

Óbudai Egyetem

Bánki Donát Gépész és Biztonságtechnikai Mérnöki Kar

Gépészeti Intézet



TUDOMÁNYOS DIÁKKÖRI DOLGOZAT

FŐHAJTÓMŰ ÁTTERVEZÉSE KÉTSZEMÉLYES HELIKOPTERHEZ

Szerző: **Rácz Márton Miklós**
gépészmérnök BSc. szak, IV. évf.
Lezárási dátum: 2014. november 14.

Konzulens: **Szabó András**
inézeti mérnök

Budapest 2015

Tartalomjegyzék

1.	BEVEZETÉS	4
2.	HELIKOPTER ALKATRÉSZEK TERVEZÉSÉNEK FŐBB SZEMPONTJAI.....	6
2.1	Helikopterek tulajdonságai	6
2.1.1	Helikopter meghatározása	6
2.1.2	Helikopterek főbb szerkezeti elemei	6
2.1.3	Helikopterre ható erők.....	8
2.1.4	Hajtómű tervezésekor figyelembe vett szélsőséges terhelések	12
2.1.5	A helikopter tervezésére vonatkozó előírások.....	13
2.2	Íveltfogú kúpkerékes hajtómű tervezésének elmélete.....	13
2.2.1	Íveltfogú kúpkerékpár geometriája	13
2.2.2	Fogakon ébredő erőkomponensek	16
2.2.3	Fogakon ébredő erőkomponensekből számított csapágyterhelések.....	19
2.2.4	Főrotor tengely csapágyainak csapágyterhelései.....	19
2.2.5	Csapágyak kiválasztása és ellenőrzése.....	20
2.2.6	Fogak szilárdsági ellenőrzése	21
3.	FŐHAJTÓMŰ TERVEZÉSE	24
3.1	A hajtómű fő adatainak számítása.....	24
3.2	A fogaskerekeken ébredő erőkomponensek számítása	25
3.3	A fogaskerekeken ébredő erőkomponensek által okozott csapágyterhelések ..	26
3.3.1	Kerületi fogerőből adódó radiális terhelés	26
3.3.2	Radiális fogerőből adódó radiális terhelés	27
3.3.3	Axiális fogerőből adódó radiális terhelés.....	27
3.3.4	Fogerőből adódó összesített radiális terhelés	27
3.3.5	Fogerőből adódó axiális terhelés	28
3.4	Főrotor tengely csapágyaira ható összetett terhelések	28
3.4.1	„C” csapágy (felső kúpgörgős csapágy).....	28
3.4.2	„D” csapágy (alsó kúpgörgős csapágy).....	31
3.5	Csapágyak kiválasztása és ellenőrzése.....	32
3.5.1	„A” csapágy (főhajtómű behajtottengely külső kúpgörgős csapágya)	32

3.5.2	„B” csapágycsapa (főhajtómű behajtótengely belső kúpgörgős csapágycsapa)	33
3.5.3	„C” csapágycsapa (rotor főtengety felső kúpgörgős csapágycsapa)	34
3.5.4	„D” csapágycsapa (rotor főtengety alsó kúpgörgős csapágycsapa)	35
3.6	Fogtő igénybevetel számítása	36
3.6.1	Képzelt hengeres fogaskereketek adatai	36
3.6.2	Tényleges fogtőfeszültség számítása	38
3.6.3	Az anyag tényleges fogtőkifáradási határfeszültsége	39
3.6.4	A fogtőszilárdság biztonsági tényezője	39
3.7	Fogfelületi nyomó igénybevetel	40
3.8	Hajtóműház tervezése	40
3.8.1	Geometria kialakítás	40
3.8.2	Csavarok terheléseinek számítása	48
3.8.3	Csavarok előfeszítése	53
4.	ÖSSZEFOGLALÁS	54
5.	FELHASZNÁLT IRODALOM	55
6.	MELLÉKLETEK	56

1. BEVEZETÉS

Napjainkban egyre népszerűbbek a magántulajdonban lévő, szabadidős tevékenységre használt egy-, illetve kétszemélyes helikopterek. Dolgozatomban egy ilyen gép hajtóművének tervezési folyamatának egy részét mutatom be.

Hobbi célra használt repülőeszközök közül kétségkívül az ultrakönnyű helikopter az egyik legpraktikusabb, hiszen helyből le- és felszállni képes, így független a repülőtér talajának illetve pályájának minőségétől, kis mérete miatt kis helyen, akár egy garázsban is tárolható. Földi szállítása is egyszerűbb a repülőkénél, hiszen komolyabb szerelés nélkül (nem kell a szárnyakat leszedni), utánfutóra rakható és közúton szállítható.

Ezek mellett kétségkívül megvannak a hátrányai is, például a kis repülési sebesség, illetve a kormánysszerveknél alkalmazott bonyolultabb mechanikai megoldások, melyek sok esetben érzékenyebbek a repülőgépeknél megszokottaknál.

Az anyagtudomány, és a gépészeti modellezés fejlődése lehetővé tette, hogy a tervezők olyan konstrukciókat dolgozzanak ki, melyek karbantartás igénye kisebb, mint az eddigieké, így egy helikopteres repült órára kevesebb földi munkával töltött idő jut, mint korábban. Ez azért fontos, mert sok hobbirepüléssel foglalkozó pilóta saját maga szereli és üzemelteti a járművét, így vásárláskor vonzóak számukra a kisebb üzemeltetési költséget és kevesebb ráfordítandó időt igénylő helikopterek.

A Hungaro Copter Kft. 2008-ban kezdett el helikopter építéssel, fejlesztéssel foglalkozni. Az alkatrészek nagy részét az azonos tulajdonosi háttérrel rendelkező Steel Riders Kft. gyártja. Jelenlegi termékük, a HC-01 típusjelet viselő ultrakönnyű helikopter megfordult már több nemzetközi bemutatón és kiállításon, ahol kedvező repülési tulajdonságai és a szerkezet kidolgozásának minősége miatt nagy sikert aratott.

Az évek során a helikopter bizonyos alkatrészeit a nagyobb megbízhatóság és a súlycsökkentés érdekében folyamatosan fejlesztették, így 2013 végére adottak voltak a feltételek egy nagyobb, kétszemélyes változat megtervezéséhez.

A feladatom a HC-01-es főhajtóművének használata során megszerzett tapasztalatok alapján, egy kisebb tömegű, a kétszemélyes helikopterbe jól illeszkedő 90°-os szöghajtás tervezésének megkezdése volt, kúpkerék-tányérkerék kapcsolattal.

Az egyszemélyes változatban használt hajtómű egy Skoda 1203-as kisteherautó differenciálművén alapszik, mely ugyan jól ellátja feladatát, de fejlesztésre is ad lehetőséget. A jelenlegi lassító áttételt megvalósító íveltfogú kúpkerekpár foggeometriáját (kis módosítással) felhasználva kellett a hajtómű bizonyos részeit kiválasztanom, illetve megterveznem.

Dolgozatomban bemutatom a helikopterek általános felépítését és repülési tulajdonságait, illetve az ezekből adódó terheléseket. Ismertetem az íveltfogú kúpkerekeken ébredő erőkomponensek számítását, melyeket a szélsőséges repülési helyzetekben fellépő terhelésekkel kombinálva a csapágyterhelések meghatározására használok. Ezek alapján kiválasztom és ellenőrzöm a csapágyakat, valamint ismertetem a ház geometriai kialakítását is.



1. ábra. Hungaro Copter HC-01-es helikopter. Farkas Gábor felvétele

2. HELIKOPTER ALKATRÉSZEK TERVEZÉSÉNEK FŐBB SZEMPONTJAI

2.1 Helikopterek tulajdonságai

2.1.1 Helikopter meghatározása

A helikopter meghatározása [1] szerint:

„Olyan a levegőnél nehezebb légijármű, amelynek levegőben maradását egy általában függőleges tengelyre szerelt egy, vagy több erőgép meghajtású rotoron képződő felhajtóerő biztosítja.”

A helikopterek az autogirókkal együtt a forgószárnyas repülőeszközök csoportjába tartoznak. Ez azt jelenti, hogy a levegőbe emelkedéshez és az ottmaradáshoz szükséges felhajtóerő a forgószárny lapátjainak a levegőhöz képesti elmozdulásából adódó légáram miatt áll elő. A forgó rotorlapátok biztosítják az előrehaladáshoz szükséges vonóerőt, és ellátják a csűrőkormány és a magassági kormány feladatait is, illetve nagy szerepet töltenek be az oldalkormányzásban a farokrotorral együtt.

Helikopterek és autogirók között a fő különbséget az adja, hogy az előbbinél a forgószárnyak hajtását egy beépített erőforrás biztosítja, míg az utóbbinál a repülési sebesség miatt keletkező légáram látja el ezt a feladatot.

2.1.2 Helikopterek főbb szerkezeti elemei

Az 1. ábrán láthatóak a helikopterek főbb szerkezeti elemei. Ezek közül a feladathoz szorosabban kapcsolódóakat részletezem [2.] alapján

Főrotor: az úgynevezett forgószárny, melyen a repüléshez szükséges felhajtóerő keletkezik. Egy agyból, lengéscsillapítókból és a rotorlapátokból áll. A lapátok többféle módon kapcsolódhatnak az agyon keresztül a tengelyhez. Beszélhetünk merev lapátbekötésről, kardános lapátbekötésről, illetve csuklós és elasztikus lapátbekötésről.

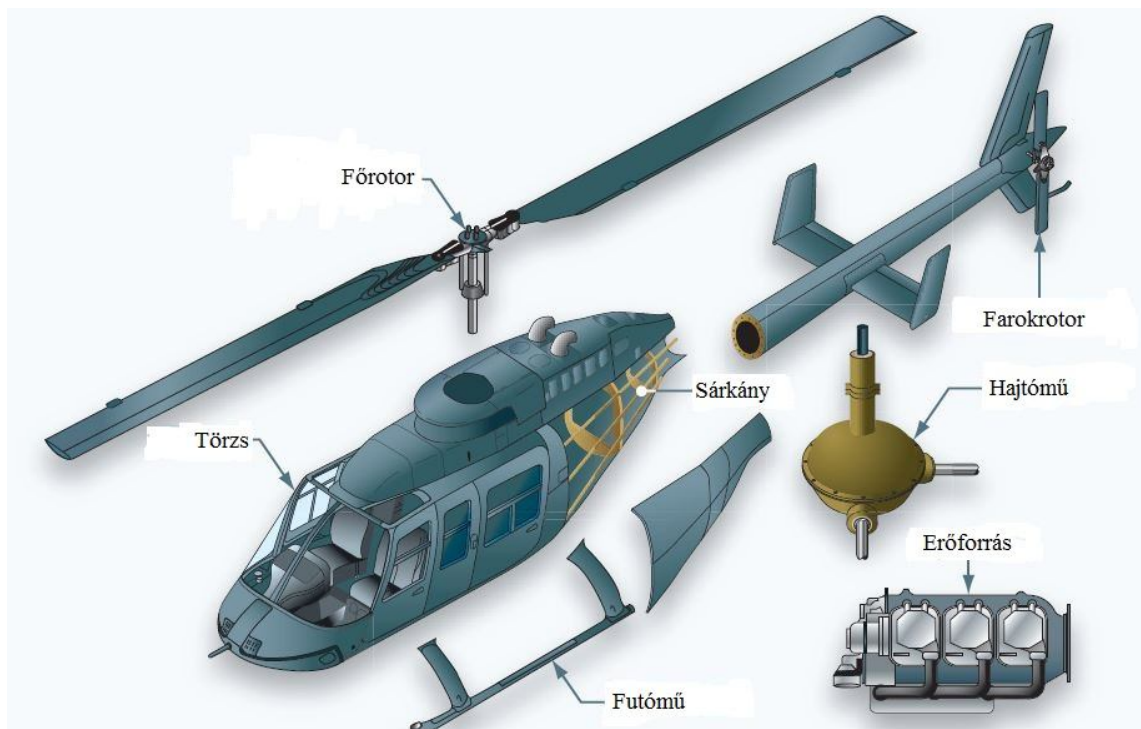
Összetett alkatrész, mivel a rotorlapátok bekötési pontjainál kapnak helyet a kormányzásért felelős rudazatok

Farokrotor: az egy főrotorral hajtott helikopterek esetében szükség van a lapátok forgásából adódó forgatónyomaték kiegyenlítésére. Ezt a feladatot látja el az állítható

állásszögű lapátokkal rendelkező farokrotor. Léteznek olyan konstrukciók, melyek máshogy oldják meg ezt a problémát, például a koaxiális rotorral szerelt helikopterek, ahol az ellentétes irányba forgó lapátok ellentétes irányú nyomatékai kioltják egymást.

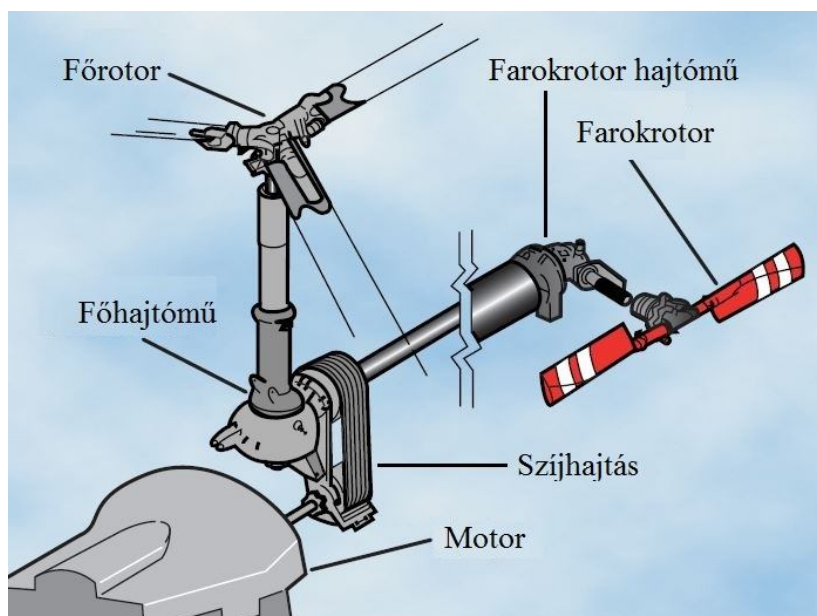
Erőforrás: helikopterek rotorjainak hajtására alapvetően kétféle megoldás az elterjedt, a belsőégésű dugattyús motor, illetve a gázturbina. A hobbi helikopterek jelentős többsége dugattyús motorral szerelt, mivel azt olcsóbb üzemeltetni és könnyebb karbantartani, és a gázturbina teljesítménytöbbletére sincs szükség. Ezek jellemzően boxer elrendezésűek, elterjedt márkák: Lycoming, Rotax.

Hajtómű: elődleges feladata az erőforrás által előállított fordulatszám csökkentése (főreduktornak is szokták nevezni). Hobbi helikopterek esetében a boxermotor és a hajtómű között a kapcsolatot egy szíjhajtás teremti meg. A hajtáslánc szabadonfutóval és kuplunggal is fel van szerelve, előbbi az indításhoz, utóbbi az autorotációhoz szükséges (lásd 2.13 fejezet).



2. ábra. A helikopter főbb szerkezeti elemei [2]

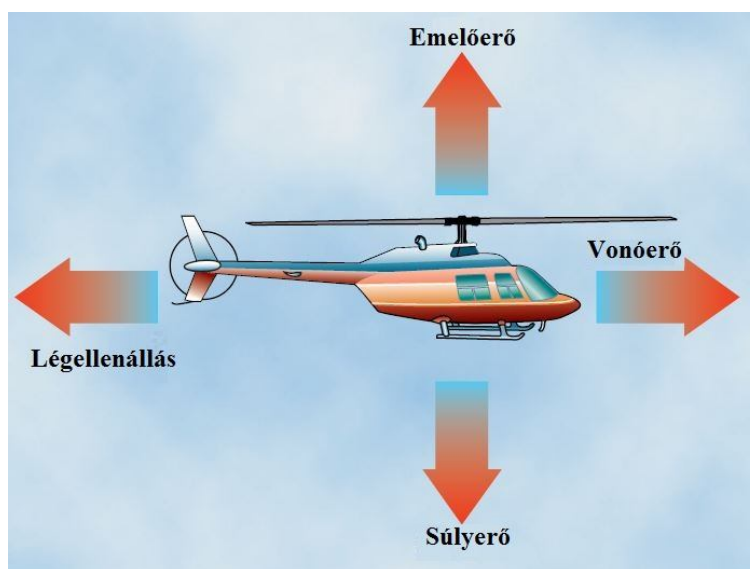
A 2. ábrán látható a helikopter hajtásláncának vázlata.



2. ábra. A helikopter hajtásláncának vázlata [3]

2.1.3 Helikopterre ható erők

A helikopterekre repülésük során négy fő erőkomponens hat (3. ábra), [3] alapján



3. ábra A helikopterre ható négy fő erőkomponens előre repülés közben [3]

Vonóerő: A motor által forgatott rotor hozza létre. Legyőzi a légellenállás erejét. Általános esetben párhuzamos a jármű hosszanti tengelyével.

Légellenállás: A helikopter haladási irányával ellentétes irányba mutató erő, melyet a rotor és a törzs által az légáramlásban keltett zavar okoz. A légellenállásból fakadó erő a vonóerővel ellentétes irányba mutat, és párhuzamos a relatív áramlási iránnyal.

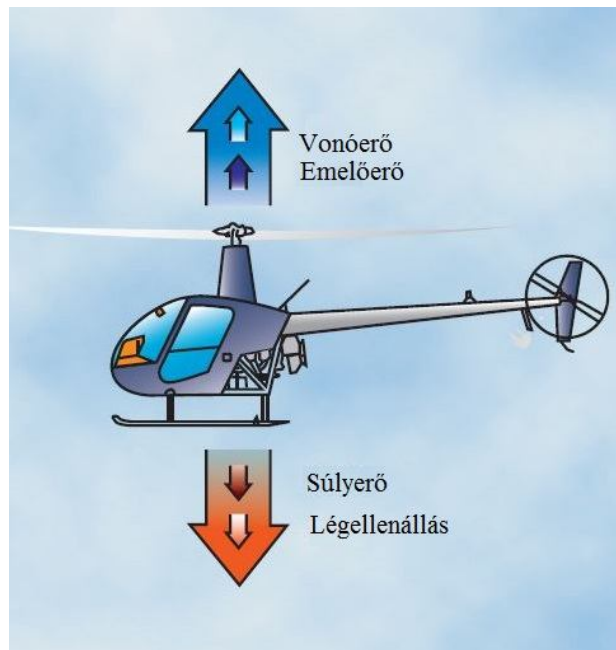
Súlyerő: A helikopter, a pilóta és utasok, az üzemanyag és a rakomány együttes tömegéből ered, melyet a gravitációs erő lefele húz. Függőlegesen lefelé mutat, kiindulási pontja a helikopter tömegközéppontja.

Emelőerő: Ellentétes irányú a súlyerővel, a forgószárny szárnyszelvénye körül áramló levegő aerodinamikája miatt jön létre. Függőlegesen fölfelé mutat, az emelési középpontból ered.

2.1.3.1 Motoros repülés

Motoros repülés során öt esetet különböztetünk meg: függeszkedést, függőleges-, előre-, hátra- és oldalra repülést. Ezeknek az a közös jellemzője, hogy a rotor emelő- és vonóerejének eredője merőleges a rotorlapátok forgási síkjára.

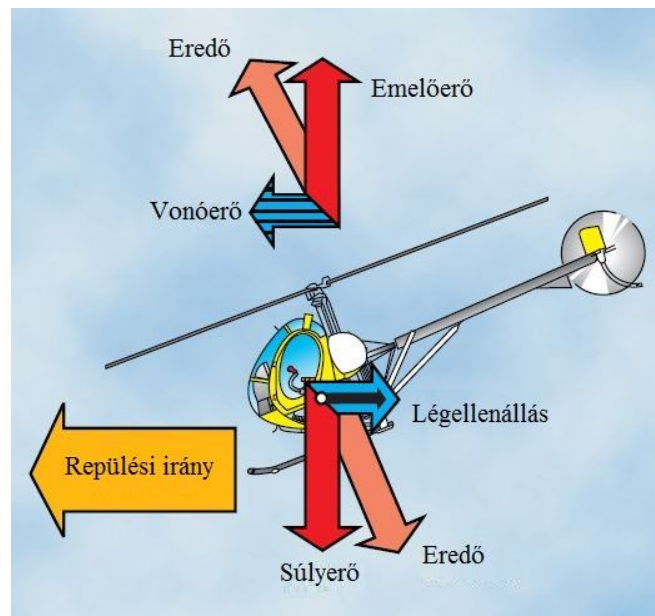
Függeszkedés: Függeszkedés során a helikopter egy pont felett lebeg, általában kis magasságban. Ahhoz hogy ez megvalósuljon, az emelőerőnek meg kell egyeznie a helikopter súlyerejével, és a vonóerőnek pedig a légellenállás okozta erővel. (4. ábra)



4. ábra Helikopterre ható erők függeszkedés közben [3]

Függőleges emelkedés/süllyedés: Ha azonos fordulatszám mellett növeljük a rotorlapátok állásszögét, azok több emelőerőt generálnak, így a helikopter függőlegesen emelkedni kezd. Ha csökkentjük az állásszöget, akkor a gép süllyedni kezd. Ha az emelőerő és a vonóerő nagyobb, mint a súly- és a légellenállásból adódó erő, a helikopter emelkedik, ha kisebb, süllyed.

Előre repülés: Ahhoz hogy a gép egyenletes sebességgel haladjon előre, a négy erőnek egyensúlyban kell lennie. Mihelyst a rotor forgási síkja előrebillen, vele billen az emelő- és vonóerő eredője is. A vonóerő vízszintesen előremutat, míg az emelőerő rá merőlegesen, függőlegesen felfelé. A súly- és légellenállási erő az egyensúlynak megfelelően alakulnak. (5. ábra)



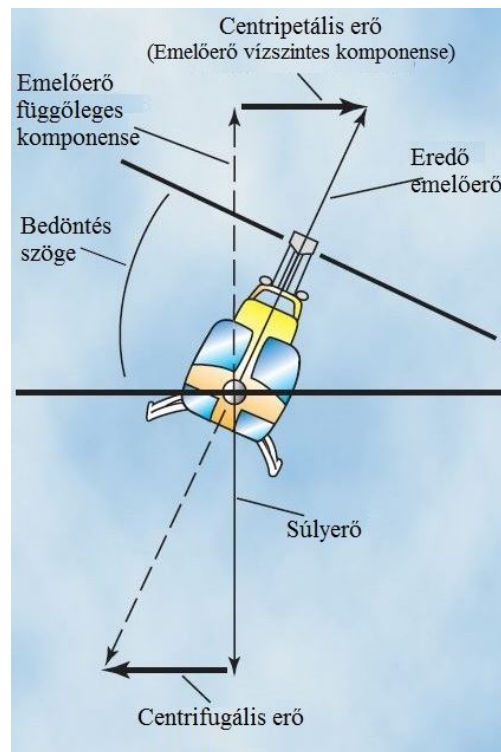
5. ábra Helikopterre ható előre repülés közben [3]

Hátra repülés: Hátra repülésnél a rotor forgási síkját hátrafelé billentjük, így az emelő- és vonóerő eredője is hátrafele billen. Ennek következményeképp a vonóerő hátrafelé, míg a légellenállási erő előrefelé mutat.

Oldalra repülés: Oldalra repülésnél a rotor forgási síkját a kívánt oldal irányába billentjük, így a vonóerő a haladási irányba, míg a légellenállási erő az ellenkező irányba mutat.

Fordulóban való repülés: Előre repülésnél a rotor forgási síkja előre van döntve, ami miatt az emelő és vonóerő eredő vektora is előre mutat. Ha a helikopter oldalra is be van döntve, a forgási sík is oldalra billen, így az emelőerőt két külön komponensre kell

bontanunk. A felfelé mutató és a súlyerőnek ellentartó komponens az emelőerő függőleges komponense, míg az oldalra mutató és a tehetetlenségi erőnek (centrifugális erő) ellentartó erő az emelőerő vízszintes komponense (centripetális erő). Ha a bedöntés szöge növekszik, az emelő erő vízszintes komponense nőni fog, a függőleges komponense pedig csökkenni. Hogy a csökkenő emelőerőt kompenzáljuk, a lapátok állásszögét növelni kell. Az oldalkormányként funkcionáló farokrotor nyomatékával koordináljuk a fordulót.

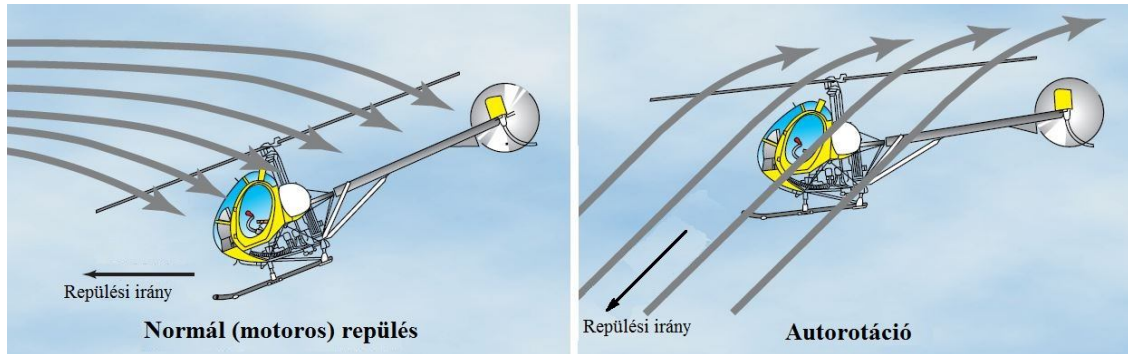


6. ábra helikopterre ható erők fordulóban [3]

2.1.3.2 Autorotáció

Autorotációnak nevezzük azt a repülési állapotot, amikor a helikopter rotorját motor helyett a légáramlás forgatja. Normál, motoros repülésnél, a rotor a fölötté lévő levegőt szívja be, és maga alá nyomja ki, míg autorotáció esetén az ereszkedés során a lentről-szemből föláramló levegő forgatja a lapátokat („siklik” a forgószárny). Ezt a szabad forgást a szabadonfutó teszi lehetővé, ami automatikusan szétkapcsol, ha a motor leáll. Ez azt jelenti, hogy a helikopterrel biztonságosan le lehet szállni motorhiba esetén is. A jármű engedélyezettési folyamata során ezt a képességet demonstrálni kell, az eljárást minden helikopter pilótával begyakoroltatják, és ezt a tudást a rendszeres vizsgák során

ellenőrzik. A pilóta levegőben történő motorleállás esetén dönthet úgy, hogy megpróbálkozik az újraindítással, ez esetben a hajtáslánc összekapcsol és újra a motor forgatja a lapátokat.



7. ábra Áramlás irányának változása autorotáció esetén a normál (motoros) repüléshez képest [3]

2.1.4 Hajtómű tervezésekor figyelembe vett szélsőséges terhelések

A fogaskerék hajtómű tervezésekor a fent taglalt erőket figyelembe kell venni a csapágyak kiválasztásánál illetve ellenőrzésénél, és a ház méretezésénél is. Mindig az üzemszerűen előforduló legnagyobb terhelésre méretezünk, ezért meg kell keresni azokat a szélsőséges eseteket, amikor az egy vonalban ható erők eredője a legnagyobb értéket veszi fel. A repülés során fellépő erők szempontjából a főrotor tengely csapágyazása a kritikus. Ezekre hatnak még a fogaskerékpáron keletkező erők is, ezeket a 2.2.2 fejezetben mutatom be részletesen.

A függőlegesen álló rotortengely csapágyazását két kúpgörgős csapágy látja el, X-elrendezésben. A felső csapágy a felfelé mutató axiális terhelést veszi fel, amit a fogaskerékhajtásból eredő, lefelé mutató erő (lásd 2.2.2 fejezet) csökkent. Ezért itt az a legkritikusabb eset, amikor az autorotáció miatt csak a helikopter tömegéből és az esetleges túlterhelésből adódó erő terheli a csapágyat axiális irányban (mivel a motor nem forgatja a fogaskerekeket). A legnagyobb megengedett túlterhelés fontos jellemzője minden légijárműnek, esetünkben ez +3g nagyságú. Az alsó csapágy szempontjából azt tekinthetjük szélsőséges esetnek, amikor csak a fogaskerékhajtásból adódó, lefelé mutató erő hat rá (például süllyedésből emelkedésbe való átváltás holtpontján).

2.1.5 A helikopter tervezésére vonatkozó előírások

A cég a tervezést és a gyártást a nemzeti fejlesztési miniszter rendeletterve alapján kezdte meg, mely a típusalkalmassági tanúsítvány feltételeként többek között a következőt rendeli el: „A könnyű légijárműnek meg kell felelnie az Európai Unió valamely tagállama által kiadott légialkalmassági előírásnak, szabványnak.” [1] Ez jól tükrözi a már évek óta alkalmazott gyakorlatot.

A helikopter nemzetközi piacra is készül, ezért a Brit Polgári Légügyi Hatóság által kiadott, Brit Polgári Légialkalmassági Követelmények (CAP 750) szerint folyt a tervezés és a gyártás.

2.2 Íveltfogú kúpkeres hajtómű tervezésének elmélete

A feladat elsődleges célkitűzése a jelenlegi reduktornál könnyebb hajtómű tervezése volt, mely jól illeszkedik a már a HC-01-es helikopterben jól teljesítő alkatrészek közé. A gépelemek terhelése a kétszemélyes változatban a jelenleginél kicsivel kisebb lesz, mivel az új alkatrészek kisebb tömege megengedi egy kisebb teljesítményű motor használatát. A tengelyek jelenlegi méretei változatlanok maradnak, mivel a mostani konstrukció (nagyobb) terheléseit jól viselik, és a csatlakozó elemek az új helikopternél is változatlanok maradnak.

Ezek miatt a tervezési feladat: az új motor teljesítmény adatai alapján meghatározni a fogaskerék-hajtásból eredő csapágyterheléseket, ezeket összesíteni a repülés során keletkező terhelő erőkkel, majd az eredmények alapján csapágyakat választani és ellenőrizni.

2.2.1 Íveltfogú kúpkerékpár geometriája

Kúpfogaskerek esetében az ívelt fogazat ugyanazt az előnyt jelenti, mint a hengeres fogaskerekéknél a ferde fogazat, vagyis egyszerre több fogpár tud kapcsolódni, így kisebb a fogak igénybevétele és egyenletesebb a járás.

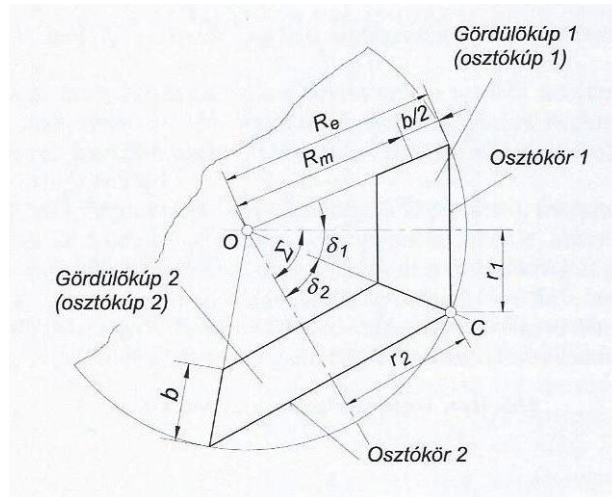
Az íveltfogú kúpfogaskerek pontos foggeometriája nagymértékben függ a gyártásuk módjától. A fogalkotó alakja szerint három fogazati rendszert különböztetünk meg:

- körív fogazat (Gleason)
- evolvens fogazat (Klingenberg-paloid)

- hurkolt epiciklois fogazat (Oerlikon-Spiromatic, Klingenberg-ciklopalloid)

A mi esetünkben a legyártott fogaskerék adott, így a részletes foggeometriával nem kell foglalkoznunk, csak azokkal a tényezőkkel melyek hatással vannak kúpkerékeken lévő erőhatásokra.

Az íveltfogú kúpkerékek általános geometriáját a 8. és 9. ábra mutatja be.



8. ábra Kúpfogaskerekek gördülőkúpjai [5]

ahol: b : fogszélesség;

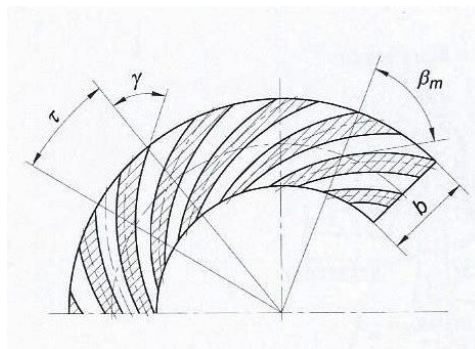
R_e : osztókúphossz;

R_m : középső osztókúphossz;

r_1, r_2 : osztókörsugár a külső fogvégen;

Σ : tengelyek által bezárt szög;

δ : osztókúpszög.

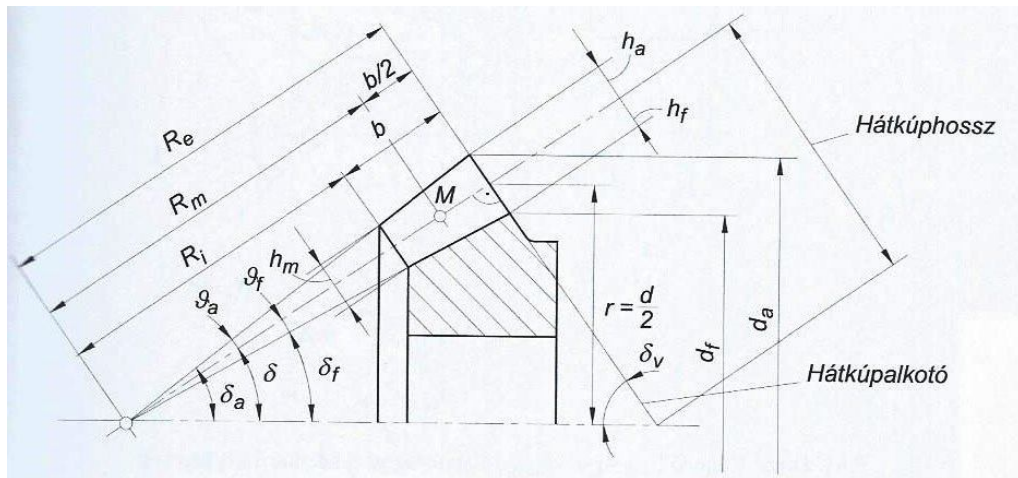


9. ábra Kúpfogaskerék irányvonalai a síkkerék osztósíkján [5]

ahol: τ : síkkerék szögosztása;

γ : külső foghajlásszög;

β_m : középső foghajlásszög.



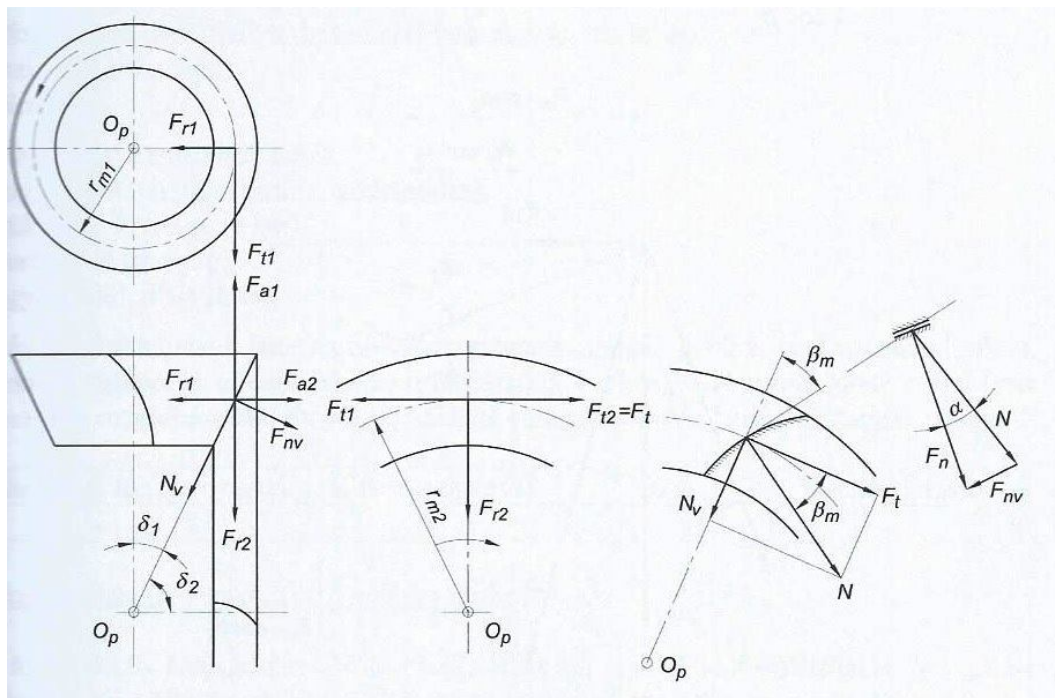
10. ábra Kúpkerék jellemző méretei [5]

A kúpkerék jellemző méretei a 10. ábra alapján:

- modul: m ;
- alapprofilszög: α ;
- osztókúpszög: δ ;
- középső foghajlásszög: β_m ;
- fogvastagság az osztókörön, a külső fogvégen: s ;
- osztókúphossz: R_e ;
- fogszélesség: b ;
- középső osztókúphossz: R_m ;
- belső osztókúphossz: R_i ;
- osztókörátmérő a külső fogvégen: d ;
- alapkörátmérő a külső fogvégen: d_b ;
- fejkörátmérő a külső fogvégen: d_a ;
- lábkörátmérő a külső fogvégen: d_f ;
- fogmagasság a külső fogvégen: h ;
- középső modul: m_m ;
- középső normál modul: m_{mn} ;
- középső osztókörátmérő: d_m ;
- fogmagasság a fogközépen: h_m ;
- hátkúpszög: δ_v ;
- fejszög: $\tan \gamma_a$;
- lábszög: $\tan \gamma_f$.

2.2.2 Fogakon ébredő erőkomponensek

Ívelt fogú kúpkerék esetében a terhelő erőt három, egymásra merőleges komponensre bonthatjuk [5]:



11. ábra Erőhatások íveltfogú kúpkeréken [5]

- F_t kerületi erőre, ami az osztókúpalkotóra merőleges síkban van, ezt az átvitt T nyomatékból számítjuk [5]:

$$F_t = \frac{2000 \cdot T_1}{d_{m1}} \quad (1)$$

ahol: F_t : kerületi fogerő [N];

T_1 : a hajtómű bemenő nyomatéka [Nm];

d_{m1} : közepes osztókör [mm].

- F_n fogoldalra merőleges erőre, melyet a következőképpen számítunk [5] :

$$F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha \cdot \cos \beta_m} \quad (2)$$

ahol: F_t : kerületi fogerő [N];

α : az alaprofilszög [°];

β_m : középső foghajlásszög [°].

Az F_n erőt további két komponensre bonthatjuk még hozzá kúpkerékhez képesti radiális és axiális összetevőkre [5] :

- F_r radiális irányú összetevő:

$$F_{r2} = F_{nv} \cdot \cos\delta_2 \pm N_v \cdot \sin\delta_2 \quad (3)$$

- F_a axiális irányú összetevő:

$$F_{a2} = F_{nv} \cdot \sin\delta_2 \pm N_v \cdot \cos\delta_2 \quad (4)$$

ahol a 10. és a 11. ábra alapján:

N : síkkerék síkjában ható erő:

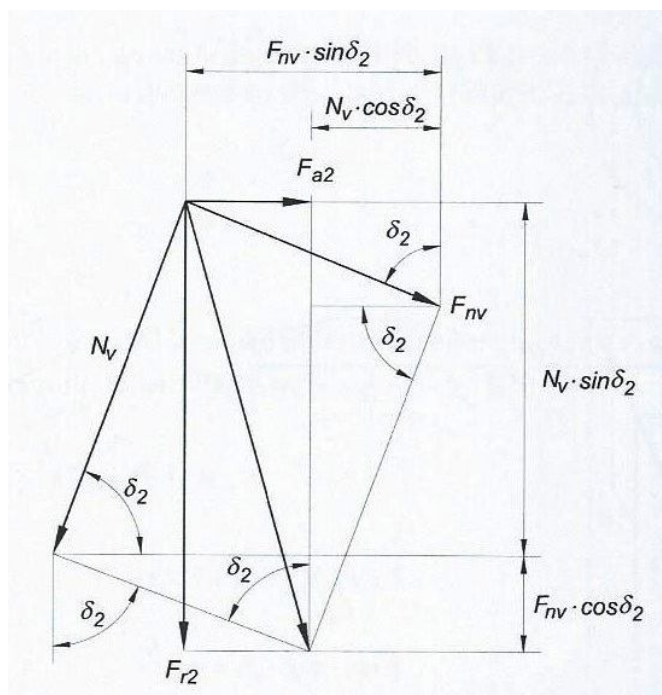
$$N = \frac{F_t}{\cos\beta_m} \quad (5)$$

N_v : a foghajlás irányától függően

$$N_v = \pm F_t \cdot \tan\beta_m \quad (6)$$

F_{nv} :

$$F_{nv} = N \cdot \tan\alpha = F_t \cdot \frac{\tan\alpha}{\cos\beta_m} \quad (7)$$



12. ábra A kúpfogaskerékre ható erők vektorábrája [5]

A fentieket behelyettesítve

$$F_{r2} = F_t \cdot \left(\frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta_m} \cdot \cos \delta_2 \pm \operatorname{tg} \beta_m \cdot \sin \delta_2 \right) \quad (8)$$

$$F_{a2} = F_t \cdot \left(\frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta_m} \cdot \sin \delta_2 \mp \operatorname{tg} \beta_m \cdot \cos \delta_2 \right) \quad (9)$$

A változóknál lévő szám a hajtó (1), illetve a hajtott (2) kereket jelöli. Az előjelek az *1. táblázat* szerint alakulnak. Felső, ha a hajtott kerék domború fogoldala van kapcsolatban, alsó ha a homorú fogoldal van kapcsolatban. Pozitív F_a távolítja a kerekeket.

A hajtó kerék terhelése az alábbiak szerint alakul:

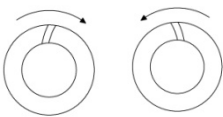
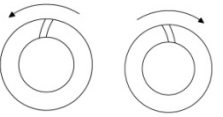
$$F_{t1} = F_{t2} \quad (10)$$

$$F_{r1} = -F_{a2} \quad (11)$$

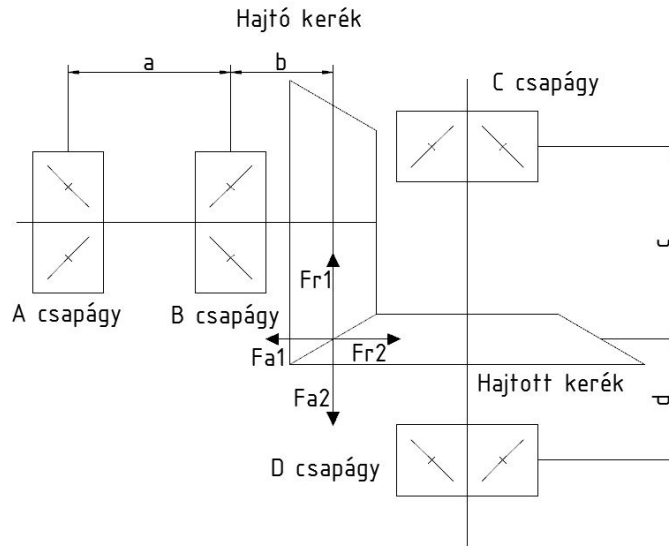
$$F_{a1} = -F_{r2} \quad (12)$$

1. táblázat Íveltfogú kúpkérékhajtások erőhatásainak képleteiben lévő előjel választása

[6]

Foghajlásirány és forgásirány	A második tag előjele			
	Axiális erőkomponensnél		Radiális erőkomponensnél	
	Hajtó kerékre	Hajtott kerékre	Hajtó kerékre	Hajtott kerékre
egyező 	+	-	-	+
ellentétes 	-	+	+	-

2.2.3 Fogakon ébredő erőkomponensekből számított csapágyterhelések



13. ábra Csapágyak és a köztük lévő távolságok jelölésének bemutatása

A 13. ábra alapján a mechanika alapösszefüggéseit alkalmazva meghatározhatóak a fogakon ébredő erőkomponensek által okozott csapágyterhelések.

Minden csapágyra meg kell határozni a terhelő erő radiális és axiális komponenseit. E kettő közül a radiális meghatározása a bonyolultabb, hiszen itt figyelembe kell vennünk az axiális és tangenciális erőkomponenst is, és az eredményeket összesítve kapjuk meg a csapágy radiális terhelését.

A behajtó tengely kúpgörgős csapágyai O-elrendezésűek, így a kifelé (a 13. ábrán balra) mutató axiális irányú erőt a „B” csapágy fogja felvenni. A főrotor tengelyének kúpgörgős csapágyai X-elrendezésűek, így a felfelé mutató axiális erőt a „C” csapágy veszi fel, míg a lefele mutató axiális erő a „D” csapágyat terheli.

Az értékek pontos meghatározásának módjával a 3.3. fejezetben foglalkozom.

2.2.4 Főrotor tengely csapágyainak csapágyterhelései

Mint korábban említettem, a főrotor tengely kúpgörgős csapágyainál a 2.1.4. fejezetben megállapított szélsőséges repülési esetekben kell a terhelést meghatározni. Ez a felső, „C” csapágy esetében csak a helikopter tömegéből illetve a helikopter engedélyezett túlterheléséből adódik.

$$\sum F_{Ca} = m \cdot g \cdot Q \quad (13)$$

ahol: $\sum F_{Ca}$: A „C” jelű csapágyra ható összesített axiális erő [N]

m : a helikopter megengedett maximális felszálló tömeg [kg]

g : gravitációs gyorsulás [m/s^2]

Q : az engedélyezett túlterhelés mértéke [-].

A „D” csapágy esetében pedig csak a fogaskeréken keletkező erőkomponenseket vesszük figyelembe.

$$\sum F_{Da} = F_{Da} = F_{a2} \quad (14)$$

2.2.5 Csapágyak kiválasztása és ellenőrzése

Csapágyakat az SKF katalógusából [8] választottam és a katalógus által megadott módszer alapján ellenőriztem.

Egyenértékű dinamikus csapágyterhelés kúpörgős csapágyakra [8]:

$$P = F_r \quad \text{ha} \quad \frac{F_a}{F_r} \leq e \quad (15)$$

$$P = 0,4 \cdot F_r + Y F_a \quad \text{ha} \quad \frac{F_a}{F_r} > e \quad (16)$$

Egyenértékű statikus csapágyterhelés [8]:

$$P_0 = 0,5 \cdot F_r + Y_0 F_a \quad (17)$$

$$s = \frac{C}{P} \quad (18)$$

Esetünkben a dinamikus terhelés a mérvadó, így csak azzal számoltam. A csapágy akkor felel meg, ha biztonsági tényezője nagyobb, mint amit a vonatkozó előírás meghatároz. A Brit Polgári Légügyi Hatóság által kiadott, Brit Polgári Légialkalmassági Követelmények [4] szerint az általános biztonsági tényező 1,5. Csapágyaknál az általános biztonsági tényezőt meg kell szorozni az erre az esetre meghatározott speciális szorzótényezővel, melynek értéke 2.

Így minden csapágy biztonsági tényezőjének legalább 3-nak kell lennie.

Névleges élettartam ISO 2811:1990 szerint:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad (19)$$

ahol: L_{10} : névleges élettartam (90%-os megbízhatóság mellett) [millió körülfordulás];

C : dinamikus alapterhelés [kN];

P : egyenértékű dinamikus csapágyterhelés [kN];

p : élettartam-egyenlet kitevője [-].

Mivel a hajtómű jó közelítéssel állandó fordulatszámon dolgozik, kiszámíthatjuk az élettartamot órában is:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot L_{10} \quad (20)$$

ahol: L_{10h} : névleges élettartam (90%-os megbízhatóság mellett) [üzemóra];

n : fordulatszám [min^{-1}].

$$L_{10h99\%} = 0,21 \cdot L_{10h} \quad (21)$$

ahol: $L_{10h99\%}$: névleges élettartam (99%-os megbízhatóság mellett) [üzemóra];

L_{10h} : névleges élettartam (90%-os megbízhatóság mellett) [üzemóra].

A csapágyak ellenőrzését teljes terhelésnél végeztem el. Az élettartam számításnál a fogaskerékajtásból érkező terhelésnek a 70%-ával számoltam, mivel a hajtómű keveset működik teljes terhelés alatt, például a bemelegítés jelentős részét teszi ki az üzemidőnek. A helikopter irányváloztatásából adódó radiális terheléseket sem vettem bele az élettartam számításba, hiszen azok csak rövid időpillanatokra lépnek fel. Ezek miatt csapágyak üzemidejét a számított 99%-os élettartamnál rövidebb időben kell meghatározni.

2.2.6 Fogak szilárdsági ellenőrzése

2.2.6.1 Fogtő ellenőrzése kihajlásra

A pontos foggeometriát a fogaskerék gyártója határozza meg, és az alapján ő végez szilárdsági számításokat, de a jelenleg rendelkezésemre álló foggeometria alapján én is

elvégeztem a fogtő hajlításra való igénybevételének számítását. A különféle tényezők kiválasztási diagramjait és táblázatait az *1. számú melléklet* tartalmazza.

Vonalnyomás számítása hajlítás esetén [5]:

$$w_F = \frac{F_t}{b} \cdot K_A \cdot K_v \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \quad (22)$$

ahol: w_F : vonalnyomás hajlítás esetén [N/mm];

b : fogszélesség [mm];

K_A : üzemtényező [-];

K_v : dinamikus tényező [-];

$K_{F\alpha}$: homlok-terhelésseloszlási tényező [-];

$K_{F\beta}$: fogszélességmenti-terhelésseloszlási tényező [-].

Tényleges fogtőfeszültség számítása [5]:

$$\sigma_F = \frac{w_F}{m_{mn}} \cdot Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_{LS} \cdot Y_K \quad (23)$$

ahol: σ_F : tényleges fogtőfeszültség [MPa];

w_F : vonalnyomás hajlítás esetén [N/mm];

m_{mn} : normál modul fogközépen [mm];

Y_{Fa} : fogalaktényező [-];

Y_{Sa} : feszültségkoncentrációs tényező [-];

Y_ε : kapcsolószám tényező [-];

Y_{LS} : kapcsolóvonal-menti terhelésseloszlás-tényező; [-]

Y_K : hengeres- és kúpfogaskerek érintkezési vonalai közötti hosszkülönbséget veszi figyelembe [-].

Középső normál modul meghatározása [5]:

$$m_{mn} = m_m \cdot \cos\beta_m = m \cdot \frac{R_m}{R_e} \quad (24)$$

ahol: m_{mn} : középső normál modul [mm];

m_m : középső modul [mm];

β_m : középső foghajlásszög[°];

m : modul [mm];

R_m : középső osztókúphossz [mm];

R_e : osztókúphossz [mm].

Az anyag tényleges fogtőkifáradási határfeszültsége [5]:

$$\sigma_{F \lim val} = \sigma_{F \lim} \cdot Y_{ST} \cdot Y_{NT} \cdot Y_{\delta rel T} \cdot Y_x \quad (25)$$

ahol: $\sigma_{F \lim val}$: anyag tényleges fogtőkifáradási határfeszültsége [MPa];

$\sigma_{F \lim}$: anyag névleges hajlító kifáradási határa [MPa];

Y_{ST} : feszültségkoncentrációs tényező [-];

Y_{NT} : élettartam tényező [-];

$Y_{\delta rel T}$: relatív feszültségcsúcs tényező [-];

Y_x : mérettényező [-].

A fogtőszilárdság biztonsági tényezője [5]:

$$S_F = \frac{\sigma_{F \lim val}}{\sigma_F} \quad (26)$$

ahol: S_F : a fogtőszilárdság biztonsági tényezője [-];

$\sigma_{F \lim val}$: anyag tényleges fogtőkifáradási határfeszültsége [MPa];

σ_F : tényleges fogtőfeszültség [MPa].

2.2.6.2 Fogfelületi nyomó igénybevétel

A fogfelületi nyomó igénybevétel számítása teljes mértékben a gyártó feladata lesz, a 3.7 fejezetben részletezett okok miatt.

3. FŐHAJTÓMŰ TERVEZÉSE

3.1 A hajtómű fő adatainak számítása

Első lépésként az új motor teljesítményéből meghatároztam a hajtómű behajtó teljesítményét és nyomatékát. A jelenlegi konstrukcióban alkalmazott ékszíjakat fogasszíjak fogják leváltani, ezek hatásfokát még nem ismerjük, így a szíjon történő teljesítményvesztéssel nem számoltam (valószínűleg 5% alatt lesz). A farokrotor 10% teljesítményt vesz fel normál repülési helyzetben, így ennyivel kevesebb terhelést kap a főhajtómű. Szélsőséges repülési helyzetet feltételezve (a pilóta maximális teljesítménnyel, teljesen kitérített oldalkormányral száll föl), előfordulhat, hogy ez a 10%-os teljesítmény csökkenés nem jelentkezik, így a nagyobb üzembiztonság érdekében ezzel sem számoltam. A motor üzemi fordulatszáma 3100 min^{-1} .

$$P = x \cdot P_{LE} = 0,746 \cdot 130LE = 96,98kW \approx 97kW$$

ahol: P : teljesítmény [kW];

x : konverziós tényező lóerő és kilowatt között;

P_{LE} : teljesítmény [LE].

A behajtó tengely nyomatéka:

$$T = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n} = \frac{97000W}{2 \cdot 3,14 \cdot \frac{3100min^{-1}}{60}} = 298,95Nm \approx 299Nm$$

ahol: T : nyomaték [Nm];

P : teljesítmény [W];

n : fordulatszám [s^{-1}].

A fogaskerek illetve a hajtómű további adatai:

Fogsók: $z_1 = 7$

$z_2 = 41$

Áttétel: $i = 5,8571$

Foghosszúság: $b = 36mm$

Tengelyek által bezárt szög: $\Sigma = 90^\circ$

Alaprofilszög: $\alpha = 30^\circ$

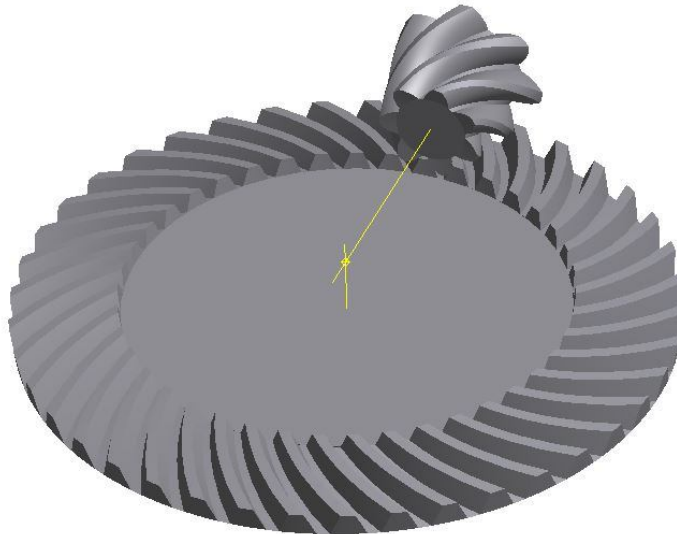
Normál profilszög fogközépen: $\alpha_{nm} = 25,3112^\circ$

Középső foghajlásszög: $\beta_m = 35^\circ$

Hajtó kerék közepes osztóköre: $d_{m1} = 31,601mm$

Hajtott kerék osztókúpszöge: $\delta_2 = 80,3112^\circ$

3.2 A fogaskerekeken ébredő erőkomponensek számítása



14. ábra Az íveltfogú kúpkerekpár modellje

A kerületi erő (1) alapján:

$$F_t = \frac{2000 \cdot 299Nm}{31,601mm} = 18923,452N$$

Esetünkben a hajtott kerék domború fogoldala van kapcsolatban, így a (8)-as és (9)-es képletben a felső előjel lesz érvényes.

A hajtott kerék fogain ébredő radiális irányú erő (8) alapján:

$$\begin{aligned} F_{r2} &= \frac{F_t}{\cos\beta_m} \cdot (tg\alpha_{nm} \cdot \cos\delta_2 + \sin\beta_m \cdot \sin\delta_2) = \\ &= \frac{18923,452N}{\cos35^\circ} \cdot (tg25,3112^\circ \cdot \cos80,3112^\circ + \sin35^\circ \cdot \sin80,3112^\circ) = 14900 N \end{aligned}$$

A hajtott kerék fogain ébredő axiális irányú erő (9) alapján:

$$\begin{aligned} F_{a2} &= \frac{F_t}{\cos\beta_m} \cdot (tg\alpha_{nm} \cdot \sin\delta_2 - \sin\beta_m \cdot \cos\delta_2) = \\ &= \frac{18923,452N}{\cos35^\circ} \cdot (tg25,3112^\circ \cdot \sin80,3112^\circ - \sin35^\circ \cdot \cos80,3112^\circ) = 8539,62N \end{aligned}$$

A hajtó kerék fogain ébredő radiális irányú erő (11) alapján:

$$F_{r1} = -8539,62\text{N}$$

A hajtó kerék fogain ébredő axiális irányú erő (12) alapján:

$$F_{a1} = -14900\text{N}$$

3.3 A fogaskerekeken ébredő erőkomponensek által okozott csapágyterhelések

A képleteket a 13. ábra alapján írtam fel.

A támaszközök a következőképpen alakulnak:

$$a=80\text{mm}$$

$$b=33\text{mm}$$

$$c=81\text{mm}$$

$$d=93\text{mm}$$

A fogaskerekek középátmérői:

$$D_{m1}=31,601\text{mm}$$

$$D_{m2}=185,093\text{mm}$$

3.3.1 Kerületi fogerőből adódó radiális terhelés

„A” csapágy esetében

$$K_A = \frac{b}{a} \cdot F_t = \frac{33\text{mm}}{80\text{mm}} \cdot 18923,452\text{N} = 7806\text{N} \odot$$

„B” csapágy esetében

$$K_B = \frac{a+b}{a} \cdot F_t = \frac{80\text{mm} + 33\text{mm}}{80\text{mm}} \cdot 18923,452\text{N} = 26729\text{N} \times$$

„C” csapágy esetében

$$K_C = \frac{d}{c+d} \cdot F_t = \frac{93\text{mm}}{81\text{mm} + 93\text{mm}} \cdot 18923,452\text{N} = 10114\text{N} \odot$$

„D” csapágy esetében

$$K_D = \frac{c}{c+d} \cdot F_t = \frac{81\text{mm}}{81\text{mm} + 93\text{mm}} \cdot 18923,452\text{N} = 8809\text{N} \odot$$

„O” jel esetén az erő a papír síkjából kifelé, míg „X” jel esetén befelé mutat.

3.3.2 Radiális fogerőből adódó radiális terhelés

„A” csapágy esetében

$$R_A = \frac{b}{a} \cdot F_{r1} = \frac{33\text{mm}}{80\text{mm}} \cdot 8539,62\text{N} = 3523\text{N} \downarrow$$

„B” csapágy esetében

$$R_B = \frac{a+b}{a} \cdot F_{r1} = \frac{80\text{mm} + 33\text{mm}}{80\text{mm}} \cdot 8539,62\text{N} = 12062\text{N} \uparrow$$

„C” csapágy esetében

$$R_C = \frac{d}{c+d} \cdot F_{r2} = \frac{93\text{mm}}{81\text{mm} + 93\text{mm}} \cdot 14900\text{N} = 7964\text{N} \rightarrow$$

„D” csapágy esetében

$$R_D = \frac{c}{c+d} \cdot F_{r2} = \frac{81\text{mm}}{81\text{mm} + 93\text{mm}} \cdot 14900\text{N} = 6936\text{N} \rightarrow$$

3.3.3 Axiális fogerőből adódó radiális terhelés

„A” csapágy esetében

$$A_A = \frac{D_{m1}}{2a} \cdot F_{a1} = \frac{31,601\text{mm}}{160\text{mm}} \cdot 14900\text{N} = 2943\text{N} \uparrow$$

„B” csapágy esetében

$$A_B = \frac{D_{m1}}{2a} \cdot F_{a1} = \frac{31,601\text{mm}}{160\text{mm}} \cdot 14900\text{N} = 2943\text{N} \downarrow$$

„C” csapágy esetében

$$A_C = \frac{D_{m2}}{2(c+d)} F_{a2} = \frac{185,093\text{mm}}{2(81\text{mm} + 93\text{mm})} 8539,62\text{N} = 4542\text{N} \leftarrow$$

„D” csapágy esetében

$$A_D = \frac{D_{m2}}{2(c+d)} \cdot F_{a2} = \frac{185,093\text{mm}}{2(81\text{mm} + 93\text{mm})} 8539,62\text{N} = 4542\text{N} \rightarrow$$

3.3.4 Fogerőből adódó összesített radiális terhelés

„A” csapágy esetében

$$F_{rA} = \sqrt{K_A^2 + (R_A - A_A)^2} = \sqrt{(7806\text{N})^2 + (3523\text{N} - 2943\text{N})^2} = 7827\text{N}$$

„B” csapágy esetében

$$F_{rB} = \sqrt{K_B^2 + (R_B - A_B)^2} = \sqrt{(26729N)^2 + (12062N - 2943N)^2} = 28242N$$

„C” csapágy esetében

$$F_{rC} = \sqrt{K_C^2 + (R_C - A_C)^2} = \sqrt{(10114N)^2 + (7964N - 4542N)^2} = 10677N$$

„D” csapágy esetében

$$F_{rD} = \sqrt{K_D^2 + (R_D - A_D)^2} = \sqrt{(8809N)^2 + (6936N - 4542N)^2} = 9129N$$

3.3.5 Fogeróból adódó axiális terhelés

„A” csapágy esetében

$$F_A = F_{a1} = 14900N \leftarrow$$

„B” csapágy esetében

$$F_A = F_{a1} = 14900N \leftarrow$$

„C” csapágy esetében

$$F_A = F_{a2} = 8540N \downarrow$$

„D” csapágy esetében

$$F_A = F_{a2} = 8540N \downarrow$$

3.4 Főrotor tengely csapágyaira ható összetett terhelések

A főrotor tengely csapágyak axiális irányú terhelésénél figyelembe kell vennünk a helikopter szélsőséges repülési eseteit (2.1.4. fejezet).

3.4.1 „C” csapágy (felső kúpgörgős csapágy)

3.4.1.1 „C” csapágy axiális terhelése

(13) alapján:

$$\sum F_{Ca} = 470kg \cdot 9,81m/s^2 \cdot 3 = 13832,1N$$

3.4.1.2 „C” csapágy radiális terhelése

A helikopter kormányzása során a rotor forgási síkja a főtengely egyeneséhez képest egy rövid időre megdől, így az erre a síkra merőleges eredő erő is szöget fog bezárni a tengellyel. Ilyenkor a rotoragyon a tengely szempontjából radiális irányú terhelés keletkezik, amit a főhajtómű csapágjai vesznek fel.

Ezt a terhelést az eredő erőből, a rotor forgási síkjának dőlésszögéből, és a rotor tengely hosszmereteiből számíthatjuk.

Ebben az esetben a túlterhelés mértéke maximum 1,5G lehet, mert a gép önerőből ennyire képes, más esetben (például „lendületből”) a rotorsík és a tengely 90°-ot zár be.

A rotor forgási síkjának legnagyobb megdőlése esetünkben 10°-ra adódik. Ennél nagyobb bedöntés korlátozva van, hiszen a forgó lapátok beleütközhetnének a farokgerendába.

Az eredő erő:

$$F_e = m \cdot g \cdot Q \quad (27)$$

$$F_e = 470\text{kg} \cdot 9,81\text{m/s}^2 \cdot 1,5 = 6916,05\text{N}$$

ahol: F_e : eredő erő [N]

m : a helikopter megengedett maximális felszálló tömeg [kg]

g : gravitációs gyorsulás [m/s^2]

Q : az engedélyezett túlterhelés mértéke [-]

A radiális komponens a rotoragyon a rotorsík bedöntése után:

$$F_r = F_e \cdot \sin\beta \quad (28)$$

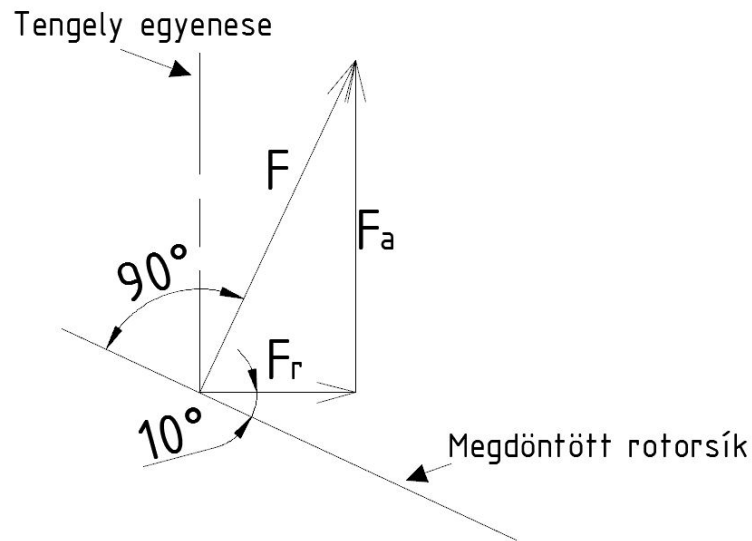
$$F_r = 6916,05\text{N} \cdot \sin 10^\circ = 1200,96\text{N}$$

ahol: F_r : radiális erő a rotoragyon[N]

F_e : Eredő erő[N]

β : a rotorsík beöntés szöge [°]

Az erők elhelyezkedését a 15. ábra mutatja:



15. ábra Az erők elhelyezkedése a rotorsík bedöntése után

A radiális komponens a „C” csapágyon a rotorsík bedöntése után:

A 16. ábra alapján:

$$F_{Cr} = \frac{e}{d} \cdot F_r \quad (29)$$

$$F_{rC2} = \frac{860\text{mm}}{132\text{mm}} \cdot 1200,96\text{N} = 7824,43\text{N}$$

ahol: F_{rC2} : radiális erő a „C” csapágyon[N]

F_r : radiális erő a rotoragyon[N]

e : a rotoragy és a „C” csapágy távolsága [mm]

d : a „C” és a „D” csapágy távolsága [mm]

A teljes radiális terhelés:

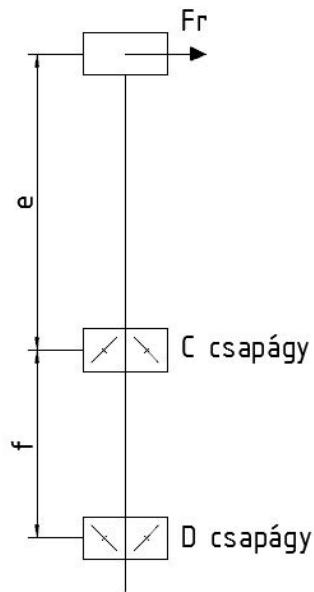
$$\sum F_{Cr} = F_{rC} + F_{rC2} \quad (30)$$

$$\sum F_{Cr} = 10677\text{N} + 7824,43\text{N} = 18501,43\text{N}$$

ahol: $\sum F_{Cr}$ A „C” jelű csapágyra ható összesített radiális erő [N]

F_{rC} : A fogaskerékajtásból eredő, a „C” csapágyra ható radiális erő [N]

F_{rC2} : A rotorsík bedöntéséből eredő, a „C” csapágyra ható radiális erő [N]



16. ábra A terhelő erő és a csapágyak elhelyezkedése

3.4.2 „D” csapágy (alsó kúpgörgős csapágy)

3.4.2.1 „D” csapágy axiális terhelése

(14) alapján:

$$\sum F_{Da} = F_{Da} = F_{a2} = 8540\text{N}$$

3.4.2.2 „D” csapágy radiális terhelése

A 16. ábra alapján:

$$F_{Dr} = \frac{e + f}{d} \cdot F_r \quad (31)$$

$$F_{rD2} = \frac{860\text{mm} + 132\text{mm}}{132\text{mm}} \cdot 1200,96\text{N} = 9025,39\text{N}$$

A teljes radiális terhelés:

$$\sum F_{Dr} = F_{rD} + F_{rD2} \quad (32)$$

$$\sum F_{Dr} = 9129\text{N} + 9025,39\text{N} = 18154,39\text{N}$$

3.5 Csapágyak kiválasztása és ellenőrzése

3.5.1 „A” csapágy (főhajtómű behajtótengely külső kúpgörgős csapágya)

$$P = F_r \quad \text{ha } \frac{F_a}{F_r} \leq e$$

$$P = 0,4 \cdot F_r + Y F_a \quad \text{ha } \frac{F_a}{F_r} > e$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{0 \text{ kN}}{7,827 \text{ kN}} = 0$$

Választott csapágy adatai [8] alapján:

Megnevezés				Alapterhelés		Referencia fordulatszám	Számítási tényezők		
				Dinamikus	Statikus				
	d	D	T	C	C ₀	n	e	Y	Y ₀
	mm			kN			-		
30206 J2/Q	30	62	17,25	40,2	44	8500	0,37	1,6	0,9

Egyenértékű dinamikus csapágyterhelés:

$$0 = \frac{F_a}{F_r} < e = 0,37$$

$$P = F_r = 7,827 \text{ kN}$$

$$7,827 \text{ kN} = P < C = 40,2 \text{ kN}$$

Biztonsági tényező:

$$n = \frac{C}{P} = \frac{40,2 \text{ kN}}{7,827 \text{ kN}} = 5,14$$

Megfelelt!

Fordulatszám:

Üzemi fordulatszám < Referencia fordulatszám

$$3100 \text{ min}^{-1} < 8500 \text{ min}^{-1}$$

Élettartam meghatározása (15) illetve (16) alapján 70%-os terhelésre:

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{0 \text{ kN}}{5,467 \text{ kN}} = 0$$

$$P = F_r = 5,467 \text{ kN}$$

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p = \left(\frac{40,2kN}{5,467kN}\right)^{\frac{10}{3}} = 773 \text{ millió fordulat}$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot L_{10} = \frac{10^6}{60 \cdot 3100 \text{ min}^{-1}} \cdot 773 = 4155 \text{ óra}$$

$$L_{10h99\%} = 0,21 \cdot L_{10h} = 0,21 \cdot 1259 \text{ óra} = 872 \text{ óra}$$

3.5.2 „B” csapággy (főhajtómű behajtótengely belső kúpgörgős csapággya)

$$P = F_r \quad \text{ha } \frac{F_a}{F_r} \leq e$$

$$P = 0,4 \cdot F_r + Y F_a \quad \text{ha } \frac{F_a}{F_r} > e$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{14,9kN}{28,242kN} = 0,53$$

Választott csapággy adatai [8] alapján:

Megnevezés				Alapterhelés		Referencia fordulatszám	Számítási tényezők		
				Dinamikus	Statikus				
	d	D	T	C	C ₀	n	e	Y	Y ₀
	mm			kN			-		
32308 J2/Q	40	90	35,25	117	140	5300	0,35	1,7	0,9

Egyenértékű dinamikus csapággyterhelés:

$$0,53 = \frac{F_a}{F_r} > e = 0,35$$

$$P = 0,4 \cdot F_r + Y \cdot F_a = 0,4 \cdot 28,242kN + 1,7 \cdot 14,9kN = 36,6kN$$

$$36,6kN = P < C = 117kN$$

Biztonsági tényező:

$$n = \frac{C}{P} = \frac{117kN}{36,6kN} = 3,2$$

Megfelelt!

Fordulatszám:

Üzemi fordulatszám < Referencia fordulatszám

$$3100 \text{ min}^{-1} < 5300 \text{ min}^{-1}$$

Élettartam meghatározása (15) illetve (16) alapján 70%-os terhelésre:

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{10,698kN}{19,723kN} = 0,54$$

$$P = 0,4 \cdot F_r + Y \cdot F_a = 0,4 \cdot 19,723kN + 1,7 \cdot 10,698kN = 26,1kN$$

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^{\frac{10}{3}} = \left(\frac{117kN}{26,1kN}\right)^{\frac{10}{3}} = 148 \text{ millió fordulat}$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot L_{10} = \frac{10^6}{60 \cdot 3100min^{-1}} \cdot 148 = 795 \text{ óra}$$

$$L_{10h99\%} = 0,21 \cdot L_{10h} = 0,21 \cdot 795 \text{ óra} = 166 \text{ óra}$$

3.5.3 „C” csapággy (rotor fő tengely felső kúpgörgős csapággya)

$$P = F_r \quad \text{ha } \frac{F_a}{F_r} \leq e$$

$$P = 0,4 \cdot F_r + Y F_a \quad \text{ha } \frac{F_a}{F_r} > e$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{13,8321kN}{18,501kN} = 0,99$$

Választott csapággy adatai [8] alapján:

Megnevezés				Alapterhelés		Referencia fordulatszám	Számítási tényezők		
				Dinamikus	Statikus				
	d	D	T	C	C ₀	n	e	Y	Y ₀
	mm			kN			-		
32012 X/QCL7C	60	95	23	95	122	5300	0,43	1,4	0,8

Egyenértékű dinamikus csapággyterhelés:

$$0,99 = \frac{F_a}{F_r} > e = 0,43$$

$$P = 0,4 \cdot F_r + Y \cdot F_a = 0,4 \cdot 18,501kN + 1,4 \cdot 13,8321kN = 26,77kN$$

$$26,77kN = P < C = 95kN$$

Biztonsági tényező:

$$n = \frac{C}{P} = \frac{95kN}{26,77kN} = 3,55$$

Megfelelt!

Fordulatszám:

Üzemi fordulatszám < Referencia fordulatszám

$$3100 \text{ min}^{-1} < 5300 \text{ min}^{-1}$$

Élettartam meghatározása (15) illetve (16) alapján 70%-os terhelésre, a helikopter irányváltásából eredő radiális terhelés elhanyagolásával:

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{13,8321 \text{ kN}}{7,473 \text{ kN}} = 1,85$$

$$P = 0,4 \cdot F_r + Y \cdot F_a = 0,4 \cdot 7,473 \text{ kN} + 1,4 \cdot 13,8321 \text{ kN} = 22,35 \text{ kN}$$

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^p = \left(\frac{95 \text{ kN}}{22,3 \text{ kN}} \right)^{\frac{10}{3}} = 124 \text{ millió fordulat}$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot L_{10} = \frac{10^6}{60 \cdot 3100 \text{ min}^{-1}} \cdot 124 = 668 \text{ óra}$$

$$L_{10h99\%} = 0,21 \cdot L_{10h} = 0,21 \cdot 668 \text{ óra} = 140 \text{ óra}$$

3.5.4 „D” csapágó (rotor főtengely alsó kúpgörgős csapágó)

$$P = F_r \quad \text{ha } \frac{F_a}{F_r} \leq e$$

$$P = 0,4 \cdot F_r + Y F_a \quad \text{ha } \frac{F_a}{F_r} > e$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{8,540 \text{ kN}}{18,15 \text{ kN}} = 0,47$$

Választott csapágó adatai [8] alapján:

Megnevezés				Alapterhelés		Referencia fordulatszám	Számítási tényezők		
				Dinamikus	Statikus				
	d	D	T	C	C ₀	n	e	Y	Y ₀
	mm			kN			-		
32012 X/QCL7C	60	95	23	95	122	5300	0,43	1,4	0,8

Egyenértékű dinamikus csapágóterhelés:

$$0,47 = \frac{F_a}{F_r} > e = 0,43$$

$$P = 0,4 \cdot F_r + Y \cdot F_a = 0,4 \cdot 18,15 \text{ kN} + 1,4 \cdot 8,540 \text{ kN} = 19,22 \text{ kN}$$

$$19,22 \text{ kN} = P < C = 95 \text{ kN}$$

Biztonsági tényező:

$$n = \frac{C}{P} = \frac{95kN}{19,22kN} = 4,94$$

Megfelelt!

Fordulatszám:

Üzemi fordulatszám < Referencia fordulatszám

$$3100 \text{ min}^{-1} < 5300 \text{ min}^{-1}$$

Élettartam meghatározása (15) illetve (16) alapján 70%-os terhelésre, a helikopter irányváltásából eredő radiális terhelés elhanyagolásával:

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{8,540kN}{6,39kN} = 1,34$$

$$1,34 = \frac{F_a}{F_r} > e = 0,43$$

$$P = 0,4 \cdot F_r + Y \cdot F_a = 0,4 \cdot 6,39kN + 1,4 \cdot 8,54kN = 14,51kN$$

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^p = \left(\frac{95kN}{14,51kN} \right)^{\frac{10}{3}} = 524 \text{ millió fordulat}$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot L_{10} = \frac{10^6}{60 \cdot 3100 \text{ min}^{-1}} \cdot 524 = 2821 \text{ óra}$$

$$L_{10h99\%} = 0,21 \cdot L_{10h} = 0,21 \cdot 2821 \text{ óra} = 592 \text{ óra}$$

3.6 Fogtő igénybevétel számítása

A fogtő igénybevétel számítás hasonlóképpen történik, mint a hengeres fogaskerekeknél. A kúpfogaskerékpár geometriája alapján kiszámítjuk a képzelt hengeres fogaskerekek adatait, és azzal végezzük a számításokat.

A különféle tényezők kiválasztási diagramjait és táblázatait az 1. számú melléklet tartalmazza.

3.6.1 Képzelt hengeres fogaskerekek adatai

A képzelt fogszámok:

Képzelt fogszámok a fogalak- és feszültségtényezők meghatározásához szükségesek:

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta \cdot \cos^2 \beta_{vb} \cdot \cos \beta_m} = \frac{7}{\cos 9,69^\circ \cdot \cos^2 26,87^\circ \cdot \cos 35^\circ} = 11,86$$

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos\delta \cdot \cos^2\beta_{vb} \cdot \cos\beta_m} = \frac{41}{\cos 80,31^\circ \cdot \cos^2 26,87^\circ \cdot \cos 35^\circ} = 406,76$$

ahol: $\sin\beta_{vb} = \sin\beta_m \cdot \cos\alpha_{nm} = \sin 35^\circ \cdot \cos 25,31^\circ = 0,52$

$$\beta_{vb} = 29,71^\circ$$

A képzelt osztókörsugarak és tengelytáv a hátkúpon:

A további számításokat a Tredgold-féle közelítés alapján végeztem.

$$r_{v1} = \frac{r_1}{\cos\delta_1} = \frac{15,8mm}{\cos 9,69^\circ} = 16,03mm$$

$$r_{v2} = \frac{r_2}{\cos\delta_2} = \frac{7mm}{\cos 80,31^\circ} = 549,92mm$$

$$a_v = r_{v1} + r_{v2} = 565,95mm$$

Az alábbi méretek már a fogközépre vonatkoznak:

Képzelt osztókörsugrak:

$$r_{vm1} = r_{v1} \cdot \frac{R_m}{R_e} = 16,03mm \cdot \frac{93,886mm}{111,886mm} = 13,45mm$$

$$r_{vm2} = r_{v2} \cdot \frac{R_m}{R_e} = 549,92mm \cdot \frac{93,886mm}{111,886mm} = 461,45mm$$

ahol: R_e : osztókúphossz [mm]

R_m : középső osztókúphossz [mm]

A képzelt tengelytáv:

$$a_{vm} = a_v \cdot \frac{R_m}{R_e} = 565,95mm \cdot \frac{93,886mm}{111,886mm} = 474,9mm$$

Fejmagasság:

$$h_{am} = (h_a^* + x) \cdot m_m = (0,7mm + 0,7mm) \cdot 4,51mm = 6,32mm$$

ahol: h_a^* :fejmagasság tényező [mm]

m_m : középső modul [mm]

$$m_m = m \cdot \frac{R_m}{R_e} = 5,38mm \cdot \frac{93,886mm}{111,886mm} = 4,51mm$$

Képzelt fejkörsugár:

$$r_{vam1} = r_{vm1} + h_{am} = 13,45mm + 6,32mm = 19,77mm$$

$$r_{vam2} = r_{vm2} + h_{am} = 461,45mm + 6,32mm = 467,77mm$$

Képzelt alapkörsuár:

$$r_{vbm1} = r_{vm1} \cdot \cos\alpha_{nm} = 13,45\text{mm} \cdot \cos 25,31^\circ = 12,16\text{mm}$$

$$r_{vbm2} = r_{vm2} \cdot \cos\alpha_{nm} = 461,45\text{mm} \cdot \cos 25,31^\circ = 417,15\text{mm}$$

A profilkapcsolószám a képzelt hengeres kerek méreteivel:

$$\begin{aligned} \varepsilon_{v\alpha} &= \frac{\sqrt{r_{vam1}^2 - r_{vbm1}^2} + \sqrt{r_{vam2}^2 - r_{vbm2}^2} - a_{vm} \cdot \sin\alpha_{nm}}{m_m \cdot \pi \cdot \cos\alpha} \\ &= \frac{\sqrt{(19,77\text{mm})^2 - (12,16\text{mm})^2} + \sqrt{(467,77\text{mm})^2 - (417,15\text{mm})^2} - 474,9\text{mm} \cdot \sin 25,31^\circ}{4,51\text{mm} \cdot 3,14 \cdot \cos 25,31^\circ} \\ &= 1,89 \end{aligned}$$

Az átfedés:

Mivel β_m értéke 25° felett van, ezért közelítőleg:

$$\varepsilon_{v\beta} = \frac{b \cdot \sin\beta_m}{m_m \cdot \pi} = \frac{36\text{mm} \cdot \sin 35^\circ}{4,51\text{mm} \cdot 3,14} = 1,46$$

3.6.2 Tényleges fogtőfeszültség számítása

Vonalnyomás hajlítás esetén (21) alapján:

$$w_F = \frac{F_t}{b} \cdot K_A \cdot K_v \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} = \frac{18923,45\text{N}}{36\text{mm}} \cdot 0,8 \cdot 1 \cdot 1,2 \cdot 1,65 = 832,63\text{N/mm}$$

A tényleges fogtőfeszültség (22) alapján:

$$\begin{aligned} \sigma_F &= \frac{w_F}{m_{mn}} \cdot Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_{LS} \cdot Y_K = \frac{832,63\text{N/mm}}{3,7\text{mm}} \cdot 2,65 \cdot 1,75 \cdot 0,625 \cdot 0,9 \cdot 1,01 \\ &= 591\text{MPa} \end{aligned}$$

Ahol a számítással meghatározandó tényezők:

m_{mn} : normál modul fogközépen [mm]

$$m_{mn} = m_m \cdot \cos\beta_m = m \cdot \frac{R_m}{R_e} \cdot \cos\beta_m = 5,38\text{mm} \cdot \frac{93,886\text{mm}}{111,886\text{mm}} \cos 35^\circ = 3,7\text{mm}$$

Y_ε : kapcsolószám tényező [-]

$$\text{mivel } \varepsilon_{v\beta} = 1,46 > 1$$

$$Y_\varepsilon = 0,625$$

Y_{LS} : kapcsolóvonal-menti terheléseloszlás-tényező[-]

$$\text{mivel } \varepsilon_v > 2 \text{ és } \varepsilon_{v\beta} > 1$$

$$Y_{LS} = \left\{ 1 + 2 \cdot \left[1 - \left(\frac{2}{\varepsilon_v} \right)^{1,5} \right] \cdot \sqrt{1 - \frac{4}{\varepsilon_v^2}} \right\}^{-0,5}$$

$$= \left\{ 1 + 2 \cdot \left[1 - \left(\frac{2}{2,28} \right)^{1,5} \right] \cdot \sqrt{1 - \frac{4}{2,28^2}} \right\}^{-0,5} = 0,89$$

ahol az eredő kapcsolószám:

$$\varepsilon_v = \sqrt{\varepsilon_{v\alpha}^2 + \varepsilon_{v\beta}^2} = \sqrt{1,89^2 + 1,27^2} = 2,39$$

Y_K : a hengeres- és kúp fogaskerek érintkezési vonalai közötti hosszkülönbséget veszi figyelembe: [-]

$$Y_K = \left(0,5 + \frac{l_{bm}}{2 \cdot b} \right)^2 \cdot \frac{b}{l_{bm}} = \left(0,5 + \frac{28,51mm}{2 \cdot 36mm} \right)^2 \cdot \frac{36mm}{28,51mm} = 1,01$$

mivel $\varepsilon_{v\beta} \geq 1$

$$l_{bm} = \frac{b \cdot \varepsilon_{v\alpha}}{\varepsilon_v} = \frac{36mm \cdot 1,89}{2,39} = 28,51mm$$

3.6.3 Az anyag tényleges fogtókifáradási határfeszültsége

A fogaskerék anyagául 1.7131-et (16MnCr5) választottam.

$$\sigma_{Flimval} = \sigma_{Flim} \cdot Y_{ST} \cdot Y_{NT} \cdot Y_{\delta relT} \cdot Y_{RrelT} \cdot Y_x = 430MPa \cdot 2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 860MPa$$

3.6.4 A fogtőszilárdság biztonsági tényezője

(27) alapján:

$$S_F = \frac{\sigma_{F \lim val}}{\sigma_F} = \frac{860MPa}{591MPa} = 1,46$$

Ez a biztonsági tényező felette van az általános gyakorlatban elfogadott fogtőszilárdság biztonsági értéknek (1,3-1,4), de (minimális eltéréssel) alatta van a CAP 750 előírás által meghatározott 1,5-ös biztonságnak. A pontos szilárdsági méretezés és ellenőrzés a fogaskerékpár gyártójának a feladata, hiszen ő határozza meg a végleges foggeometriát. A szilárdsági méretezésről és a biztonságról megfelelő tanúsítványt is ki kell állítania. Ezt a számítást azért végeztem el, hogy rendelkezésünkre álljon egy előzetes becslés a fogtő szilárdsági tulajdonságairól, de a végleges méretezést a fogaskerékpár gyártója fogja elvégezni. A fogtő szilárdságra való ellenőrzése kritikus pontja a

tervezésnek, hiszen ha egy fog kitörése miatt megakad a hajtómű, az könnyen katasztrófához vezet. Ezt a ház tervezésekor is figyelembe kell venni, erre a 3.8-as fejezetben térek ki bővebben.

3.7 Fogfelületi nyomó igénybevétel

Az előző bekezdésben leírtak alapján a fogfelületi nyomó igénybevétel meghatározása is a fogaskerékpár gyártó feladata lesz. Jelenleg nem állnak rendelkezésemre elég pontos adatok (geometria, kenőolaj viszkozitás stb.), hogy érdemleges számítást tudjak végezni.

A HC-01-es helikopter üzemeltetése során fellépett a pittingesedés jelensége a főhajtóműben. Az ilyen esetekre beszerelt forgácsérzékelős csavar (3.8. fejezet) rögtön jelezte a hibát. A pittingesedés megszüntetése a különböző tulajdonságú olajokkal való kísérletezés és a lendtömegek helyes megválasztásának hatására sikerült.

Mivel az új fogaskerekeket egy új gyártó, új anyagból fogja elkészíteni, ő tud majd megfelelő kenőanyagot ajánlani.

3.8 Hajtóműház tervezése

3.8.1 Geometriai kialakítás

A HC-01-es helikopter hajtóműve egy Skoda 1203 típusú kisteherszállító autó differenciálművén alapszik. Ez a 17. ábrán látható. E helyett szeretne a gyártó cég egy új hajtóműházat, mely könnyebb, és rugalmas kötéssel rögzíthető a vázba. Feladatom a ház előtervezése volt, illetve egy olyan modell készítése, ami alapul szolgálhat a végeselem módszerrel történő szilárdságtani vizsgálatoknak, illetve ami alapján elkezdődhet a gyártástervezés, majd a gyártás.

Úgy kellett a geometriai méreteket meghatároznom, hogy az egyszemélyes helikopter bizonyos alkatrészei módosítás nélkül, vagy kis módosítással felhasználhatók legyenek.

A ház 7075-ös alumíniumból készül majd, ami a légiiparban elterjedt szerkezeti anyag.

A belső átmérőt úgy határoztam meg, hogy az íveltfogú kúpogaskerékpár tányérkereke és a ház belső fala között legyen annyi hely, hogy egy esetlegesen kitörő fog le tudjon esni, nehogy elakadásával megakadályozza a főtengely forgását, és ez által az autorotációt. A házfal vastagságát hasonló helikopterek hajtóműházait tanulmányozva

előzetesen 8mm-ben állapítottam meg. A végleges értéket a szilárdsági szimulációk alapján tudjuk majd meghatározni.



17. ábra A HC-01-es helikopter hajtóműve

Az előző hajtóműház hátránya az volt, hogy a bekötése nem csillapította keletkező rezgéseket, hanem a vázba vezette azokat. A helikopterek egyébként is hajlamosak a vibrációra, ami műszaki-, és komfortszempontból is kedvezőtlen, ezért fontos szempont volt a rezgéselnyelő bekötés alkalmazása.

A helikopter sárkánya egy csövekből hegesztett rácsos vázszerkezet, ebben helyezkedik el a motor és a főhajtómű is. A vázhoz vannak a rögzítve a kormánysszervek csuklópontjai, illetve a műszerek és az ülések is. Így a motorban, hajtóműben, illetve a rotorlapátokon keletkező rezgések zavaróan hatnak a pilótára és az utasra is, illetve a vibráció lerövidítheti az alkatrészek élettartamát, szétrázhatja a kötőelemeket.

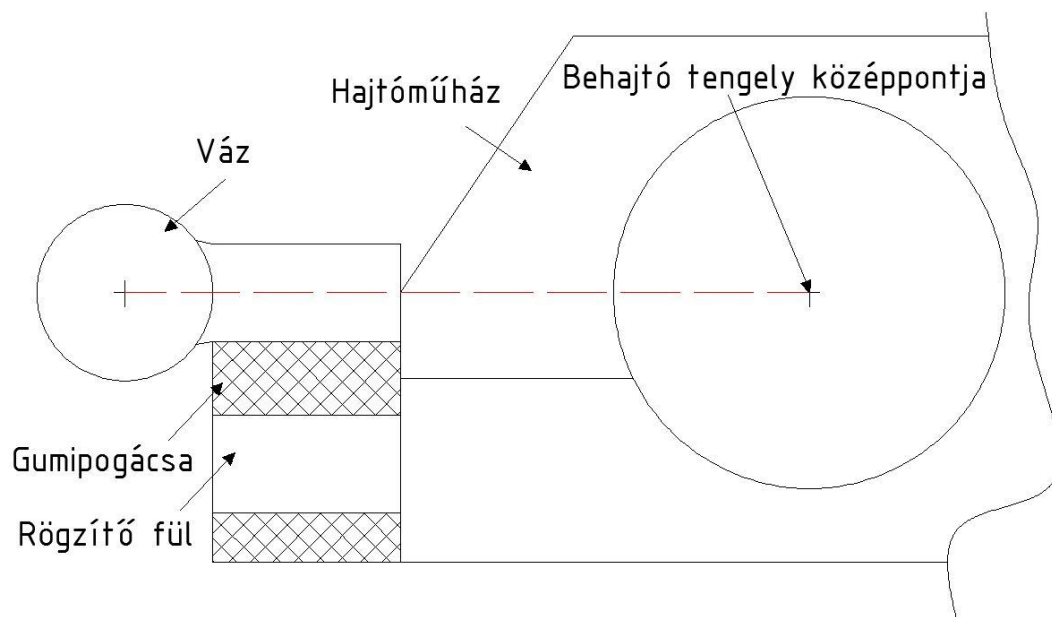
A rezgések nagy része a főhajtóműből, illetve a rotorról származik. A lapátokon keletkező vibráció a rotoragyon és a tengelyen keresztül a hajtóműbe jut, így a hajtóműház rezgéselnyelő rögzítése elengedhetetlen.

Megvizsgáltam más gyártók hasonló kategóriájú helikoptereinél alkalmazott rögzítési módokat. A legterjedtebb a gumibakokkal történő rögzítés volt, erre látható egy példa a 19. ábrán.



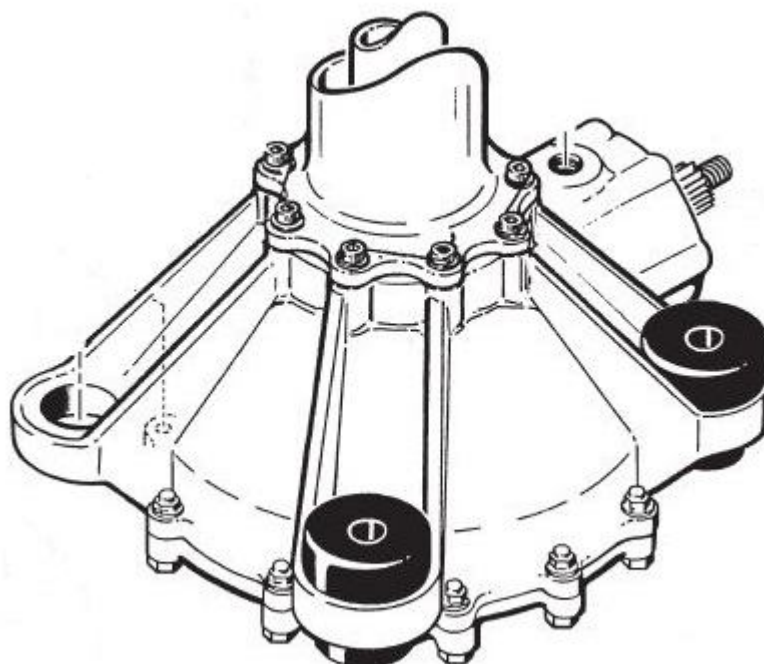
19. ábra A CH-7-es helikopter hajtóműháza, és rögzítési módja.

A gumibakok fűleken keresztül rögzítik a hajtóműházat a vázba. A fűlek szimmetrikusan, a ház négy sarkában helyezkednek el. A bekötési pontok magasságát úgy kellett meghatároznom, hogy váz rögzítési pontja egy magasságba essen a behajtó tengely középvonalával (20. ábra).



20. ábra Rögzítő fül vertikális pozíciójának meghatározása

A rögzítő fűlek helye meghatározza a fő merevítő bordák helyzetét. A bordák a ház felső csatlakozó peremétől a bekötési pontokon keresztül, az alsó fedélig futnak. A Robinson R-22-es helikopter hajtóműházának rajzán láthatjuk, hogy a bordák a fedelet tartó csavarokhoz futnak ki úgy, hogy a dőlésautomata tartó cső rögzítő csavarjait az alsó fedél egyes csavarjaival, illetve a gumibakok fűleivel kötik össze. (21. ábra)



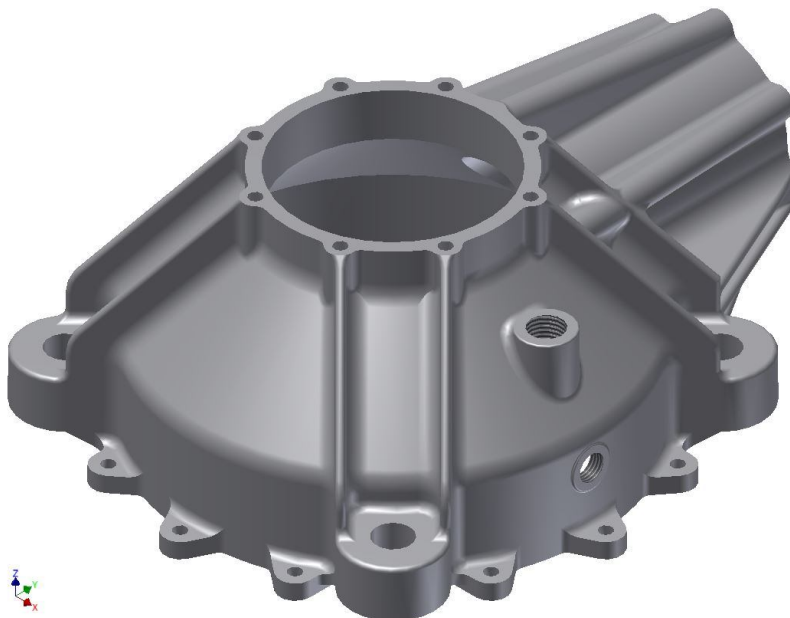
21. ábra A Robinson R-22-es helikopter hajtóműházának rajza

Ezek alapján helyeztem el a merevítő bordákat, illetve a csavarok furatait (22. ábra).

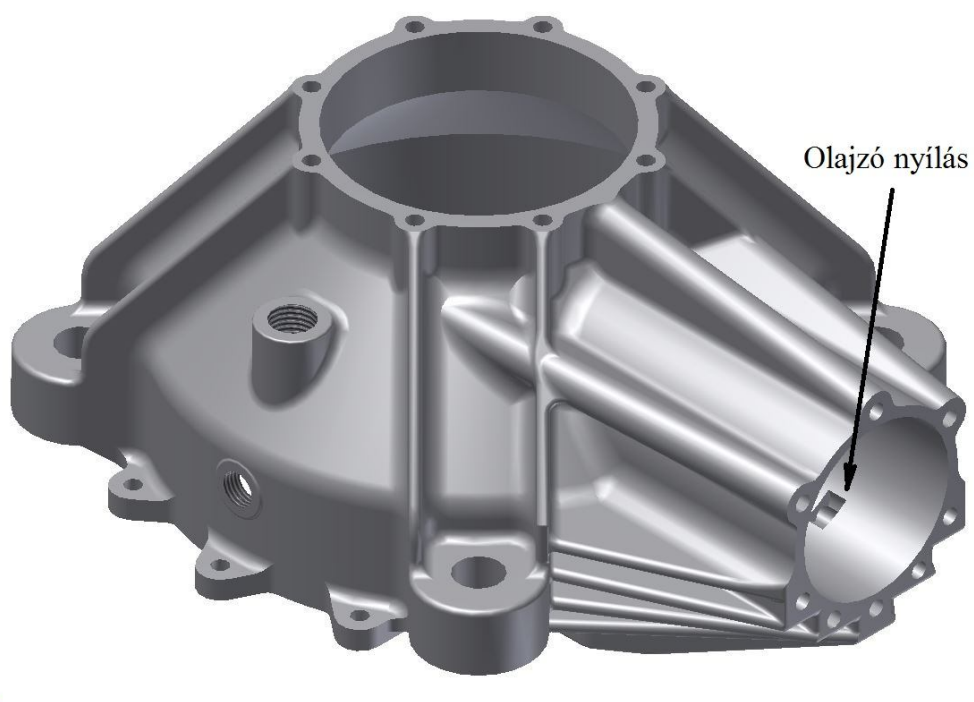
A főtengely kúpgörgős csapágiai (3.5.3. és 3.5.4. fejezet) a ház alsó fedelén illetve a rotortengelyt megvezető cső peremén támaszkodnak.

A következő feladat a behajtó tengely körüli házrész kialakítása, és annak bordákkal való ellátása volt. Több változatot is készítettem, amik közül a leginkább „kikönnyített” változat felelt meg legjobban a gyártó igényeinek (23. és 24. ábra). A HC-01-es helikopter üzemeltetése során szerzett tapasztalatok azt mutatták, hogy a behajtó tengely csapágiai hajlamosak a melegedésre. Bár a legnagyobb mért hőmérséklet bőven alatta volt a legnagyobb megengedett értéknek, az ideális üzemi körülmények előállításának

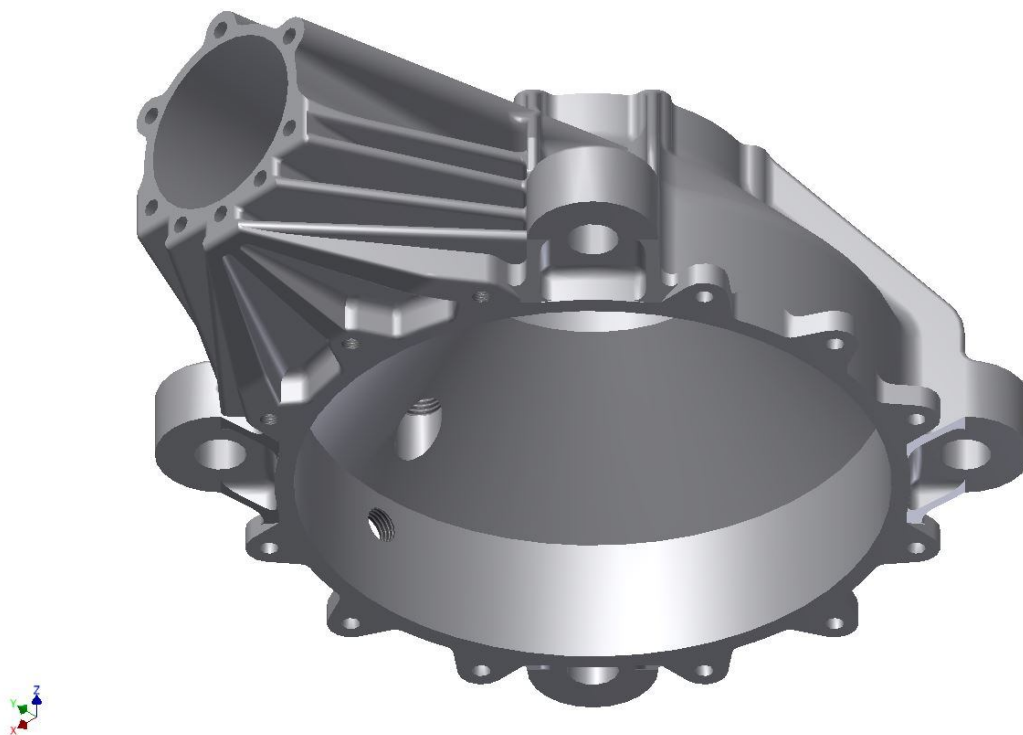
érdekében a ház a csapágyaknál sűrűbb bordázást kapott a jobb hőelvezetés és hőleadás (és természetesen a nagyobb szilárdság) érdekében.



22. ábra A HC-02-es hajtóműházának rögzítő fül kialakításai, illetve a házfedelet rögzítő csavarok furatai



23. ábra A HC-02-es hajtóműházának behajtó tengely felőli része

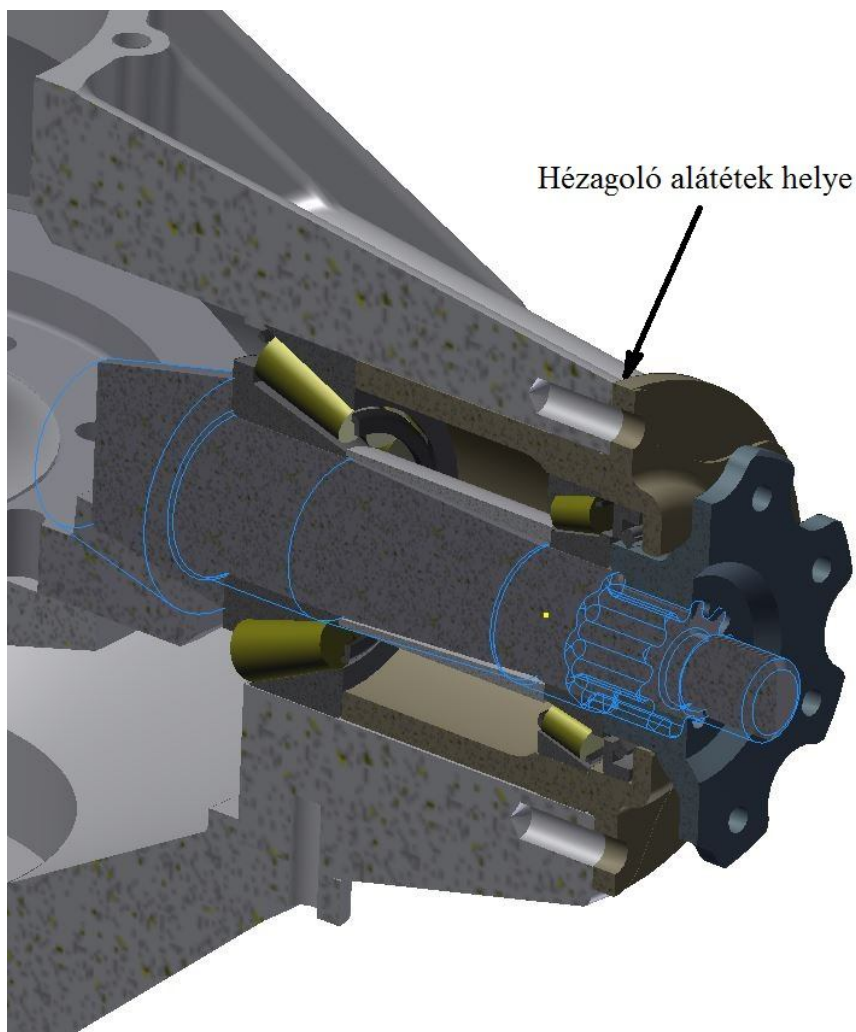


24. ábra A HC-02-es hajtóműházának behajtó tengely felőli része

A behajtó tengely csapágyainak kenése hajtóműolajjal történik, mégpedig oly módon, hogy a tányérkerék forgás közben az olajat betereli két furatba, melyek a ház belső palástfelületén helyezkednek el, és a behajtó tengely csapágyaihoz vezetnek. A külső („A” jelű) csapágy alatt egy mart részbe futnak, ahonnan az olaj vissza tud folyni a fogaskerekhez, közben kenve és hűtve a csapágyakat.

Mivel szereléskor be kell állítani a csapágyhézagot és a fogaskerek megfelelő futását is, ezért a külső („A” jelű) csapágy nem közvetlenül a házban, hanem egy külön hüvelyben helyezkedik el, amit a házhoz képest hézagoló alátétekkel külön pozícionálni lehet axiális irányban. (25. ábra). A hüvely falán furatok helyezkednek, el hogy az olaj a benne elhelyezkedő csapágyhoz is eljusson.

A behajtó tengelyen kifelé mutató (tehát a fogaskereket szétválasztó) erő hat, így a fedelet rögzítő csavarok a hajtómű működése közben folyamatosan húzásra lesznek igénybe véve (3.8.2.3. fejezet).



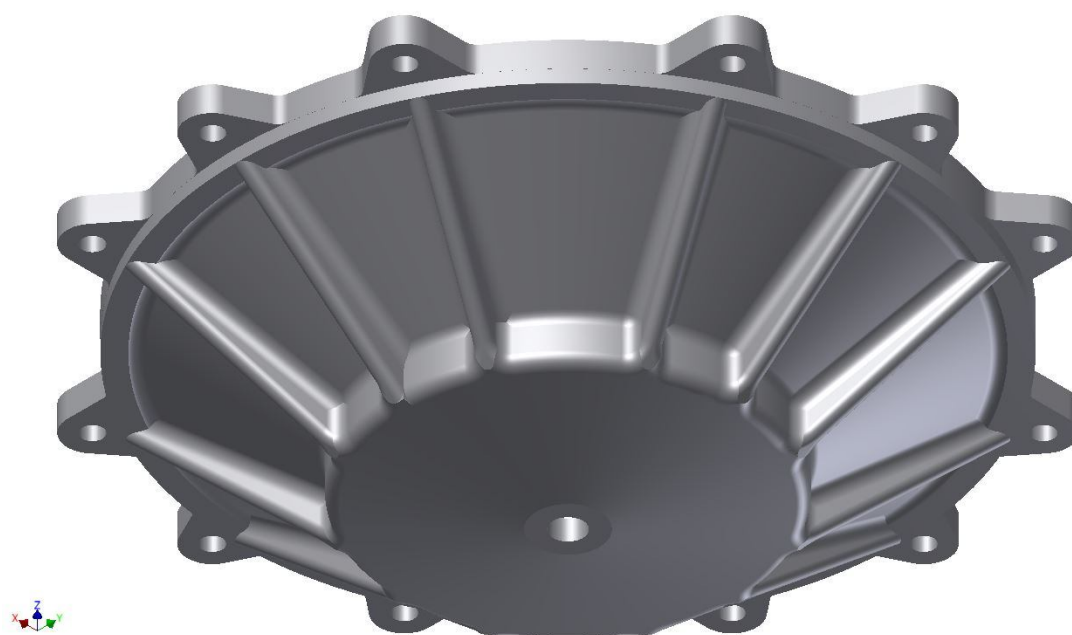
25. ábra A HC-02-es behajtó tengelyének csapágyazása, és a behajtó tengely felőli házfedél

A ház alsó fedelének kialakításakor a sugár irányú bordákat a csapágy támasztófalától vezettem a rögzítő csavarokhoz. (25. ábra)

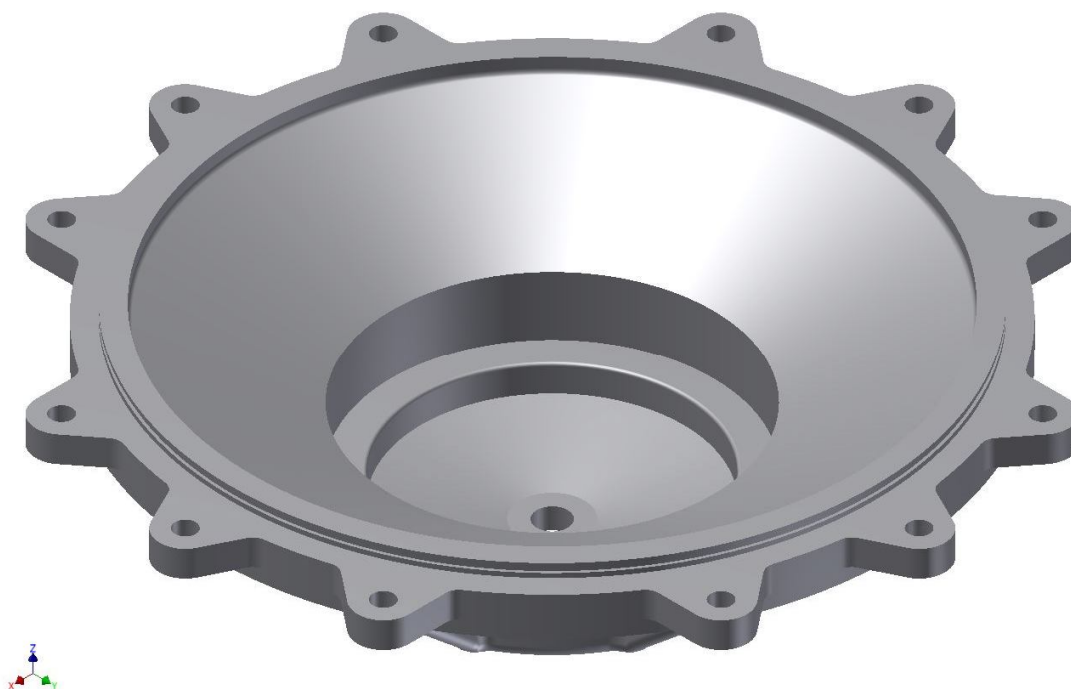
A fedél alján kap helyet a forgácsérzékelős csavar, mely elterjedt megoldás a repülőgépiparban a tervezettnél nagyobb kopások, illetve alkatrész tönkremenetek korai észlelésére. Valahol a kenőolaj-áramban helyezik el ezt a speciális érzékelőt, mely mágnesessége miatt magához vonzza a ferromágneses forgácsokat. Az apró fémdarabok az érzékelőhöz érve zárnak egy áramkört, így keletkezik a jel, mely leolvasható a pilótafülkében elhelyezett műszerről.

A háznak természetesen rendelkeznie kell olajbetöltő, illetve olajsint ellenőrző nyílással, illetve olajhőmérővel.

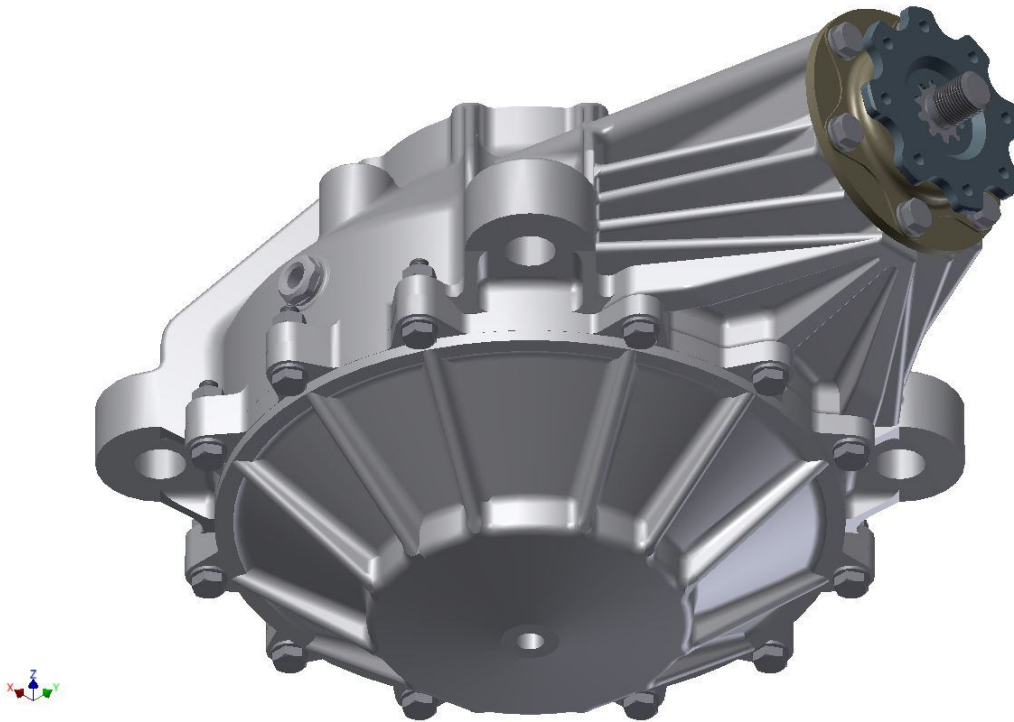
A 2. számú melléklet tartalmaz egy összeállítási rajzot, amelyen szerepelnek a HC-01-es helikopterből átvett alkatrészek, melyeknek tervezésével a szakdolgozatom nem foglalkozik, de csatlakozó méreteik miatt fontosak.



26. ábra A HC-02-es alsó fedelének bordái



27. ábra A HC-02-es alsó fedelének belső kialakítása



28. ábra A HC-02-es hajtóműháza az alsó fedéllel

3.8.2 Csavarok terheléseinek számítása

A gyártó cég még nem határozta meg, hogy pontosan milyen szilárdsági osztályú csavarokat fog használni. A súlycsökkentés érdekében szóba jöhetnek a könnyebb titán csavarok is. A terheléseket a korábban meghatározott, illetve alkalmazni kívánt csavarátmérőkre számítottam ki. Ezeket kell majd összevetni a választott csavarok szilárdsági tulajdonságaival.

3.8.2.1 Hajtómű ház felső csatlakozó elemének rögzítése

A „C” csapágy az axiális terhelést a felső fedélre támaszkodva veszi fel, így a rögzítő csavarokat is ez az erő terheli, melynek pontos értékét a 3.4.1-es pontban határoztam meg.

Az egy csavarra jutó terhelő erő:

$$F = \frac{F_{telj}}{n} \quad (33)$$

$$F = \frac{13832N}{8} = 1729N$$

ahol: F : egy csavarra jutó erő [N];

F_{telj} : teljes terhelő erő[N];

n : csavarok darabszáma [-];

Meneteket terhelő átlagos felületi nyomás:

A menetet terhelő egyik igénybevétel a felületi nyomás, mely a kötés teherhordó felületén ébred. Ezt a terhelő erő irányára merőleges síkra vett vetületen számítjuk.

[10] alapján:

$$A_p = \frac{d^2 - D_1^2}{4} \cdot \pi \cdot i \quad (34)$$

$$A_p = \frac{8^2 mm^2 - 6,647^2 mm^2}{4} \cdot \pi \cdot 5,44 = 84,63 mm^2$$

ahol: A_p : menet terhelt felülete [mm²];

d : menet külső átmérő [mm];

D_1 : menet magátmérő [mm];

i : kapcsolódó menetek száma [-];

$$i = \frac{m}{P} \quad (35)$$

$$i = \frac{6,8 mm}{1,25 mm} = 5,44$$

ahol: i : kapcsolódó menetek száma [-];

m : anya magassága [mm];

P : menetemelkedés [mm];

$$p_{\text{átl}} = \frac{F}{A_p} \quad (36)$$

$$p_{\text{átl}} = \frac{1729N}{84,63 mm^2} = 20,43 MPa$$

ahol: $p_{\text{átl}}$: átlagos felületi nyomás [MPa];

F : egy csavarra jutó erő [N];

A_p : menet terhelt felülete [mm²];

A tényleges felületi nyomás nem lesz egyenletes az anya magassága mentén, hiszen az erőbevezetéstől messzebb lévő menetek alig hordoznak terhelést. Ezért itt nagyobb biztonsági tényezőt kell majd alkalmazni.

Nyírófeszültség:

A menetet terhelő másik igénybevétel a veszélyes keresztmetszetben ébredő nyírófeszültség.

[10] alapján:

$$A_{\tau} = D_1 \cdot \pi \cdot m \quad (37)$$

$$A_{\tau} = 6,647mm \cdot \pi \cdot 6,8mm = 141,93mm^2$$

ahol: A_{τ} : nyírt keresztmetszet [mm^2];

D_1 : menet magátmérő [mm];

m : anya magassága [mm];

$$\tau = \frac{F}{A_{\tau}} \quad (38)$$

$$\tau = \frac{F}{A_{\tau}} = \frac{1729N}{141,93mm^2} = 12,18$$

ahol: τ : nyírófeszültség [MPa];

F : egy csavarra jutó erő [N];

A_{τ} : nyírt keresztmetszet [mm^2];

Húzófeszültség:

$$A_{\sigma} = \frac{d_2^2 \cdot \pi}{4} \quad (39)$$

$$A_{\sigma} = \frac{d_2^2 \cdot \pi}{4} = \frac{7,188^2mm^2 \cdot \pi}{4} = 40,56mm^2$$

ahol: A_{σ} : húzott keresztmetszet [mm^2];

d_2 : menet középátmérő [mm];

$$\sigma = \frac{F}{A_{\sigma}} \quad (40)$$

$$\sigma = \frac{F}{A_{\sigma}} = \frac{1729N}{40,56mm^2} = 42,63MPa$$

ahol: σ : húzófeszültség [MPa];

F : egy csavarra jutó erő [N];

A_σ : húzott keresztmetszet [mm²];

3.8.2.2 Hajtómű ház alsó fedelének rögzítése

A „D” csapágy az axiális terhelést az alsó fedélre támaszkodva veszi fel, így a rögzítő csavarokat is ez az erő terheli, melynek pontos értékét a 3.4.2-es pontban határoztam meg.

Az egy csavarra jutó terhelő erő:

(34) alapján:

$$F = \frac{8540N}{12} = 711,67N$$

Itt kisebb teljes terhelő erőre több csavar jut, mint a „C” csapágy esetében, így a teljes terhelő erő kisebb. A nagy fedélátmérő és hatásos tömítés érdekében alkalmazunk itt 12 darab csavart.

Meneteket terhelő átlagos felületi nyomás:

(35) alapján:

$$A_p = \frac{8^2mm^2 - 6,647^2mm^2}{4} \cdot \pi \cdot 5,44 = 84,63mm^2$$

(36) alapján:

$$i = \frac{6,8mm}{1,25mm} = 5,44$$

(37) alapján:

$$p_{\text{átl}} = \frac{711,67N}{84,63mm^2} = 8,41MPa$$

Nyírófeszültség:

(38) alapján:

$$A_\tau = 6,647mm \cdot \pi \cdot 6,8mm = 141,93mm^2$$

(39) alapján:

$$\tau = \frac{F}{A_\tau} = \frac{711,67N}{141,93mm^2} = 5,01$$

Húzófeszültség:

(40) alapján:

$$A_{\sigma} = \frac{d_2^2 \cdot \pi}{4} = \frac{7,188^2 mm^2 \cdot \pi}{4} = 40,56 mm^2$$

(41) alapján:

$$\sigma = \frac{F}{A_{\sigma}} = \frac{711,67 N}{40,56 mm^2} = 17,55 MPa$$

3.8.2.3 A ház behajtó tengely felőli fedelének rögzítése

A behajtó tengely felőli fedelet a fogaskerékajtásból eredő axiális erő terheli, melynek pontos értékét a 3.3.5-ös pontban határoztam meg.

Az egy csavarra jutó terhelő erő:

(34) alapján:

$$F = \frac{14900 N}{6} = 2483,3 N$$

Meneteket terhelő átlagos felületi nyomás:

(35) alapján:

$$A_p = \frac{8^2 mm^2 - 6,647^2 mm^2}{4} \cdot \pi \cdot 5,44 = 84,63 mm^2$$

(36) alapján:

$$i = \frac{6,8 mm}{1,25 mm} = 5,44$$

(37) alapján:

$$p_{\text{átl}} = \frac{2483,3 N}{84,63 mm^2} = 29,34 MPa$$

Nyírófeszültség:

(38) alapján:

$$A_{\tau} = 6,647 mm \cdot \pi \cdot 6,8 mm = 141,93 mm^2$$

(39) alapján:

$$\tau = \frac{F}{A_{\tau}} = \frac{2483,3 N}{141,93 mm^2} = 17,5 MPa$$

Húzófeszültség:

(40) alapján:

$$A_{\sigma} = \frac{d_2^2 \cdot \pi}{4} = \frac{7,188^2 mm^2 \cdot \pi}{4} = 40,56 mm^2$$

(41) alapján:

$$\sigma = \frac{F}{A_{\sigma}} = \frac{2483,3N}{40,56mm^2} = 61,23MPa$$

3.8.3 Csavarok előfeszítése

Szereléskor be kell állítani a csavar szárában a megbízható üzemeléshez szükséges előfeszítő erőt, a várható üzemi terhelések függvényében. Ez a csavar anyagtulajdonságainak ismeretével határozható meg.

4. ÖSSZEFOGLALÁS

A dolgozatom elkészítése során lehetőségem nyílt betekinteni egy helikopter-tervező és -gyártó cég feladataiba.

A repülés és a repülőipar sajátosságai közé tartozik, hogy szigorú jogi szabályozás vonatkozik minden területre a tervezéstől a karbantartáson át a legegyszerűbb dokumentálási feladatig. Ez tekinthető túlzott szabályzásnak, de alapvetően a biztonságot, és az egyszerűbb kezelhetőséget biztosítja. Számomra egy biztos keretet jelentett, hiszen egyértelműen meg voltak fogalmazva azok az értékek, melyeket el kellett érnem.

A feladatom megoldásához szükséges volt felismerni, mik azok a paraméterek, melyek az előző konstrukcióból felhasználhatók, és mik azok, amiket megváltoztatva fejlődés érhető el. Mivel a helikopter más elemei is jelentős átalakításon mentek keresztül, a munkám során folyamatosan alkalmazkodni kellett a körülmények gyors változásához. Ezért úgy kellett feldolgoznom a témát, hogy a konstrukció bármely része könnyen módosítható legyen, illetve hogy a változtatások számszerűsíthető hatásai egyszerűen megállapíthatóak legyenek.

A tervezési folyamat során megállapítottam a fogaskerék-hajtásból, illetve a szélsőséges repülési helyzetekből eredő terheléseket, mely alapján kiválasztottam és ellenőriztem a csapágyakat. Vizsgáltam a fogtő terhelését, ellenőriztem a fogaskerék anyagának megfelelőségét (ezeket a fogaskerék gyártója is elvégzi, ő adja a megfelelőségi igazolást). Megvizsgáltam a jelenleg elterjedt házkialakításokat, és az így megszerzett információk alapján felvázoltam a Hungaro Copter-be beépíthető hajtómű fő geometriai sajátosságait.

A konstrukció véglegesítéséig még hátravannak a ház végeelem-módszerrel végzett szilárdságtani és termodinamikai vizsgálatai, melyek alapján a végleges fal- és bordavastagságok megállapításra kerülnek.

5. FELHASZNÁLT IRODALOM

- [1] A nemzeti fejlesztési miniszter .../2012. (...) NFM rendelete a légijárművek gyártásáról, építéséről és műszaki alkalmasságáról
- [2] Helicopter Flying Handbook U.S. Department of Transportation, Federal Aviation Administration, Flight Standards Service, 2012 FAA-808321A
- [3] Rotorcraft Flying Handbook U.S. Department of Transportation, Federal Aviation Administration, Flight Standards Service, 2000
- [4] Civil Aviation Authority CAP 750 British Civil Airworthiness Requirements, Section VLH – Very Light Helicopters
- [5] Simon Vilmos – Kozma Mihály – Molnár László – Karsai Géza – Nguyen Huy Hoang – Király Csaba: Gépelemek 2. Műegyetemi Kiadó. Budapest, 2008. p. 185-231.
- [6] Dr. Erney György: Fogaskerekek Műszaki Könyvkiadó Budapest 1983 164-182
- [7] Rohonyi Vilmos: Fogaskerékajtások Műszaki Könyvkiadó Budapest, 1980 217-242
- [8] SKF Főkatalógus 6000 HU, SKF 2006
- [9] Robinson Helicopter Company: R22 Illustrated Parts Catalog United States, California, 2012
- [10] Tóth Sándor – Molnár László – Bisztray Sándor – Marosfalvi János: Gépelemek 1. Műegyetemi Kiadó. Budapest, 2007. p. 3.13-3.,16.
- [11] Házkötő István: Műszaki 2D-s ábrázolás Műegyetemi Kiadó. Budapest, 2006

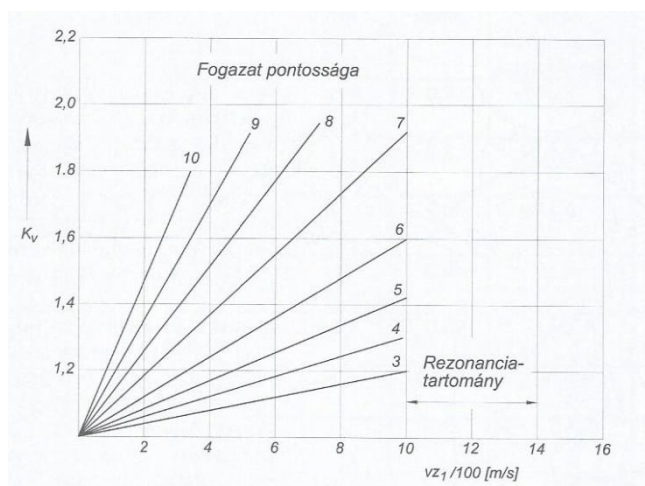
6. MELLÉKLETEK

1. sz. melléklet: Táblázatok és diagramok fogtő igénybevétel számításához
2. sz. melléklet: A hajtómű összeállítási rajza
3. sz. melléklet: A hajtóműház alkatrészrajza
4. sz. melléklet: A hajtóműház alsó fedelének alkatrészrajza

1. számú melléklet: Táblázatok és diagramok fogtő igénybevétel számításához

Csoportja	Munkagép	Üzemelés időtartama h/nap	Hajtógép		
	Fajtája		villamos motor	turbina, többhengeres dugattyús gép	egyhengeres dugattyús gép
I.	Kis terhelésváltozások Áramfejlesztő, szállítószalag, tálcás szállítószalag, szállítócsiga, könnyű felvonó, emelőorsó, villamos vontató, szerszámgép-előtölómű, szellőző, turbófűvő, egyenletes sűrűségű anyaghoz keverőmű	0,5	0,5	0,8	1,0
		3	0,8	1,0	1,25
		8	1,0	1,0	1,5
		24	1,25	1,5	1,75
II.	Közepes terhelésváltozások Szerszámgép-főhajtómű, nehézfelvonó, daru emelőműmozgató és forgató hajtása, bányaszellőző, keverő egyenletes sűrűségű anyaghoz, többhengeres dugattyús szivattyú, töltőszivattyú	0,5	0,8	1,0	1,25
		3	1,0	1,25	1,5
		8	1,25	1,5	1,75
		24	1,75	1,75	2,0
III.	Nagy terhelésváltozások Kivágás, nyírás, gumikalender, hengerművek és acélgyártó berendezések, kanalas kotró, nagy teljesítményű centrifugák, olajfűróberendezések, brikett-sajtólók, kollerjáratok	0,5	1,25	1,5	1,75
		3	1,75	1,75	2,0
		8	2,0	2,0	2,25
		24	2,25	2,25	2,5

K_A üzemtényező értékei [5]



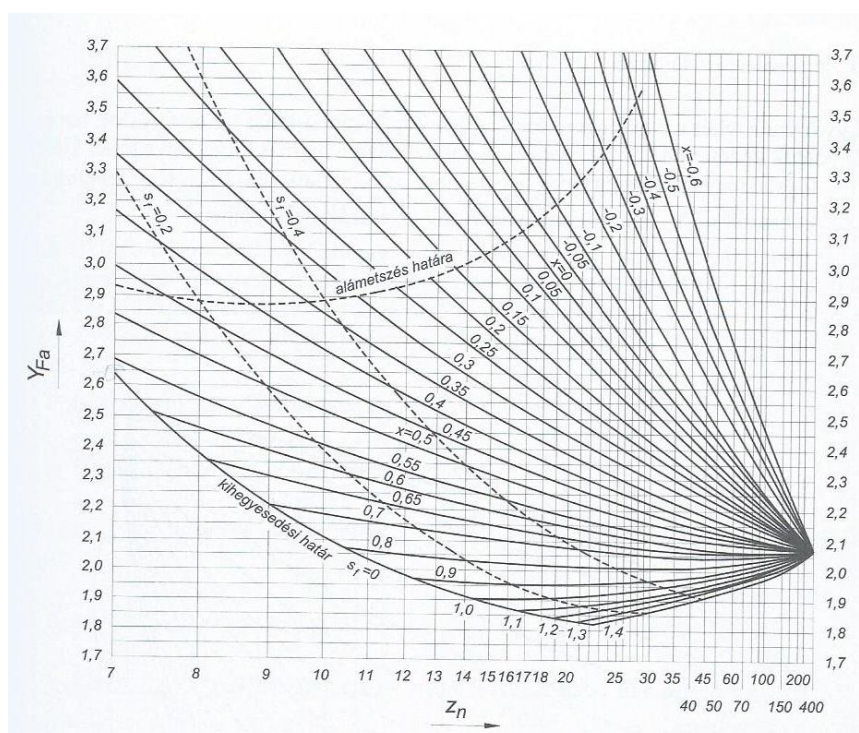
K_v dinamikus tényező értékei [5]

			Fajlagos terhelés $K_A \cdot F_t / b$							
			$\geq 100 \text{ N/mm}$							$< 100 \text{ N/mm}$
Pontossági fokozat			5	6	7	8	9	10	11	6 és durvább
Keményített fogfelület	Egyenes fogak	K_{Fa}	1,0		1,1	1,2	$1/Y_\epsilon \geq 1,2$			
		K_{Ha}					$1/Z_\epsilon^2 \geq 1,2$			
	Ferde fogak	K_{Fa}	1,0	1,1	1,2	1,4	$\epsilon_{an} = \epsilon_\alpha / \cos^2 \beta_b \geq 1,4$			
		K_{Ha}								
Nem keményített fog-felület	Egyenes fogak	K_{Fa}	1,0			1,1	1,2	$1/Y_\epsilon \geq 1,2$		
		K_{Ha}						$1/Z_\epsilon^2 \geq 1,2$		
	Ferde fogak	K_{Fa}	1,0		1,1	1,4	1,4	$\epsilon_{an} = \epsilon_\alpha / \cos^2 \beta_b \geq 1,4$		
		K_{Ha}								

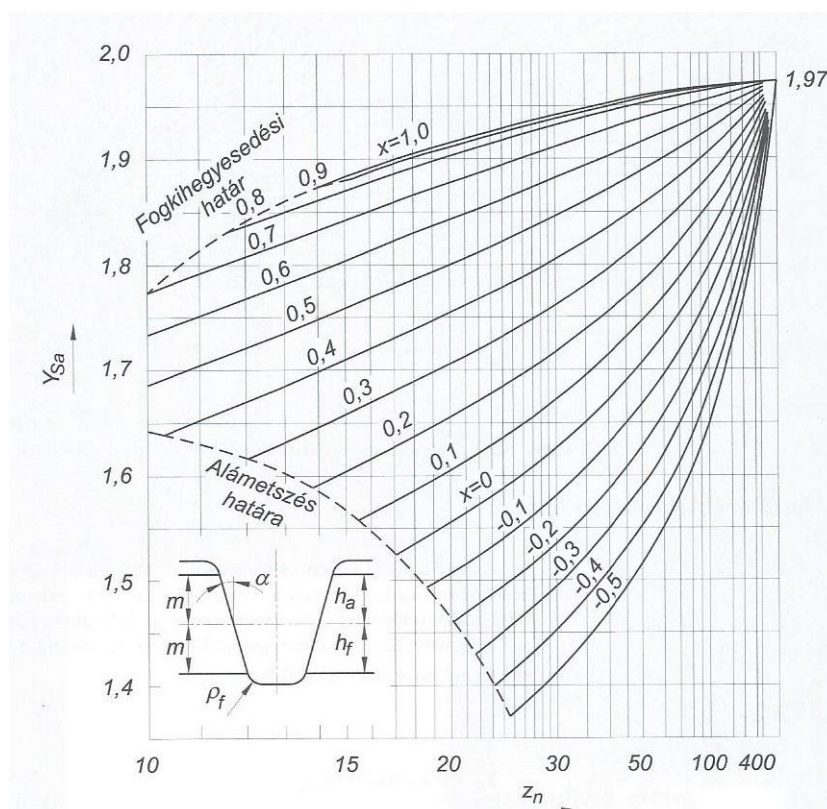
K_{Fa} tényező értékei [5]

A fogaskerek helyzete a Tengelyeken	Alkalmazás	
	Ipari és hajón alkalmazott hajtóművek	Járművek és repülőkhajtóművei
Mindkét fogaskerék a csapágyakon belül	1,65	1,50
Az egyik fogaskerék a csapágyakon belül, a másik azokon kívül	1,85	1,65
Mindkét fogaskerék a csapágyakon kívül	2,25	1,85

$K_\beta = K_{F\beta}$ tényező értékei [5]



Y_{Fa} fogalaktényező diagramja [5]



Y_{Sa} feszültségkoncentrációs tényező diagramja [5]

Anyag		Szilárdsági jellemzők			
Megnevezés	Jel	Keménység HV [N/mm ²]		Kifáradási határ [N/mm ²]	
		Magban	Felületen	Felszíni σ_{Hlim}	Fogtő σ_{Flim}
Öntött vas	Öv.200	180	180	270	50
	Öv.250	220	220	310	60
Acélöntvény	Aö.55	160	160	340	140
	Aö.60	180	180	420	170
Szerkezeti acél	Fe490-2	160	160	360	140
	Fe590-2	190	190	420	170
	Fe690-2	210	210	440	210
Nemesített acél	C45	190	190	500	190
	C60	200	200	530	200
	Cr1	200	200	600	220
	Cr2	210	210	630	230
	CMo3	270	270	660	230
	CMo4	300	300	730	250
	NCMo5	310	310	800	260
Nitrált acél	CMo4	180	550	1070	385
	BC3	280	550	1170	405
	31CMo	320	700	1230	420
Betétedzett acél	C15	190	600	1300	190
	BC2	260	720	1470	410
	BC3	270	720	1470	430
	BCMo2	280	720	1470	480
	BNC5	310	730	1490	460
	BNC6	320	730	1500	480
	BNCMo1	400	740	1510	500

Fogaskerek anyagai [5]