quad (8.72)$$

A lábkör átmérő:

$$d_{f2} = d_2 - 2 \cdot m - 2 \cdot m \cdot c^* + 2 \cdot m \cdot x_2. \quad (8.73)$$

A fejkör átmérő:

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m + 2 \cdot m \cdot x_2. \quad (8.74)$$

Elemei fogazat esetén a tengelytáv:

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = m \cdot \frac{q + z_2}{2} \quad (8.75)$$

Szerszámelállítással csak a csigakerék gyártható, az így készült hajtás tengelytávja viszont változik:

$$a_w = a \pm m \cdot x_2. \quad (8.76)$$

Csigahajtásnál lényeges kérdés az önzárás lehetősége. A csavarmenetek analógiájára itt is $\rho' > \gamma$ feltételnek kell teljesülnie.

8.14. Gyakorló feladatok

8.14. feladat.

Határozza meg csigahajtás esetén az elemi csiga és a profileltolással készülő csigakerék fő méreteit valamint a tengelytávolságot, ha $q = 12$, $i = 25$, $z_1 = 2$, $m = 5\text{mm}$, $c^* = 0,2$, $x_2 = 0,5$!

Számítás:

$$z_2 = i \cdot z_1 = 25 \cdot 2 = 50,$$

A csiga méretei:

$$d_1 = m \cdot q = 5 \cdot 12 = 60\text{mm}, \quad d_{a1} = m \cdot (q + 2) = 5 \cdot (12 + 2) = 70\text{mm},$$

$$d_{f1} = m \cdot (q - 2 - 2 \cdot c^*) = m \cdot (q - 2,4) = 5 \cdot (12 - 2,4) = 48\text{mm},$$

$$b_1 \geq 2 \cdot m \cdot \sqrt{z_2 + 1} = 2 \cdot 5 \cdot \sqrt{50 + 1} = 71,4\text{mm}, \text{ legyen: } b_1 = 75\text{mm}.$$

A csigakerék méretei:

$$d_2 = m \cdot z_2 = 5 \cdot 50 = 250\text{mm},$$

$$d_{a2} = m \cdot (z_2 + 2 + 2 \cdot x_2) = 5 \cdot (50 + 2 + 2 \cdot 0,5) = 265\text{mm},$$

$$d_{f2} = m \cdot (z_2 - 2,4 + 2 \cdot x_2) = 5 \cdot (50 - 2,4 + 2 \cdot 0,5) = 243\text{mm},$$

$$b_2 = 0,45 \cdot (q + 6) \cdot m = 0,45 \cdot (12 + 6) \cdot 5 = 40,5\text{mm},$$

$$a_w = a + x_2 \cdot m = \left(\frac{q + z_2}{2} + x_2 \right) \cdot m = \left(\frac{12 + 50}{2} + 0,5 \right) \cdot 5 = 157,5\text{mm}.$$

8.15. feladat. Az előző példa adataival ($q = 12$, $i = 25$, $z_1 = 2$, $m = 5\text{mm}$, $c^* = 0,2$, $x_2 = 0,5$) határozza meg a hajtás hatásfokát, ha $\rho' = 4^\circ$!

Számítás:

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{z_1 \cdot m \cdot \pi}{m \cdot q \cdot \pi} = \frac{z_1}{q} = \frac{2}{12} = 0,166 \Rightarrow \gamma = 9,462^\circ,$$

$$\eta_1 = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho')} = \frac{\operatorname{tg} 9,462^\circ}{\operatorname{tg}(9,462^\circ + 4^\circ)} = 0,696 \quad \eta_1 = 69,6\%,$$

Önellenőrzés

1. Válassza ki az alábbi összefüggések közül azt, amelyik az átmérőhányados nagyságát adja meg!

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = m \cdot \frac{q + z_2}{2}$$

$$q = \frac{d_1}{m}$$

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{z_1 \cdot p_x}{d_1 \cdot \pi} = \frac{z_1 \cdot m \cdot \pi}{q \cdot m \cdot \pi} = \frac{z_1}{q}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m + 2 \cdot m \cdot x_2$$

2. Mekkora a c^* jellemző értéke csigahajtás esetén? jelölje meg a helyes értéket!

17

0,2

0,38

0,25

3. Mit jelentenek a képletben szereplő mennyiségek? Írja be a választ!

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{p_z}{d_1 \cdot \pi} = \frac{z_1 \cdot p_x}{d_1 \cdot \pi} = \frac{z_1 \cdot m \cdot \pi}{q \cdot m \cdot \pi} = \frac{z_1}{q}$$

d_1

p_x

p_z

z_1

q

m

41. LECKE

8.15. Hajtóművek

Tevékenység:

Olvassa el a jegyzetet a 8.16 alfejezetig. A feldolgozás során a következőkre figyeljen:

- Az alábbi különleges hajtóművek felépítésére, működésére.
- Ismerje fel rajzról, fényképről az egyes hajtómű típusokat.
- Sajátítsa el az egyes hajtóművek alkalmazásának előnyeit, hátrányait.

Követelmény:

A tananyag elsajátítása akkor tekinthető sikeresnek, ha Ön:

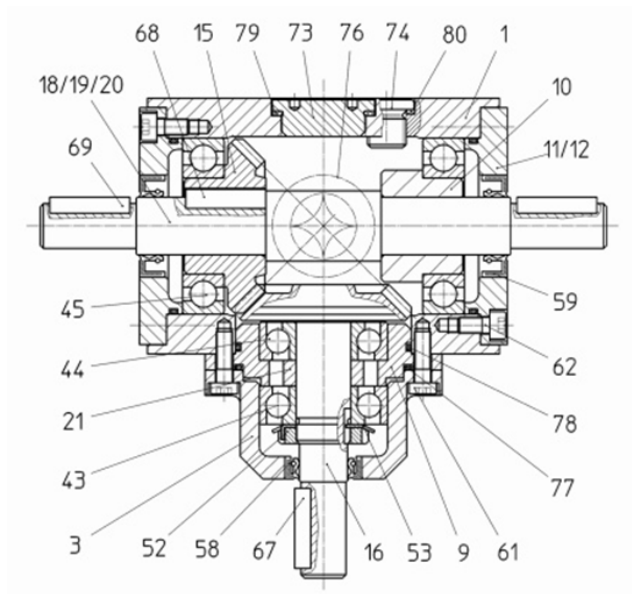
- Elsajátította az alábbiakban tárgyalásra kerülő különleges hajtóművek működését.
- Rajzokról, fotókról felismeri az egyes hajtómű típusokat.
- Ismeri az egyes hajtóművek alkalmazásának előnyeit, hátrányait.

Kulcsszavak: fogaskerekes hajtómű, áthajtómű, reduktor, csapágy, tömítőgyűrű, bolygókeres-hajtóművek, differenciálmű, csigahajtómű, különleges hajtómű.

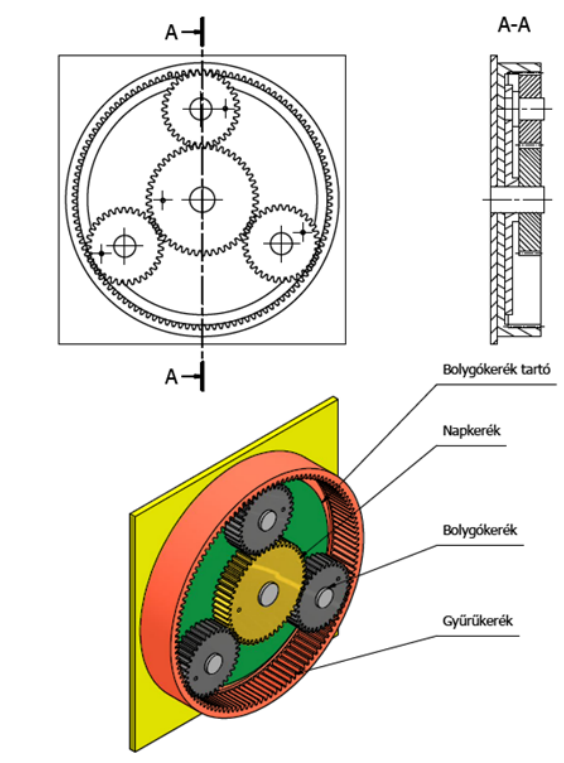
Fogaskerék hajtóművek

A fogaskerék-hajtás lehet egy gép szerves része, de lehet önálló gépegység is. Azokat a kizárólag fordulatszám, forgásirány, nyomaték, vagy ezek valamilyen kombinációjának fogaskerekekkel történő megváltoztatására alkalmas, zárt szerkezetet fogaskerék hajtóműveknek nevezzük. Követelmény, hogy a gépegységről leválasztva is alkalmas maradjon a nyomaték átadására (8.16. ábra). Az úgynevezett áthajtóműveknél az áttétel a be- és a kimenő tengely fordulatszámának hányadosa. A lassítást megvalósító hajtóműveket reduktorok, a gyorsítást

megvalósítókat multiplikátoroknak nevezzük. A hajtóművek – attól függően, hogy hány fogaskerékpár kapcsolat van benne – lehetnek egy-, két vagy háromlépcsősek. Ezeknél a szerkezeteknél a hajtóműház öntöttvas és vízszintes síkban osztott kivitelű. Ha a fogaskerek a ferde fogazással készülnek benne, akkor a csapágyakat úgy kell kiválasztani, hogy a tengelyirányú erőket is fel tudja venni. Az olajkifolyás és a szennyeződés bejutásának megakadályozása érdekében a tengelyek rugós tömítőgyűrűvel vannak ellátva. A hajtóműházon található kémelőlőnyílás, olajszint ellenőrző csavar és olajleeresztő csavar is.



8.16. ábra. Kúpfogaskerékes hajtómű



8.17. ábra. Egyszerű bolygómű 3D modell 2D rajzzal

végajtás (kerékagy meghajtás). Bolygóműveket elsősorban nagy áttételek esetén alkalmaznak, ahol fontosak a kis méretek is. (Kis méretben nagy teljesítmény átvitelére is képes.)

A fogaskerék hajtóművek speciális csoportja az ún. bolygókerekes-hajtóművek (8.17. ábra). A járműiparban is általánosan elterjedt fogaskerekes mechanizmusok. Nagyon sokféle változatban készülnek, amelyek különféle hajtási feladatok megvalósítását teszik lehetővé. Megkülönböztetünk 'b' típusú, belső fogazatú fogaskerékpárt, 'k' típusú, külső fogazatú fogaskerékpárt tartalmazó, és 'kb' típusú külső és belső fogazatú fogaskerékpárt egyaránt tartalmazó fogaskerék-bolygóművet. A legfontosabb elemei a napkerék, a körülötte forogva keringő bolygókerek, a belső fogazatú gyűrűkerék és a bolygókereket tartó kar.

Attól függően, hogy a bolygókerék hajtás melyik elemét rögzítik más és más áttétel valósítható meg. Jellegzetes alkalmazási területei a következők: emelőgépek, daruhajtóművek, radarberendezések hajtása, sebességváltók, differenciálművek, nehéz munkagépek és terepjárók kerekeinél használható, mint

A bolygóművek alkalmazásának előnyei:

- sokféle mozgást, így teljesítmény elágazást lehet velük megvalósítani,
- a hatásfokuk általában nagyon jó,
- szimmetrikus kialakításúak, a bemenő és kimenő tengely egy vonalba esik.

Hátrányai:

- nagyobb gyártási pontosságot igényelnek, mint a hagyományos fogaskerékajtóművek,
- nagyobb csapágyterhelések lépnek fel,
- nehezen szerelhetők és hozzáférhetők,
- bonyolult a tervezésük.

A differenciálmű vagy kiegyenlítőmű feladata nyomaték átvitele a hajtott tengelyekre úgy, hogy eközben lehetővé teszi a kihajtó tengelyek közötti fordulatszám különbséget. Járművekben a hajtott tengelyekre kerül beépítésre. Alkalmazásának oka, hogy kanyarodáskor a külső és belső íven haladó kerekek különböző fordulatszámmal kell, hogy forogjanak. Differenciálmű nélkül a kerekek megcsúsznának vagy jó tapadás esetén a hajtott tengelyt akkora csavarónyomaték terhelhetné, ami törést okozhatna. Hagyományos a kúpkerékes differenciálmű kialakítás, ami egy kúpfogaskerekeket tartalmazó bolygómű (8.18. ábra). Általános elrendezésben a kihajtó tengelyek egymással szembefordított kúpfogaskerekeivel (melyeket napkerekeknek nevezünk) kapcsolódnak a bolygókerék (amik szintén kúpkerékek), amelyek egy csapágyazott házban helyezkednek el. A bolygókeréktartó ház meghajtása legtöbbször egy tányérkerékből és egy nyeleskerékből álló, nagy módosítású kúpkerékajttal történik.



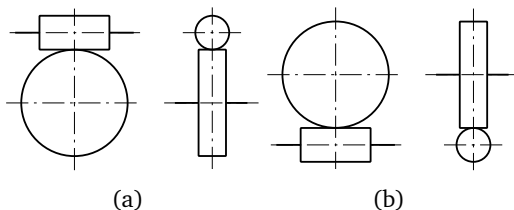
8.18. ábra. Differenciálmű

A nagy módosítású kúpkerékajttal történik.

Csigahajtóművek

Ezeket olyan helyeken alkalmazzák, ahol nagy áttételt kell megvalósítani kis helyszükséglet mellett. Alkalmazzák olyan helyeken, ahol önzáró hajtást kell megvalósítani. A csiga és a csigakerék elrendezése itt a következő lehet:

- felsőcsigás hajtómű: a csigatengely a csigakerék fölött helyezkedik el, mindkét tengely vízszintes síkban fekszik (8.19/a ábra),
- alsócsigás hajtómű: a csiga a csigakerék alatt van, mindkét tengely vízszintes síkban fekszik (8.19/b ábra),



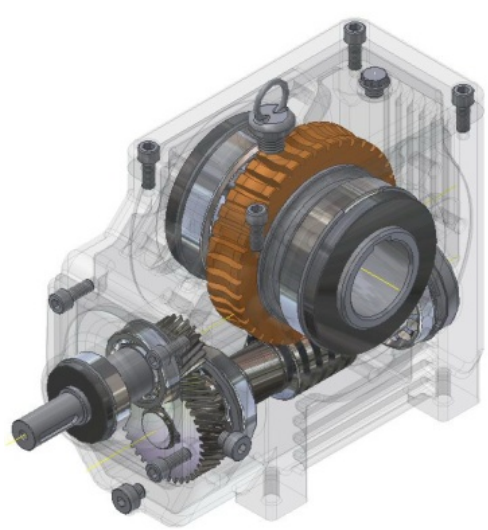
8.19. ábra. Felső (a) és alsó (b) csigás hajtómű

- állócsigás hajtómű: a csiga tengelye függőleges, a csigakereke pedig a vízszintes síkban fekszik,
- függőleges hajtómű: a csigatengely a vízszintes, a csigakerék a függőleges síkban helyezkedik el.

A csigahajtómű lehet:

- bal hajtású: ha a csigatengely bemenő oldala felől nézve a kimenőtengely a bal oldalra esik,
- jobb hajtású: ha a kimenőtengely a jobb oldalra esik.

A forgásirány megadás is úgy történik, hogy a bemenő vagy a kimenő tengelyről van szó. A hajtómű fordulátirányát úgy célszerű tervezéskor megállapítani, hogy a csiga jobb menetemelkedésű legyen. A csiga tengelyének axiális terhelése nagyobb, mint a radiális, ennek felvételére axiál csapágyak szolgálnak. A csigakerék tengelye sikló csapágyazású. A kenés és hűtés szempontjából kedvező kialakítás az alsócsigás hajtómű, mivel a csiga menetei a ház alsó részét kitöltő kenőolajba merülnek (8.20. ábra). A felsőcsigás hajtásnál a csigakerék alul a kenőolajba merül és felhordja azt a működő felületeken. Ennél a konstrukciónál a hűtés nem olyan kedvező, mint az alsócsigás kivitelnél.



8.20. ábra. Csigahajtómű

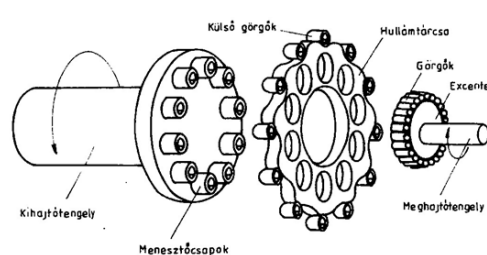
8.16. Különleges hajtóművek

Ezek a hajtóművek a hagyományos hajtóművekkel összehasonlítva a következő előnyökkel rendelkeznek:

- kisebbek a főméretek,
- kisebb tömeg,
- jobb hatásfok,
- kedvezőbb üzemeltetési jellemzők.

CYCLO-hajtóművek

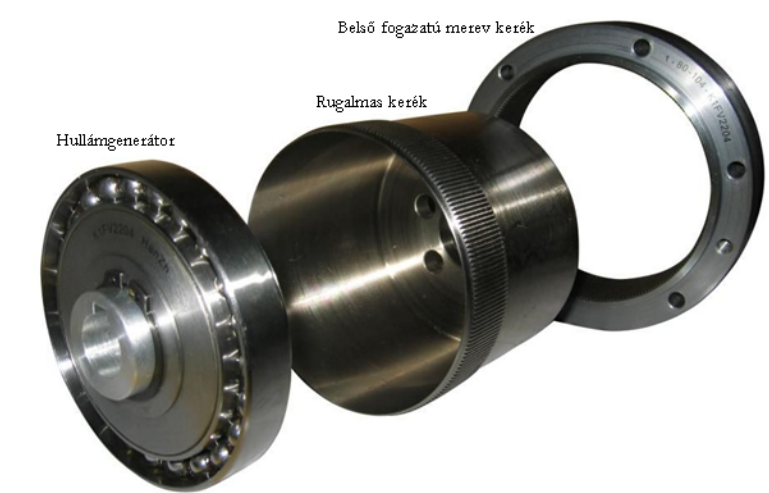
Lorenz Barren német mérnök 1920 – as szabadalma ez a hajtómű konstrukció. Itt a csúszásmentes gördülést az biztosítja, hogy a hullámtárcsa külső kontúrja zárt ciklois görbe, a gyűrűben pedig megfelelő számú menesztőcsapok találhatók ((8.21. ábra)). A legnagyobb áttétel eléréséhez az szükséges, hogy eggyel több menesztőcsap legyen, mint a hullám a tárcsán. Kétfokozatú hajtásnál 7569, háromfokozatúnál 658503 a maximális áttétel. Az így átvihető teljesítmény 30–200 kW között változhat. A meghajtó tengely egy teljes fordulatra a hullámtárcsa csak egy osztással fordul el ellentétes irányban. Tehát az áttételt a hullámok száma határozza meg.



8.21. ábra. CYCLO-hajtómű szerkezeti elemi

Fogaskerék-hullámhajtóművek

Lényeges eltérése a CYCLO-hajtóműhöz képest, hogy az ott alkalmazott hullámtárcsát és a csapokat itt fogaskerék-hajtás helyettesíti (8.22. ábra). Főbb szerkezeti elemi a rugalmas kerék, a hullámgenerátor és a belső fogazatú merev kerék. Ezeket elsősorban 80-nál nagyobb áttételű hajtás esetén célszerű alkalmazni. Egy fokozatban 350-400 – as áttétel is megvalósítható. A hatásfoka ebben az esetben üzemmódtól függően 85-90%.



8.22. ábra. Hullámhajtómű szerkezeti elemi

Önellenőrzés

1. Válassza ki a bolygóművek alkalmazásának előnyeit az alábbi felsorolásból!

bonyolult a tervezésük.

szimmetrikus kialakításúak, a bemenő és kimenő tengely egy vonalba esik.

nagyobb gyártási pontosságot igényelnek, mint a hagyományos fogaskerék-hajtóművek,

sokféle mozgást, így teljesítmény-elágazást lehet velük megvalósítani,

nehezen szerelhetőek és hozzáférhetőek,

a hatásfokuk általában nagyon jó,

nagyobb csapágyterhelések lépnek fel,

2. Egészítse ki az alábbi szöveget! Írja be a helyes kifejezéseket!

A hajtómű fordulattírányát úgy célszerű tervezéskor megállapítani, hogy a csiga.....

legyen. A csiga tengelyének

terhelése nagyobb, mint a.....,

ennek felvételére axiális.....

szolgálnak. A csigakerék tengelye.....

ágyazású.

3. Válassza ki az alábbi felsorolásból azokat az alkatrészeket, melyek nem részei egy fogaskerék-hullámhajtóműnek!

rugalmas kerék,

bolygókerék,

a hullámgenerátor,

napkerék,

belső fogazatú merev kerék,

csigakerék.

42. LECKE

Önellenőrzés

1. Két elemi fogazatú kapcsolódó fogaskerék fogszáma 26 illetve 40, a modul 3. Számítsa ki a tengelytávot!

A tengelytáv (a) értéke: mm.

2. Milyen jellegű az áttétel, ha egy 10 fogszámú fogaskerék hajt egy 30 – as fogszámú fogaskereket? Jelölje a helyes választ!

Gyorsító áttétel

Lassító áttétel.

3. Milyen fogaskerék látható az alábbi ábrán? Jelölje a helyes választ!



Egyenes fogazatú, hengeres fogaskerék

Csigakerék

Ferde fogazatú hengeres fogaskerék

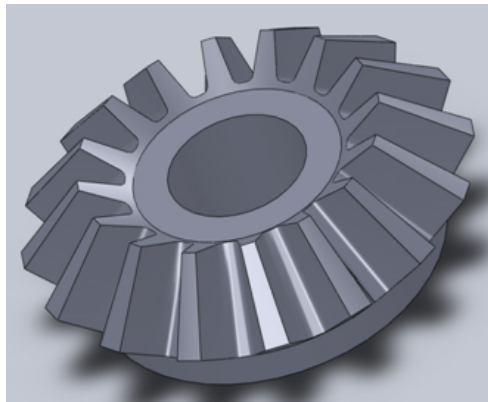
4. Egyúthoz képest milyen helyzetű tengelyek esetén alkalmazható az előző kérdésben bemutatott fogaskerék nyomaték átvitelre? Jelölje a helyes választ!

Merőleges tengelyek

Kitérő tengelyek

Párhuzamos tengelyek

5. Milyen fajta fogaskerék látható az ábrán? Jelölje a helyes választ!



Kúpogaskerék

Csigakerék

Csavarkerék

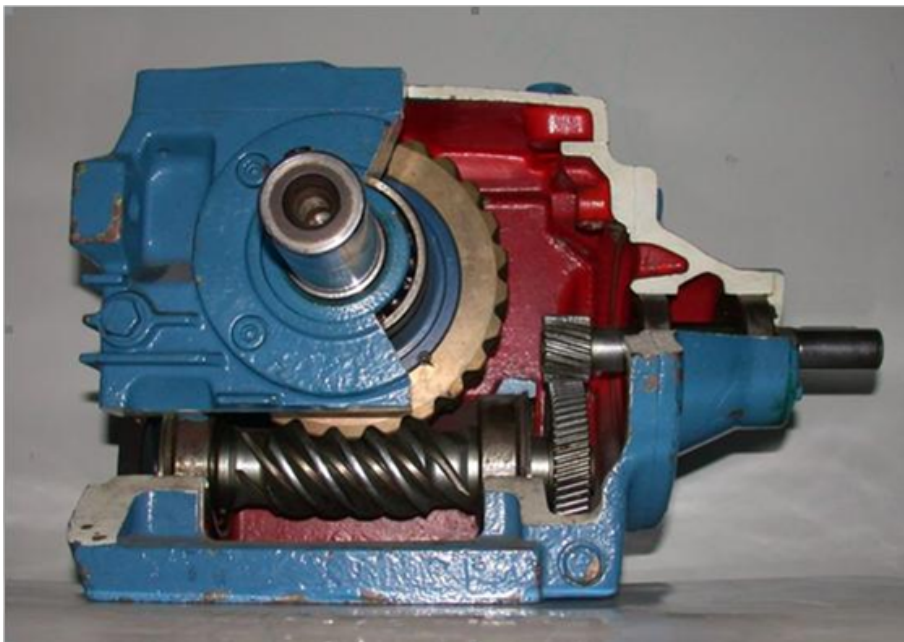
6. Egyúthoz képest milyen helyzetű tengelyek esetén alkalmazható az előző kérdésben bemutatott fogaskerék nyomaték átvitelre?

Merőleges tengelyek

Kitérő tengelyek

Párhuzamos tengelyek

7. Válaszoljon az ábrához kapcsolódó kérdésre!



Milyen típusú hajtóművet lát a fenti ábrán?

Egylépcsős fogaskerekes hajtómű

Csigahajtómű (3 bekezdéses)

Kétlépcsős fogaskerekes hajtómű

Hullámhajtómű

8. Az alábbiakban felsorolt gépelemek közül válassza ki azt, amelyik nem része egy fogaskerekes hajtóműnek!

Bemenő tengely

Csapágy

Orros ék

Olajszint ellenőrző csavar

IX. MODUL

Rugók

43. LECKE

9. Rugók

Tevékenység:

Olvassa el a jegyzetet a 9.5 alfejezetig. A feldolgozás során a következőkre figyeljen:

- A rugók alkalmazási területeire, igénybevételeire.
- A hajlító igénybevétellel terhelt fémrugók méretezési alapösszefüggéseire.
- Az egyes rugó típusok fő jellemzőire, a vonalas ábrák rajzolására.
- A méretezésnél használatos alapösszefüggésekre.
- A gumirugók alapvető kialakításaira, felhasználási területeire.
- Az adott rugó fajta alkalmazásának előnyeire hátrányaira.

Követelmény:

A tananyag elsajátítása akkor tekinthető sikeresnek, ha Ön:

- Meg tudja határozni a rugók alkalmazási területét, igénybevételeit.
- Ismeri a méretezésüknél előforduló összefüggéseket.
- Ki tudja választani listából az egyes rugó típusok fő jellemzőit.
- Ismeri a méretezésüknél előforduló összefüggéseket.
- Ismeri a gumirugók alapvető kialakításait.
- Ismeri a gumirugók felhasználási területeit.
- Elsajátította e rugó fajta alkalmazásának előnyeit hátrányait.

Kulcsszavak: rezgés, lengés, járművek, rugóacél, gumi, lérugó, igénybevétel, hajlítás, egylapos rugó, deformációs munka, energiatároló képesség, csavarás, torziós rugó, elcsavarodási szög, deformációs munka, kúpos csavarrugó, gumirugó, deformáció, öregedés, vulkanizálás.

9.1. A rugók felhasználása és anyagaik

Igen széleskörű felhasználásra alkalmas gépelemek. Mechanikai energiát tárolhatunk bennük, csökkentik a dinamikai hatásokat, felhasználhatók rezgéscsillapításra és mechanikai lengőrendszerek létesítésére, valamint nélkülözhetetlenek a mérés- és szabályozástechnikában, és nem utolsósorban a járművek futóműveiben is.

Anyagaikat tekintve a legelterjedtebb a melegen kialakított rugóacél, melynek változataira egyaránt jellemző a nagy szakítószilárdság, folyáshatár és kífáradási határfeszültség. A rugóacélokra a megengedhető feszültség értékek: $\sigma_{meg} = 400 - 600 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$, $\tau_{meg} = 300 - 400 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$. A korrózióknak kitett rugók rozsdamentes ötvöztött acélból vagy rugalmas rézötvözetből illetve foszforbronzból készíthetők.

Egyre szélesebb körben terjed rendkívüli nyúlóképessége és erős belső csillapítása miatt rugóanyagként a gumi is. A levegő szintén rugalmas közeg, ezért lérugók is készíthetők. Ezek működése a levegő nyomásváltozás hatására bekövetkező térfogatváltozásán alapul. Gépjárműveknél gyakran használják ezeket, lényegében a gépjárművek gumiabroncsai is lérugónak tekinthetők.

A fémrugók a gyakorlatban többnyire hajlításra vagy csavarásra vannak igénybe véve. Ennek oka az, hogy ilyen módon kis igénybevétel hatására is nagy alakváltozás érhető el.

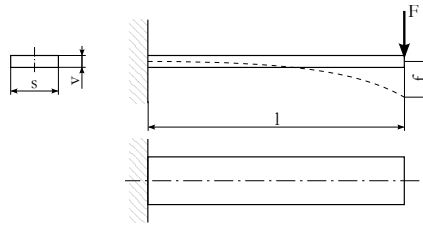
9.2. Igénybevétellel terhelt fémrugók

A laprugók különböző kivitelű szalagacélokból, lapos acélokból kialakított rugószerkezetek. Ritkán egy lapból, nagyobb terhelések felvételére több lapból készítik.

A legegyszerűbb hajlított rugóra az egyik végén befogott, egylapos rugóra mutat példát a 9.1. ábra.

A befogási keresztmetszetben a hajlító feszültség a Navier – képlettel határozható meg:

$$\sigma = \frac{M_h}{K} = \frac{M_h}{I} \cdot \frac{v}{2} = \frac{F \cdot l}{s \cdot v^3} \cdot \frac{v}{2} \cdot 12 = \frac{6 \cdot F \cdot l}{s \cdot v^2}. \quad (9.1)$$



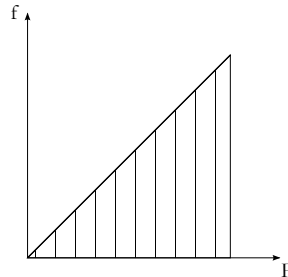
9.1. ábra. Egyik végén befogott egylapos rugó

A rugó végén a lehajlás nagysága:

$$f = \frac{F \cdot l^3}{3 \cdot I \cdot E} = \frac{F \cdot l^3}{3 \cdot s \cdot v^3 \cdot E} \cdot 12 = \frac{4 \cdot F \cdot l^3}{s \cdot v^3 \cdot E}. \quad (9.2)$$

A deformáció a feszültség függvényében is felírható:

$$f = \frac{2}{3} \sigma \frac{l^2}{v \cdot E}. \quad (9.3)$$



9.2. ábra. A deformáció az erő függvényében

A különféle rugókat jól jellemzi a fajlagos energiatároló képességük. Azaz az egységnyi rugótérfogatban felhalmozódó deformációs munka. Ha a deformációt az erő függvényében ábrázoljuk, akkor a függvénygörbe alatti terület a deformációs munkával egyenlő (9.2. ábra). Lineáris függvénygörbe esetén a deformációs munka nagysága:

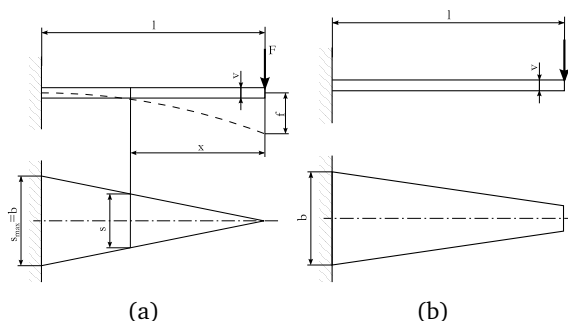
$$W = \frac{1}{2} f \cdot f \cdot F. \quad (9.4)$$

A deformációs munkát a feszültség függvényében kifejezve:

$$W = \frac{1}{18} \cdot \frac{\sigma^2}{E} \cdot v. \quad (9.5)$$

Egyenszilárdságú rugó használatakor jelentősen megnő a fajlagos energiatároló képesség. Az ilyen rugó végének lehajlásakor rugalmas szála körív alakú, mert a görbületi sugara állandó (9.3/a ábra). Ekkor a deformációs munka értéke:

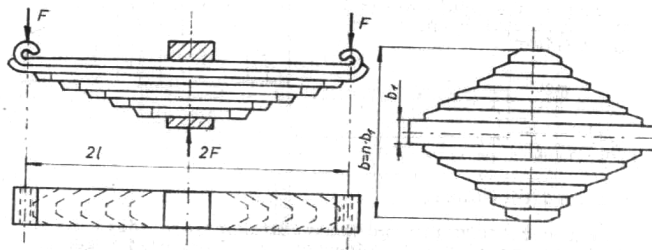
$$W = \frac{1}{6} \cdot \frac{\sigma^2}{E} \cdot v. \quad (9.6)$$



9.3. ábra. Egyenszilárdságú rugók

Az azonos térfogatú rugóban felhalmozható deformációs munka 3-szorosa az előbbinek. A rugó végének lehajlása 50%-kal múlja felül az állandó keresztmetszetű rugóét. A koncentrált erővel terhelt befogott tartót a hajlító nyomatékon kívül nyíróerő is terheli. Annak érdekében, hogy ezt a rugó fel tudja venni szabad végének keresztmetszetét nem szabad 0-ra csökkenteni. Ez a magyarázata annak, hogy a gyakorlatban trapéz alakú rugókat használnak (9.3/b. ábra).

A gyakorlatban a trapéz alakú rugót réteges lemezugóként valósítják meg (9.4. ábra).

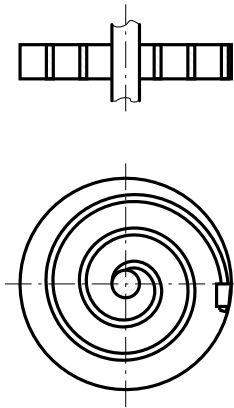


9.4. ábra. Réteges lemezugó

A kész rugóköteget kengyelek fogják össze, a hosszirányú eltolódásokat a rugó közepén elhelyezett valamennyi lapon átmenő csavar akadályozza meg.

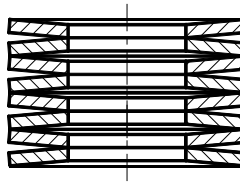
A hajlított rugók gyakori változata a spirálrugó. A 9.5. ábrán látható rugóra az A tengely forgatásával lehet hajlító nyomatékot kifejteni, miközben a rugók külső végét a B pontban rögzítjük.

A rugó végének merev befogással történő biztosításával elérhető, hogy a rugó teljes hosszában azonos legyen a hajlító nyomaték nagysága, ilyenkor tehát a rugó egyenszilárdságú. A B pont csuklós megfogásával a hajlító nyomaték helyről helyre változik tehát megszűnik az egyenszilárdság.



9.5. ábra. *Spirális alakú sákrugó*

A hajlított rugók különleges típusa a Belleville-féle tányérrugó (9.6. ábra). Ezt több enyhén kúpos kialakítású rugalmas elemből állítják össze.

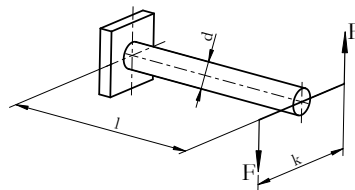


9.6. ábra. *Belleville-féle tányérrugó*

Tányérrugóknál a deformáció nem arányos az összenyomó erővel, ami bizonyos esetekben előnyösen használható.

9.3. Csavaró igénybevétellel terhelt fémrugók

Ezeknek a rugó típusoknak a legegyszerűbb változata az egyik végén befogott, állandó keresztmetszetű rúd, melyet a szabad végén csavaró nyomaték terhel. Gépjárművekben és mérőműszerekben egyaránt előfordul (9.7. ábra).



9.7. ábra. Torziós rugó

Kialakítását tekintve, úgy kell eljárni, hogy semmilyen más igénybevétel a csavaráson kívül ne terhelje. Keresztmetszetét tekintve a tárolható deformációs munka szempontjából a kör vagy körgyűrű keresztmetszet a legkedvezőbb. A torziós rúdrugó minden keresztmetszetét azonos csavaró nyomaték terheli, tehát egyenszilárdságú. A rúd külső rétegében keletkező csúsztatófeszültség az ábra jelöléseivel:

$$\tau = \frac{M_{cs}}{K_p} = \frac{F \cdot k}{d^3 \cdot \pi} \cdot 16 \rightarrow M_{cs} = \frac{d^3 \cdot \pi}{16} \cdot \tau. \quad (9.7)$$

A rúd végének elcsavarodási szöge:

$$\phi = \frac{M_{cs} \cdot l}{I_p \cdot G} = \frac{M_{cs} \cdot l}{d^4 \cdot \pi \cdot G}. \quad (9.8)$$

M_{cs} -t behelyettesítve és az egyszerűsítéseket elvégezve:

$$\phi = 2 \cdot \frac{\tau}{G} \cdot \frac{l}{d} \quad (9.9)$$

kifejezést kapjuk. Ha a 9.7. ábrán bemutatott erőpárral fejtjük ki a csavaró nyomatékot, akkor a kar végei a deformáció után

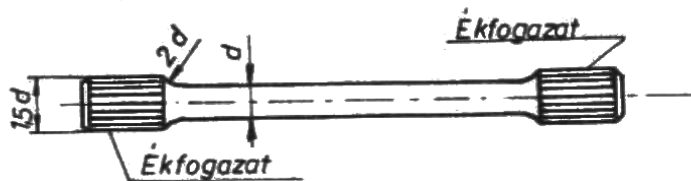
$$f = \frac{k}{2} \cdot \phi = \frac{16 \cdot F \cdot k^2 \cdot l}{d^4 \cdot \pi \cdot G} \quad (9.10)$$

ív hosszúságú úton mozdulnak el. Ennek eredményeképpen a rugóban keletkező deformációs munka nagysága:

$$W = \frac{1}{2} \cdot M_{cs} \cdot \phi = \frac{1}{4} \cdot \frac{\tau^2}{G} \cdot V, \quad (9.11)$$

- ahol V a rugó térfogata.

A kör keresztmetszetű torziós rúd rugó rögzítésére illetve a lengőkar felerősítésére a rúd végeit megvastagítják és ékfogazattal, bordázattal, vagy különleges profillal látják el (9.8. ábra).

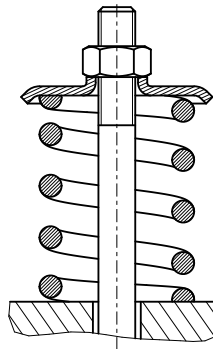


9.8. ábra. Kör keresztmetszetű torziós rúd rugó kialakítása

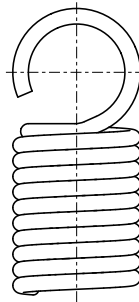
A rúd közbelső szakaszának felületét a kifaradási határ növelése miatt polírozzák.

A csavarrugók közül a legegyszerűbb és legelterjedtebb a hengeres csavarrugó.

Készítése a kereskedelmi forgalomban beszerezhető rugóhuzalból is lehetséges. A 9.9. ábrán látható rugót nyomóerő terheli. A terhelést a rugótányér továbbítja a végein síkba köszörült rugóra. A szélső meneteket úgy hajlítják, hogy az előző menetre felfeküdjenek, ez a rugó végein történő egyenletesebb terhelésátadást teszi lehetővé. A nyomott rugók belső ürege például lengéscsillapító elhelyezésére jól felhasználható, ezáltal kedvező helykihasználás érhető el.



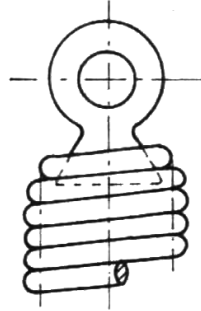
9.9. ábra. Hengeres csavarrugó



9.10. ábra. Kampós kialakítású rugóvég

A húzott rugókra nehezebb feladat a terhelés megfelelő átadása, e célra a kis terhelésű rugók végein kampókat alakítanak ki (9.10. ábra).

A nagyobb terhelésű rugóknál pedig kúpos végdarabokat helyeznek el beléjük (9.11. ábra).



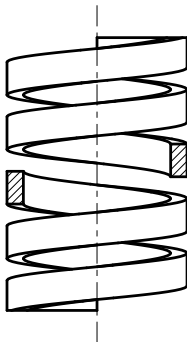
9.11. ábra. Kúpos végdarabbal kialakított rugó

A hengeres csavarrugóban tárolható deformációs munka nagysága:

$$W = \frac{1}{4 \cdot k^2} \cdot \frac{\tau^2}{G} \cdot V, \quad (9.12)$$

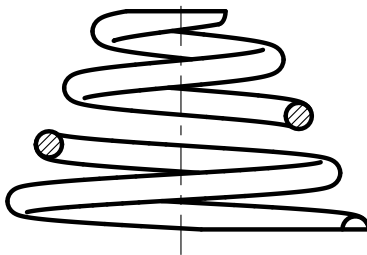
- ahol: k a D/d hányadostól függő tényező.

Hengeres csavarrugó négyszög keresztmetszetű anyagból is készülhet, így azonos helyszükséglet mellett erősebb rugó gyártására alkalmas (9.12. ábra). Hátránya, hogy a kedvezőtlenebb feszültségeloszlás miatt kevesebb deformációs munkát tárolhat.



9.12. ábra. Hengeres csavarrugó négyszög keresztmetszetű anyagból

A kúpos csavarrugók alkalmazása elsősorban a jó helykihasználásuk miatt kedvező. A 9.13. ábrán látható körszelvényű kúpos rugó is laposra összenyomható, mert a menetek egymásra tolódhatnak.



9.13. ábra. Kúpos csavarrugó

9.4. Nem fémes anyagú rugók

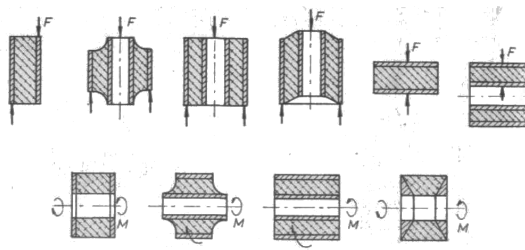
A gumi számos előnyös tulajdonsága miatt vált elterjedt rugózó elemmé a járműgyártásban. Alkalmazásának előnyei a következőképpen foglalhatók össze:

- nagy deformálhatóság,
- különböző alakzatok könnyen előállíthatóak,
- a gumi tömegegységére vonatkozó nagy energiatároló képessége.

Alkalmazásának hátrányai:

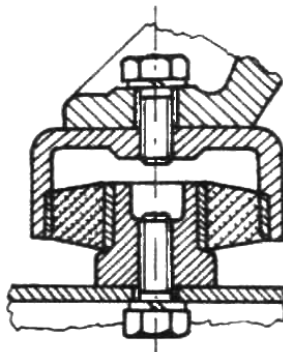
- a levegő oxigénjének hatására a gumi gyorsan öregszik,
- hideg környezetben megfagy, törékeny lesz,
- ásványolaj származékok oldják.

A gyakorlatban használt gumirugók általában fémlemezek közé vulkanizált gumitömlők, melyek nyírásra, nyomásra, vagy csavarásra vehetők igénybe (9.14. ábra).



9.14. ábra. Gyakorlatban használt gumirugók változatai

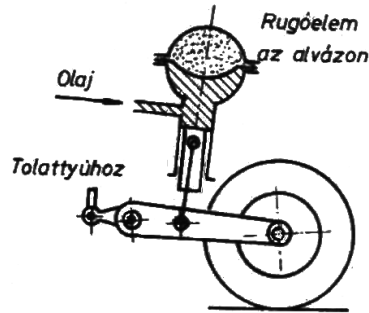
Az iparban leggyakrabban használt rezgéscsökkentő gépalátétre mutat példát a 9.15. ábra, melyhez hüvelyes gumirugót használnak fel.



9.15. ábra. *Rezgéscsökkentő gépalátét*

A lérugózás gépjárművekben való elterjedésének magyarázat az, hogy a jelleggörbájük progresszív. Ami azt jelenti, hogy a terhelés növelésekor a rugómerevség is nő. A gépjárművek lérugói általában a rugózás hatékonyságát segítő kiegészítő elemként használatosak.

A 9.16. ábrán egy gépjárművekben bevált légrugófajta elvi ábrája látható. Ez egy hidropneumatikus rendszer, melynek jellemzője, hogy a terhelést olaj közvetíti a rugózó légpárnára. A gömb alakú rugóelemet membrán választja ketté, a membrán és a dugattyú közti teret olaj tölti ki. A dugattyúrúdát emelőkar kapcsolja a kerékhez. Az olajtöltés változtatásával az alváz a terheléstől függetlenül állandó magasságban tartható. Ezt automatikussá teszi, hogy az olajáramlást a kerékkar elmozdulásával vezérelt tolattyú szabályozza. A rendszer vezérléséhez szükséges állandó olajnyomást az olajszivattyú és a vezérlőtollattyú közé beépített légpárnás olajakkumulátor biztosítja.



9.16. ábra. Gépjárművekben alkalmazott légrugófajta elvi ábrája

9.5. Gyakorló feladatok

9.1. feladat. Egy csavarásra terhelt egyenes torziós rugónál:

$$T_{max} = 800\text{Nm}, \quad \Phi_{max} = 23^\circ, \quad \tau_{csmeg} = 300\text{N/mm}^2, \quad G = 8 \cdot 10^4\text{N/mm}^2$$

Határozza meg a torziós rugó méreteit, ha a rugó:

a) kör

b) körgyűrű keresztmetszetű, és $D/d = 0,6$

Számítás:

a) megoldása:

$$\tau = \frac{T}{K_p} = \frac{T}{d^3 \cdot \pi} \cdot 16,$$

$$D = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T}{\tau_{csmeg} \cdot \pi}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 800 \cdot 10^3}{300 \cdot \pi}} = 23,86 \cong 24\text{mm},$$

$$\Phi = \frac{T \cdot l}{I_p \cdot G},$$

$$\Phi = \frac{T \cdot l \cdot 32}{D^4 \cdot \pi \cdot G} \Rightarrow l = \frac{D^4 \cdot \pi \cdot G \cdot \Phi}{32 \cdot T} = \frac{24^4 \cdot \pi \cdot 80000 \cdot 0,4}{32 \cdot 800000} = 1302,88.$$

b) megoldása:

$$I_p = \frac{(D^4 - d^4) \cdot \pi}{32} = \frac{(D^4 - 0,6^4 \cdot D^4) \cdot \pi}{32} = 0,8704 \cdot \frac{D^4 \cdot \pi}{32},$$

$$K_p = 0,8704 \cdot \frac{D^3 \cdot \pi}{16},$$

$$D = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T}{\tau_{meg} \cdot \pi \cdot 0,8704}} = 24,98 \cong 25\text{mm},$$

$$l = \frac{0,8704 \cdot D^4 \cdot \pi \cdot G \cdot \Phi}{32 \cdot T} = \frac{0,8704 \cdot 25^4 \cdot \pi \cdot 8 \cdot 10^4 \cdot 0,4}{32 \cdot 8 \cdot 10^5} = 1335,2\text{mm}$$

Önellenőrzés

1. Jelölje az igaz állítást!

A gépészeti gyakorlatban használt rugók csak nyomó és hajlító igénybevételnek vannak kitéve.

A gépészeti gyakorlatban használt rugók általában húzó, nyomó, hajlító és csavaró igénybevételnek vannak kitéve.

A gépészeti gyakorlatban használt rugók lehetnek húzó, nyomó, hajlító, csavaró és nyíró igénybevételűek.

2. Az alábbi összefüggés az egyik végén befogott lemezugó befogási keresztmetszetében ébredő feszültség meghatározására alkalmas.

$$\sigma = \frac{M_h}{K} = \frac{6 \cdot F \cdot l}{s \cdot v^2}.$$

Mit jelentenek ebben az összefüggésben az alábbi betűk? Válassza ki a helyes válasz sorszámát!

1. terhelő erő
2. keresztmetszeti tényező
3. hajlító nyomaték

 M_h K F

3. Az alábbi összefüggés az egyik végén befogott lemezugó végén bekövetkező lehajlás meghatározására alkalmas.

$$f = \frac{F \cdot l^3}{3 \cdot I \cdot E}$$

Mit jelentenek ebben az összefüggésben az alábbi betűk? Válassza ki a helyes válasz sorszámát!

1. terhelő erő
2. másodrendű nyomaték
3. rugalmassági modulus
4. rugó hossza

F

l

I

E

4. Jelölje meg az alábbiak közül a rugók jellemző alkalmazási területeit!
- rezgéscsillapítás,
 - dinamikus hatások növelése,
 - mechanikai energia tárolása,
 - helyzetbiztosítás,
 - erő- vagy nyomatékhatárolás ill. mérés.

5. Az alábbi összefüggés a rúd külső rétegében keletkező csúsztatófeszültség meghatározására alkalmas:

$$\tau = \frac{M_{cs}}{K_p} = \frac{F \cdot k}{d^3 \cdot \pi} \cdot 16$$

Mit jelentenek ebben az összefüggésben az alábbi betűk? Válassza ki a helyes válasz sorszámát!

1. átmérő
2. keresztmetszeti tényező
3. csavaró nyomaték

M_{cs}

K_p

d

6. Válassza ki a helyes megállapítást!

A torziós rúdrugó minden keresztmetszetét azonos csavaró nyomaték terheli, tehát egyenszilárdságú.

A torziós rúdrugó minden keresztmetszetében különböző nagyságú csavaró nyomaték keletkezik.

7. Válassza ki az igaz állításokat!

Hengeres csavarrugó négyszög keresztmetszetű anyagból is készülhet.

A csavarrugók közül a legegyszerűbb és legelterjedtebb a hengeres csavarrugó.

Torziós rugónál a terhelést a rugótányér továbbítja a végein síkba köszörült rugóra

A kúpos csavarrugók beépítéskor rossz helykihasználással rendelkeznek.

8. Jelölje az alábbi állítások közül azt, amelyik a gumirugók készítése alapeseteit tartalmazza.

A gumirugók soros ill. párhuzamos kialakításúak lehetnek.

A gumirugók készülhetnek tárcsás és hüvelyes kialakítással is.

A gumirugók lehetnek tárcsás vagy hüvelyes kialakításúak, de lehetnek acéllemezre vulkanizált, ún. lemezrugók is.

9. Melyek a gumirugók felhasználási területei? Jelölje a helyes csoportot!

Műszerek, vezérlőszervezetek.

Járművek, vasúti kocsik.

Motorok, készülékek, tengelykapcsolók.

10. Válassza ki az alábbi felsorolásból a gumirugók hátrányait!

a levegő oxigénjének hatására a gumi gyorsan öregszik,

nagy deformálhatóság,

ásványolaj származékok oldják,

különböző alakzatok könnyen előállíthatóak,

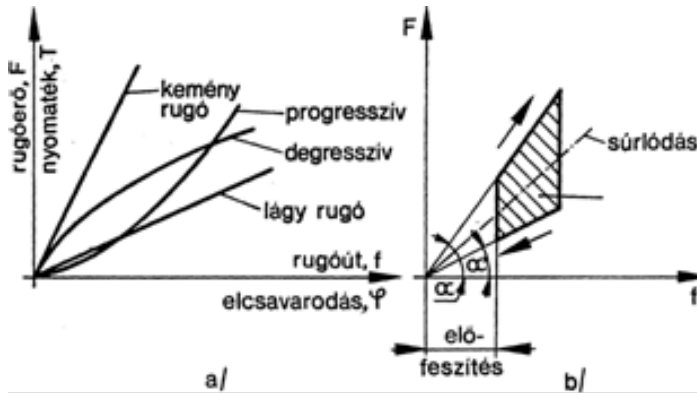
a gumi tömegegységére vonatkozó nagy energiatároló képessége,

hideg környezetben megfagy, törékeny lesz,

44. LECKE

Önellenőrzés

1. Nézze meg az alábbi ábrát és döntse el az állítások közül melyek igazak!



A progresszív jelleggörbe azt jelenti, hogy növekvő deformációhoz egyre nagyobb erő szükséges.

Progresszív jelleggörbét mutatnak a többretegű laprugók, meghatározott elrendezésű tányérrugók és a kúpos csavarrugók.

A degresszív jelleggörbénél növekvő terhelés esetén csökken a deformáció.

Degresszíven viselkedik a húzásra terhelt gumirugó és bizonyos geometriai kialakításnál a tányérrugók.

Minél meredekebb egy rugó jelleggörbéje, annál nagyobb merevségű egy rugó.

Egyes rugók deformációs görbéje más felterheléskor és leterheléskor. Ezeknél a rugóknál a deformáció során súrlódás lép fel.

2. Válassza ki az alábbi meghatározások közül a rugómerevség helyes definícióját!

A rugómerevség a rugó erővel szembeni ellenállása.

A rugómerevség az egységnyi hosszúságú deformációt előidéző erőhatás.

3. Jelölje be az alábbi állítások közül a rugóállandóra igaz meghatározás(oka)t!

A rugóállandó a rugómerevség reciproka.

A rugóállandó a rugóhossz és az átmérő hányadosa.

A rugóállandó a rugó karakterisztika reciproka.

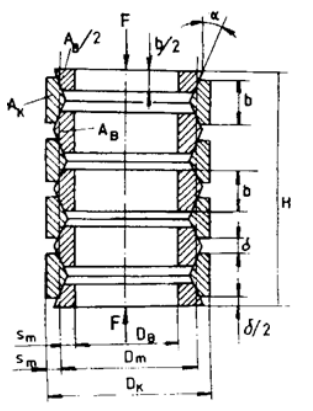
A rugóállandó az egységnyi erő okozta rugó deformáció.

4. Az alábbiakban összekapcsolt rugókról olvashat két meghatározást. Tegye igazzá ezeket, a kapcsolási mód nevének behelyettesítésével!

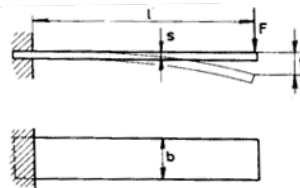
.....kapcsoláskor a rugóra ható erő a rugókon megoszlik, a deformáció mindegyik rugón azonos lesz. Az eredő rugómerevség az egyes rugómerevségek összege.

.....kapcsoláskor mindegyik rugóra hat a teljes terhelés, az eredő rugóállandó az egyes rugóállandók összege.

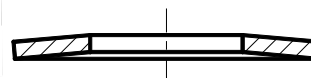
5. Párosítsa az alábbi ábrákat az alattuk levő állításokkal!



(a)



(b)



(c)

Az ábra a legegyszerűbb hajlításra igénybevett rugót, az egylapos rugót mutatja.

Az ábrán gyűrűs rugót látunk.

Az ábra négyszög szelvényű tányérrugót mutat.

6. Párosítsa az alábbi állításokat a különböző rugófajtákkal!

Főként műszerekben és órákban használatos, a fő igénybevétele hajlítás.

Nyomó-és húzóterhelésre alkalmasak. Igénybevételei közül csak a csavarást vesszük figyelembe, és a szelvényben ébredő nyomatékot tekintjük csavaró nyomatéknak.

Nagy erők felvételére alkalmas. Használható önmagában, de kötegben, oszlopban és rugóköteg oszlopban egyaránt.

- a) Tányérrugó.
- b) Csavarrugó.
- c) Spirálrugó.

Feladatok megoldása

1.9. feladat.

$$R_{eH} = 78 \frac{N}{mm^2}$$

⇐ 1.9. feladat

1.12. feladat.

$$d = 11,78mm \cong 12mm$$

[←1.12. feladat](#)

5.2. feladat. Eredmények:

$$T = 1695,6 Nm,$$

$$D = 46 mm,$$

$$v = 8,1 mm(8 mm),$$

$$l = 60 mm.$$

5.3. feladat. Eredmények:

$$T_m = 3200 Nm,$$

$$D = 56 mm,$$

$$v = 10,5 mm,$$

$$l = 87,5 mm$$

5.5. feladat. Eredmények:

$$F_N = 26539N,$$

$$i = 6db.$$

⇐ 5.5. feladat

5.7. feladat. Eredmények:

$$T_m = 125 Nm$$

$$F_{a1} = 3125 N$$

$$\sigma = 95,1 \frac{N}{mm^2}$$

⇐ 5.7. feladat

5.8. feladat. Eredmények:

$$F_{t1} = 625N$$

$$\tau = 13,1 \frac{N}{mm^2}$$

⇐ 5.8. feladat

5.9. feladat. Eredmények:

$$T_m = 133 Nm$$

$$d_{03} = 3,13 mm$$

$$d_3 = 8,3 mm$$

⇐ 5.9. feladat

5.14. feladat. Eredmények:

$$z = 4db(3,809db)$$

[←5.14. feladat](#)

5.15. feladat. Eredmények:

$$p = 1,116 \frac{N}{mm^2},$$

tehát bőrdugókat .

[⇐5.15. feladat](#)

5.17. feladat. Eredmények:

$$F_{k1} = 4848,5N,$$

$$F_r = 45714,3N.$$

[←5.17. feladat](#)

5.18. feladat. Eredmények:

$$F_{ax} = 3615,6N.$$

[←5.18. feladat](#)

5.20. feladat. Eredmények:

nem önzáró,

$$\rho = 11,3^\circ$$

$$F_k = 5250\text{ N}$$

[⇐5.20. feladat](#)

6.4. feladat. $L = 864$ millió fordulat, $C = 63337$ N.

[←6.4. feladat](#)



8.3. feladat. $d_1 = 54\text{mm}$, $d_2 = 162\text{mm}$, $d_{a1} = 60\text{mm}$, $d_{a2} = 168\text{mm}$, $d_{f1} = 46,5\text{mm}$, $d_{f2} = 154,5\text{mm}$,
 $d_{b1} = 50,74\text{mm}$, $d_{b2} = 152,23\text{mm}$, $a = 108\text{mm}$, $p = 9,42\text{mm}$, $s = 4,71\text{mm}$

[←8.3. feladat](#)

8.5. feladat.

$$p_b = 7,38\text{mm}, \quad d_{a1} = 78,5\text{mm}, \quad d_{a2} = 149\text{mm}, \quad s_1 = 4,29\text{mm}, \quad s_2 = 3,56\text{mm}$$

⇐8.5. feladat

8.7. feladat.

$z_1 = 16 < z_{lim} = 17$ van alámetszés!,

$$x_{1lim} = 0,05882.$$

⇐ 8.7. feladat

8.9. feladat.

$$z_2 = 105, \quad x_2 = -x_1 = -0,2,$$

$$m_t = 4,6188\text{mm}, \quad p_t = 14,5103\text{mm}, \quad a = 323,316\text{mm},$$

$$d_1 = 161,658\text{mm}, \quad d_2 = 484,974\text{mm},$$

$$d_{a1} = 171,258\text{mm}, \quad d_{a2} = 491,374\text{mm},$$

$$d_{f1} = 153,258\text{mm}, \quad d_{f2} = 473,374\text{mm},$$

$$\alpha_t = 22,796^\circ, \quad d_{b1} = 149,031\text{mm}, \quad d_{b2} = 447,093\text{mm},$$

8.11. feladat.

$z_{v1} = 17,15 > 17 = z_{lim}$, ezért nincs alámetszés!

[←8.11. feladat](#)