

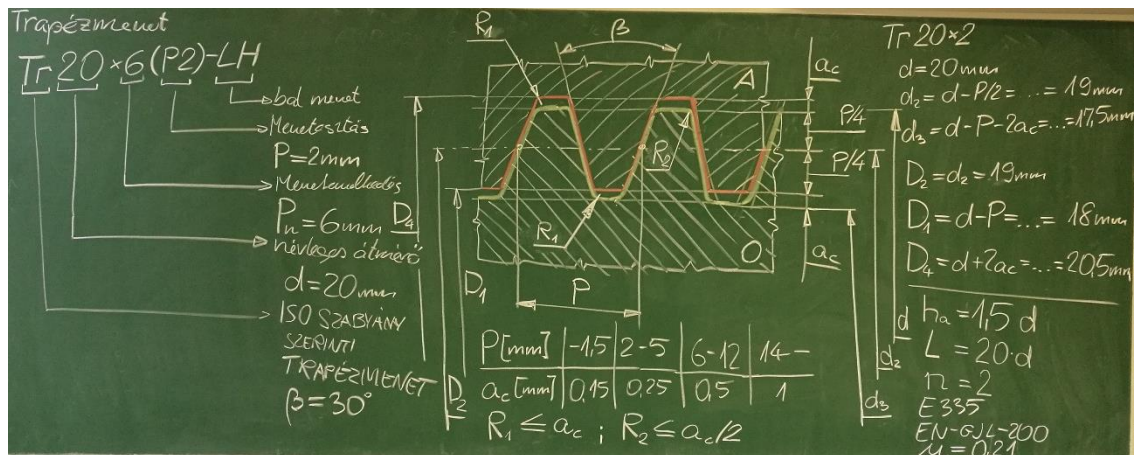
Számítsa az orsó és az anya terhelhetőségét többféle, a későbbiekben részletezendő szempontok szerint. A többi gépelem kialakítását és kiválasztását úgy végezze el, hogy azok összhangban legyenek a mozgatóorsó terhelhetőségével.

1. Adatok

Tr10x2	A menet jele. Egybekezdésű, jobb emelkedésű trapézmenet $d=10\text{mm}$ névleges átmérővel és $P_n = 2\text{mm}$ menetemelkedéssel (a menetosztás $P = P_n / n = 2 \text{ mm} / 1 = 2 \text{ mm}$, ahol a bekezdések száma $n = 1$) (A későbbiekben előfordul, hogy a számításokat bemutató számpéldák nem erre a Tr10x2 menetre vonatkoznak)
$L = 300 \text{ mm}$	A menet működő hossza. A tényleges menethossz ettől legalább h_a anyamagasságnival hosszabb, de ehhez még a nyakrész beszúrását is hozzá kell számítani.
$h_a = 1,5 \cdot d$	Az anyamagasság a menet névleges átmérőjének másfélszerese (itt 15 mm), az anya meneteinek száma $z = h_a/P = 15 \text{ mm} / 2 \text{ mm} = 7,5$.
E335	Az orsó anyaga szerszámacél, melynek folyáshatára 16mm vagy az alatti átmérő esetén $R_{eH} = 335 \text{ MPa}$, e felett 40mm -ig 325 MPa , A rugalmassági modulusz (a feszültség-nyúlás diagram lineáris szakaszának meredeksége) $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$.
$n = 2$	Az orsó szilárdsági számításai során használt biztonsági tényező értéke (A biztonsági tényező figyelembe veszi a mechanikai modellünk pontatlanságát, az anyagjellemzők bizonytalanságát, a figyelembe vett terhelések nem eléggé körültekintő áttekintését, valamint élet- és vagyónvédelmi szempontokat).
EN-GJL-200	Lemezgrafitos öntöttvas jele, melynek 200MPa szakítószilárdsággal és 630MPa nyomószilárdsággal rendelkezik. Ebből készül az orsómenettel csatlakozó trapézmenetes anya. Rideg anyag, nem állapítható meg hozzá folyáshatár. Ha hajlításra vesszük igénybe ezt az anyagot, akkor a megengedett feszültség 75 MPa , ha nyírásra, akkor 30 MPa . Húzásra 50 MPa körüli a megengedett érték, míg nyomásra 100 MPa is lehet. Ha felületi nyomásra vesszük igénybe az öntöttvas anyagot (egymáshoz képest nyugvó felületek között, amilyen a reteszkötés), akkor 50MPa . Acél orsó és öntöttvas anya kapcsolatában, kézi működtetés esetén a megengedett felületi nyomás ($v = 0,04 \dots 0,1 \text{ m/s}$) $p_{\text{meg}} = 7,5 \dots 10 \text{ MPa}$, gépi működtetés esetén ($v = 0,1 \dots 0,2 \text{ m/s}$) $p_{\text{meg}} = 2 \dots 4 \text{ MPa}$. Tételezzük fel, hogy az orsó fordulatszáma $n = 300 \text{ 1/min}$, középátmérője $d_2 = 9 \text{ mm}$, a csúszási sebesség $v = d_2 \cdot \pi \cdot n = 0,009\text{m} \cdot \pi \cdot (300 \text{ 1/min}) \cdot (1\text{min}/60\text{s}) = 0,141 \text{ m/s}$. Válasszuk a menetek felületére megengedett felületi nyomás értékét ennek megfelelően.
$p_{\text{meg}} = 2 \text{ MPa}$	Megengedett felületi nyomás az orsó és az anya menetei között. Azért választunk ilyen kis értéket, mert a megfelelő kenéssel ellátott menetfelületek erős kopását mindenképpen el akarjuk kerülni.
$\mu = 0,21$	Súrlódási tényező értéke a menetfelületek között, amivel a mozgatóorsót működtető csavarónyomaték igényt számítjuk. Megfelelő kenés esetén ez az érték lehet kisebb is, de a szilárdsági számítás során az adja a nagyobb biztonságot, ha ezt az értéket nagyobbra vesszük. A hajtás önzárásának ellenőrzésekor viszont a lehető legjobb kenésállapothoz tartozó legkisebb súrlódási tényezőt vesszük figyelembe, ha az önzárás követelmény. A kapunyitó-záró szerkezet esetén erről van szó, tehát az önzárás ellenőrzésekor, és csakis akkor $\mu = 0,1$ értékkel számolunk.

2. Az ISO szabvány szerinti trapézmenet méretjellemzői

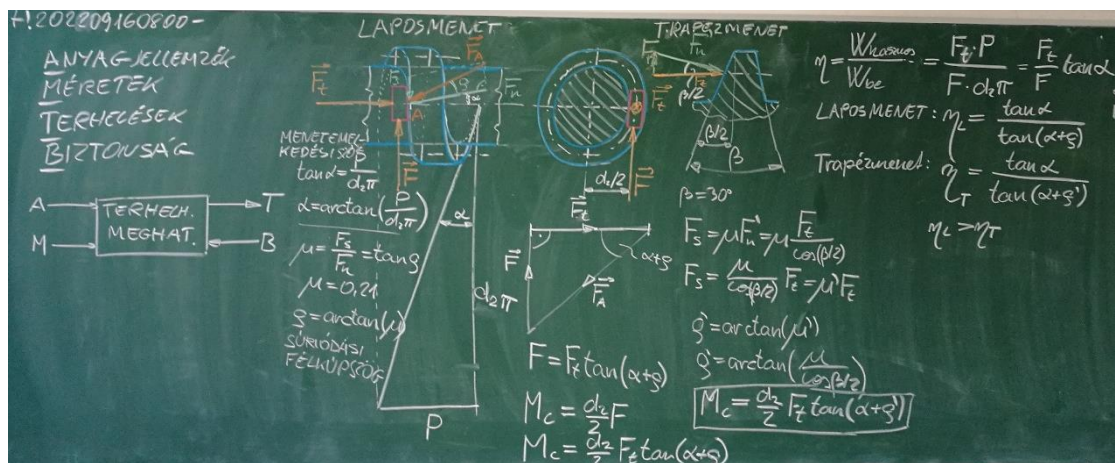
Az ISO 2904 szabvány tartalmazza a méretjellemzőket. A 3. ábrából látható, hogy egy egybekezdésű menet esetén a d névleges átmérő és a P menetosztás egyértelműen meghatározza az összes többi méretet. A sugár irányú a_c menethézag a menetosztás függvénye, és ehhez igazodnak a lekerekítési sugarak is. Az orsómenet átmérőit kisbetűvel, az anyamenetét nagybetűvel jelöljük. Az alsó indexek egyértelműen meghatározzák, hogy a középátmérőkről van-e szó ($D_2 = d_2$), vagy az orsó magátmérőjéről (d_3), illetve az anyamenet legkisebb vagy legnagyobb átmérőjéről (D_1, D_4).



3. ábra A trapézmenet méretjellemzői

3. A laposmenet és a trapézmenet mechanikai modellje

Kapcsolatot szeretnénk találni a mozgatóorsót terhelő tengelyirányú erő és a mozgatóorsó működtetéséhez szükséges csavarónyomaték között. Keressük, hogy az axiális terhelőerő milyen menetsúrlódást okoz, illetve hogy ezt mekkora csavarónyomatékkal lehet legyőzni.



4. ábra Laposmenet modellje és a trapézmenetre való áttérés lehetősége, hatásfokok

A 4. ábrán egyetlen orsómenetet ábrázoltunk, ez érintkezik egy még jobban összeszűkített, az anyamenetet jelképező és a csavarmentén mozgó testtel. Az F_t erővel terhelt kapcsolatban F erővel tudjuk mozgatni a csavaranyát modellező testet. E testre három erő hat, a harmadik F_A jelű erő az orsómenetről ható normálerőnek és a súrlódó erőnek az összege. Állandó mozgatási sebességet feltételezve e három erő egyensúlyban van, egyensúlyi erőrendszert alkot, és ennek geometriai megfelelője egy zárt vektorháromszög, melyben a nyílfolym folytonos.

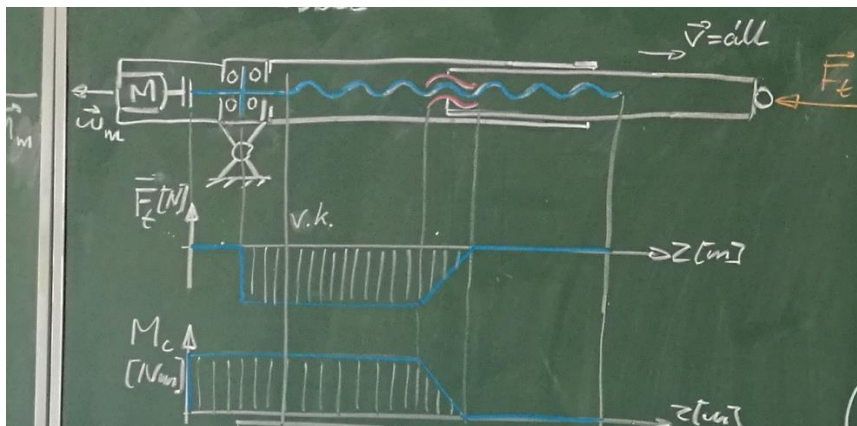
Megjegyezzük, hogy a csavarvonal egy síkba teríthető térgörbe. Ha a d_2 középatmérőhöz tartozó csavarvonalat kiterítjük, akkor az ahhoz tartozó α menetemelkedési szög számítható, a $\tan \alpha = P / (d_2 \cdot \pi)$ képlettel. Értelmezhetünk még egy úgynevezett sűrűdési félkúpszöveget is, amely az F_A erőnek a menetfelület normálisával bezárt szöge. Ha az F_A összetevői (komponensei) F_s és F_n , akkor $\tan \rho = F_s / F_n = \mu$ írható.

Ha feltételezzük, hogy a három erő közül F_t -t ismerjük, akkor a többi értéke számítható, hiszen a kiszámított α és ρ miatt azok szöghelyzetét is ismerjük (ha egy háromszögben egy oldal hosszát és a másik két oldal hozzá viszonyított szöghelyzetét ismerjük, akkor a háromszög minden jellemzőjét ismerjük).

Az ábra magyarázza a nyomaték számítását az orsó keresztmetszetén, valamint a trapézmenetre való áttérés lehetőségét a trapéz keresztmetszetű menetszelvényen. A működtetés hatásfokának elemzéséből kiderül, hogy a laposmenet jobb hatásfokú. Ennek ellenére trapézmenetet használunk, mert azt könnyebb gyártani és pontosabb orsó-anya kapcsolat létesíthető vele. A menetmodell leglényegesebb eredménye a terhelőerőnek és a működtető nyomatéknak az összefüggése, amely a terhelés ellenében történő haladás esetén

$$M_c = \frac{d_2}{2} F_t \tan(\alpha + \rho'). \quad (1)$$

4. A kapunyitó mechanikai modellje és a menetes orsó igénybevételi ábrái



5. ábra A végrehajtó szerv mechanikai modellje és a mozgatóorsó igénybevételi ábrái a veszélyes keresztmetszettel (v.k.)

A végrehajtó szerv csapszeges kötésen keresztül kapcsolódik mind a kapuzslophoz, mind pedig a lengő kapuhoz. Az ábrán jelölt erőhatások szerint éppen egy kapuzárás művelet zajlik, a trapézmenetes anyával kapcsolódó rúd kifelé (jobbra) mozdul. Ezt az erőhatást egy kétirányú terhelés felvételére alkalmas axiális golyóscsapággal támasztjuk. Az is látható, hogy a villamos motor felől szemlélve az orsónak az óramutató járásával ellentétesen kell forognia. A hajtás oldalán az M_m nyomaték vektor iránya megegyezik az ω_m szögsebesség vektorával. Mivel kifelé mutat a terhelts orsóból, ezért pozitívnak tekintjük.

Az orsónak a csapágy és az anya közti szakasza nyomóerőt kap, ezt negatívnak tekinthetjük. Az egyszerűség kedvéért feltételezzük, hogy az orsó és anya kapcsolódó menetein a terhelés egyenletesen oszlik meg (ami biztos nem igaz), ezért itt lineáris lesz az erőváltozás. Mivel az (1) összefüggés szerint a működtető csavarónyomaték csak egy konstans szorzóban tér el a terhelőerőtől, ezért a csavarónyomaték is lineárisan változik a kapcsolódásban.

A villamos motor tengelyét és az orsót egy erőzáró tengelykötésű rugalmas tengelykapcsolóval kötjük össze.

5. A mozgatóorsó túlterhelési (tönkremeneteli) lehetőségei

Az 5. ábra igénybevételi ábrái szerint a mozgatóorsót egy jelentős szakaszán összetett igénybevétel terheli: nyomás + csavarás. A kapu nyitásakor is hasonló a helyzet, de akkor húzás + csavarás adja az összetett igénybevételt. Az orsó magkeresztmetszetét tehát az összetett igénybevételből számítható redukált feszültség (egyenértékű normás feszültség) terheli, amelynek mindenképpen alatta kell maradnia az orsó anyagára megengedett feszültségnek.

A menetfelületeket felületi nyomás is terheli, ezt már megemlítettük az 1. pontban. Ez sem lehet nagyobb a menetfelületekre megengedett felületi nyomásnál.

Mind az orsó-, mind az anyamenetet kezelhetjük a statikából ismert befogott tartóként. A menettőben fellépő hajlítónyomaték szintén nem lépheti túl az anyagokra megengedett értékeket.

Végül foglalkoznunk kell a kihajlás jelenségével is, ha az orsót tengelyirányú nyomóerő terheli. A kapu zárásakor éppen ilyen lesz a terhelés. A kihajlás biztos elkerülése végett meg kell határoznunk egy karcsúsági tényezőt az orsóra, a végrehajtó szerv legnagyobb kinyúlásakor, és ez alapján el kell döntenünk, fenn áll-e a kihajlás veszélye. Ha igen, akkor ez alapján is számolnunk kell egy legnagyobb terhelhetőséget, mely esetén még kellő biztonsággal elkerülhető ez a tönkremeneteli mód.

Összefoglalva, a következő szempontokat kell figyelembe vennünk az orsó-anya kapcsolat terhelhetőségének meghatározásakor:

- Az orsó összetett igénybevétele,
- Az orsó-anya kapcsolat felületi nyomása,
- Az orsó menettő-hajlítása,
- Az anya menettő-hajlítása,
- Az orsó kihajlása.

Ezek szerint öt terhelhetőséget számolhatunk, melyek közül a legkisebb értéket választva biztosan elkerülhetjük a fenti tönkremeneteli módokat.

6. A mozgatóorsó kialakítása

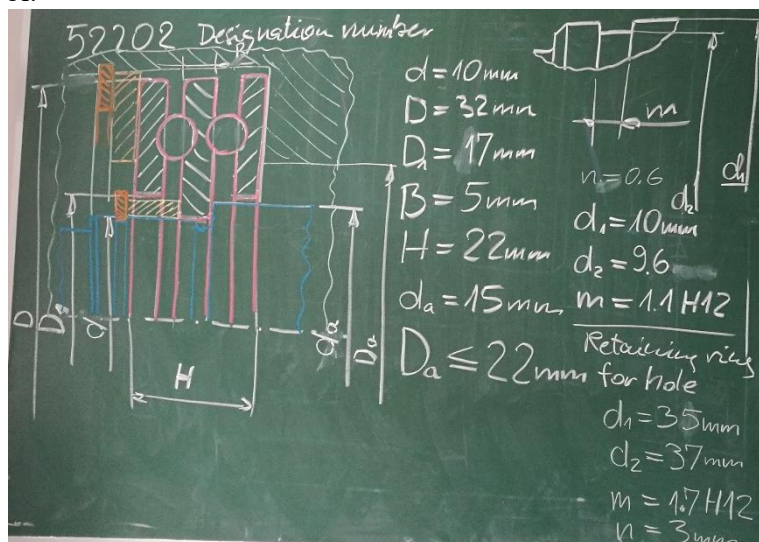
Ahhoz, hogy működő szerkezetet kapjunk, továbbá a számításaink megfelelő pontosságúak legyenek, foglalkoznunk kell a mozgatóorsó tényleges kialakításával is. Ismernünk kell az orsóval kapcsolódó gépelemeket és azok fogadásához szükséges szabványos átmérőket és beszúrásokat.

Figyeljük meg a 2. ábra összeállítási rajzát. Az ábrán ugyan vannak hibák, például a félnézeti képet is töréssel kellett volna megszakítani, a félmetszeti képhez hasonlóan, de azért használható. A 4 tételszámú orsóval a 7 tételszámú trapézmenetes anya, a 22 számú axiális golyóscsapágy, a 8 számú távtartó gyűrű és végül a 19-es rögzítőgyűrű kapcsolódik. Az orsó végének hengerfelülete a villamos motor tengelyvégéhez csatlakozik, a már említett erőzáró tengelykötésű rugalmas tengelykapcsolóval. Vegyük figyelembe azt is, hogy egy lépcsős tengely kialakításakor törekednünk kell a mennél kisebb átmérőlépcsők elhelyezésére. A csapágy méretének megválasztásakor is ez a szempont vezéreljen minket. tapasztalatból tudhatjuk, hogy a viszonylag kis fordulatszám és a nem túl nagy axiális terhelés miatt egy kisebb csapágy is megfelel céljainknak. Az 1. táblázat adataival igyekszünk segítséget adni a csapágyválasztáshoz.

1. táblázat Javasolt csapágyak az orsómenet névleges átmérőjének függvényében

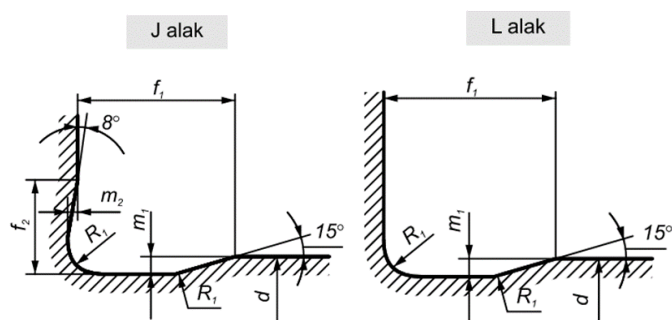
Menet névleges átmérő tartománya [mm]	Megfelelő axiális golyóscsapágy
8 -14	52202
16-18	52204
20-24	52205
26-28	52206

A 6. ábra szerint kell kigyűjteni az [1] és [2] irodalomból a megfelelő méreteket és tűréseket, mind a csapágy és rögzítőgyűrű vonatkozásában, mind pedig a csatlakozó tengely előírt kialakítása céljából.



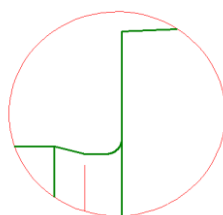
6. ábra A kétirányú terhelésre való axiális golyóscsapágy beépítési környezete

A csapágy középső gyűrűjének felfekvő tengelyvállánál egy beszűrés is található, a középső csapágygyűrű pontosabb felfekvése érdekében, ezt is szabványosra érdemes kialakítani. A tengelyvállak feszültség-gyűjtő hatásának csökkentésére is szokták ezeket a beszűrésokat használni. J illetve L alakú szabványos beszűrésokat használhatunk. Ezek kialakítását a 7. ábra mutatja. A csapágy mellé az L alakú beszűrészt javasoljuk, azt egyszerűbb kialakítani. Az igénybevétel nem tekinthető fokozottnak.



Átmérő		A beszűrés méretei					Igénybevétel	
felett	-ig	f_1	m_1	f_2	m_2	R_1		
	1,6	0,5	0,1	0,8	0,1	0,1	normál	
1,6	3	1	0,1	0,9	0,1	0,2		
3	18	2	0,2	1,1	0,1	0,4		
18	80	2,5	0,3	2,1	0,2	0,6		
80	280	4	0,4	3,2	0,3	1		
280	640	6	0,5	4,5	0,4	1,6		
	18	50	2,5	0,2	1,8	0,1	1	fokozott
50	80	4	0,3	3,1	0,2	1,6		
80	125	5	0,4	4,8	0,3	2,5		
125	400	7	0,5	6,4	0,3	4		
400	640	10	0,6	9,33	0,4	6		

7. ábra J és L alakú beszűrés adatai



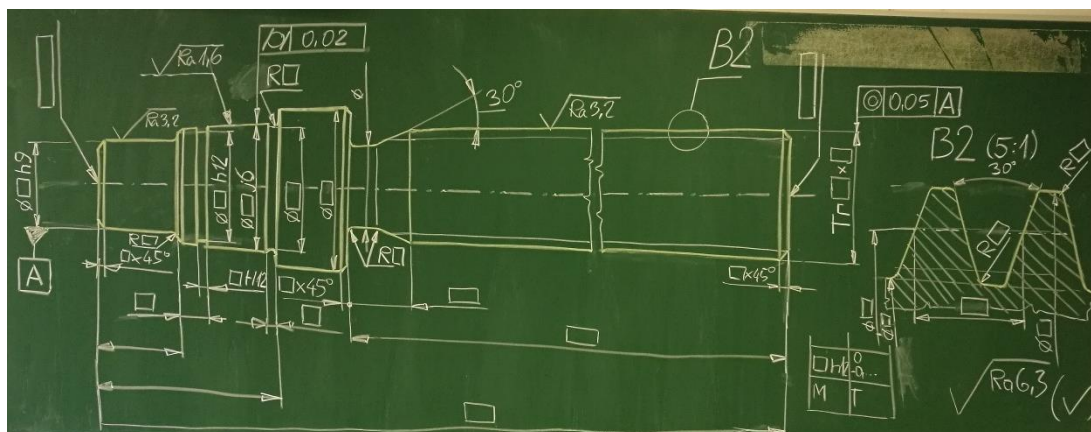
8. ábra Az L alakú beszűrés nézeti ábrázolása

Az ilyen beszúrás nézeti ábrázolásakor a tagolóvonalnak fontos szerepe van, ezt látjuk a 8. ábra vékony piros vonalán. Azért nem vastag nézetvonalat használunk itt, mert az R_1 lekerekítési sugár egy gyűrűfelületet hoz létre a hengeres és kúpos szakaszok között, és ez elkeni a két felület éles határvonalát.

A trapézmenetes orsó központfurataihoz az ISO 6411 szabvány szerinti A jelűt javaslom (lehetne B vagy R jelű is), és a központfurat átmérőjét a munkadarab átmérőjének megfelelően kell kiválasztani. 10mm-ig 1mm, e felett 16mm-ig 1,6mm, e felett 25 mm-ig 2 mm. Ettől nagyobb átmérőt talán senki sem választ. Példaként, amit a mutatóvonalra írhatunk, ha az átmérő nem nagyobb 10mm-nél:

ISO 6411 - A 1/2,12

Ennyi előkészítés után bátran elkészíthetjük a mozgatóorsó alkatrészrajzát. Ehhez ad segítséget a 9. ábra. Érdeemes elolvasni hozzá az „Emlékeztető” megfelelő részét, hogy értsük, mi mindenre kell odafigyelni. Vegyük észre, hogy a csapágy tengelyvállánál lévő beszúrást is érdemes lenne kiemelt részleten ábrázolni. A menetnél lévő beszúrás legyen néhány tized mm-rel mélyebb, mint a magátmérővel megadott menetárok.



9. ábra Az előírt kialakítású orsó alkatrészrajza

Az összeállítási rajz készítésekor már ne szakítsák meg az ábrázolást töréssel, tehát valós nagyságban ábrázolják a mozgatóorsós végrehajtó szervet, kérem. Akár 841mm x 297mm nagyságú rajzlapot is használhatnak, esetleg két A3-as rajzlapot is összeragaszthatnak ennek érdekében. Alapvetően a 2. ábrát és az előbbieken részletezett kialakítási szempontokat vegyék alapul hozzá. A 21-es tételszámú hernyócsavart a [3] irodalomból vegyék, és kiemelt részleten ábrázolják.

7. A mozgatóorsó terhelhetősége

7.1. Terhelhetőség az orsó összetett igénybevétele szempontjából

Ha egy gépelem adott keresztmetszetében egyaránt fellép normál- és csúsztatófeszültség, akkor ezekből egy egyenértékű normál feszültséget (redukált feszültséget) kell számolni, hogy összehasonlíthassuk azt a normál feszültségként megadott anyagjellemzővel. A Huber-Mises-Hencky-féle elméletet fogjuk használni a redukált feszültség képletéhez. Az anyagjellemző, melyből a megengedett feszültséget számítjuk, az orsó anyagának folyáshatára lesz. A redukált feszültség képletébe helyettesítjük a külső erőhatásból számítható σ normál feszültséget és a csavarónyomatékból számítható τ csúsztatófeszültséget. Előbbi számításához a magátmérőhöz tartozó A_3 területet, utóbbinál a magátmérőhöz tartozó K_{p3}

poláris keresztmetszeti tényezőt használjuk fel (ha még pontosabban akarunk számolni, akkor a menetvégi beszúrás néhány tized mm-rel kisebb d_{\min} átmérőt vehetjük alapul). A számításához felhasznált képleteket a 12. ábrán gyűjtöttük össze. A terhelhetőség számításának az az alapja, hogy az adott gépelemben (orsóban) keletkező legnagyobb feszültség (a veszélyes keresztmetszetben) nem lépheti túl az anyagjellemzőből számított megengedett feszültséget.

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}; \sigma_{max} = \frac{R_{eH}}{n} = \frac{3^3 \cdot 5 \cdot M \cdot P_a}{2 \cdot 167 \cdot M_a}$$

$$\sigma = \frac{F_t}{A} = \frac{F_t}{d_3^3 \pi / 4}$$

$$\tau = \frac{M_c}{K_F} = \frac{\frac{d_2}{2} F_t \tan(\alpha + \gamma)}{d_3^3 \pi / 16}$$

$$\sigma_{max} \geq \sigma_{red}$$

12. ábra Képletgyűjtemény a maghenger feszültségeinek számításához

Ha az utóbbi egyenlőtlenségbe behelyettesítjük a többi képletet, kiderül, hogy csak az F_t terhelőerő lesz ismeretlen, ezt kell kifejezni. Egy lehetséges megoldás menetet a 13. ábra közöl.

$$\left(\frac{R_{eH}}{n}\right)^2 \geq \frac{F_t^2}{(d_3^3 \pi / 4)^2} + 3 \frac{F_t^2 \left(\frac{d_2}{2}\right)^2 \tan^2(\alpha + \gamma)}{(d_3^3 \pi / 16)^2}$$

$$\left(\frac{R_{eH}}{n}\right)^2 \geq \frac{F_t^2}{(d_3^3 \pi / 4)^2} \left[1 + \frac{3 \left(\frac{d_2}{2}\right)^2 \tan^2(\alpha + \gamma)}{1/4 \left(\frac{d_3}{2}\right)^2} \right]$$

$$\left(\frac{R_{eH} d_3^3 \pi / 4}{n}\right)^2 \geq F_t^2 \left[1 + 12 \left(\frac{d_2}{d_3}\right)^2 \tan^2(\alpha + \gamma) \right]$$

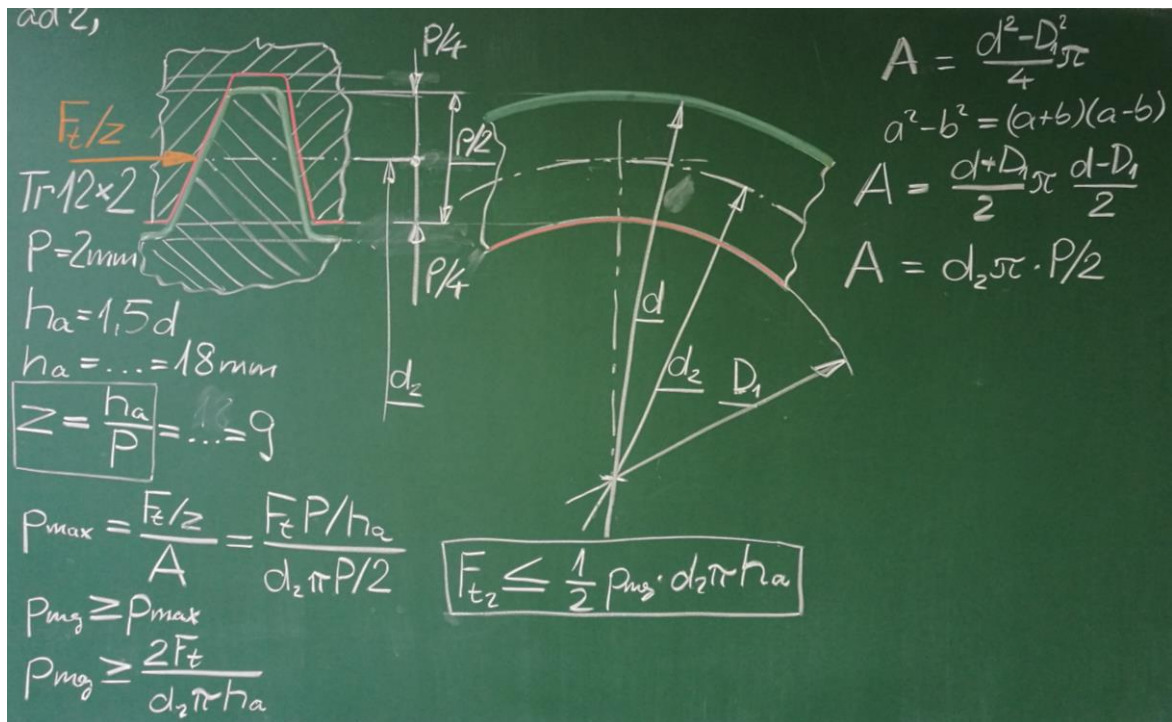
$$F_{t1} \leq \frac{(R_{eH}/n)(d_3^3 \pi / 4)}{\sqrt{1 + 12 \left(\frac{d_2}{d_3}\right)^2 \tan^2(\alpha + \gamma)}}$$

13. ábra Az orsó terhelhetőségének kifejezése az orsó összetett igénybevétele szempontjából

Ebbe a végképletbe kell az ismert anyag-, méret- és súrlódási jellemzőket behelyettesíteni, hogy megkapjuk az F_{t1} (az egyik lehetséges terhelhetőség) értéket.

7.2. Terhelhetőség az orsó-anya kapcsolat megengedett felületi nyomása szempontjából

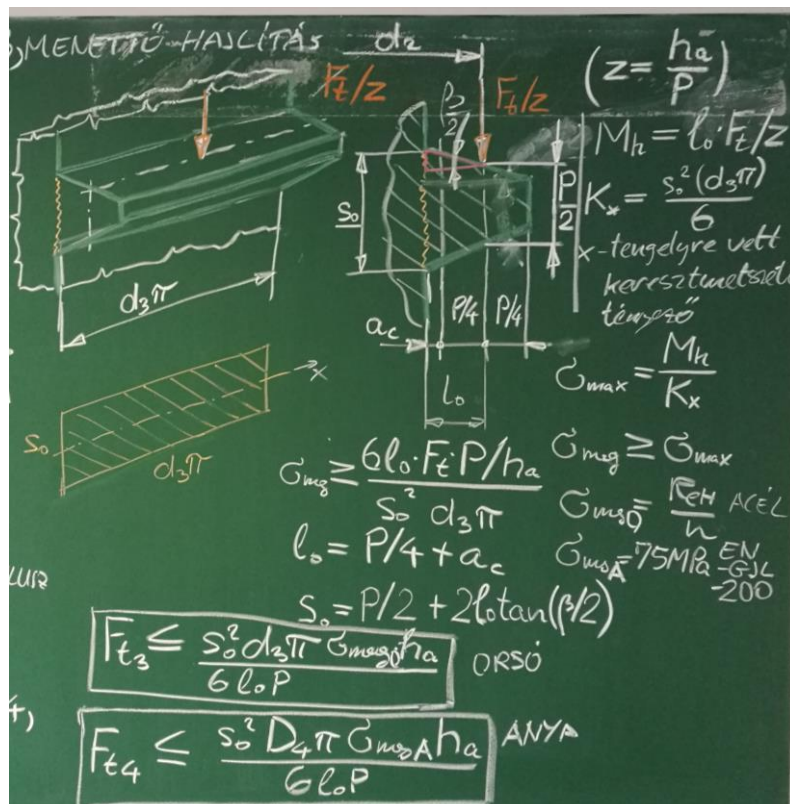
Tekintsünk egyetlen érintkező orsó-anya menetet, melynek terhelése a teljes F_t terhelés z -ed része, azaz az érintkező menetek számával kell osztani a teljes terhelést, egyenletes terheléeloszlás feltételezésével. A 14. ábra mutatja, hogy az érintkező menetfelület területe nem más, mint a középméretűhöz tartozó kerületnek és sugárirányú gyűrűvastagságának a szorzata azaz $(d_2 \cdot \pi) \cdot (P/2)$. Így jutunk hozzá egy (újabb lehetséges) F_{t2} terhelhetőség értékhez.



14. ábra Terhelhetőség a menetek felületi nyomása szempontjából

7.3. Menetű hajlítás az orsón és az anyán

Képzeld el, hogy egyetlen menetet tekintünk, azt síkba terítjük, és úgy fogjuk fel, mint egy konzolos tartót, melyet Ft/z erő terhel l_0 karon. Ezt mutatja a 15. ábra.



15. ábra Menetű-hajlítás az orsón, illetve az eredmény átvitele az anyára

Az orsó maghengeréhez csatlakozik a külső menet, ott is lép fel benne a legnagyobb hajlítónyomaték, a D_4 átmérőjű hengerhez pedig a belső menet, ugyancsak az anya menetére jellemző legnagyobb hajlító-nyomatékkal. Az orsó acél anyagára a megengedett feszültség itt is $R_{eH}/n = \dots = 167 \text{ MPa}$, az anya öntöttvas anyagára viszont az adatok megadásakor már közölt 75 MPa lesz.

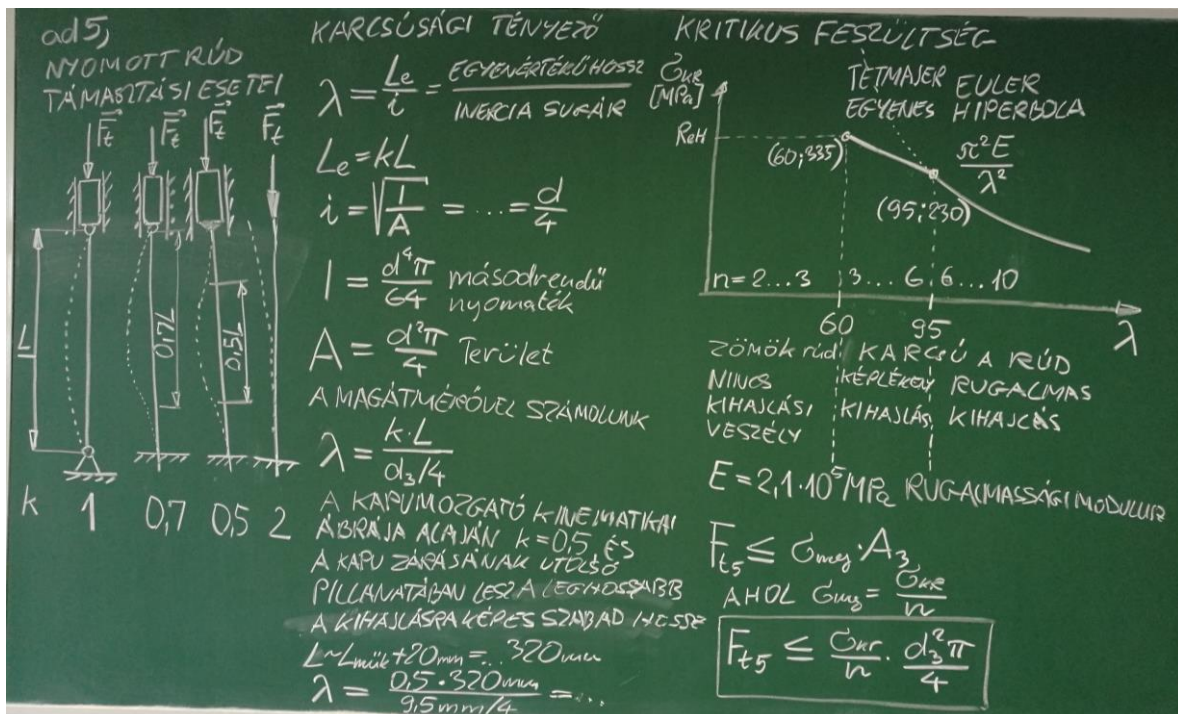
A menettő-hajlítással most részletesebben nem foglalkozunk, mert egyrészt általában nem ez adja a mértékadó terhelhetőséget, másrészt a téglalap keresztmetszetű tartók hajlításával csak a későbbi szilárdságtani tanulmányaik során találkozunk.

7.4. Terhelhetőség az orsó kihajlása szempontjából

Euler volt az a tudós, aki először írta le megfelelő számításokkal a kihajlás jelenségét. Nyomásra igénybevett, mindkét végén csuklós támasztású rudat vizsgált. Bevezette a karcsúsági tényező fogalmát, ennek számértéke alapján zömök és karcsú osztályba sorolhatta a nyomott rudakat (oszlopokat). Zömök rúd esetén nincs kihajlási veszély, a karcsú rúd viszont képlékeny vagy rugalmas kihajlási tartományba eshet, a karcsúsági tényező számértéke alapján. Előbbi esetre a Tetmajer egyenes adja meg a kritikus feszültséget, utóbbira pedig az Euler-hiperbola.

A karcsúsági tényező nem csak az átmérőtől (vagy téglalap keresztmetszet esetén a kisebb másodrendű nyomatéktól, I_{\min} -től) és a szabad kihajlási hosszától függ, hanem a nyomott rúd megtámasztási feltételeitől is. A k tényező értéke azt mutatja meg, mekkora rúdszakaszon alakul ki egy kihajlási félhullám.

Próbáljuk megérteni az elmondottakat a 16. ábra segítségével.



16. ábra A karcsúsági tényezőt befolyásoló támasztási feltételek, és annak függvényében a kritikus feszültség alakulása

Meg kell említeni, hogy mennél nagyobb a karcsúsági tényező, annál több a bizonytalanság. Ezt a tapasztalatot veszi figyelembe a biztonsági tényező növekvő értéke.

Hogyan lehet az eddig elmondottakat használható formába önteni?

- Mozgatóorsó esetén a magátmérőt vesszük figyelembe, a menetek merevítő hatását elhanyagoljuk,

- A másfél átmérőnyi anyamagasság elég nagy ahhoz, hogy ez az orsó-anya kapcsolat merev megfogásnak (befalazásnak) legyen tekinthető,
- A hajtó motor felé eső vég ugyan rugalmas tengelykapcsolóhoz csatlakozik, de az axiális golyóscsapágy elég merev kapcsolatot biztosít, így végül a k tényező értékét 0,5-nek vehetjük.
- Az anyának az orsó mentén a jobb véghez közeli helyzetét vehetjük alapul az L szabad kihajlási hossz meghatározásához, az elkészült összeállítási rajz alapján.

Az orsó szabad kihajlásra képes hossza az anya és az axiális golyóscsapágy között $L \approx 320 \text{ mm}$, a magátmérő $d_3 = d - P - 2 \cdot a_c = \dots = 7,5 \text{ mm}$ és végül $k=2$, így a karcsúsági tényező a $i = \frac{d_3}{4} = \dots = 1,875 \text{ mm}$ inerciasugar segítségével kifejezve

$$\lambda = \frac{k \cdot L}{i} = \frac{0,5 \cdot 320 \text{ mm}}{1,875 \text{ mm}} = 85,3$$

Látható, hogy nem a rugalmas, hanem a képlékeny kihajlás szakaszára jutottunk, a kritikus feszültséget nem az Euler-hiperbola képlete, a $\frac{\pi^2 \cdot E}{\lambda^2}$ összefüggés adja, hanem a Tetmajer egyenes képlete. A biztonsági tényező lehet $n=5$ értékű. Érdekes dolog ennek az egyenes egyenletének a meghatározása. Ismerjük az egyenes két végpontjának koordinátáit: $(\lambda_1; \sigma_{kr1})$ és $(\lambda_2; \sigma_{kr2})$.

$$\lambda_1 = 60; \lambda_2 = 95; \sigma_{kr1} = R_{eH} = 335 \text{ MPa}; \sigma_{kr2} = \frac{\pi^2 \cdot E}{\lambda_2^2} = \frac{\pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}}{95^2} = 229,7 \text{ MPa}.$$

Az egyenes meredeksége $m = \frac{\sigma_{kr2} - \sigma_{kr1}}{\lambda_2 - \lambda_1} = \dots = -3,01$.

Végül az egyenes egyenlete a következőképpen vezethető le

$$\begin{aligned} \sigma_{kr} - \sigma_{kr1} &= m(\lambda - \lambda_1), \\ \sigma_{kr} &= \sigma_{kr1} - m \cdot \lambda_1 + m \cdot \lambda, \\ \sigma_{kr} &= 335 \text{ MPa} - (-3,01) \cdot 60 + (-3,01) \cdot \lambda, \\ \sigma_{kr} &= 515,6 \text{ MPa} - 3,01 \cdot \lambda. \end{aligned}$$

A $\lambda = 85,3$ karcsúsági tényezőhöz tartozó kritikus feszültség $\sigma_{kr} = 259 \text{ MPa}$. A megengedett feszültség $\sigma_{meg} = \sigma_{kr}/n = 259 \text{ MPa}/5 = 52 \text{ MPa}$.

Végül a kihajlás elkerülésére legfeljebb a következő terhelést engedhetjük meg a nyomott mozgatóorsóra:

$$F_{t3} = \sigma_{meg} \cdot A_3 = \sigma_{meg} \cdot d_3^2 \cdot \pi/4 = 52 \text{ MPa} \cdot (7,5 \text{ mm})^2 \cdot \pi/4 = 2297 \text{ N}$$

Végül ne feledkezzünk meg az orsó-anya kapcsolat terhelhetőségének megállapításáról, hiszen ez volt a számítások kiindulásakor az egyik megjelölt cél, valamint a legnagyobb megengedhető terhelés esetén működtető nyomaték kiszámításáról.

Irodalom

[1] Axiális golyóscsapágy kétirányú terhelésre, SKF Magyarország honlapja, Elérhetősége: <https://www.skf.com/hu> (Útvonal pl.: Termékek - Gördülőcsapágyak - Axiális golyóscsapágyak - Double direction - 52202), Legutóbbi hozzáférés: 20220915.

[2] Rögzítőgyűrű tengelyhez és furathoz (DIN 471 és DIN 472), Elérhetősége: https://www.alacam.com.tr/images/kataloglar/din_471.pdf, https://www.alacam.com.tr/images/kataloglar/din_471.pdf, Legutóbbi hozzáférés: 20220915.

[3] Hexagon socket set screws with cone point (ISO 4027), Available at: <https://www.fasteners.eu/standards/ISO/4027/>, Last accessed on 15092022.