

Miskolci Egyetem



GÉPÉSZMÉRNÖKI- ÉS INFORMATIKAI KAR
GÉP- ÉS TERMÉKTERVEZÉSI INTÉZET

SZAKDOLGOZAT

Összecsapó kábelgép hajtómű átervezés

KÉSZÍTETTE:

Dobos Richárd

Bsc szintű, gépészmérnök géptervező szakirányos
Q20RO2

TERVEZÉSVEZETŐ:

Dr. Döbröczöni Ádám

Gép- és Terméktervezési Tanszék
egyetemi tanár

Miskolc, 2014.

Ez egy üres oldal, nyomtatáskor ennek helyére kerül a kétoldalas feladatkiírás.

Nyilatkozat

Alulírott **Dobos Richárd**, a Miskolci Egyetem Gépészmérnöki és Informatikai Karának hallgatója kijelentem, hogy a „**Össze csapó kábelgép hajtómű átervezés**” című, Szakdolgozatot saját magam készítettem. A dolgozatban minden olyan részt, melyet szó szerint, vagy azonos értelemben, de átfogalmazva más forrásból átvettem, egyértelműen a forrás megadásával jelölöm.

Továbbá hozzájárulok ahhoz, hogy a dolgozatot és az abban szereplő eredményeket a Miskolci Egyetem saját céljaira felhasználjon.

Miskolci- Egyetemváros, 2014. november. 21.

.....
aláírás

Tartalom

1.	BEVEZETÉS.....	5
2.	TÉMA FELTÁRÁSA	7
3.	A GÉP ÉS A HAJTÓMŰ FELÉPÍTÉSE ÉS MŰKÖDÉSE	8
4.	Lehetőségek.....	10
5.	A LEHETŐSÉGEK KÖZÖTTI DÖNTÉS:	14
6.	Ferde fogazat	16
7.	A HAJTÓMŰ MÉRETEZÉSE ÉS SZÁMÍTÁSA.....	19
7.1.	A fogazat előtervezése	19
7.1.1.	A fogazat méretezése	19
7.1.2.	A fogaskerek szilárdsági méretezése.....	20
7.2.	A tengelyek szilárdsági méretezése.....	31
7.2.1.	Az I. tengely méretezése.....	31
7.2.2.	A II. tengely méretezése	33
7.2.3.	A III. tengely méretezése.....	36
7.2.4.	A IV. tengely méretezése	39
7.2.5.	Az V. tengely méretezése.....	42
7.2.6.	A VI. tengely méretezése	44
7.2.7.	A VII. és a VIII. tengely méretezése	46
7.3.	Retesz méretezés	46
7.3.1.	Az I. tengely reteszeinek méretezése	47
7.3.2.	A II. tengely reteszeinek méretezése	47
7.3.3.	A III. tengely reteszeinek méretezése	48
7.3.4.	A IV. tengely reteszeinek méretezése	48
7.3.5.	Az V. tengely reteszeinek méretezése	49
7.3.6.	A VI. tengely reteszeinek méretezése	49
7.3.7.	A VII. és a VIII. tengely reteszeinek méretezése	50
7.4.	A csapágy kiválasztás.....	51
7.4.1.	Az I. tengely csapágyainak kiválasztása	52
7.4.2.	A II. tengely csapágyainak kiválasztása	52
7.4.3.	A III. tengely csapágyainak kiválasztása	53
7.4.4.	A IV. tengely csapágyainak kiválasztása	54
7.4.5.	Az V. tengely csapágyainak kiválasztása	55
7.4.6.	A VI. tengely csapágyainak kiválasztása	56
7.4.7.	A VII. és a VIII. tengely csapágyainak kiválasztása	57
7.5.	Görgős lánchajtás méretezés	58
8.	ÖSSZEFOGLALÓ.....	60
9.	MELLÉKLETEK	62

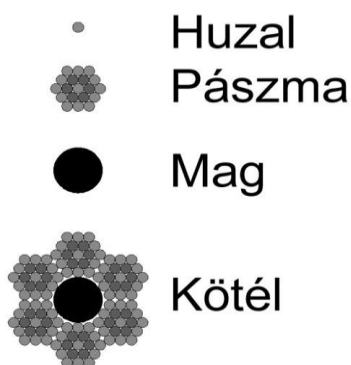
1. BEVEZETÉS

A feljegyzések szerint hazánkban először Albert bányatanácsos alkalmazott 1834-ben aknazállításhoz acélkötelet. A Felten-Guilleaume RT. gyártott először géppel sodrott drótkötelet 1837-ben, Kölnben. Ugyanebben az évben már Selmechányán is készült géppel sodrott drótkötél.

Azóta az acélkötelek gyártása óriási fejlődésen ment át, és utóbbi években az acélkötél vonó- és tartószerkezeti elemeket mind nagyobb területen alkalmazzák. Nemcsak a bányászatban, az iparban, többi ágában is az anyagmozgató gépek (emelőgépek) igen gyakran alkalmazott gépeleme. Előnyös tulajdonságai a hajlékonyság, kis önsúly, az alkalmazható nagy munkasebesség (20 m/s), nem érzékeny a lökésszerű terhelésre, és zajtalan üzemű.

Az emelőgépeknél alkalmazott sodronykötelek ez ($R_m=1570-1960 \text{ N/mm}^2$) vékony (0,4-2 mm) acélhuzalok sodrásával állítják elő. Az acélhuzalok 10-12 mm-es hengerelt huzalból hidegmegmunkálással (dróthúzással) készülnek. Húzás közben az anyag mechanikai tulajdonságai javulnak, felületük keményebb és szakítószilárdságuk nagyobb lesz.

A sodronykötelek készülhetnek kis szakítószilárdságú lágy acélból, ezek több hajlítgatást bírnak el, mint a nagyszilárdságú acélból készültek, de gyorsabban kopnak. A nagyszilárdságú huzalból készült kötelek hajlékonyabbak (kisebb kötélárcsát igényelnek), de merevebbek és törékenyebbek. Ugyanígy az azonos összkeresztmetszetű kötelek közül a vékonyabb huzalból készültek hajlékonyabbak, de gyorsabban kopnak és kevésbé korrózióállóak.



[8]

1.ábra, A sodronykötél felépítése

A sodronykötelek pászmáit általában hagyományos kenderkötélből készült mag köré fonják. A magot és a pászmát is kenik. Olyan helyeken, ahol fontos, hogy a kötélmérete a terheléstől függetlenül állandó maradjon, acélbetétet (magot) használnak, de ezeknek a kötelek kevésbé hajlékonyak. A gyakrabban használt keresztisodrású köteleknél a pászma huzalai és a kötélmérete ellenkező isodrásúak (bal-jobb vagy jobb-bal). A hosszisodrású kötelek huzalainak és pászmáinak isodrásiránya azonos. A keresztisodrású kötelek élettartama általában nagyobb, mert nagyobb felülettel érintkeznek a kötéldobbal vagy tárcsával, így kisebb a kopásuk. Ezzel szemben a hosszisodrású kötélmérete hajlamosabb a kötélforgásra és a hurokképződésre.

2. TÉMA FELTÁRÁSA

A feladatom egy létező hajtómű méreteinek változtatása és erősebb terhelés alatti működés elviselése. A célom ezzel, hogy a gép az alkalmazás során nem csak a saját eredeti méretű dob terhelését bírja, hanem más dobok terhelését is bírja. Ezzel azt tudnám elérni, hogy a gép nem csak a saját eredeti méretű csévét tudná készíteni, hanem más méretűeket is. Ha át kell állni más méretű termék készítésére, akkor nem kell több gépet üresen tartani.

A feladatom elején először a gép kialakítását kellett és működését megismernem. Azután tudtam csak a hajtóművel az elvárt céloknak megfelelően koncepcionálisan kialakítani.

A gondolataim elején az állt, hogy ismerjem meg, milyen lehetőségek vannak annak érdekében, hogy a hajtómű szélességét csökkentsem. Ezt a szűkítés 10%-os helyspórolást elő tudjam hozni a szerkezetből. Ha ezt sikerül megoldanom, akkor már csak a nagyobb terhelést kell a hajtásnak elviselni.

3. A GÉP ÉS A HAJTÓMŰ FELÉPÍTÉSE ÉS MŰKÖDÉSE

A gép amelynek a hajtóművét tervezem módosítani egy kettős összechapó gép. A gép 0,1 és 0,5 mm átmérő közötti huzalokból készít pászmát. A pászma a sodronykötél köztes terméke, mely szabálytalan belső elrendezésű. Ebből sodrógép segítségével sodronyt készítenek.

A gép maximum 19 szál behúzására van kiképezve. A 19 szál egy úgynevezett ostonon húzz át, amely a forgásából adódóan a sodrást végzi két helyen. A belépési és a kilépési pontban sodorja meg pászmát. Ezért hívják a gépet kettős összechapónak. Ezután a pászma felcsavarodik a kihúzókerekekre. Ami után a késztermék a csévéldobra kerül. Amely hajtómű, a kihúzókerekek és a cséve egy járom szerkezetben helyezkedik el az oston forgáspalástján belül. Az oston és a hajtómű egy transzmissziós tengelyről kapja a hajtást külön- külön. A hajtómű biztosítja a hajtást a kihúzókerekeknek és a csévéldő mechanizmusnak. Az én általam készített elvi séma a járomról az 1. mellékletben látható.

A hajtómű több fogaskerékpárja a tengelyekkel és a csapáglyakkal a szekrényben helyezkedik el. A szerelés miatt a szekrény osztósíkkal osztott. A szekrény alsó része a ház, a felső pedig a házfedél. A ház egyúttal olajteknő is. [6]

A hajtómű eredeti felépítése: A hajtómű hagyományos fogaskerék hajtású. A hajtóműben 8 darab egyenes fogazatú és 3 darab egyenes fogazatú kúpkerek találhatók. Minden kerék 2-es modulú. A belépő 1125 1/min fordulatról 92 1/min fordulatra csökkentjük öt áttételen keresztül. A 8 egyenes fogazat körül 2 a hajtómű külső oldalán található, ezek a cserekerekek a sodrat emelkedés beállítása és a sodrat irányának megváltoztatása végett vannak elhelyezve itt. A sodratot a hajtóművel lehet jobbos és balos kivitelűre készíteni. A hajtómű tetején található a két kihúzókerék, aminek a hajtását is a hajtóműről vesszük le az egyik kúpkereken. Csak az egyik kerék van meghajtva a hajtóműről közvetlen, a másikat egy lánc hajtás segítségével a hajtó tengelyről. A hajtómű az én felépítésemben a 2. és a 3. mellékletben látható.

A hajtóműben 6 tengely található. Az első négy hagyományos elrendezésű, azaz, a két falban vannak a csapáglyak. Az ötödik tengelyen egy egyenes és egy kúpkerek találhatók,

amely csak egy oldalon van csapágyazva. A hajtóműben található egy csőtengely, amely végén a kuplung szerkezet található. A kuplungra azért van szükség, mert amikor a dob elindul a kerületi sebesség még alacsony, de amikor a dob kezd megtelni akkor a kerületi sebesség folyamatosan csökken, ezt a kuplungnak kell lecsúsztatni, plusz a szál feszességet is a kuplung biztosítja. A jelenlegi tengelyek hagyományos mélyhornyú golyós csapággal vannak szerelve. A csőtengelyben pedig tügörgős csapággy biztosítja a megvezetést.

A hajtóműben a kenés zsír olaj keverékével van megoldva, azért nem tiszta olajjal mert a tömítetlenséget nem sikerült teljesen megszüntetni és így maradt a keverék melynek nagyobb a viszkozitása és így nem lesz csepegés.

A hajtómű háza 20 mm-es acéllemezből készült ebbe vannak a tagok belecsapágyazva. A hajtóműház két részből épül fel. Alsó rész melyben a sebesség-csökkentés van kivitelezve. A másik, felső részben pedig a kihúzókerekek találhatók. A feladatuk a pászmában a sodrás során keletkezett maradó feszültség leépítése. A két kerék között található egy szálegyengető készülék még, mely ezt a feladatot végzi. A két kerék kialakítása különbözik egymástól. Az egyik egy sima felületű, míg a másik egy bordás kialakítású. A sima kerék közvetlen hajtást kap a csőtengelyről, a másik kerék pedig egy lánchajtáson keresztül az előző tengelyről.

4. LEHETŐSÉGEK

A hajtómű szélességének csökkentése érdekében első lépésben meg kell vizsgálni, hogy a jelenlegi hajtás hol enged lehetőséget a változtatására.

Az első lépés a szerkezet helye a gépben. A járom szerkezetben van, amely a hajtóművet és a dobót tartja. Az egész járom szabadon mozog a csapágyazás miatt, ezért az egyensúlyozásra is figyelni kell, hogy a szerkezet ne nagyon billenjen meg egyik irányban sem. A járom hossza adott azon nem lehet változtatni. Ezzel az egyik szabadsági fokot a háromból kipipáltam. A következő a szerkezetben a hajtás magassága sem változtatható, mert azon rajta van a két kihúzókerék, azért nem lehet ilyen irányban sem haladni, mert akkor beleütköznénk az ostorba. Ez a második lehetőség és a harmadik irányban pedig csökkenteni kell a kiterjedést. Miatt a szerkezetnek adottak a méretei, amibe bele kell férni.

A hajtómű méretei már adottak ezután, azt kell megvizsgálni, hogy milyen lehetőségek vannak az egyenes fogazat kiváltására. A nagyobb terhelés miatt az eredeti fogazat már tovább nem lehet erősíteni emiatt egy más változatot kell kitalálni. Ennek megvizsgálási lehetőségei között lehetséges változtatása vagy teljesen más szerkezeti kialakítás is.

Az első, hogy megvizsgálom a fogazat alakjában rejlő lehetőségeket. Itt meg kell vizsgálnom:

- a ferde fogazat
- a nyíl fogazat
- és a csigahajtás lehetőségeit

A második esetben pedig egy másfajta hajtás lehetőségét. Ami számításba jöhet

- bolygóművek
- csigahajtóművek
- hullámhajtóművek
- ciklohajtóművek

A következőkben a felsorolt változatok előnyei és hátrányait vettem össze és aktualizálom a lehetőségekhez képest.

A ferde fogazat előnyei:

- „A járásuk zajtalanabb a folyamatosabb kapcsolódás miatt
- A profilszám nagyobb
- A fogak terhelési szilárdsága kedvezőbb
- nagyobb területi sebességnél alkalmazható
- A tengelytáv nem csak a fogszám és a modul, hanem a fogferdeségnek is a függvénye
- Az axiális terhelés csökkentése véget a tengelyen lévő két kerék ellentétes ferdeségűre választom, ami minimalizálja a csapágyterhelést
- Kevésbé érzékeny a fogalakhibákra”[1]

A ferde fogazat hátrányai:

- „A fogak ferdeségének következményeként a csapágyazást axiális erők is terhelik
- A fogaskerék átmérője bizonyos értékkel nőni fog egyenes fogazathoz képest”[1]

A nyíl fogazat előnyei:

- „Az axiális erők kiküszöbölésére úgynevezett nyílfogazású fogaskerekeket használnak
- Mindkét kerék félenébred tengelyirányú erő, de ellenkező irányú, kiegyenlítik egymást, a csapágyakat nem terhelik
- Egy fogaskerék hengerpalástjába egymással szemben két ferde fogazatot munkálnak”[1]

A nyíl fogazat hátránya:

- „A fogazat kialakítása költséges a normál ferde fogazathoz képest is”[1]

A bolygóművek előnyei:

- „sokféle mozgást, így teljesítmény elágazást lehet velük megvalósítani
- nagy teljesítményt viszonylag kis térfogatigényű és kis tömegű hajtóművel lehet továbbítani
- a hatásfokuk legtöbbször nagyon jó

- szimmetrikus kialakításúak, ki és be hajtótengelyük egy vonalba esik
- alkalmasak különböző be hajtótengelyekről a teljesítménynek több tengelyre való szétosztására
- nagy áttételekre alkalmas
- nyomatéknövelő” [1]

A bolygómű hátrányai:

- „nagyobb gyártási pontosságot igényel
- drágább előállítási költség
- nagy csapágyterhelések
- nehezen szerelhető és hozzáférhető
- bonyolult tervezése” [1]

A csigahajtások előnyei:

- „kis mértetekkel nagy áttételű hajtást lehet előállítani lassú hajtás esetén
- a fogazat kialakítására sokkal több változat található
- kedvező a rezgés szempontjából a csúszás
- zajtalanabb működés” [1]

A csigahajtás hátrányai:

- „Az érintkező felületek nagy csúszással kapcsolódnak
- nagy a súrlódási teljesítmény, a hőfejlődés
- rossz a hatásfok
- gondos kenés és megfelelő kenőanyag kell” [1]

A hullámhajtóművek előnyei:

- „nagy áttétel a többi megoldáshoz képest
- teherbírás szempontjából jelentősen túlszárnyalják a hagyományos fogaskerék hajtóműveket
- tömege $1/3 \dots 1/4$ -e ugyanazon terhelésre tervezett fogaskerék hajtómű
- egy-egy érintkezési zónában egy fogra eső terhelés jelentősen csökken
- egyidejűleg kapcsolódó fogon nagy száma miatt üzembiztos
- a kapcsolódás kinematikai pontosság szempontjából sem marad el

- az élettartam kritérium nem a fogfelület kopás
- a legjobb hatásfokú hajtómű” [1]

A hullámhajtómű hátránya:

- a hullámkerék gyártása különleges technológiát igényel, ebből eredően drága[1]

A ciklois hajtómű előnyei:

- a „cikloispálya tiszta görbülete miatt kicsik a hajtómű súrlódási vesztségei, jó a hatásfoka, ezáltal alig melegszik
- az áttétel egy lépcsőben igen nagy lehet
- a hajtómű üzeme rezgésmentes és zajszegény, a belső súrlódás csekélyvolta miatt, könnyű indítható és forgásirány váltható
- a hajtó vagy hajtott oldalról származó dinamikus többlet igénybevételeket a hajtómű jól bírja, mert a terhelés a görgőszámnak, illa menesztőcsap számnak kb. egyharmadára oszlik el
- kis tömeg és helyigény
- minimális karbantartás igényű” [1]

A ciklois hajtómű hátrányai:

- „nagy gyártási pontosságot igényel
- a gyártáshoz szükséges készülékek száma nagy, tehát beruházás-igényes”[1]

5. A LEHETŐSÉGEK KÖZÖTTI DÖNTÉS:

A kiválasztásnál fő szempontokat azért figyelembe kell vennem, hogy valós döntést hozzak.

A kiválasztás fő szempontjai:

- A gépnek a szerkezeti kialakítása nem tesz lehetővé igazán nagy lehetőséget
- A gép árának versenyképesnek kell lenni a piacon, ezért túl drága megoldás nem jöhet szóba
- A cég előírása hogy a lehető legtöbb alkatrészt saját maga készítse el a rendelkezésre álló gépeken

A kiválasztást során mérlegelnem kell az előnyöket és a hátrányokat plusz a felmerülő üzemi körülményeket, amelyeket a cég támaszt. Az előnyök mérlegelése nem egyszerű feladat, mert a jelen hajtás technikai megoldások között választani nagyon nehéz. Ami a legjobban behatárolja a helyzetet az a hely és a költség igény. A helyett már az előbbieken tárgyaltam, mit korlátozó tényezőt. A költséget pedig a jelenlegi hajtás árához viszonyítva nem tudom jelentősen növelni, mert az eredmény kiesést jelenten a cég számára profit oldalán.

A kiválasztás azzal kezdtem, hogy a piacon próbáltam keresni a hajtásomnak teljesen megfelelő megoldást, de sajnos egy egyedi gépre kevés esélyem volt, hogy találom, sajnos ez a megoldás nem is jár sikerrel, mert a piacon csak egyszerű kivitelű hajtóművek vannak melyek az igényeket nem megfelelően elégítik ki.

A következőkben a hajtás megváltoztatása volt, amit számításba vettem. A csiga, bolygó, hullám, ciklois hatások nagyon előnyös tulajdonságokkal kecsegtettek, csak sajnos mindegyiknek voltak olyan hátrányai, amelyek kiejtették a lehetőségek sorából a további tanulmányozás estére. A legtöbb esetben az áruk volt annyira magas, amit a cég nem tud megengedni magának.

Ezután miután már csak a fogazat változtatása marad ebben az irányban kezdtem el kutakodni, mint végső megoldás felé. A megoldáskeresésnél mérlegeltem a ferde és a nyílfogazat előnyeit és hátrányait. A tanulmányim során hallottam még egy zárt kerék

nevezetű fogazatról, de sajnos semmilyen tanulmányt nem sikerült felhajtanom, hogy pontosan megismerjem és mérlegelni tudjam.

A két fogazat hasonló elveken és előnyökön alapszik, ami nagyon kecsegtető számomra az eddigi tanulságok alapján. A két fogazat előnye az egyenes fogazattal szemben hogy a járása halkabb, a kapcsolódás sokkal folyamatosabb és nem olyan, mint az egyenes fogazatnál, hogy egyszerre egy fog van csak kapcsolatban, hanem több fog van egyszerre kapcsolatban és a belépés kilépés nem okoz dinamikai gondolat, a hajtás sokkal zavartalanabb és kiegyensúlyozottabb.

Nyílfogazat elkészítése összehasonlíthatatlanul drágább lenne. A nyílfogazat megmarad annak, aminek kitalálták: nagyméretű, nagy terhelésű ipari hajtóművekhez. (Az utóbbi néhány évben egyébként nem alkalmazzák vele) A nyílfogazat legnagyobb előnye, (ellentétben az alkalmazott általános ferde fogazattal) hogy nem képződik axiális erő, és így a csapágyazás lényegesen egyszerűbb. A ferde fogazatnak a hátránya, hogy axiális terhelés lép fel a csapágyazásban.

A ferde fogazatot fogom választani a két fogazat közül az előbb sorolt tények miatt. A ferde fogazat a legegyszerűbben kivitelezhető megoldás, és a leggazdaságosabb, amit csak kivitelezni lehet. A megoldás nem jár szinte semmilyen többlet költséggel, ami nagyon fontos kritérium. A gyártása a jelenlegi üzemben is kivitelezhető, ami rendelkezésre áll.

Tehát akkor a ferde fogazat maradt, mint végső megoldás, a továbbiakban csak ezzel a fogazattal és ennek mélyebb feltárást fogom végezni. A fogazat miatt a jelenlegi áttételeket ugyanakkorára veszem. A fogszámokat csökkenteni fogom, hogy az adott helyre beférjek a kerekek. Ahhoz, hogy ezt meg tudjam csinálni anyagválasztási kérdések és a kiválasztott anyag felületnek a nemesítéséről kell majd beszélni.

A következő helyspórolás onnan lehetne, hogy a középső csőtengelyt szeretném 3 mm-el csökkenteni, ezt anyagválasztással könnyen megoldható. Ami 8. mm-t szeretnék már nyerni.

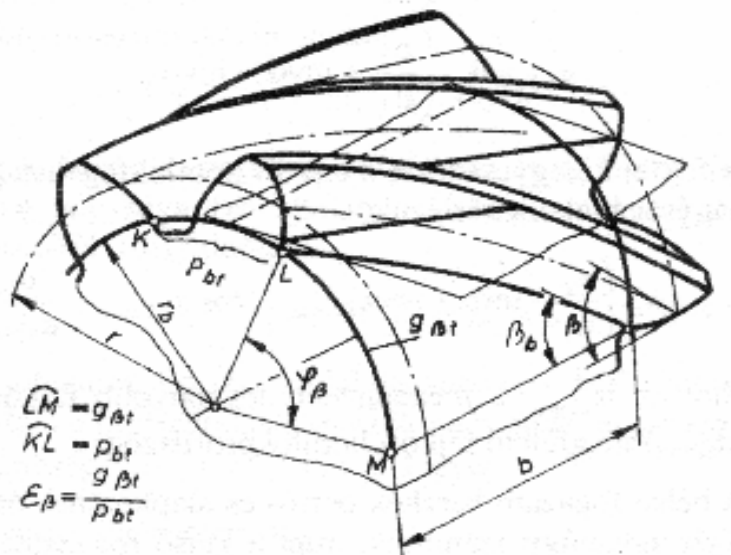
A további helyspórolás abból próbálnám, meg hogy a járom szerkezete 20 –as acéllemez melyet csökkenteni szeretném 10 mm-re, de ezt a csapágyazás nagymértékben majd behatárolja.

Ha nem sikerül minden elvárásomat kivitelezni, akkor a csőtengely és a fogaskerék között mind a két oldalon 3-3 mm hely van, amit lehet csökkenteni. Ezzel már 15 mm-re sikerülhetne eljutnom.

6. FERDE FOGAZAT

„Az egyenes fogú fogaskerékpároknál a kapcsolódás az egész foghosszon egyidejűleg megy végbe, ami megfelel a fogprofilok kapcsolódásának, melynek időtartamát a profilkapcsolószám fejezi ki. A ferde fogú kerékpárok esetében a fogak folyamatosan lépnek kapcsolódásba, amely az egyik homloksíkban kezdődik és az érintkező egyenesen (ez az evolvens csavarfelület alkotója) végighaladva, fokozatosan áttevődik a másik homloksíkba. A fogprofilok kapcsolódása a homloksíkban ugyanúgy zajlik le, mint az egyenes fogú fogaskerékpároknál és az időtartamát is a profilkapcsolószámmal fejezzük

ki: $\varepsilon_\alpha = \frac{g_{at}}{p_{bt}}$



2.ábra, A ferde fogazat elvi sémája

Amíg a kapcsolódás végigfut a fog érintkezési vonalán, addig a vizsgált kerék φ_β szöggel (ez az ún.axiális átfedési szög) fordul el (1. ábra). Ennek az elfordulásnak az alapkör gbt íve felel meg, amely egyenlő a *foghosszvetülettel*, vagyis a fog érintkezési hosszának a homloksíkon való vetületével.

$$g = b \times \operatorname{tg} \beta$$

A fog hosszirányban történő kapcsolódását, amelyet átfedésnek nevezünk, megkapjuk, ha a foghosszvetületet elosztjuk az alaposztással:

$$\varepsilon_\beta = \frac{b * \sin \beta}{m_n * \pi}$$

A ferde fogazat összkapcsolószáma:

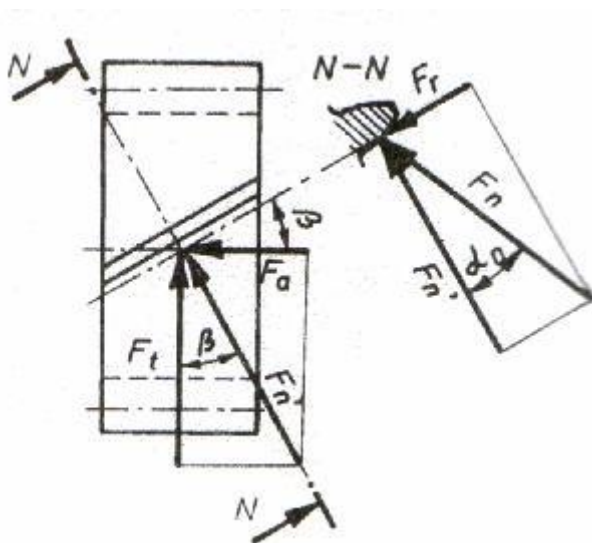
$$\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta$$

A ferde fogazat előnye legjobban akkor jut kifejezésre, ha az átfedés egész szám, és lehetőleg nagyobb egynél. A nagyobb átfedést jobb a nagyobb kerékszélességgel biztosítani, mint a foghajlásszög megnövelésével, mivel a foghajlásszög növekedésével növekszik az axiális erő nagysága is. Viszont szélesebb kerekeknél a jobb felfekvés csak jobb minőséggel érhető el, ami pedig megnöveli a gyártási költséget.” [9]

Ferde fogazat erőjátéka

Ferde fogazatnál a normálmetszet merőleges a fogirányvonalra, ezért a kapcsolóvonal β szöget zár be a homloksíkkal. Ebből kifolyólag a normál fogerő egymásra merőleges három összetevőre bontható (3. ábra), ezek:

- az osztóköri kerületi erő $-F_t$,
- a radiális erő $-F_r$,
- az axiális erő $-F_a$.



3. ábra A ferde fogazat erőjátéka

A kerületi erőt ugyanúgy határozzuk meg, mint az egyenes fogaknál. A radiális erő, az 2. ábra alapján:

$$F_r = F'_n * \operatorname{tg} \alpha_n = \frac{F_t * \operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta}$$

Az axiális erő a kerületi erő függvényében:

$$F_a = F_t * \operatorname{tg} \beta$$

Az F_t és F_r erők a tengelyt ugyanúgy terhelik, mint az egyenes fogazatnál.

Az axiális erőt redukáljuk a kerék tengelyvonalára, kapunk egy erőpárt a tengelyvonal síkjában, amely igény-bevételnek teszi ki a tengelyt. A visszamaradó harmadik erő húzó - vagy nyomó igénybevételt vált ki a tengelyben, a vezetőcsapágó helyzetétől függően.

[9]

7. A HAJTÓMŰ MÉRETEZÉSE ÉS SZÁMÍTÁSA

7.1. A FOGAZAT ELŐTERVEZÉSE

7.1.1. A fogazat méretezése

Ferde fogazat

modul $m=2$

$$d = z * \frac{m}{\cos \beta}$$

$$z_1=24$$

$$d_1=49,69\text{mm}$$

$$z_3=24$$

$$d_3=49,69\text{mm}$$

$$z_5=43$$

$$d_5=89,03\text{mm}$$

$$z_7=24$$

$$d_7=49,69\text{mm}$$

Kúp kerék

modul $m=2$

$$d = z * m$$

$$z_9=24$$

$$d_9=48\text{mm}$$

$$z_{11}=24$$

$$d_{11}=48\text{mm}$$

$$z_2=51$$

$$d_2=105,59\text{mm}$$

$$z_4=69$$

$$d_4=86\text{mm}$$

$$z_6=44$$

$$d_6=91,10\text{mm}$$

$$z_8=44$$

$$d_8=91,10\text{mm}$$

$$z_{10}=43$$

$$d_{10}=86 \text{ mm}$$

Szögsebességek

$$\omega = \frac{n * 2 * \pi}{60}$$

$$\omega_1 = \frac{1125 \cdot 2 \cdot \pi}{60} = 117,81 \frac{1}{s}$$

$$\omega_2 = \frac{529 \cdot 2 \cdot \pi}{60} = 55,41 \frac{1}{s}$$

$$\omega_3 = \frac{176,47 \cdot 2 \cdot \pi}{60} = 18,47 \frac{1}{s}$$

$$\omega_4 = \frac{172,45 \cdot 2 \cdot \pi}{60} = 18,05 \frac{1}{s}$$

$$\omega_5 = \frac{94,06 \cdot 2 \cdot \pi}{60} = 9,84 \frac{1}{s}$$

$$\omega_6 = \frac{25,49 \cdot 2 \cdot \pi}{60} = 5,49 \frac{1}{s}$$

$$\omega_7 = \frac{94,06 \cdot 2 \cdot \pi}{60} = 9,84 \frac{1}{s}$$

Csavaró nyomaték

$$M_{cs} = \frac{P}{\omega}$$

$$M_{cs1} = \frac{450W}{117,81 \frac{1}{s}} = 3,8 \text{ Nm}$$

$$M_{cs2} = \frac{450W}{55,41 \frac{1}{s}} = 8,12 \text{ Nm}$$

$$M_{cs3} = \frac{450W}{18,47 \frac{1}{s}} = 24,36 \text{ Nm}$$

$$M_{cs4} = \frac{450W}{18,05 \frac{1}{s}} = 24,96 \text{ Nm}$$

$$M_{cs5} = \frac{450W}{9,84 \frac{1}{s}} = 45,73 \text{ Nm}$$

$$M_{cs6} = \frac{450W}{5,49 \frac{1}{s}} = 81,96 \text{ Nm}$$

7.1.2. A fogaskerek szilárdsági méretezése

Fogaskerékpárok szilárdsági méretezését végezhetjük:

-Hertz-feszültség és

-fogtő hajlítás alapján.

Esetünkben Hertz-feszültségre méretezünk, és fogtő hajlításra ellenőrizzük

A fogaskerek anyagának egységesen a BNCMo3 jelűt választom, melynek szilárdsági jellemzői

- a fogtő kifáradási határa ismételt hajlításnál:

$$\sigma_{of}=470 \text{ MPa}$$

- palástnyomás kifáradási határa

$$k_0=50,6 \text{ MPA}$$

$$a = \sqrt[3]{\frac{10^6 * P_m * (1+u)^3}{k_{meg} * \frac{b}{a} * \sin 2\alpha_0 * \omega * u}}$$

ahol:

- P_m motorteljesítmény: $P_m = 450 \text{ W}$
- $u = \frac{z_{hajtott}}{z_{hajtó}}$ fogviszonyszám
- $k_{meg} = \frac{2}{3} k_0$ a palástnyomás megengedett kifáradási határa MPa-ban
- $k_{meg} = \frac{2}{3} 50,6 = 33,792$
- $\frac{b}{a}$ viszonzszám a fogaskerék szélessége (b) és a tengelytávolság között
- $\alpha_0 = 20^\circ$ kapcsolószög az osztókörön mérve
- $\omega = \frac{n}{9,55}$ a hajtó kerék szögsebessége 1/s-ben, n a fordulatszám 1/min

Az a_1 tengelytávolság meghatározása:

- a fogviszonyszám $u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{51}{24} = 2,125$
- $\frac{b}{a}$ viszonzszám = 0,2
- a hajtókerék szögsebessége: $\omega = \frac{n}{9,55} = \frac{1125}{9,55} = 117,81 \text{ 1/s}$

Ezekkel az adatokkal a szükséges tengelytáv

$$a_1 = \sqrt[3]{\frac{10^6 * 450 * (1 + 2,125)^3}{33,792 * 0,2 * \sin 40^\circ * 117,81 * 2,125}} = 23,28 \text{ mm}$$

Hert-feszültségnek megfelelő modul:

Ebben a hajtóműegységben a kapcsolódó fogaskerékpár ferde fogazatú. A fogferdeségi szöget (az osztóhengeren) $\beta_0 = 15^\circ$ -ra.

Megjegyzés: A fogferdeségi szög választásánál azt célszerű figyelembe venni, hogy az ébredő axiális erő, ami a csapágyakat terheli, ne legyen túlzottan nagy, de a kitűzött célt elérjük.

Általában $\beta_0 = 14^\circ - 22^\circ$ fok között szokás felvenni

$$\frac{m_1}{\cos \beta_0} = \frac{2 a_1}{z_1 + z_2} = \frac{2 * 23,28}{24 + 51} = 0,6208 \text{ mm}$$

Ezt a modult felfelé kerekítjük szerszámgépeknél. A 2 modulértékekkel strapabíróbb és szerelhetőbb fogaskerek gyárthatóak.

A szabványos modulsorozatból $m_1 = 2 \text{ mm}$ értékűt választva a végleges tengelytáv:

$$a_1 = \frac{z_1 + z_2}{2} * \frac{m_1}{\cos \beta_0} = \frac{24 + 51}{2} * \frac{2}{\cos 15^\circ} = 77,64 \text{ mm}$$

A fogaskerék szilárdsági méretezését fogtőhajlításra végezzük. Fogtőhajlítás szempontjából szükséges modul:

$$m_{1h} = \frac{p}{\sigma_{meg}} * y$$

ahol:

- p a vonalnyomás
- $p = \frac{10^6 * P_m}{\omega_1 * r_{g1} * b * \cos 20^\circ} \frac{N}{mm}$
- P_m a hajtómotor teljesítménye $P_m = 450 \text{ W}$
- ω_1 a hajtókerék szögsebessége $\omega_1 = 117,81 \text{ 1/s}$
- r_{g1} a hajtó fogaskerék görbülőkörének sugara (elemi és kompenzált fogazatnál megegyezik az osztókör sugarával $r_{g1} = r_{01}$)
- b a fogaskerék szélessége: $b = a * \frac{b}{a} =$
- $\alpha_0 = 20^\circ$ kapcsolószög az osztókörön mérve
- y fogalaktényező a hajtó kerékre számolva $y = 2,89$
- σ_{meg} megengedett feszültség a fogtőben ismételt hajlításnál

$$\sigma_{meg} = \frac{\sigma_{of}}{\xi_d * n}$$

- ξ_d dinamikus tényező
- n biztonsági tényező
- $\xi_d * n = 2$

Az előbbieket figyelembe véve a vonalnyomás:

- $\omega_1 = 117,81 \text{ 1/s}$
- $r_{g1} = \frac{24 * 2}{\cos 15^\circ * 2} = 24,845$
- $b = 77,64 * 0,2 = 15,528 \text{ mm}$
- $p = \frac{10^6 * 0,45}{117,81 * 24,845 * 15,528 * \cos 20^\circ} = 10,53 \text{ N/mm}$

A megengedett feszültség:

- $\sigma_{meg} = \frac{470}{2} = 235 \text{ MPa}$

A szükséges modul:

- $m_{1h} = \frac{10,53}{235} * 2,89 = 0,1294 \text{ mm}$

amely kisebb, mint a felvett érték a fogaskerék jó közelítéssel megfelel

A fogtörés elkerülésének feltétele:

$$m_n * b_a \geq \frac{F_n}{\sigma_{meg}} * y$$

- m_n normál modul
- b_a az érintkező fogfelületek alkotóinak hossza
- F_n normál erő
- σ_{meg} megengedett feszültség a fogtő kifáradási határára ismételt hajlításnál
- y fogalaktényező $y = 2,89$

értékek:

$$b a = \frac{b \cdot \varepsilon_h}{\cos \beta_a}$$

$$b = a_1 \cdot \frac{b}{a} = 77,64 \cdot 0,2 = 15,492 \text{ mm}$$

Az a_2 tengelytávolság meghatározása:

- a fogviszonyszám $u = \frac{z_4}{z_3} = \frac{69}{24} = 2,875$
- $\frac{b}{a}$ viszonyszám = 0,2
- a hajtókerék szögsebessége: $\omega_2 = \frac{n_2}{9,55} = \frac{529,41}{9,55} = 55,41 \text{ 1/s}$

Ezekkel az adatokkal a szükséges tengelytáv

$$a_2 = \sqrt[3]{\frac{10^6 \cdot 450 \cdot (1 + 2,875)^3}{33,792 \cdot 0,2 \cdot \sin 40^\circ \cdot 55,41 \cdot 2,875}} = 33,57 \text{ mm}$$

Hert-feszültségnek megfelelő modul:

$$m_2 = \frac{2 a_1}{z_3 + z_4} = \frac{2 \cdot 33,57}{24 + 69} = 0,72 \text{ mm}$$

Ezt a modult felfelé kerekítjük szerszámgépeknél. A 2 modulértékekkel strapabíróbb és szerelhetőbb fogaskerekek gyárthatóak.

A szabványos modulsorozatból $m_2=2 \text{ mm}$ értékűt választva a végleges tengelytáv:

$$a_2 = \frac{z_3 + z_4}{2} \cdot \frac{m_2}{\cos \beta} = \frac{24 + 69}{2} \cdot \frac{2}{\cos 15^\circ} = 96,28 \text{ mm}$$

Ellenőrzés fogtőhajlításra:

- $\omega_2 = 55,41 \text{ 1/s}$
- $r_{g2} = \frac{24 \cdot 2}{\cos 15^\circ \cdot 2} = 24,845$
- $b = 96,28 \cdot 0,2 = 19,256 \text{ mm}$
- $p = \frac{10^6 \cdot 0,45}{55,41 \cdot 24,845 \cdot 19,256 \cdot \cos 20^\circ} = 18,06$

A megengedett feszültség:

$$\sigma_{meg} = \frac{470}{2} = 235 \text{ MPa}$$

A szükséges modul:

$$m_{2h} = \frac{18,06}{235} * 2,89 = 0,2202 \text{ mm}$$

amely kisebb, mint a felvett érték a fogaskerék jó közelítéssel megfelel

Az a_3 tengelytávolság meghatározása:

- a fogviszonyszám $u = \frac{z_6}{z_5} = \frac{44}{43} = 1,023$
- $\frac{b}{a}$ viszonyszám = 0,2
- a hajtókerék szögsebessége: $\omega_3 = \frac{n_3}{9,55} = \frac{176,47}{9,55} = 18,47 \text{ 1/s}$

Ezekkel az adatokkal a szükséges tengelytáv

$$a_3 = \sqrt[3]{\frac{10^6 * 450 * (1 + 1,023)^3}{33,792 * 0,2 * \sin 40^\circ * 18,47 * 1,023}} = 35,67 \text{ mm}$$

Hert-feszültségnek megfelelő modul:

$$m_3 = \frac{2a_3}{z_5 + z_6} = \frac{2 * 35,67}{43 + 44} = 0,82 \text{ mm}$$

Ezt a modult felfelé kerekítjük szerszámgépeknél. A 2 modulértékekkel strapabíróbb és szerelhetőbb fogaskerekek gyárthatók.

A szabványos modulsorozatból $m_3 = 2 \text{ mm}$ értékűt választva a végleges tengelytáv:

$$a_3 = \frac{z_5 + z_6}{2} * \frac{m_3}{\cos \beta} = \frac{43 + 44}{2} * \frac{2}{\cos 15^\circ} = 90,06 \text{ mm}$$

Ellenőrzés fogtőhajlításra:

- $\omega_3 = 18,47 \text{ 1/s}$
- $r_{g3} = \frac{43 * 2}{\cos 15^\circ * 2} = 44,51$
- $b = 90,06 * 0,2 = 18,012 \text{ mm}$
- $p = \frac{10^6 * 0,45}{18,47 * 44,51 * 18,012 * \cos 20^\circ} = 32,34 \text{ N/mm}$

A megengedett feszültség:

$$\sigma_{meg} = \frac{470}{2} = 235 \text{ MPa}$$

A szükséges modul:

$$m_{3h} = \frac{32,34}{235} * 2,89 = 0,3977 \text{ mm}$$

amely kisebb, mint a felvett érték a fogaskerék jó közelítéssel megfelel

Az a_4 tengelytávolság meghatározása:

- a fogviszonyszám $u = \frac{z_8}{z_7} = \frac{44}{24} = 1,833$
- $\frac{b}{a}$ viszonyszám = 0,2
- a hajtókerék szögsebessége: $\omega_4 = \frac{n_4}{9,55} = \frac{172,45}{9,55} = 18,05 \text{ 1/s}$

Ezekkel az adatokkal a szükséges tengelytáv

$$a_4 = \sqrt[3]{\frac{10^6 * 450 * (1 + 1,833)^3}{33,792 * 0,2 * \sin 40^\circ * 18,05 * 1,833}} = 41,44 \text{ mm}$$

a Hert- feszültségnek megfelelő modul:

$$m_4 = \frac{2a_4}{z_7 + z_8} = \frac{2 * 41,44}{24 + 44} = 1,21 \text{ mm}$$

Ezt a modult felfelé kerekítjük szerszámgépeknél. A 2-rs modulértékekkel strapabíróbb és szerelhetőbb fogaskerekek gyárthatóak.

A szabványos modulsorozatból $m_4 = 2 \text{ mm}$ értékűt választva a végleges tengelytáv:

$$a_4 = \frac{z_7 + z_8}{2} * \frac{m_4}{\cos \beta} = \frac{24 + 44}{2} * \frac{2}{\cos 15^\circ} = 70,39 \text{ mm}$$

Ellenőrzés fogtőhajlításra:

- $\omega_4 = 18,05 \text{ 1/s}$
- $r_{g4} = \frac{24 * 2}{\cos 15^\circ * 2} = 24,845$
- $b = 70,39 * 0,2 = 14,078 \text{ mm}$
- $p = \frac{10^6 * 0,45}{18,05 * 24,845 * 14,078 * \cos 20^\circ} = 75,85 \text{ N/mm}$

A megengedett feszültség:

$$\sigma_{meg} = \frac{470}{2} = 235 \text{ MPa}$$

A szükséges modul:

$$m_{4h} = \frac{75,85}{235} * 2,89 = 0,9327 \text{ mm}$$

amely kisebb, mint a felvett érték a fogaskerék jó közelítéssel megfelel

Az a_5 tengelytávolság meghatározása: kúpkerék

- a fogviszonyszám $u_{képzelt} = \frac{z_{10}}{z_9} = \frac{88}{27} = 3,259$ $u = \frac{z_{10}}{z_9} = \frac{43}{24} = 1,791$
- $\frac{b}{a}$ viszonzszám = 0,2
- a hajtókerék szögsebessége: $\omega_5 = \frac{n_5}{9,55} = \frac{94,06}{9,55} = 9,84 \text{ 1/s}$

Ezekkel az adatokkal a szükséges tengelytáv

$$a_5 = \sqrt[3]{\frac{10^6 * 450 * (1 + 3,259)^3}{33,792 * 0,2 * \sin 40^\circ * 9,81 * 3,259}} = 63,02 \text{ mm}$$

a Hert- feszültségnek megfelelő modul:

$$m_5 = \frac{2a_5}{z_7 + z_8} = \frac{2 * 63,02}{27 + 88} = 1,096 \text{ mm}$$

Ezt a modult felfelé kerekítjük szerszámgépeknél. A 2 modulértékekkel strapabíróbb és szerelhetőbb fogaskerekek gyárthatóak.

A szabványos modulsorozatból $m_5 = 2 \text{ mm}$ értékűt választva a végleges tengelytáv:

$$a_5 = \frac{z_9 + z_{10}}{2} * \frac{m_5}{\cos \beta} = \frac{27 + 88}{2} * \frac{2}{\cos 15^\circ} = 119,05 \text{ mm}$$

Ellenőrzés fogtőhajlításra:

- $\omega_5 = 9,84 \text{ 1/s}$
- $r_{g5} = \frac{27 * 2}{\cos 15^\circ * 2} = 27,95$
- $b = 119,05 * 0,2 = 23,81 \text{ mm}$
- $p = \frac{10^6 * 0,45}{9,84 * 27,95 * 23,81 * \cos 20^\circ} = 73,12 \text{ N/mm}$

A megengedett feszültség:

$$\sigma_{meg} = \frac{470}{2} = 235 \text{ MPa}$$

A szükséges modul:

$$m_{5h} = \frac{73,12}{235} * 2,89 = 0,899 \text{ mm}$$

amely kisebb, mint a felvett érték a fogaskerék jó közelítéssel megfelel

Az a_6 tengelytávolság meghatározása: kúpkerek

- a fogviszonyszám $u_{képzelt} = \frac{z_{11}}{z_{10}} = \frac{27}{88} = 0,3068$
- $\frac{b}{a}$ viszonzyszám = 0,2
- a hajtókerék szögsebessége: $\omega_6 = \frac{n_6}{9,55} = \frac{54,49}{9,55} = 5,49 \text{ 1/s}$

Ezekkel az adatokkal a szükséges tengelytáv

$$a_6 = \sqrt[3]{\frac{10^6 * 450 * (1 + 0,3068)^3}{33,792 * 0,2 * \sin 40^\circ * 5,49 * 0,3068}} = 40,92 \text{ mm}$$

Hert- feszültségnek megfelelő modul:

$$m_6 = \frac{2a_6}{z_{11} + z_{10}} = \frac{2 * 40,92}{27 + 88} = 0,71 \text{ mm}$$

Ezt a modult felfelé kerekítjük szerszámgépeknél. A 2 modulértékekkel strapabíróbb és szerelhetőbb fogaskerekek gyárthatóak.

A szabványos modulsorozatból $m_6=2 \text{ mm}$ értékűt választva a végleges tengelytáv:

$$a_6 = \frac{z_{11} + z_{10}}{2} * \frac{m_6}{\cos \beta} = \frac{27 + 88}{2} * \frac{2}{\cos 15^\circ} = 119,05 \text{ mm}$$

Ellenőrzés fogtőhajlításra:

- $\omega_5 = 5,49 \text{ 1/s}$
- $r_{g6} = \frac{88 * 2}{\cos 15^\circ * 2} = 91,104$
- $b = 119,05 * 0,2 = 23,81 \text{ mm}$
- $p = \frac{10^6 * 0,45}{5,49 * 91,104 * 23,81 * \cos 20^\circ} = 40,21 \text{ N/mm}$

A megengedett feszültség:

$$\sigma_{meg} = \frac{470}{2} = 235 \text{ MPa}$$

A szükséges modul:

$$m_{6h} = \frac{40,21}{235} * 2,89 = 0,494 \text{ mm}$$

amely kisebb, mint a felvett érték a fogaskerék jó közelítéssel megfelel

ferde fogazat:

fogaskerék osztókörének átmérője: $d_0 = z * m_h$

fogaskerék fejkörének átmérője: $d_a = z * m_h + 2 * m_h * f_o$

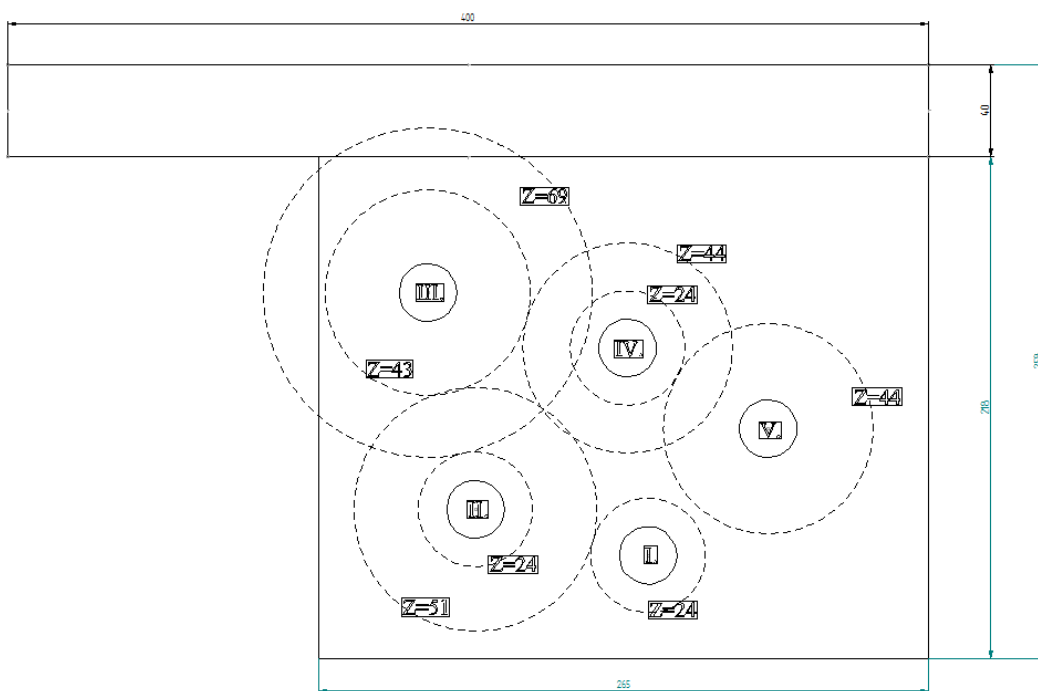
fogaskerék lábkörének átmérője: $d_f = z * m_h - 2 * m_h * (f_o + c_o)$

$f_o = 1$ fogmagasság tényező

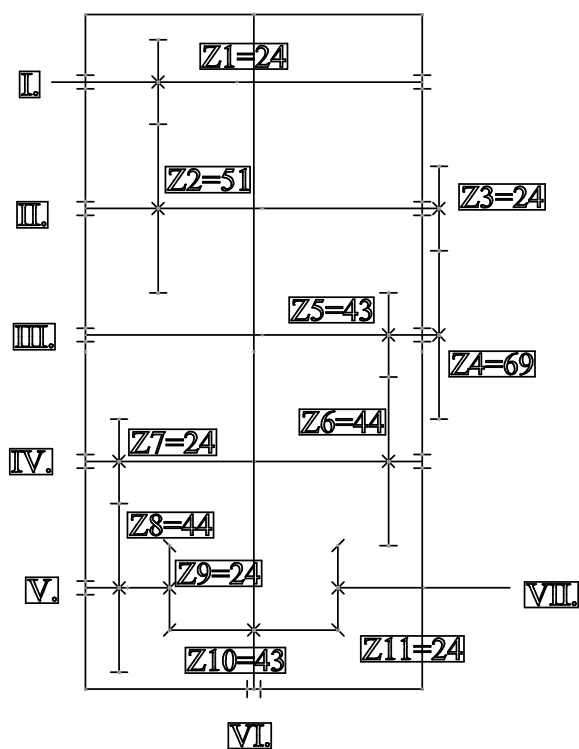
$c_o = 0,2$ foghézag tényező

Jel	Fog-szám	m_h	x	d_0	d_a	d_f	b	a	anyag
z_1	24	2,0705	0	49,69	53,831	44,7208	20	77,64	BNCMo3
z_2	51	2,0705	0	105,59	109,731	100,620	20		
z_3	24	2,0705	0	49,69	53,831	44,72081	20	96,25	
z_4	69	2,0705	0	142,86	147,001	137,8908	20		
z_5	43	2,0705	0	89,03	93,171	84,0608	20	90,06	
z_6	44	2,0705	0	91,10	95,241	86,1308	20		
z_7	24	2,0705	0	49,69	53,831	44,7208	20	70,39	
z_8	44	2,0705	0	91,10	95,241	86,1308	20		
z_9	24	2,0705	0	48	51,50	43,63	20		
z_{10}	43	2,0705	0	86	87,95	83,56	20		
z_{11}	24	2,0705	0	48	51,50	43,63	20		

Az előbb rögzített fogaskerék méretek alapján egy lehetséges, mérethelyes kinematikai vázlatot a 4. ábra, a hajtómű tengelyeinek térbeli elrendezését a 5. ábra szemlélteti



4. ábra, A hajtómű oldalsó nézete



5. ábra, A hajtóműben az áttételek elvi sémája

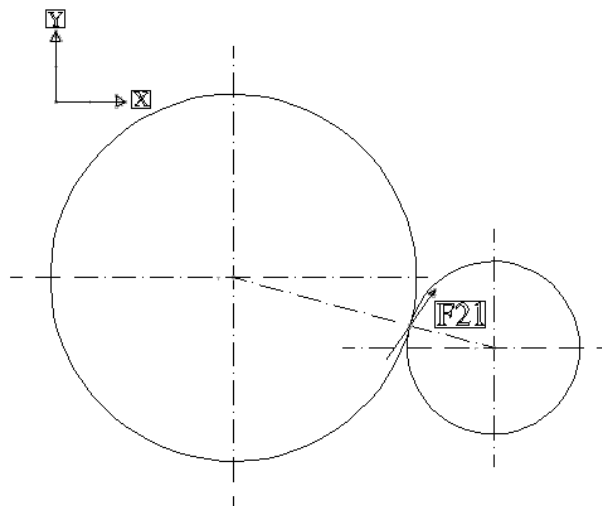
7.2. A TENGELYEK SZILÁRDSÁGI MÉRETEZÉSE

A tengelyek anyagának ötvöztött nemesíthető 42CrMo4 acélt választottam (rég. MSZ.:CMo4).

A megengedett feszültség Wöhler III szerint csavarásra: 120 MPa.
[4]

7.2.1. Az I. tengely méretezése

A tengelyekre ható erők



6.ábra Az I. tengely erőjátéka

A tengelyre ható tangenciális erő:

$$F_{t21} = \frac{2 \cdot M_{cs2}}{d_1} = \frac{2 \cdot 3,8}{0,04969} = 152 \text{ N}$$

A tengelyt terhelő radiális erő:

$$F_{r21} = F_{t21} \cdot \frac{\tan \alpha_0}{\cos \beta_0} = 152 \cdot \frac{0,3639}{0,9659} = 57 \text{ N}$$

Az előbbiek X-Y síkú komponensei:

$$F_{x21} = F_{t21} \cdot \cos 14,93^\circ + F_{r21} \cdot \sin 14,93^\circ = 79 \text{ N}$$

$$F_{y21} = F_{t21} \cdot \sin 14,93^\circ + F_{r21} \cdot \cos 14,93^\circ = 157 \text{ N}$$

A tengelyt terhelő axiális erők a ferde fogazás miatt:

$$F_x = F_{t21} * \tan \beta = 152 * 0,2697 = 41 \text{ N}$$

Az axiális irányú erőből adódó nyomaték (a nem 90°-os tengelyelrendezés miatt):

$$M_{cx21} = y * \frac{d_1}{2} * F_x = \cos 14,93^\circ * 41 \text{ N} = 0,25 \text{ Nm}$$

$$M_{cy21} = x * \frac{d_1}{2} * F_x = \sin 14,93^\circ * 41 \text{ N} = 0,98 \text{ Nm}$$

$$M_a = 0$$

$$0,0225 * F_{y21} + 0,1135 * F_b + M_{cx21}$$

$$3,79 = 0,1135 F_b$$

$$34 \text{ N} = F_b$$

$$M_b = 0$$

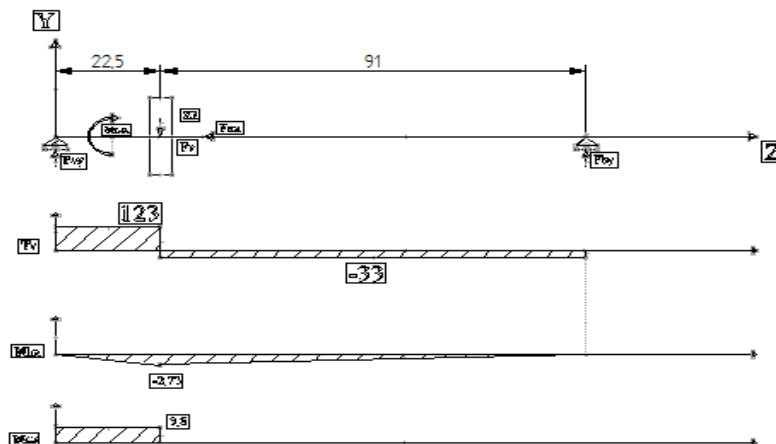
$$0,091 * F_{y21} + 0,1135 * F_b + M_{cx21}$$

$$14,027 = 0,1135 F_b$$

$$123 \text{ N} = F_b$$

Ellenőrzés vetületi egyenlettel:

$$Y = 123 - 157 + 34 = 0$$



7. ábra,

$$M_a = 0$$

$$0,0225 * F_{x21} + 0,1135 * F_a + M_{cy21}$$

$$2,75 = 0,1135 F_a$$

$$25 \text{ N} = F_a$$

$$M_b = 0$$

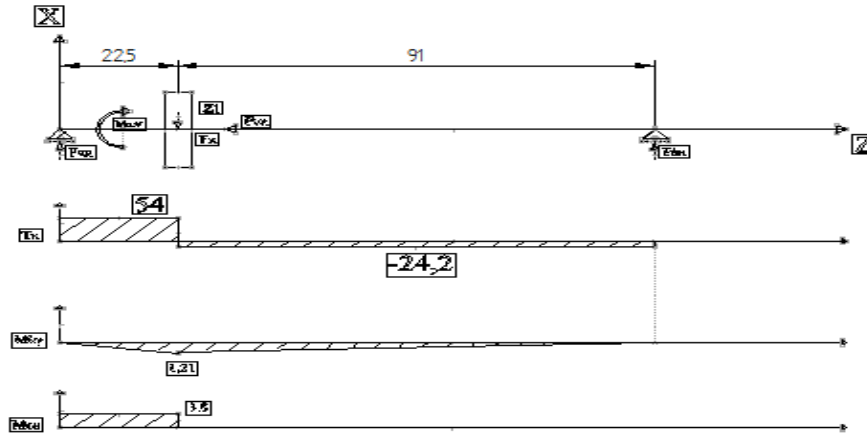
$$0,091 * F_{x21} + 0,1135 * F_a + M_{cy21}$$

$$6,209 = 0,1135 F_a$$

$$54 \text{ N} = F_a$$

Ellenőrzés vetületi egyenlettel:

$$X = 54 - 79 + 25 = 0$$



8. ábra

$$M_{hred} = \sqrt{M_{hxmax}^2 + M_{hymax}^2} = \sqrt{1,27^2 + 2,73^2} = 2,98 \text{ Nm}$$

A redukált nyomaték:

$$M_{red} = \sqrt{M_{hred}^2 + M_{cs1}^2} = \sqrt{2,98^2 + 3,8^2} = 4,82 \text{ Nm}$$

A szükséges keresztmetszeti tényező:

$$K_{szük} = \frac{M_{red}}{\sigma_{meg}} = \frac{4,82 \cdot 10^3}{120} = 40,16 \text{ mm}^3$$

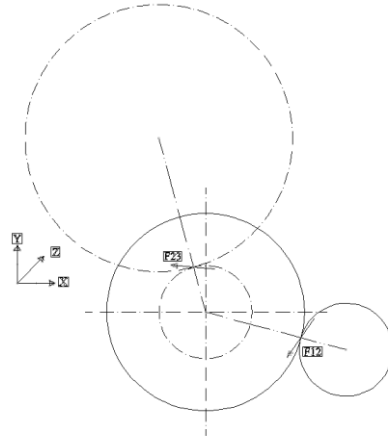
A minimális tengelyátmérő:

$$d_{min} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot K_{szük}}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 40,16}{\pi}} = 7,42 \text{ mm}$$

A választott tengely átmérő $d = 25 \text{ mm}$ mely megfelel az elvárásoknak [4][5]

7.2.2. A II. tengely méretezése

A tengelyekre ható erők



9.ábra A II. tengely erőjátéka

A tengelyre ható tangenciális erő:

$$F_{t12} = \frac{2 \cdot M_{cs2}}{d_2} = \frac{2 \cdot 8,12}{0,10559} = 154 \text{ N}$$

$$F_{t34} = \frac{2 \cdot M_{cs1}}{d_3} = \frac{2 \cdot 8,12}{0,04969} = 327 \text{ N}$$

A tengelyt terhelő radiális erő:

$$F_{r12} = F_{t12} \cdot \frac{\tan \alpha_0}{\cos \beta_0} = 154 \cdot \frac{0,3639}{0,9659} = 58 \text{ N}$$

$$F_{r34} = F_{t34} \cdot \frac{\tan \alpha_0}{\cos \beta_0} = 327 \cdot \frac{0,3639}{0,9659} = 123 \text{ N}$$

Az előbbiek X-Y síkú komponensei:

$$F_{x12} = F_{t12} \cdot \cos 14,93^\circ + F_{r12} \cdot \sin 14,93^\circ = 96 \text{ N}$$

$$F_{y12} = F_{t12} \cdot \sin 14,93^\circ + F_{r12} \cdot \cos 14,93^\circ = 163 \text{ N}$$

$$F_{x34} = F_{t34} \cdot \cos 17,98^\circ + F_{r34} \cdot \sin 17,98^\circ = 349 \text{ N}$$

$$F_{y34} = F_{t34} \cdot \sin 17,98^\circ + F_{r34} \cdot \cos 17,98^\circ = 218 \text{ N}$$

A tengelyt terhelő axiális erők a ferde fogazás miatt:

$$F_{x12} = F_{t12} \cdot \tan \beta = 154 \cdot 0,2697 = 41 \text{ N}$$

$$F_{x34} = F_{t34} \cdot \tan \beta = 327 \cdot 0,2697 = 87 \text{ N}$$

Az axiális irányú erőből adódó nyomaték (a nem 90°-os tengelyelrendezés miatt):

$$M_{cx21} = y \cdot \frac{d_2}{2} \cdot F_{x12} = \cos 14,93^\circ \cdot \frac{0,10559}{2} \cdot 41 \text{ N} = 2,09 \text{ Nm}$$

$$M_{cy21} = x \cdot \frac{d_2}{2} \cdot F_{x12} = \sin 14,93^\circ \cdot \frac{0,10559}{2} \cdot 41 \text{ N} = 0,56 \text{ Nm}$$

$$M_{cx34} = y \cdot \frac{d_3}{2} \cdot F_{x34} = \cos 17,98^\circ \cdot \frac{0,04969}{2} \cdot 87 \text{ N} = 0,66 \text{ Nm}$$

$$M_{cy34} = x \cdot \frac{d_3}{2} \cdot F_{x34} = \sin 17,98^\circ \cdot \frac{0,04969}{2} \cdot 87 \text{ N} = 2,05 \text{ Nm}$$

$$M_a=0$$

$$0,0225 \cdot F_{x21} + 0,1435 \cdot F_{x34} + 0,1135 \cdot F_b + M_{cx21} + M_{cx34} = 0$$

$$-53,731 = -0,1135 F_b$$

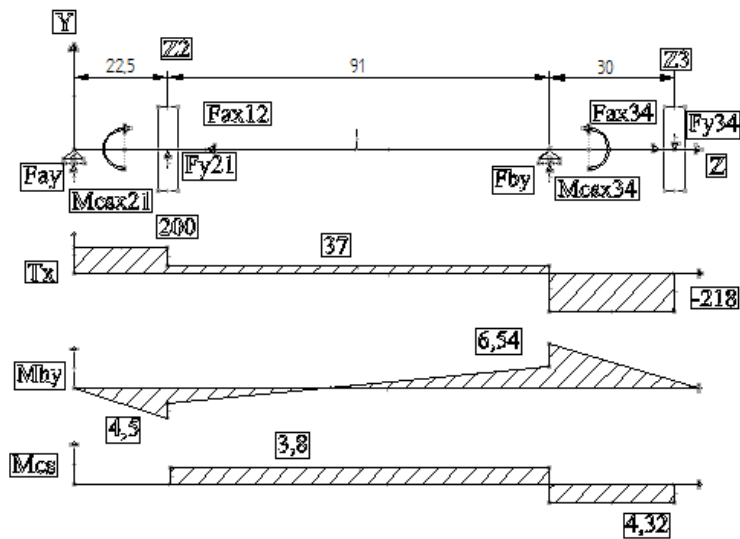
$$473 \text{ N} = F_b$$

$$M_b=0$$

$$0,03 \cdot F_{x21} + 0,091 \cdot F_{x34} - 0,1135 \cdot F_b + M_{cx21} + M_{cx34} = 0$$

$$-3,224 = 0,1135 F_b$$

$$-28 \text{ N} = F_b$$



10. ábra

Ellenőrzés vetületi egyenlettel:

$$Y = -28 - 96 + 473 - 349 = 0$$

$$M_a=0$$

$$0,0225 \cdot F_{y21} + 0,1435 \cdot F_{y34} - 0,1135 \cdot F_a + M_{cy21} + M_{cy34} = 0$$

$$-29,0455 = 0,1135 F_a$$

$$-255 \text{ N} = F_a$$

$$M_b=0$$

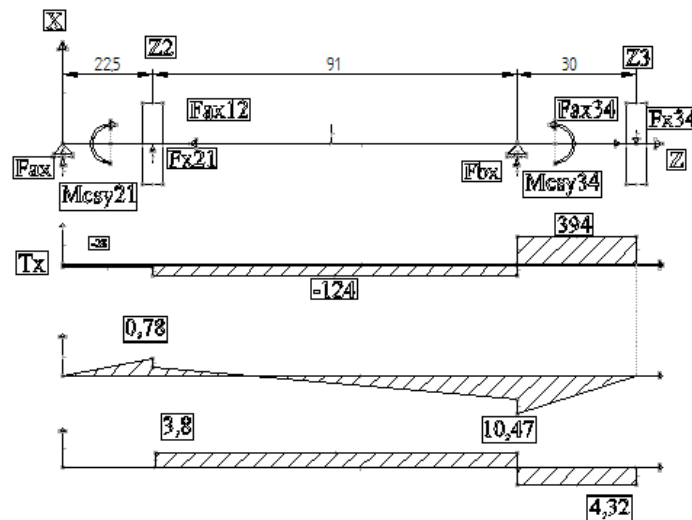
$$0,0225 \cdot F_{y21} + 0,1435 \cdot F_{y34} - 0,1135 \cdot F_a + M_{cy21} + M_{cy34} = 0$$

$$22,803 = 0,1135 F_a$$

$$200 \text{ N} = F_a$$

Ellenőrzés vetületi egyenlettel:

$$X = 200 - 163 - 255 + 218 = 0$$



11. ábra

$$M_{hred} = \sqrt{M_{hxmax}^2 + M_{hymax}^2} = \sqrt{10,47^2 + 6,54^2} = 12,34 \text{ Nm}$$

A redukált nyomaték:

$$M_{red} = \sqrt{M_{hred}^2 + M_{cs1}^2} = \sqrt{12,34^2 + 8,12^2} = 14,27 \text{ Nm}$$

A szükséges keresztmetszeti tényező:

$$K_{szük} = \frac{M_{red}}{\sigma_{meg}} = \frac{14,27 \cdot 10^3}{120} = 118,9 \text{ mm}^3$$

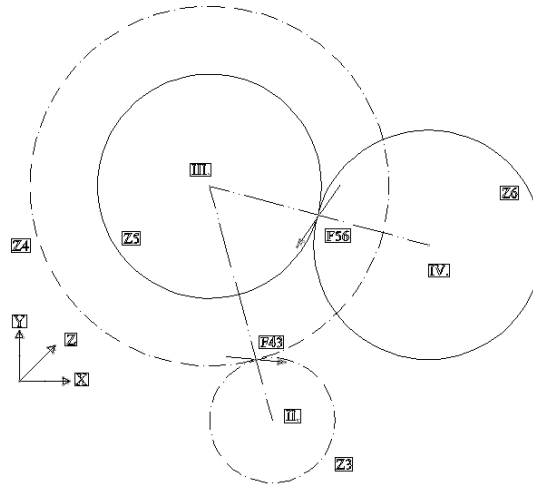
A minimális tengelyátmérő:

$$d_{min} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot K_{szük}}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 118,9}{\pi}} = 10,6 \text{ mm}$$

A választott tengely átmérő $d=25$ mm mely megfelel az elvárásoknak [4][5]

7.2.3. A III. tengely méretezése

A tengelyekre ható erők



12. ábra A III. tengely erőjátéka

A tengelyre ható tangenciális erő:

$$F_{t43} = \frac{2 \cdot M_{CS2}}{d_4} = \frac{2 \cdot 24,36}{0,14907} = 326 \text{ N}$$

$$F_{t56} = \frac{2 \cdot M_{CS1}}{d_5} = \frac{2 \cdot 24,36}{0,08903} = 547 \text{ N}$$

A tengelyt terhelő radiális erő:

$$F_{r43} = F_{t43} \cdot \frac{\tan \alpha_0}{\cos \beta_0} = 326 \cdot \frac{0,3639}{0,9659} = 123 \text{ N}$$

$$F_{r56} = F_{t56} \cdot \frac{\tan \alpha_0}{\cos \beta_0} = 547 \cdot \frac{0,3639}{0,9659} = 206 \text{ N}$$

Az előbbiek X-Y síkú komponensei:

$$F_{x43} = F_{t43} \cdot \cos 14,32^\circ + F_{r43} \cdot \sin 14,32^\circ = 345 \text{ N}$$

$$F_{y43} = F_{t43} \cdot \sin 14,32^\circ + F_{r43} \cdot \cos 14,32^\circ = 199 \text{ N}$$

$$F_{x56} = F_{t56} \cdot \sin 17,98^\circ + F_{r56} \cdot \cos 17,98^\circ = 365 \text{ N}$$

$$F_{y56} = F_{t56} \cdot \cos 17,98^\circ + F_{r56} \cdot \sin 17,98^\circ = 584 \text{ N}$$

A tengelyt terhelő axiális erők a ferde fogazás miatt:

$$F_{x43} = F_{t43} \cdot \tan \beta = 326 \cdot 0,2697 = 87 \text{ N}$$

$$F_{x56} = F_{t56} \cdot \tan \beta = 547 \cdot 0,2697 = 146 \text{ N}$$

Az axiális irányú erőből adódó nyomaték (a nem 90°-os tengelyelrendezés miatt):

$$M_{cx43} = y \cdot \frac{d_4}{2} \cdot F_{x43} = \sin 14,32^\circ \cdot \frac{0,14907}{2} \cdot 87 \text{ N} = 1,6 \text{ Nm}$$

$$M_{cy43} = x \cdot \frac{d_4}{2} \cdot F_{x43} = \cos 14,32^\circ \cdot \frac{0,14907}{2} \cdot 87 \text{ N} = 6,28 \text{ Nm}$$

$$M_{cx56} = y \cdot \frac{d_5}{2} \cdot F_{x56} = \cos 17,98^\circ \cdot \frac{0,08903}{2} \cdot 146 \text{ N} = 6,18 \text{ Nm}$$

$$M_{cy56} = x \cdot \frac{d_5}{2} \cdot F_{x56} = \sin 17,98^\circ \cdot \frac{0,08903}{2} \cdot 146 \text{ N} = 2 \text{ Nm}$$

$$M_a=0$$

$$0,091 \cdot F_{y56} + 0,1435 \cdot F_{y34} - 0,1135 \cdot F_b + M_{cx43} - M_{cx56} = 0$$

$$77,1205 = 0,1135 F_b$$

$$679 \text{ N} = F_b$$

$$M_b=0$$

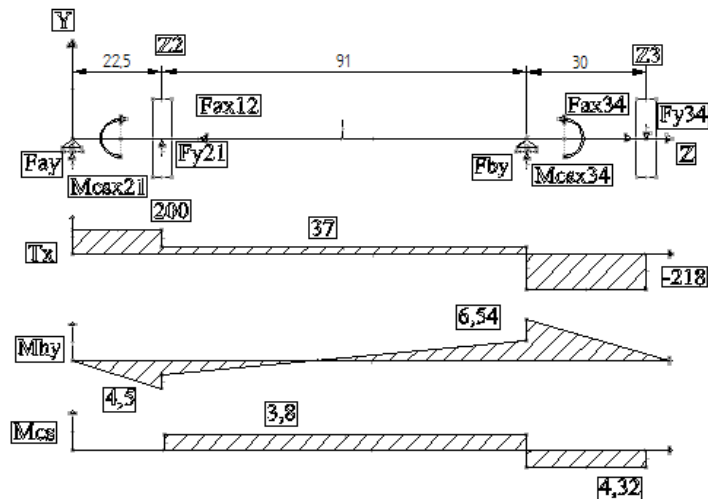
$$0,03 \cdot F_{y56} + 0,091 \cdot F_{y43} - 0,1135 \cdot F_a + M_{cx21} - M_{cx34} = 0$$

$$11,75 = 0,1135 F_a$$

$$104 \text{ N} = F_a$$

Ellenőrzés vetületi egyenlettel:

$$Y = 104 - 584 + 679 - 195 = 0$$



13. ábra

$$M_a=0$$

$$0,091 \cdot F_{x21} + 0,1435 \cdot F_{x34} - 0,1135 \cdot F_b + M_{cy43} - M_{cy56} = 0$$

$$20,716 = 0,1135 F_b$$

$$182 \text{ N} = F_b$$

$$M_b=0$$

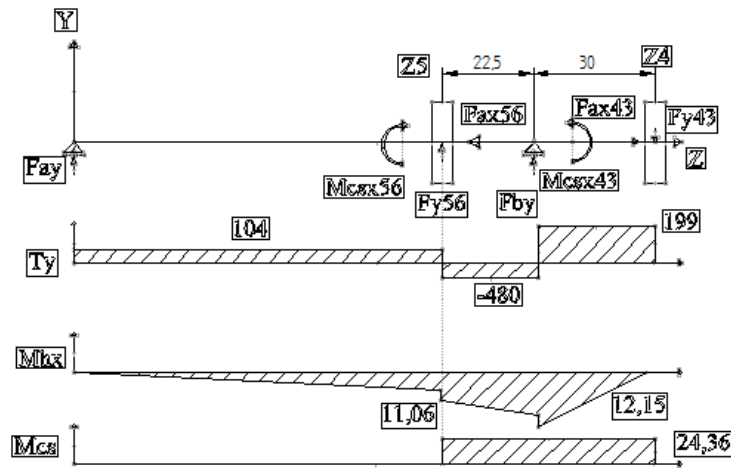
$$0,03 \cdot F_{x21} + 0,0225 \cdot F_{x34} - 0,1135 \cdot F_a + M_{cy43} - M_{cy56} = 0$$

$$-22,8725 = 0,1135 F_a$$

$$201 \text{ N} = F_a$$

Ellenőrzés vetületi egyenlettel:

$$X = 201 - 365 - 182 + 346 = 0$$



14. ábra

$$M_{hred} = \sqrt{M_{hxmax}^2 + M_{hymax}^2} = \sqrt{18,281^2 + 12,15^2} = 21,95 \text{ Nm}$$

A redukált nyomaték:

$$M_{red} = \sqrt{M_{hred}^2 + M_{cs1}^2} = \sqrt{21,95^2 + 24,36^2} = 32,79 \text{ Nm}$$

A szükséges keresztmetszeti tényező:

$$K_{szük} = \frac{M_{red}}{\sigma_{meg}} = \frac{32,79 \cdot 10^3}{120} = 273,25 \text{ mm}^3$$

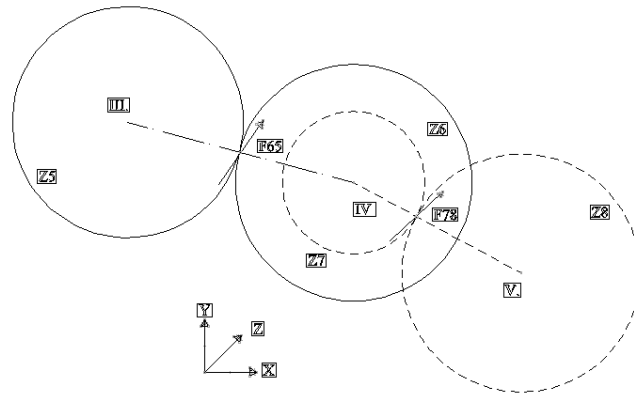
A minimális tengelyátmérő:

$$d_{min} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot K_{szük}}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 273,25}{\pi}} = 14,06 \text{ mm}$$

A választott tengely átmérő $d=25$ mm mely megfelel az elvárásoknak [4][5]

7.2.4. A IV. tengely méretezése

A tengelyre ható erők



15.ábra A IV. tengely erőjátéka

A tengelyre ható tangenciális erő:

$$F_{t65} = \frac{2 \cdot M_{cs4}}{d_6} = \frac{2 \cdot 24,93}{0,09110} = 547 \text{ N}$$

$$F_{t78} = \frac{2 \cdot M_{cs4}}{d_7} = \frac{2 \cdot 24,93}{0,04969} = 1003 \text{ N}$$

A tengelyt terhelő radiális erő:

$$F_{r65} = F_{t65} \cdot \frac{\tan \alpha_0}{\cos \beta_0} = 547 \cdot \frac{0,3639}{0,9659} = 206 \text{ N}$$

$$F_{r78} = F_{t78} \cdot \frac{\tan \alpha_0}{\cos \beta_0} = 1003 \cdot \frac{0,3639}{0,9659} = 377 \text{ N}$$

Az előbbiek X-Y síkú komponensei:

$$F_{x65} = F_{t65} \cdot \sin 14,32^\circ + F_{r65} \cdot \cos 14,32^\circ = 334 \text{ N}$$

$$F_{y65} = F_{t65} \cdot \cos 14,32^\circ - F_{r65} \cdot \sin 14,32^\circ = 581 \text{ N}$$

$$F_{x78} = F_{t78} \cdot \sin 29,8^\circ + F_{r78} \cdot \cos 29,8^\circ = 825 \text{ N}$$

$$F_{y78} = F_{t78} \cdot \cos 29,8^\circ - F_{r78} \cdot \sin 29,8^\circ = 1057 \text{ N}$$

A tengelyt terhelő axiális erők a ferde fogazás miatt:

$$F_{x65} = F_{t65} \cdot \tan \beta = 547 \cdot 0,2697 = 146 \text{ N}$$

$$F_{x78} = F_{t78} \cdot \tan \beta = 1003 \cdot 0,2697 = 268 \text{ N}$$

Az axiális irányú erőből adódó nyomaték (a nem 90°-os tengelyelrendezés miatt):

$$M_{cx65} = y \cdot \frac{d_6}{2} \cdot F_{x43} = \sin 14,32^\circ \cdot \frac{0,0911}{2} \cdot 146 \text{ N} = 1,64 \text{ Nm}$$

$$M_{cy65} = x \cdot \frac{d_6}{2} \cdot F_{x43} = \cos 14,32^\circ \cdot \frac{0,0911}{2} \cdot 146 \text{ N} = 6,43 \text{ Nm}$$

$$M_{cx78} = y \cdot \frac{d_7}{2} \cdot F_{x56} = \cos 29,8^\circ \cdot \frac{0,04969}{2} \cdot 268 \text{ N} = 5,77 \text{ Nm}$$

$$M_{cy78} = x \cdot \frac{d_7}{2} \cdot F_{x56} = \sin 29,8^\circ \cdot \frac{0,04969}{2} \cdot 268 \text{ N} = 3,3 \text{ Nm}$$

$$M_a=0$$

$$0,012 \cdot -F_{y78} + 0,091 \cdot -F_{y65} + 0,1135 \cdot F_b + M_{cx65} + M_{cx78} = 0$$

$$58,145 = 0,1135 F_b$$

$$512 N = F_b$$

$$M_b=0$$

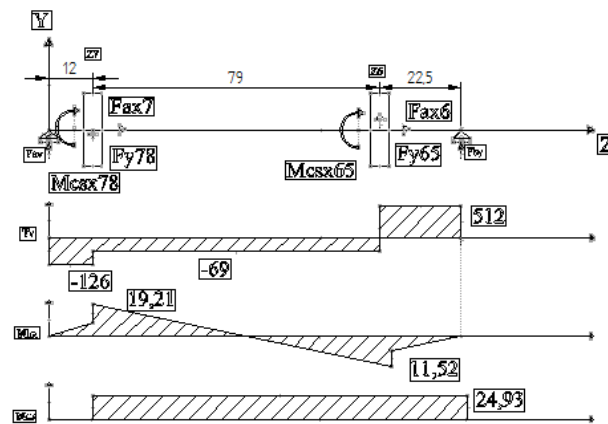
$$0,0225 \cdot F_{y65} + 0,1015 \cdot F_{y78} + 0,1135 \cdot F_b + M_{cx65} + M_{cx78} = 0$$

$$127,768 = 0,1135 F_b$$

$$1125 N = F_b$$

Ellenőrzés vetületi egyenlettel:

$$Y = -1125 + 1057 + 581 - 512 = 0$$



16. ábra

$$M_a=0$$

$$0,012 \cdot -F_{x78} + 0,091 \cdot -F_{x65} + 0,1135 \cdot F_a + M_{cy65} + M_{cy78} = 0$$

$$30,564 = 0,1135 F_a$$

$$270 N = F_a$$

$$M_b=0$$

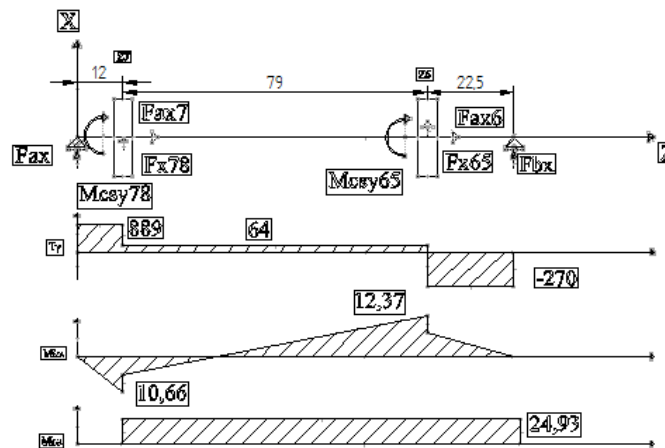
$$0,0225 \cdot F_{x65} + 0,1015 \cdot F_{x78} + 0,1135 \cdot F_a + M_{cy65} + M_{cy78} = 0$$

$$100,9825 = 0,1135 F_a$$

$$889 N = F_a$$

Ellenőrzés vetületi egyenlettel:

$$X = 889 - 825 - 334 + 270 = 0$$



17. ábra

$$M_{hred} = \sqrt{M_{hxmax}^2 + M_{hymax}^2} = \sqrt{12,375^2 + 19,21^2} = 22,85 \text{ Nm}$$

A redukált nyomaték:

$$M_{red} = \sqrt{M_{hred}^2 + M_{cs1}^2} = \sqrt{22,85^2 + 24,93^2} = 33,8 \text{ Nm}$$

A szükséges keresztmetszeti tényező:

$$K_{szük} = \frac{M_{red}}{\sigma_{meg}} = \frac{33,8 \cdot 10^3}{120} = 281,66 \text{ mm}^3$$

A minimális tengelyátmérő:

$$d_{min} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot K_{szük}}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 281,66}{\pi}} = 14,20 \text{ mm}$$

A választott tengely átmérő $d=25$ mm mely megfelel az elvárásoknak [4][5]

7.2.5. Az V. tengely méretezése

A tengelyre ható tangenciális erő:

$$F_{t87} = \frac{2 \cdot M_{cs5}}{d_8} = \frac{2 \cdot 45,73}{0,09110} = 1003 \text{ N}$$

$$F_{t910} = \frac{2 \cdot M_{cs5}}{d_9} = \frac{2 \cdot 45,73}{0,06386} = 1905 \text{ N}$$

A tengelyt terhelő radiális erő:

$$F_{r87} = F_{t87} \cdot \frac{\tan \alpha_0}{\cos \beta_0} = 1003 \cdot \frac{0,3639}{0,9659} = 377 \text{ N}$$

$$F_{r910} = F_{t910} \cdot \left[\frac{\tan \alpha_0 + \cos \delta}{\cos \beta_0} - \tan \beta_0 \cdot \sin \delta \right] = [2]$$

$$1905 * \left[\frac{0,3639 * 0,8677}{0,9659} - (0,2679 * 0,4969) \right] = 369 \text{ N}$$

Az előbbiek X-Y síkú komponensei:

$$F_{x87} = F_{t87} * \sin 29,8^\circ + F_{r87} * \cos 29,8^\circ = 825 \text{ N}$$

$$F_{y87} = F_{87} * \cos 29,8^\circ - F_{r87} * \sin 29,8^\circ = 1057 \text{ N}$$

A tengelyt terhelő axiális erők a ferde fogazás miatt:

$$F_{x87} = F_{t87} * \tan \beta = 1003 * 0,2697 = 268 \text{ N}$$

$$F_{x910} = F_{t910} * \left[\frac{\tan \alpha_0 + \sin \delta}{\cos \beta_0} + \tan \beta_0 * \cos \delta \right] =$$

$$1905 * \left[\frac{0,3639 * 0,4969}{0,9659} + (0,2679 * 0,8677) \right] = 799 \text{ N}$$

Az axiális irányú erőből adódó nyomaték (a nem 90°-os tengelyelrendezés miatt):

$$M_{cx87} = y * \frac{d_6}{2} * F_{x43} = \sin 29,8^\circ * \frac{0,0911}{2} * 268 \text{ N} = 10,58 \text{ Nm}$$

$$M_{cy87} = x * \frac{d_6}{2} * F_{x43} = \cos 29,8^\circ * \frac{0,0911}{2} * 268 \text{ N} = 6,06 \text{ Nm}$$

$$M_{cx910} = \frac{d_9}{2} * F_{x910} = \frac{0,048}{2} * 717 \text{ N} = 19,176 \text{ Nm}$$

$$M_a = 0$$

$$0,065 * F_{y87} - 0,08 * F_{t910} + 0,04 * F_b + M_{cx87} = 0$$

$$73,115 = 0,04 F_b$$

$$1827 \text{ N} = F_b$$

$$M_b = 0$$

$$0,025 * F_{y87} - 0,04 * F_{t910} + 0,04 * F_b + M_{cx87} = 0$$

$$39,195 = 0,04 F_b$$

$$979 \text{ N} = F_b$$

Ellenőrzés vetületi egyenlettel:

$$Y = 979 - 1827 - 1057 + 1905 = 0$$

$$M_a = 0$$

$$0,065 * F_{x87} - 0,08 * F_{t910} + 0,04 * F_a + M_{cy87} + M_{cx910} = 0$$

$$43,284 = 0,04 F_a$$

$$1082 \text{ N} = F_a$$

$$M_b = 0$$

$$0,025 * F_{x87} + 0,04 * F_{t910} + 0,04 * F_a + M_{cy87} + M_{cx910} = 0$$

$$25,04 = 0,04 F_a$$

$$626 \text{ N} = F_a$$

Ellenőrzés vetületi egyenlettel:

$$X = 626 - 1082 + 825 - 369 = 0$$

$$M_{hred} = \sqrt{M_{hxmax}^2 + M_{hymax}^2} = \sqrt{39,16^2 + 25,04^2} = 46,48 \text{ Nm}$$

A redukált nyomaték:

$$M_{red} = \sqrt{M_{hred}^2 + M_{cs1}^2} = \sqrt{46,48^2 + 45,73^2} = 65,20 \text{ Nm}$$

A szükséges keresztmetszeti tényező:

$$K_{szük} = \frac{M_{red}}{\sigma_{meg}} = \frac{65,02 \cdot 10^3}{120} = 543,33 \text{ mm}^3$$

A minimális tengelyátmérő:

$$d_{min} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot K_{szük}}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 543,33}{\pi}} = 17,68 \text{ mm}$$

A választott tengely átmérő $d = 25 \text{ mm}$ mely megfelel az elvárásoknak [4][5]

7.2.6. A VI. tengely méretezése

A tengelyre ható tangenciális erő:

$$F_{t109} = \frac{2 \cdot M_{cs6}}{d_{10}} = \frac{2 \cdot 81,96}{0,086} = 1905 \text{ N}$$

$$F_{t1011} = \frac{2 \cdot M_{cs6}}{d_{10}} = \frac{2 \cdot 81,96}{0,086} = 1905 \text{ N}$$

A tengelyt terhelő radiális erő:

$$F_{r109} = F_{t109} \cdot \left[\frac{\tan \alpha_0 \cdot \cos \delta}{\cos \beta_0} + \tan \beta_0 \cdot \sin \delta \right] = [2]$$

$$1905 \cdot \left[\frac{0,3639 \cdot 0,4848}{0,9659} + (0,2679 \cdot 0,8746) \right] = 794 \text{ N}$$

$$F_{r1011} = F_{t1011} \cdot \left[\frac{\tan \alpha_0 \cdot \cos \delta}{\cos \beta_0} + \tan \beta_0 \cdot \sin \delta \right] = [2]$$

$$1905 \cdot \left[\frac{0,3639 \cdot 0,4848}{0,9659} + (0,2679 \cdot 0,8746) \right] = 794 \text{ N}$$

A tengelyt terhelő axiális erők a ferde fogazás miatt:

$$F_{x910} = F_{t910} \cdot \left[\frac{\tan \alpha_0 \cdot \sin \delta}{\cos \beta_0} - \tan \beta_0 \cdot \cos \delta \right] =$$

$$1905 * \left[\frac{0,3639 * 0,8746}{0,9659} - (0,2679 * 0,4848) \right] = 380 \text{ N}$$

$$F_{x910} = F_{t910} * \left[\frac{\tan \alpha_0 + \sin \delta}{\cos \beta_0} - \tan \beta_0 * \cos \delta \right] =$$

$$1905 * \left[\frac{0,3639 * 0,8746}{0,9659} - (0,2679 * 0,4848) \right] = 380 \text{ N}$$

Az axiális irányú erőből adódó nyomaték (a nem 90°-os tengelyrendezés miatt):

$$M_{c109} = \frac{d_{10}}{2} * F_{x910} = \frac{0,086}{2} * 794 \text{ N} = 34,142 \text{ Nm}$$

$$M_{c1011} = \frac{d_{10}}{2} * F_{x910} = \frac{0,086}{2} * 794 \text{ N} = 34,142 \text{ Nm}$$

$$M_a = 0$$

$$0,240 * F_{r1011} + 0,240 * F_{t109} + 0,295 * F_b + M_{c109} = 0$$

$$681,902 = 0,295 F_b$$

$$2311 \text{ N} = F_b$$

$$M_b = 0$$

$$0,055 * -F_{r1011} + 0,055 * -F_{t109} + 0,295 * F_a + M_{c109} = 0$$

$$182,587 = 0,02 F_a$$

$$387 \text{ N} = F_a$$

Ellenőrzés vetületi egyenlettel:

$$Y = 2311 + 387 - 794 - 1905 = 0$$

$$M_a = 0$$

$$0,240 * F_{r109} + 0,240 * F_{t1011} + 0,295 * F_b + M_{c1011} = 0$$

$$681,902 = 0,295 F_b$$

$$2311 \text{ N} = F_b$$

$$M_b = 0$$

$$0,055 * -F_{r109} + 0,055 * -F_{t1011} + 0,295 * F_a + M_{c1011} = 0$$

$$182,587 = 0,02 F_a$$

$$387 \text{ N} = F_a$$

Ellenőrzés vetületi egyenlettel:

$$X = 2311 + 387 - 794 - 1905 = 0$$

$$M_{\text{hred}} = \sqrt{M_{hxmax}^2 + M_{hymax}^2} = \sqrt{127,105^2 + 127,105^2} = 179,75 \text{ Nm}$$

A redukált nyomaték:

$$M_{red} = \sqrt{M_{hred}^2 + M_{cs1}^2} = \sqrt{179,75^2 + 81,96^2} = 197,55 \text{ Nm}$$

A minimális tengelyátmérő:

$$d_{min} = 2,17 * \sqrt[3]{\frac{M_{red}}{[1 - (\frac{d_1}{d})^4] * \sigma_{meg}}} = \sqrt[3]{\frac{197,55 * 10^3}{[1 - 0,73^4] * 120}} = 28,64 \text{ mm}$$

$$d = 28,64 \text{ mm}$$

$$d_1 = 20,9 \text{ mm}$$

Választásom, $d = 40 \text{ mm}$ és $d_1 = 28 \text{ mm}$

[4][5]

7.2.7. A VII. és a VIII. tengely méretezése

$$\tau_{max} = \frac{M_{cs}}{K_p}$$

$$\tau_{max} = \frac{Re_H}{\sqrt{3} * n} = \frac{987}{\sqrt{3} * 3} = 189 \text{ MPa}$$

$$K_p = \frac{M_{cs}}{\tau_{max}} = \frac{45,73 * 10^3}{189} = 241,95$$

$$d_{min} = \sqrt[3]{\frac{16 * K_p}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{16 * 241,95}{\pi}} = 10,72 \text{ mm}$$

Mivel hasonló terhelést kap, mint az ötödik tengely ezért itt is $d = 25 \text{ mm}$ -t választom

7.3. RETESZ MÉRETEZÉS

A fogaskerekekről reteszekkel adom át a nyomatékot a tengelyekre. A retesz igénybevétele nyírás és palástnyomás. Mivel méretei szabványosak, és hosszát a fogaskerék agyszélessége meghatározza, ezért csak kritikus esetben szokás szilárdságilag ellenőrizni. A mértékadó terhelés a palástnyomás.

A reteszek anyagának E360 (régi MSZ.:A70) acélt választok. A megengedett palástnyomás lengő terhelés esetén: 120 MPa.

- a reteszt terhelő palástnyomás:

$$p = \frac{F_{ker}}{A} \leq p_{meg}$$

ahol:

$$F_{ker} = \frac{2 * M_{cs}}{d_t}$$

$$A = (h - t_1) * l$$

- a minimális reteshossz:

$$l_1 = \frac{2 * M_{cs}}{d_t * (h - t_1) * p_{meg}}$$

- a retesz tényleges hossza lekerekített esetén:

$$l = l_{min} + b$$

- a reteszhorony gyengítő hatása miatt nagyobb átmérőt kell választanom.

$$d = d_{min} + h_1 \quad [3]$$

7.3.1. Az I. tengely reteszeinek méretezése

A tengely átmérője: $d_1 = 25 \text{ mm}$

A 22-30 mm-es átmérőtartományhoz tartozó retesz ($b \times h = 8 \times 7$) tengelybeli horonymélysége:

$t_1 = 5 \text{ mm}$

a minimális reteshossz:

$$l_1 = \frac{2 * M_{cs1}}{d_t * (h - t_1) * p_{meg}} = \frac{2 * 3,8 * 10^3}{25 * (7 - 5) * 120} = 1,26$$

a retesz tényleges hossza lekerekített esetén:

$$l = l_{min} + b = 1,26 + 8 = 9,26 \text{ mm}$$

„A” alakú retesszel lesz rögzítve, hosszát **$l = 25 \text{ mm}$** -re választom, mely kereskedelmi forgalomban kapható szabványos elem.

$b \times h \times l = 8 \times 7 \times 25 \text{ [mm]}$ A alak

7.3.2. A II. tengely reteszeinek méretezése

A tengely átmérője: $d_2 = 25 \text{ mm}$, végig mind a két fogaskeréknél

A 22-30 mm-es átmérőtartományhoz tartozó retesz ($b \times h = 8 \times 7$) tengelybeli horonymélysége:

$t_1 = 5 \text{ mm}$

a minimális reteshossz:

$$l_2 = \frac{2 \cdot M_{cs2}}{d_t \cdot (h - t_1) \cdot p_{meg}} = \frac{2 \cdot 8,12 \cdot 10^3}{25 \cdot (7 - 5) \cdot 120} = 2,70$$

a retesz tényleges hossza lekerekített esetén:

$$l = l_{\min} + b = 2,70 + 8 = 10,7 \text{ mm}$$

„A” alakú retesszel lesz rögzítve, hosszát **l= 25mm**-re választom, mely kereskedelmi forgalomban kapható szabványos elem.

b_xh_xl=8x7x25 [mm] A alak

7.3.3. A III. tengely reteszeinek méretezése

A tengely átmérője: d₃=25mm, végig mind a két fogaskeréknél

A 22-30 mm-es átmérőtartományhoz tartozó retesz (b_xh=8x7) tengelybeli horonymélysége:

t₃=5mm

a minimális reteshossz:

$$l_3 = \frac{2 \cdot M_{cs3}}{d_t \cdot (h - t_1) \cdot p_{meg}} = \frac{2 \cdot 24,36 \cdot 10^3}{25 \cdot (7 - 5) \cdot 120} = 8,12$$

a retesz tényleges hossza lekerekített esetén:

$$l = l_{\min} + b = 8,12 + 8 = 16,12 \text{ mm}$$

„A” alakú retesszel lesz rögzítve, hosszát **l= 25mm**-re választom, mely kereskedelmi forgalomban kapható szabványos elem.

b_xh_xl=8x7x25 [mm] A alak

7.3.4. A IV. tengely reteszeinek méretezése

A tengely átmérője: d₄=25mm, végig mind a két fogaskeréknél

A 22-30 mm-es átmérőtartományhoz tartozó retesz (b_xh=8x7) tengelybeli horonymélysége:

t₄=5mm

a minimális reteshossz:

$$l_4 = \frac{2 \cdot M_{cs4}}{d_t \cdot (h - t_1) \cdot p_{meg}} = \frac{2 \cdot 24,93 \cdot 10^3}{25 \cdot (7 - 5) \cdot 120} = 8,31$$

a retesz tényleges hossza lekerekített esetén:

$$l=l_{\min}+b=8,31+8=16,31\text{mm}$$

„A” alakú retesszel lesz rögzítve, hosszát $l=25\text{mm}$ -re választom, mely kereskedelmi forgalomban kapható szabványos elem.

$b \times h \times l = 8 \times 7 \times 25$ [mm] A alak

7.3.5. Az V. tengely reteszeinek méretezése

A tengely átmérője: $d_5=25\text{mm}$, végig mind a két fogaskeréknél

A 22-30 mm-es átmérőtartományhoz tartozó retesz ($b \times h=8 \times 7$) tengelybeli horonymélysége:

$$t_4=5\text{mm}$$

a minimális reteshossz:

$$l_5 = \frac{2 \cdot M_{cs5}}{d_t \cdot (h - t_1) \cdot p_{meg}} = \frac{2 \cdot 45,73 \cdot 10^3}{25 \cdot (7 - 5) \cdot 120} = 15,24$$

a retesz tényleges hossza lekerekített esetén:

$$l=l_{\min}+b=15,24+8=23,24,\text{mm}$$

„A” alakú retesszel lesz rögzítve, hosszát $l=25\text{mm}$ -re választom, mely kereskedelmi forgalomban kapható szabványos elem.

$b \times h \times l = 8 \times 7 \times 25$ [mm] A alak

7.3.6. A VI. tengely reteszeinek méretezése

A tengely átmérője: $d_{40}=25\text{mm}$, végig mind a két fogaskeréknél

A 22-30 mm-es átmérőtartományhoz tartozó retesz ($b \times h=8 \times 7$) tengelybeli horonymélysége:

$$t_6=5\text{mm}$$

a minimális reteshossz:

$$l_6 = \frac{2 \cdot M_{cs5} + M_{cs6}}{d_t \cdot (h - t_1) \cdot p_{meg}} = \frac{2 \cdot (81,90) \cdot 10^3}{40 \cdot (7 - 5) \cdot 120} = 17,0625$$

a retesz tényleges hossza lekerekített esetén:

$$l=l_{\min}+b=17,0625+8=23,24,\text{mm}$$

„A” alakú retesszel lesz rögzítve, hosszát **l= 32mm**-re választom, mely kereskedelmi forgalomban kapható szabványos elem.

$b \times h \times l = 8 \times 7 \times 32$ [mm] A alak

7.3.7. A VII. és a VIII. tengely reteszeinek méretezése

A tengely átmérője: $d_{7\text{és}8} = 25\text{mm}$, végig mind a két fogaskeréknél

A 22-30 mm-es átmérőtartományhoz tartozó retesz ($b \times h = 8 \times 7$) tengelybeli horonymélysége:

$t_{7\text{és}8} = 5\text{mm}$

a minimális reteshossz:

$$l_{7\text{és}8} = \frac{2 \cdot M_{GS7}}{d_t \cdot (h - t_1) \cdot p_{meg}} = \frac{2 \cdot 45,73 \cdot 10^3}{25 \cdot (7 - 5) \cdot 120} = 15,24$$

a retesz tényleges hossza lekerekített esetén:

$$l = l_{\min} + b = 15,24 + 8 = 23,24, \text{mm}$$

„A” alakú retesszel lesz rögzítve, hosszát **l= 25mm**-re választom, mely kereskedelmi forgalomban kapható szabványos elem.

$b \times h \times l = 8 \times 7 \times 25$ [mm] A alak

7.4. A CSAPÁGY KIVÁLASZTÁS

A csapágyakat dinamikus teherbírásra méretezem.

A kiválasztáshoz szükséges alapösszefüggések:

- dinamikus egyenértékű csapágyterhelés:

A Csapágykiválasztás során az SKF főkatalógusát használtam segítségül [7]

Értékét kétféle módon lehet meghatározni attól függően, hogy milyen a terhelések aránya:

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

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad \text{ha } F_a/F_r > e$$

ahol:

F_r – csapágy radiális terhelése [N] F_a – axiális terhelése [N]

X – a terhelés radiális tényezője Y – axiális tényezője

e – a terhelési viszonyszám tényezője.

- csapágyak élet tartamegyenlete:

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

L_{10} -névleges élettartam (millió körülfordulás)

C -dinamikus teherbírás [kN]

P -dinamikus egyenértékű terhelés [kN]

p -élettartam kitevő (golyóscsapágy: $p=3$, görgőscsapágy: $p=10/3$)

- névleges élettartam (üzemórában):

$$L_{10h} = \frac{10^6}{n \cdot 60} * \left(\frac{C}{P} \right)^p [h], \text{ ahol}$$

n - fordulatszám (min^{-1})

A kiválasztás során úgy járunk el, hogy a nagyobb terhelésű tengelyvéget vesszük figyelembe, majd a választott csapágytípust alkalmazzuk a másik tengelyvégen is.

A csapágyak által elvárt élettartam hajtóművekben minimálisan $L_h=20000$ üzemóra.

7.4.1. Az I. tengely csapágynak kiválasztása

A és B pont csapágya

A tengelyt axiális erő terheli. A nagyobb terhelőerő a A pontban ébred a terhelőerő ábra szerint.

tengelyátmérő: az A pontban: $d=25\text{mm}$

a B pontban: $d=25\text{mm}$

$$P = F_r + 0,55 F_a \text{ ha } F_a/F_r \leq 1,14$$

$$P = 0,57 F_r + 0,93 F_a \text{ ha } F_a/F_r > 1,14$$

A csapágy

$$F_{rA} = \sqrt{F_{rAx}^2 + F_{rAy}^2} = \sqrt{33^2 + 24^2} = 40,8 \text{ N}$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{41}{40,8} = 1,005, \text{ tehát az első egyenletet kell használni}$$

$$P_o = F_{rA} + 0,55 F_a = 40,8 + 0,55 \cdot 41 = 63,35 \text{ N}$$

$$L = \frac{L_h \cdot n_1 \cdot 60}{10^6} = \frac{20000 \cdot 1125 \cdot 60}{10^6} = 1350 \text{ millió fordulat}$$

$$C = P \cdot L^{\frac{1}{p}} = 63,35 \cdot 1350^{\frac{1}{3}} = 683 \text{ N}$$

A választott csapágy a A pontba: **SKF 7205** ($C=15,6\text{kN}$)

B csapágy

$$F_{rB} = \sqrt{F_{rBx}^2 + F_{rBy}^2} = \sqrt{123^2 + 54^2} = 134 \text{ N}$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{41}{134} = 0,305 \text{ tehát az első egyenletet kell használni}$$

$$P_o = F_{rB} + 0,55 F_a = 134 + 0,55 \cdot 41 = 156,55 \text{ N}$$

$$L = \frac{L_h \cdot n_1 \cdot 60}{10^6} = \frac{20000 \cdot 1125 \cdot 60}{10^6} = 1350 \text{ millió fordulat}$$

$$C = P \cdot L^{\frac{1}{p}} = 156,55 \cdot 1350^{\frac{1}{3}} = 1,689 \text{ kN}$$

A választott csapágy a B pontba: **SKF 7205** ($C=15,6\text{kN}$)

7.4.2. A II. tengely csapágynak kiválasztása

A és B pont csapágya

A tengelyt axiális erő terheli. A nagyobb terhelőerő a A pontban ébred a terhelőerő ábra szerint.

tengelyátmérő: az A pontban: $d=25\text{mm}$

a B pontban: $d=25\text{mm}$

$$P = F_r + 0,55 F_a \text{ ha } F_a/F_r \leq 1,14$$

$$P = 0,57 F_r + 0,93 F_a \text{ ha } F_a/F_r > 1,14$$

A csapágy

$$F_{rA} = \sqrt{F_{rAx}^2 + F_{rAy}^2} = \sqrt{28^2 + 200^2} = 202 \text{ N}$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{41}{202} = 0,2029, \text{ tehát az első egyenletet kell használni}$$

$$P_o = F_{rA} + 0,55 F_a = 202 + 0,55 \cdot 41 = 224,55 \text{ N}$$

$$L = \frac{L_h \cdot n_1 \cdot 60}{10^6} = \frac{20000 \cdot 1125 \cdot 60}{10^6} = 1350 \text{ millió fordulat}$$

$$C = P \cdot L^{\frac{1}{3}} = 224,55 \cdot 1350^{\frac{1}{3}} = 2,4 \text{ kN}$$

A választott csapágy a A pontba: **SKF 7205** ($C=15,6\text{kN}$)

B csapágy

$$F_{rB} = \sqrt{F_{rBx}^2 + F_{rBy}^2} = \sqrt{473^2 + 255^2} = 573 \text{ N}$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{87}{573} = 0,151 \text{ tehát az első egyenletet kell használni}$$

$$P_o = F_{rA} + 0,55 F_a = 573 + 0,55 \cdot 87 = 620,85 \text{ N}$$

$$L = \frac{L_h \cdot n_1 \cdot 60}{10^6} = \frac{20000 \cdot 1125 \cdot 60}{10^6} = 1350 \text{ millió fordulat}$$

$$C = P \cdot L^{\frac{1}{3}} = 620,85 \cdot 1350^{\frac{1}{3}} = 6,7 \text{ kN}$$

A választott csapágy a B pontba: **SKF 7205** ($C=15,6\text{kN}$)

7.4.3. A III. tengely csapágainak kiválasztása

A és B pont csapágya

A tengelyt axiális erő terheli. A nagyobb terhelőerő a A pontban ébred a terhelőerő ábra szerint.

tengelyátmérő: az A pontban: $d=25\text{mm}$

a B pontban: $d=25\text{mm}$

$$P = F_r + 0,55 F_a \text{ ha } F_a/F_r \leq 1,14$$

$$P = 0,57 F_r + 0,93 F_a \text{ ha } F_a/F_r > 1,14$$

A csapágy

$$F_{rA} = \sqrt{F_{rAx}^2 + F_{rAy}^2} = \sqrt{104^2 + 201^2} = 226,31 \text{ N}$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{87}{226,31} = 0,38, \text{ tehát az első egyenletet kell használni}$$

$$P_o = F_{rA} + 0,55 \cdot F_a = 226,31 + 0,55 \cdot 87 = 274,16 \text{ N}$$

$$L = \frac{L_h \cdot n_1 \cdot 60}{10^6} = \frac{20000 \cdot 1125 \cdot 60}{10^6} = 1350 \text{ millió fordulat}$$

$$C = P \cdot L^{\frac{1}{3}} = 274,16 \cdot 1350^{\frac{1}{3}} = 2,9 \text{ kN}$$

A választott csapágy a A pontba: **SKF 7205** (C=15,6kN)

B csapágy

$$F_{rB} = \sqrt{F_{rBx}^2 + F_{rBy}^2} = \sqrt{182^2 + 679^2} = 702 \text{ N}$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{146}{702} = 0,207 \text{ tehát az első egyenletet kell használni}$$

$$P_o = F_{rA} + 0,55 \cdot F_a = 702 + 0,55 \cdot 146 = 782,3 \text{ N}$$

$$L = \frac{L_h \cdot n_1 \cdot 60}{10^6} = \frac{20000 \cdot 1125 \cdot 60}{10^6} = 1350 \text{ millió fordulat}$$

$$C = P \cdot L^{\frac{1}{3}} = 782,3 \cdot 1350^{\frac{1}{3}} = 8,4 \text{ kN}$$

A választott csapágy a B pontba: **SKF 7205** (C=15,6kN)

7.4.4. A IV. tengely csapágynak kiválasztása

A és B pont csapágya

A tengelyt axiális erő terheli. A nagyobb terhelőerő a A pontban ébred a terhelőerő ábra szerint.

tengelyátmérő: az A pontban: $d=25\text{mm}$

a B pontban: $d=25\text{mm}$

$$P = F_r + 0,55 F_a \text{ ha } F_a/F_r \leq 1,14$$

$$P = 0,57 F_r + 0,93 F_a \text{ ha } F_a/F_r > 1,14$$

A csapágy

$$F_{rA} = \sqrt{F_{rAx}^2 + F_{rAy}^2} = \sqrt{1125^2 + 889^2} = 1433 \text{ N}$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{146 + 268}{1143} = 0,36, \text{ tehát az első egyenletet kell használni}$$

$$P_o = F_{rA} + 0,55 \cdot F_a = 1143 + 0,55 \cdot 414 = 1370 \text{ N}$$

$$L = \frac{L_h \cdot n_1 \cdot 60}{10^6} = \frac{20000 \cdot 1125 \cdot 60}{10^6} = 1350 \text{ millió fordulat}$$

$$C = P \cdot L^{\frac{1}{p}} = 1370 \cdot 1350^{\frac{1}{3}} = 14,7 \text{ k N}$$

A választott csapágy a A pontba: **SKF 7205** (C=15,6kN)

B csapágy

$$F_{rB} = \sqrt{F_{rBx}^2 + F_{rBy}^2} = \sqrt{270^2 + 512^2} = 578 \text{ N}$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{146 + 268}{578} = 0,71 \text{ tehát az első egyenletet kell használni}$$

$$P_o = F_{rA} + 0,55 \cdot F_a = 578 + 0,55 \cdot 414 = 805,7 \text{ N}$$

$$L = \frac{L_h \cdot n_1 \cdot 60}{10^6} = \frac{20000 \cdot 1125 \cdot 60}{10^6} = 1350 \text{ millió fordulat}$$

$$C = P \cdot L^{\frac{1}{p}} = 805,7 \cdot 1350^{\frac{1}{3}} = 8,7 \text{ kN}$$

A választott csapágy a B pontba: **SKF 7205** (C=15,6kN)

7.4.5. Az V. tengely csapágyainak kiválasztása

A és B pont csapágya

A tengelyt axiális erő terheli. A nagyobb terhelőerő a A pontban ébred a terhelőerő ábra szerint.

tengelyátmérő: az A pontban: d=25mm

a B pontban: d=25mm

$$P = F_r + 0,47 F_a \text{ ha } F_a/F_r \leq 1,34$$

$$P = 0,54 F_r + 0,81 F_a \text{ ha } F_a/F_r > 1,34$$

A csapágy

$$F_{rA} = \sqrt{F_{rAx}^2 + F_{rAy}^2} = \sqrt{979^2 + 626^2} = 1162 \text{ N}$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{530}{1162} = 0,45, \text{ tehát az első egyenletet kell használni}$$

$$P_o = F_{rA} + 0,47 \cdot F_a = 1162 + 0,47 \cdot 530 = 1411 \text{ N}$$

$$L = \frac{L_h \cdot n_1 \cdot 60}{10^6} = \frac{20000 \cdot 1125 \cdot 60}{10^6} = 1350 \text{ millió fordulat}$$

$$C = P * L^{\frac{1}{p}} = 1411 * 1350^{\frac{1}{3}} = 15,2 \text{ kN}$$

A választott csapágy a A pontba: **SKF 3305** (C=32kN)

B csapágy

$$F_{rB} = \sqrt{F_{rBx}^2 + F_{rBy}^2} = \sqrt{1827^2 + 1082^2} = 1162 \text{ N}$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{530}{2382} = 0,24 \text{ tehát az első egyenletet kell használni}$$

$$P_o = F_{rA} + 0,47 * F_a = 2382 + 0,47 * 530 = 2382 \text{ N}$$

$$L = \frac{L_h * n_1 * 60}{10^6} = \frac{20000 * 1125 * 60}{10^6} = 1350 \text{ millió fordulat}$$

$$C = P * L^{\frac{1}{p}} = 2382 * 1350^{\frac{1}{3}} = 27,5 \text{ kN}$$

A választott csapágy a B pontba: **SKF 3305** (C=32kN)

7.4.6. A VI. tengely csapágyainak kiválasztása

A és B pont csapágya

A tengelyt axiális erő terheli. A nagyobb terhelőerő a A pontban ébred a terhelőerő ábra szerint.

tengelyátmérő: az A pontban: d=25mm

a B pontban: d=25mm

$$P = F_r$$

A csapágy

$$F_{rA} = \sqrt{F_{rAx}^2 + F_{rAy}^2} = \sqrt{2311^2 + 387^2} = 2343 \text{ N}$$

$$P_o = F_{rA} = 2343 \text{ N}$$

$$L = \frac{L_h * n_1 * 60}{10^6} = \frac{20000 * 1125 * 60}{10^6} = 1350 \text{ millió fordulat}$$

$$C = P * L^{\frac{1}{p}} = 2343 * 1350^{\frac{1}{3}} = 25,2 \text{ kN}$$

A választott csapágy a A pontba: **SKF NK20/20** (C=32kN)

B csapágy

$$F_{rB} = \sqrt{F_{rBx}^2 + F_{rBy}^2} = \sqrt{2311^2 + 387^2} = 2343 \text{ N}$$

$$P_o = F_{rB} = 2343 \text{ N}$$

$$L = \frac{L_h * n_1 * 60}{10^6} = \frac{20000 * 1125 * 60}{10^6} = 1350 \text{ millió fordulat}$$

$$C = P * L^{\frac{1}{p}} = 2343 * 1350^{\frac{1}{3}} = 25,2 \text{ kN}$$

A választott csapágy a B pontba: **SKF NK20/20** (C=32kN)

7.4.7. A VII. és a VIII. tengely csapágyainak kiválasztása

A és B pont csapágya

A tengelyt axiális erő terheli. A nagyobb terhelőerő a A pontban ébred a terhelőerő ábra szerint.

tengelyátmérő: az A pontban: d=25mm

a B pontban: d=25mm

$$P = F_r$$

A csapágy

$$F_{rA} = 1057 \text{ N}$$

$$P_o = F_{rA} = 1057 \text{ N}$$

$$L = \frac{L_h * n_1 * 60}{10^6} = \frac{20000 * 1125 * 60}{10^6} = 1350 \text{ millió fordulat}$$

$$C = P * L^{\frac{1}{p}} = 1057 * 1350^{\frac{1}{3}} = 11,4 \text{ N}$$

A választott csapágy a A pontba: **SKF 6205** (C=14,8kN)

B csapágy

$$F_{rB} = 1057 \text{ N}$$

$$P_o = F_{rB} = 1057 \text{ N}$$

$$L = \frac{L_h * n_1 * 60}{10^6} = \frac{20000 * 1125 * 60}{10^6} = 1350 \text{ millió fordulat}$$

$$C = P * L^{\frac{1}{p}} = 1057 * 1350^{\frac{1}{3}} = 11,4 \text{ N}$$

A választott csapágy a B pontba: **SKF 6205** (C=14,8kN)

7.5. GÖRGŐS LÁNCHAJTÁS MÉRETEZÉS

A láncosztás meghatározása

$$P_{\text{mech}}=450\text{W}$$

$$i=1$$

$$n=94\text{ 1/min}$$

$$\omega=9,84\text{ 1/s}$$

$$M_{\text{cs}}=\frac{P}{\omega}=\frac{450}{9,84}=45,73\text{ kN}$$

A láncosztás felső határa:

$$P_{\text{max}}=25,4\sqrt[3]{\left(\frac{900}{n}\right)^2}=115,8\text{ mm}$$

Választott lánckerék és lánc:

08B kétsoros láncot választottam

$$P_t=12,7\text{ mm}$$

$$z_1\text{ és }z_2=21$$

$$d_1\text{ és }d_2=\frac{P}{\sin\frac{180}{z}}=\frac{12,7}{\sin\frac{180}{21}}=85,21\text{ mm}$$

A láncot terhelő erők:

A lánc kerületi sebessége:

$$v=\frac{d}{2}\omega=\frac{85,21}{2}\cdot 9,84=0,4192\text{ m/s}$$

a láncra ható kerületi erő

$$F_{\text{ker}}=\frac{P_{\text{mech}}}{v}=\frac{450}{0,4192}=1073\text{ N}$$

A lánc szilárdsági ellenőrzése

szakítási biztonság

$$n=\frac{F_{\text{szakító}}}{F_{\text{ker}}}=\frac{31,8\text{ kN}}{1,085\text{ kN}}=29,63\text{ a biztonsági tényező}$$

A lánccsap ellenőrzése felületi nyomásra

$$p_{\text{max}}=\frac{F_{\text{ker}}}{A}=\frac{1073}{473}=2,2\text{ MPa}\quad \text{megfelelő az előírt értéknek (}p_{\text{max}}=20\text{ MPa)}$$

A tengelytáv és a lánc tagszám számítása

$$a=(40..50)p$$

A feladatomban 250 mm hely áll rendelkezésre

$$a=250$$

A lánc hossza

$$L = d \cdot \pi + 2a = 85,11 \cdot \pi + 2 \cdot 250 = 767 \text{ mm}$$

A lánc tagok száma

$$m = \frac{L}{p_t} = \frac{767}{12,7} = 60,39 \text{ ezért } 60\text{-ra választom a lánc tagok számát}$$

A lánc hajtás végleges adatai

a lánc tagok száma: **60**

z_1 és z_2 = **21**

d_1 és d_2 = **85,21 mm**

08B kétsoros láncot választottam

8. ÖSSZEFOGLALÓ

A szakdolgozatom témája egy összechapó kábelgép hajtóművének kicsinyítése. A feladatom az volt ebben a dolgozatban, hogy megismerjem a gép felépítését és működését, ezután a hajtómű elhelyezkedésének és szerkezeti kialakításának megismerése.

A feladatom fő célja az volt, hogy a hajtómű méretét csökkentsem és terhelésben sikerüljön növekedést elérnem az adott körülményekhez képest. A feladatomban körüljártam a hajtómű felépítését és kivitelezhetőségének körülményeit. Amelyekből a felállított kitételeknek megfelelően, csak egy nagyon kicsi változtatást engedélyezett a szerkezet. A feladatom tanulmányozása során megnéztem és elemeztem a lehetőségeket. A kiválasztott alternatívát pedig mélyebbre hatóan tanulmányoztam. Ez a változtatás pedig egy egyenes fogazatú fogaskerékről ferde fogazatra való átméretetést és az egyenes kúpkeréket pedig ferde kúpkerékre való átalakítás. Így, új erők fellépését eredményezte a hajtóműben, amelyet tanulmányin során felhalmozott tudásommal próbálkoztam meg leméretezni és ezután megrajzolni. A feladatomban leméreteztem a fogaskerekeket, a tengelyeket, a reteszeket, és a csapág্যakat.

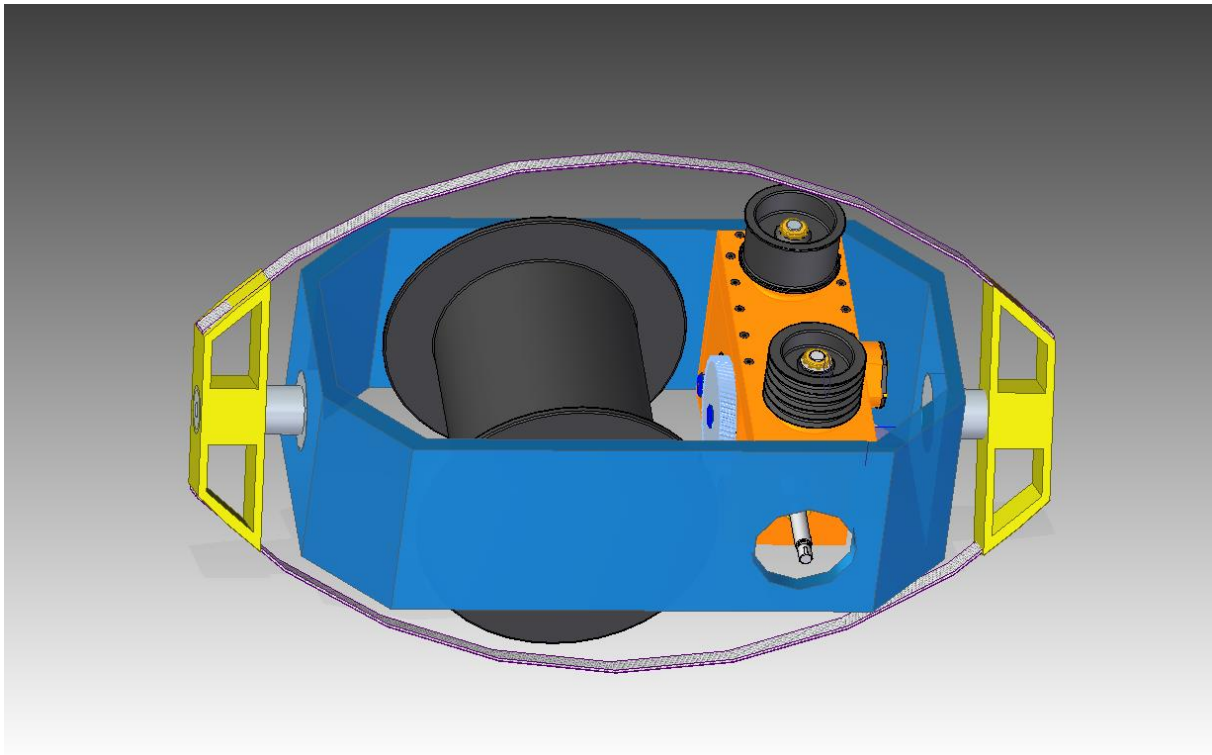
A feladatom ebben nem merült ki, mert a konstrukciónak a valóságban el is kellett férni a hajtóműházban. Amelyet sok apró finomítgatás után tudtam csak pontosan mindent a helyére illeszteni, mely eredményekként rajzaimon minden a számításoknak megfelelően van elhelyezve. A rajzaimon sikerült a Solid Edge program által a géprajzi szabályoknak nem felelően kijavítanom a metszetekben a rajzi hibákat. Melyek komoly fejtörést okoztak, de sikerült a végén sikeresen megoldanom.

FELHASZNÁLT IRODALOM

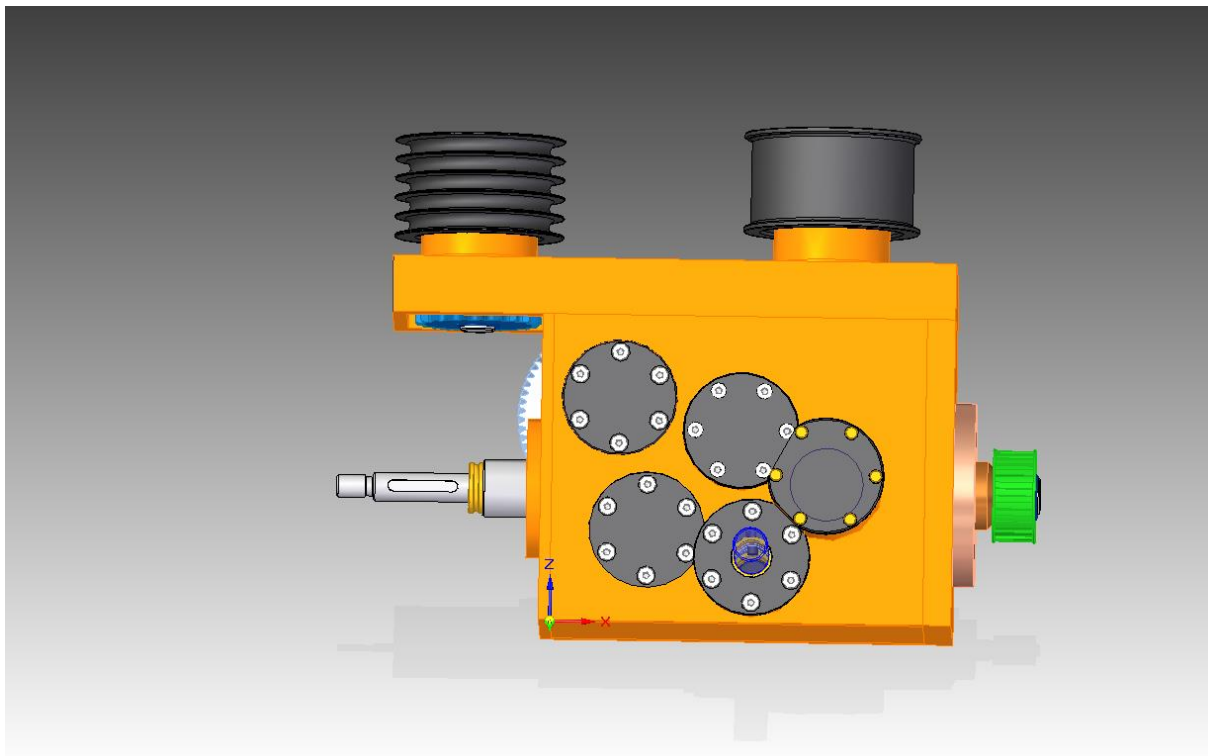
- [1] Zsáry, Á.: Gépelemek II. kötet, Tankönyvkiadó, Budapest, 1991.
- [2] Erney, Gy.: Fogaskerekek, Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1983.
- [3] Ungár, T. ; Vida, A.: Segédlet a gépelemek I-II. kötetéhez, Nemzeti tankönyvkiadó Budapest, 1984.
- [4] Diószegi, Gy.: Gépszerkezetek méretezési zsebkönyve, Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1984.
- [5] Diószegi, Gy.: Gépszerkezetek Példatár, Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1983.
- [6] Terplán, Z.: Gépelemek II., Tankönyvkiadó, Budapest, 1979.
- [7] SKF főkatalógus, 2008.
- [8] http://hu.wikipedia.org/wiki/K%C3%B6t%C3%A9s#mediaviewer/File:Wire_rope_construction_Hu.jpg
- [9] Stamper, M.: Fogaskerékajtások, Pécs, 2004.
ftp://witch.pmmf.hu:2001/Tanszeki_anyagok/Gepszerkezettan%20Tanszek/Dr_Stamper_Mihaly/Gepelemek_III/Fogaskerek.pdf

9. MELLÉKLETEK

1. melléklet.



2. melléklet



3. melléklet

