

# **SZAKDOLGOZAT**

**Misi Máté Antal**  
**Gépészmérnök Szak**

**Szent István Campus, Gödöllő**  
**2023**



**Magyar Agrár- és Élettudományi Egyetem**  
**Szent István Campus**  
**Gépészmérnök Szak**

**Tervezzen téli úttisztításra alkalmas adaptert a Green Climber  
LV500 Pro géphez**

**Belső konzulens:** Nagy István  
Mesteroktató

**Külső konzulens:** Baranyi Attila  
Gépészmérnök

**Készítette:** **Misi Máté Antal**  
IIU8BU  
Nappali

**Intézet/Tanszék:** Műszaki Intézet

**Szent István Campus, Gödöllő**  
**2023**

**MŰSZAKI INTÉZET GÉPÉSZMÉRNÖK ALAPSZAK**  
**Mérnökinformatika specializáció**

**SZAKDOLGOZAT**

feladatlap

*Misi Máté Antal (IU8BU)*

---

részére

**A szakdolgozat címe:**

**Tervezzen téli úttisztításra alkalmas adaptert a Green Climber LV500 Pro géphez**

---

**Feladatkiírás:**

Tervezzen a Green Climber LV500 Pro géphez hómáró tartozékot. Tervezés során végezzen számításokat, készítsen végeelem analízist az egyik tervezett alkatrészén és készítsen prototípust 3D tervező szoftver segítségével.

**Közreműködő tanszék:** Műszaki Intézet Gépszerkezettani

**Külső konzulens:** Baranyi Attila, gépészmérnök, MVM Mátra Energia Zrt.

**Belső konzulens:** Nagy István, mesteroktató, Magyar Agrár- és Élettudományi Egyetem

**Beadási határidő:** 2023. november. 6

Gödöllő, 2023. szeptember.4

**Jóváhagyom**

  
(tanszékvezető)

  
(szakfelelős)

**Átvettem**

  
(hallgató)

A dolgozat készítőjének külső konzulense nyilatkozom arról, hogy a hallgató az előre egyeztetett konzultációkon megjelent.

Gödöllő, 2023. október. 31

  
(külső konzulens)

## Tartalomjegyzék

1.	Bevezetés, célkitűzés .....	2
2.	Szakirodalom áttekintés .....	3
2.1	Hóeltakarítás eszközei .....	3
2.1.1	Hómarók, hófűvők.....	3
2.1.2	Kombinált hómaró .....	4
2.1.3	A hómarók, hómaróadapterek.....	5
2.2	A Green Climber LV500 Pro gép bemutatása .....	7
2.3	Szállítócsigák .....	9
2.3.1	A szállítócsigák szerkezeti kialakítása .....	10
3.	Szállítócsiga és ékszíjhatás tervezés .....	11
3.1	Konstruktív vázlatok kiértékelése a marócsiga meghajtásáról és a ház kialakításáról .....	11
3.2	Vízszintes és a határszögnél kisebb szögben szállító ferde csiga tervezése .....	16
3.2.1	Technológiai paraméterek számítása: .....	17
3.2.2	A terhelések számítása.....	20
3.2.3	A hajtás teljesítményszükségletének számítása .....	21
3.3	Ékszíjhajtás tervezése .....	24
3.4	A meghajtó tengely tervezése .....	33
3.5	Csapágyak méretezése a meghajtó tengelyen .....	37
3.6	A méretezett meghajtó tengely ellenőrzése végelem módszerrel ANSYS Workbench R17.2 programba .....	42
4.	Gazdasági számítás.....	47
5.	Összegzés .....	49
6.	Summary .....	50
7.	Irodalom jegyzék .....	51
8.	Ábrajegyzék .....	53
9.	Táblázatjegyzék .....	54
10.	Mellékletek.....	54

# 1. Bevezetés, célkitűzés

Téli úttisztításra alkalmas eszközök közül az első, ami mindenkinek eszébe jut, az valószínűleg a hókével szerelt nehézgépjárművek. Ugyanakkor léteznek a hóréteg vastagságtól függően alkalmazott seprő illetve hómaróval felszerelt gépjárművek is.

A hókéék alkalmazása a gyors és hatékony munkavégzésük teszik igen elterjedtté. Viszont akadnak, olyan esetek ahol nem lehet alkalmazni ezt a fajta technológiát, mint például a városok ahol akadályozná az úttest szélén felhalmozódott nagy mennyiségű hó a gépjármű illetve a gyalogos forgalmat is. Ebben az esetben alkalmazzák a hó elszállítását melyben nagy szerepük van a homlokrakodóknak illetve a hómaróknak egyaránt. Hómarókat alkalmaznak még vastag hótakaró eltávolítására is.

A dolgozatomban hidromeghajtású hómaró adaptert szeretnék megtervezni. A dolgozat terjedelmét tekintve nem lesz rá lehetőségem a teljes szerkezet megtervezésére. Az adapter elsődleges meghajtásának tervezése a fő célom. A szakirodalmak áttekintését követően bemutatásra kerül a hóeltakarítás eszközei, Green Climber LV500 Pro gép főbb jellemzői és a szállítócsigák bemutatása. Tervezésem során figyelembe vettem a Green Climber LV500 Pro gép kialakítását az adapter tervezésekor.

Több kialakítást fogok számításba venni, értékelni melyből az egyik alapján, fogom elkészíteni, a marócsiga méretezését, meghatározom teljesítményszükségletét. A megtervezett marócsigához megfelelő hajtómotort kell választani a megfelelő teljesítmény eléréséhez. Elkészítem a teljesítmény átadására szolgáló alkatrészek méretezését kézi számítások alapján. A számításokhoz tankönyveket, tervezési segédleteket, katalógusokat használok. A számítások alapján elkészült alkatrész modelljét számítógépes elemzésekkel ellenőrzöm végeselem módszer alapján Ansys Workbench R17.2 programmal.

Solidworks 2022 programmal készítem el a megtervezett alkatrészek modelljét illetve műhelyrajzát. A tervezés során elkészítem, a hómaró adapter teljesen összeszerelt modelljét, melyet a mellékletben mutatok be tételjegyzéken keresztül. A teljes tervezést követően lehetnek későbbi változtatások a modell kialakításában, méreteiben és alkatrészeit tekintve. Az elkészült modellt szemléltetésképpen készítettem el.

## 2. Szakirodalom áttekintés

### 2.1 Hóeltakarítás eszközei

A hóeltakarítás különböző eszközökkel, felszerelésekkel végezhető az alábbi felsorolás szerint:

- kézi eszközök
- mechanikus eszközök
- vegyszerkijuttató eszközök
- termikus eszközök

Megkülönböztetünk mechanikus eszközöket

Nem csak a kézi eszközök tartoznak ebbe a csoportba, hanem a gépi erőforrással működtető eszközök is egyaránt. Alkalmazásuk a hóréteg vastagságától függően csoportosíthatók.

- seprőgépek, seprőadapterek,
- hóekék, ekeszerkezetek,
- hómarók, hómaró adapterek, hószórók. [1]

#### 2.1.1 Hómarók, hófúvók

A homlokmaró kialakítását tekintve készülhetnek önjáró célgépként illetve adapterként adott gépjárművekre. Ezek közül legelterjedtem három megoldás

- palástmaró
- homlokmaró
- kombinált hófúvó, amely terelő hóekével kombinált homlokmaróból áll.

Jelentősebb hórétegnél alkalmazzák a hómarókat, amik meghaladhatják a 40-50 cm vastag hóréteget is. Ezek a mennyiségű havak hófúvások alkalmával vagy esetleges hóekék által összetolt hórétegek során keletkezhet.

Hómarók felépítését tekintve kettő darab fő részt különböztetünk meg

- maróhenger (rotor)
- dobóventillátor (turbina).

Maróhengerként palástmarót alkalmaznak melynek tengelye a haladási irányra merőlegesen helyezkedik el. Kialakításuk két ellentétes (jobbos-balos) menetemelkedésű maróélelől épül fel, melyek középre továbbítják a havat a dobóventillátorhoz. A ventillátor nagy sebességgel továbbítja a kifúvó kürtön keresztül a havat. A maróhengerek forgása megegyezik a haladási iránnyal.

A maróhengerek átmérőjét tekintve 60-100 cm-es méretek között változnak.

Munkaszélességük 150-260 cm között változnak

Teljesítmény igényük változó a hó mennyiségétől függően melyek 50-250 kW is elérhetik.

Teljesítményüket tekintve megkülönböztetünk három típust

- Egyrotoros hómaró
- Kétrotoros hómaró
- Három rotoros hómaró

Marócsigák kialakítása lehet teli illetve nyitott. A csigák élei lehetnek sima illetve fogazott felületűek.

A homlokmarók esetében a marótárcsához hasonlóan a tengely a haladási iránnyal megegyezően helyezkedik el. E gépek között is megtalálhatók az

- egy
- két és
- három marótárcsásak

Teljesítményigényük 150-350 kW is elérhetik, ezt a teljesítményt külön erőforrás biztosítja.

Léteznek különleges kialakítású homlokmarók, melyek két szélén a terelő lapátoknál egy-egy függőleges tengelyű maróhengerek segítik a hófal bontását és a hó továbbítását a dobóventillátorhoz.

#### 2.1.2 Kombinált hómaró

Jelentős szerepük van a kombinált hómaróknak, ahol a hóekék nem tudják a terepviszonyok vagy a túl vastag hóréteg miatt az út felületéről a havat eltakarítani.

Munkaszélességük általában 1800-2800 mm.

Szórási távolságuk elérheti a 5-35 m is.

Hómarók erőforrásukat tekintve igen sok fajták lehetnek. A lakossági kertművelő gépektől a kommunális eszközhordókon a teher illetve mezőgazdasági gépeken át a speciális célgépekig terjednek.

Városi környezetben problémát jelent mind a gyalogos, mint a közúti közlekedésben az út szélére tolt nagy mennyiségű hó. Gondoskodni kell a hó elszállításáról, ezekről a helyekről, olyan helyre ahol elegendő hely áll rendelkezésre a tárolásra. Homlokrakodó és hómarók segítségével depóniába rakott havat rakják fel a szállítójárművekre. [2]

### 2.1.3 A hómarók, hómaróadapterek

Léteznek hómarókból adapterek, melyek az általunk használt erőgéppel alkalmazhatók. Az erőgépek több munkafolyamatra is alkalmasak attól függően milyen tartozékkal használjuk. Hómaró adapterekből több típust is megkülönböztetünk.

Fennállnak, olyanok univerzális típusok, amiket több fajta gépjárművön is használhatunk, mert az adapteren megtalálható a működésükhöz szükséges erőgép melyek gyakran négyütemű benzines motorok.



1. ábra Hómaró adapter belsőégésű motor meghajtással [3]

Továbbá erőgép nélküli modellek is elérhetőek, mint az ábrán látható típus. Jelen esetben a működéshez szükséges hajtást az erőgép biztosítja TLT tengelyen keresztül.





2. ábra Hómaró adapter TLT tengely meghajtással [4]

Fellelhető olyan modellek is, melyek hidromotoros meghajtással vannak felszerelve.



3. ábra Hómaró adapter hidraulikus meghajtással [5]

A korábban ismertett típus közül hidromeghajtású adapter mellett döntöttem a munkagép jellegét is figyelembe véve.

## 2.2 A Green Climber LV500 Pro gép bemutatása



4. ábra A Green Climber LV500 Pro gép [6]

Az olasz márkájú MDB professzionális gépei ideális választás nehezen megközelíthető helyeken végzett munka során. Felépítéséből adódóan nagyon jól veszi az akadályokat ebben szerepet játszik az alacsony tömegközéppont az akár 60 fokos emelkedőkön való haladás. Gumihevederrel és hat kerekes változatban is elérhető. Távirányítóval működtethető ergonomikus és egyszerű kezelőfelülettel találkozunk. A biztonságot növeli, hogy a kezelő akár 300 méteres távolságból is vezérelheti a gépet. [7]

A Green Climber LV500 típusú gép egy 50 LE-s Yanmar dízelmotort tartalmaz. Ezt a típusú motort kifejezetten lejtőkön való munkavégzéshez fejlesztettek ki. Lehetővé teszi a biztonságos működést a 60 fokos lejtőkön egyaránt. Stabilitását növeli az hidraulikusan állítható nyomtáv szélesség, ami 1300mm-ről 1700mm-es tartományig állítható.

A motor hűtését a CleanFix öntisztító ventilátor rendszer biztosítja. Működését tekintve megfordítható ventilátor rendszer automatikusan tisztán tartja a hűtőt a biztonsági rácsot a túlmelegedés elkerülése érdekében.

Folyamatos munkavégzésre tervezték zord körülmények között is. Hatékony munkavégzését elősegíti a 400mm-es hidraulikus oldaltolás mely a fák, kerítések körüli munkák során nagy segítséget nyújt.

Több tartozékkal is felszerelhetők melyeket könnyedén és gyorsan cserélhetünk, ide tartozik a forgóborona, árokásó, hómaró, hóeke, seprűgépek és sövényvágók. [8]

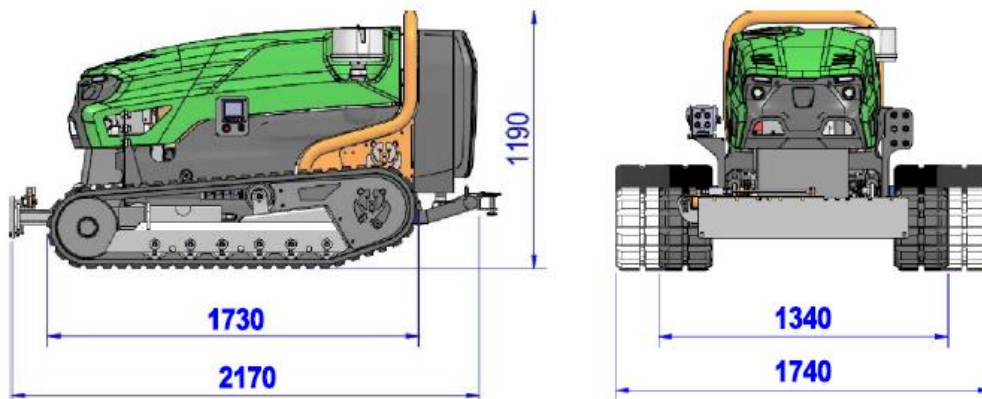
„Jellemzői:

- Csak 1 kezelő szükséges
- Akár 60 fokos dőlésszög
- Különböző mellékletek elérhetősége
- Gyors teljesítmény és alacsony üzemeltetési költségek
- Rendkívül biztonságos fűnyíró
- Minden tartozék távirányítós

Műszaki jellemzői:

- Yanmar Diesel - 36 Kw / 50 LE
- Vágási szélesség - 130 cm
- Sebesség - 8 km/h
- Lejtési fokozat - 60 fok
- Rádióvezérlés - 350 méter
- Üzemanyag úrtartalom - 29L
- A gép súlya - 1360 kg
- Oldalváltó fej - 500mm + 500mm
- Hidraulikus áramlás (főszivattyú) - 70L/m @ 320 Bar
- Hidraulikus áramlás (szervizszivattyú) - 24L/m @ 190 Bar” [9]

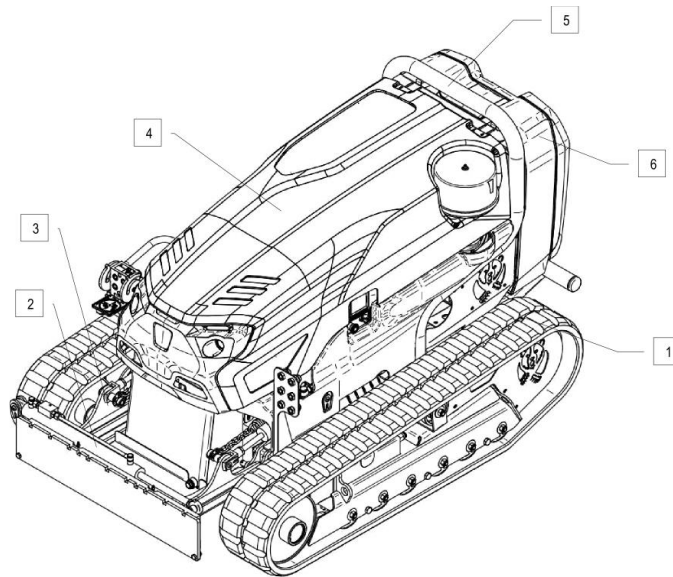
„A következő képek a teljesen felszerelt gépre vonatkozó méreteket mutatják, mm-ben.



5. ábra A Green Climber LV500 Pro gép fő méretei [6]

- A kivitelezés során kismértékű méretváltozások lehetségesek

Főbb részei:



6. ábra A Green Climber LV500 Pro gép fő részei [6]

1 - Gumiheveder 2 - Terelőlap 3 - Váz 4 - Motorburkolat 5 - Bukókeret 6 – Lehajtható burkolat” [6]

### 2.3 Szállítócsigák

A legrégebbi szállítóberendezések közé tartozik a szállítócsiga. Nagy egyszerűségét gyakorlatilag a szerkezete biztosítja, mely csak egy vályúból, a csigából és a hajtásból áll. A szállítást az egyetlen szállítóeleme és egyben egyetlen mozgó eleme a csavarfelület szerűen kialakított, szárnyakkal ellátott csigatengely, amely az anyag mozgását nyitott illetve zárt vályúban mozgatja.

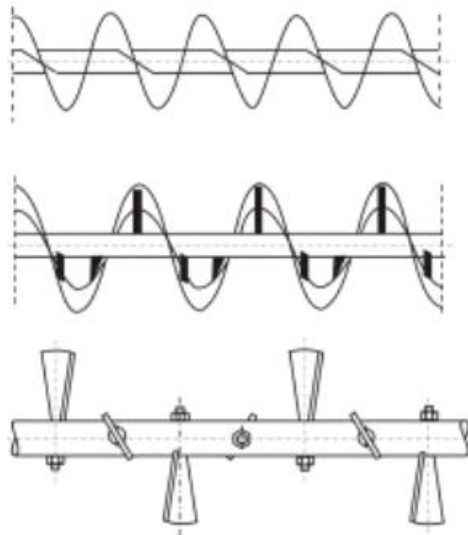
A mozgóerő a csigaszárnyn keresztül a csigatengely forgása következtében adódik át a szállított anyagra, miközben az előre tolja azt. Működésének feltétele, a megfelelő súrlódó erők kialakulása. Az ömlesztett anyag és a vályú között a súrlódás nagyobb legyen, mint az anyag és a csigaszárnynak között. Ez az állapot a száraz, nem tapadós anyagok esetében általában fenn áll. Tapadós, összeálló anyagok esetében nehézségekbe ütközünk. Tapasztalatok alapján a gyakorlat azt mutatja, hogy rendkívül nagy az ömlesztett anyagok száma melyet szállítócsigával mozgathatók. Vízszintesen vagy enyhén ferdén szállítható anyagok a porszerű, szemcsés apró darabos, félnedves és rostos anyagok. Ezekről eltérő függőleges illetve meredek szállításra különleges kialakítás szükséges.

A szállítócsigák további előnye az egyszerűségén kívül az anyag fel- és leadás automatizálhatósága. Robosztus felépítésük miatt nagy igénybevételt képesek elviselni folyamatos üzem mellett. További előnyük a helyszükségletük. Zárt vályúba robbanás

veszélyes és veszélyes anyagok is szállíthatók. Szállítóképességük akár  $300\text{m}^3/\text{h}$  is elérheti  $50\text{m}$ -es szállítási hosszat is. Fordulatszámuk  $250\text{min}^{-1}$  is eléri, szállító sebességük pedig a  $0.6\text{m/s}$ -ot [10]

### 2.3.1 A szállítócsigák szerkezeti kialakítása

Szerkezetük legfontosabb része a levélből álló csiga és a tengely. A leggyakoribb csigafajtákat a 7. ábra mutatja be. Lemezcsigákat a porszerű és szemcsés anyagok mozgatására alkalmazzák. Szalagcsigát a darabos és tapadós anyagok mozgatására. Végezetül a ragadós, összeálló anyagok mozgatására a lapátos csigát alkalmazzák.

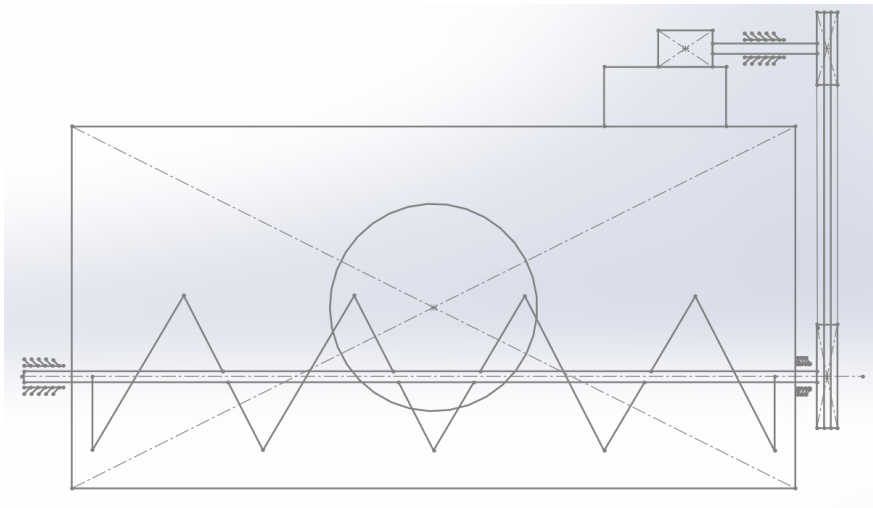


7. ábra Csiga kialakítások [11]

A csigalevél  $4\text{-}10\text{mm}$ -es acéllemezről sajtolják, amit a csigatengelyre hegesztik, vagy ha fontos szempont a cserélhetőség, akkor a tengelyre csavarozott úgynevezett szárnyrögzítőre erősítik. Csigatengelynek csőtengelyt alkalmaznak, mely a két végén gördülőcsapágyba ágyaznak. A főcsapágy tengelyirányú húzó- vagy nyomóerőt vesz fel elhelyezésétől függően. Ellentétes oldalon helyezkedik el a radiális csapágy. Legtöbbször ezek függőleges irányban állítható, cserélhető perselyű siklócsapágyak, vagy önbeálló Y csapágya. Vályú méretei függ a csiga átmérőjétől és a szállított anyagtól. A szállított anyagtól függ a csiga és a vályú közötti hézag, ami  $5\text{-}10\text{ mm}$  is lehet. Excentrikus csapágyazást alkalmaznak a darabos anyagok beszorulásának elkerülése érdekében. A vályúk U alakúakra hajlított  $3\text{-}6\text{mm}$ -es acéllemezről hajlítják  $2\text{-}3\text{ m}$  hosszú szakaszokra, melyeket peremes kötéssel egymáshoz csavarozva növelik annak hosszát. [11]

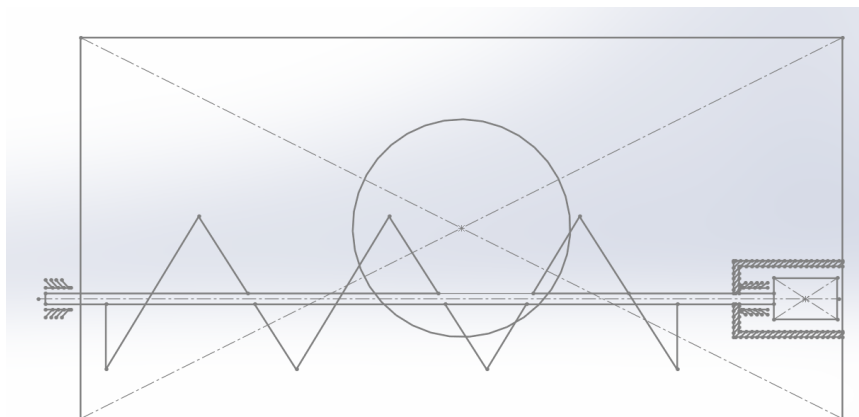
### 3. Szállítócsiga és ékszíjhatás tervezés

#### 3.1 Konstruktív vázlatok kiértékelése a marócsiga meghajtásáról és a ház kialakításáról



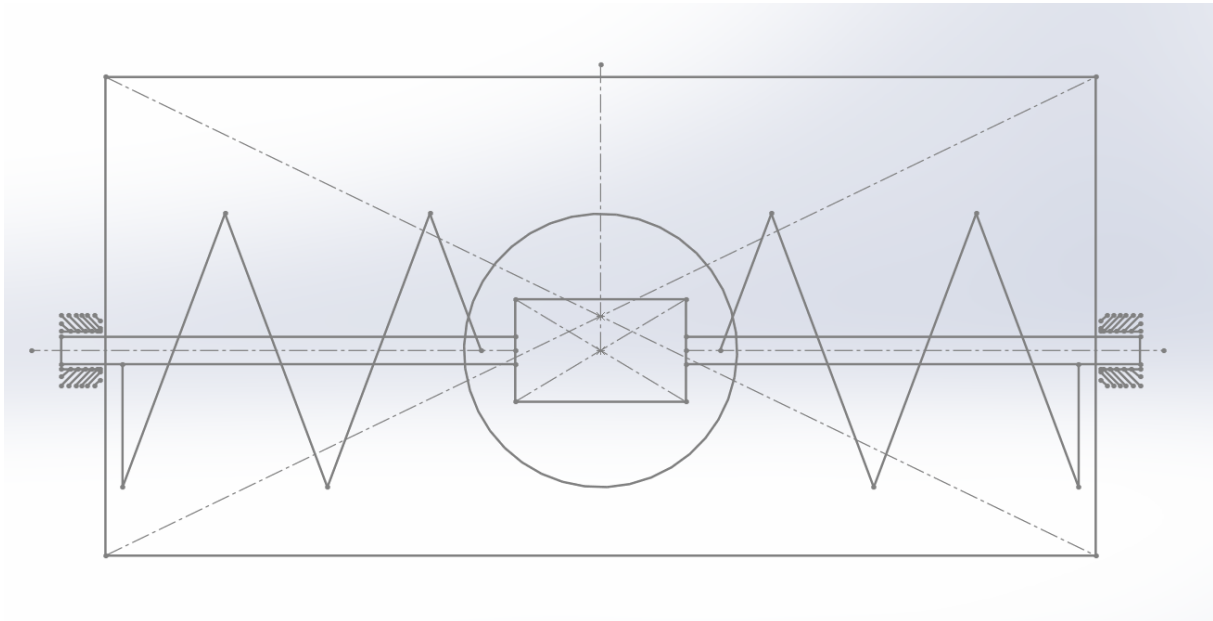
8. ábra Ékszíjmeghajtásos modell [12]

Az általam készített vázlat egy kétmotoros hófűvónak a marócsigahajtását mutatja be. Jelen esetben ékszíjhajtást választottam az egyetemen megtalálható szecskázó adaptert alapul véve, ami a Green Climber LV500 Pro gépre van felszerelve. Ez a hajtás úgy valósul meg, hogy a hidromotor szolgáltatja a hajtást, ami meghajt, egy tengelyt köztük lehet alkalmazni nyomatékhatároló tengelykapcsolót. Hidraulikus meghajtás esetén nyomáshatárolót. Innen adódik át a hajtás az ékszíjtárcsáról az ékszíjak által a másik tárcsára és ez meghajtja a marócsiga tengelyét.



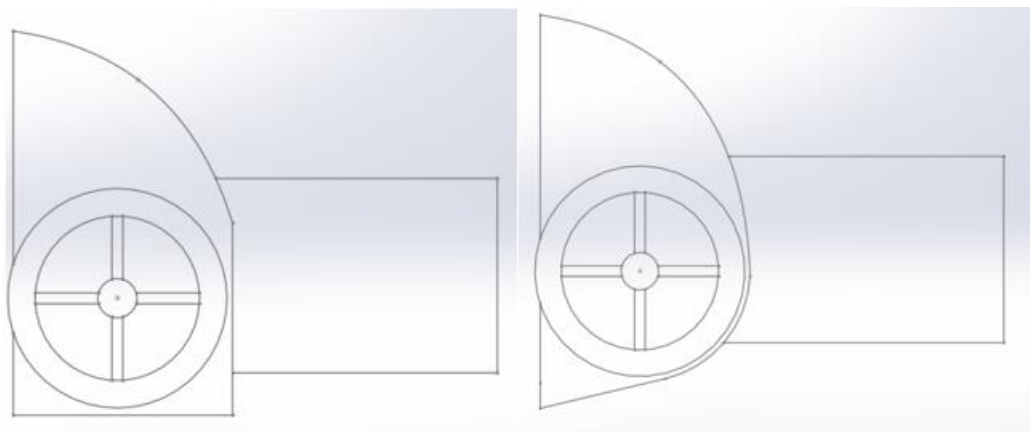
9. ábra Közvetlen meghajtásos modell [12]

Ebben a típusban szintén kétmotoros hajtást vettem alapul viszont itt a meghajtó hidromotor a marócsigatengely szimmetriavonalában helyezkedik el. Ebben az esetben ki kell alakítani motorvédelmi burkolatot a korrózió és idegen anyagok ellen. Itt is lehet alkalmazni nyomatékhatároló tengelykapcsolót esetleg körmös tengelykapcsolót.



10. ábra Hajtóművön keresztüli hajtás modell [12]

Jelen változatban egysebességű egymotoros verzióról készítettem a vázlatot. ebben a változatban szintén hidromotor szolgáltatja a hajtást viszont itt egyszerre működik a kidobóventillátor és a behordócsigák. A ventilátor tengelyéről egy kúpogaskerékpár, illetve csigahajtást alkalmaznak a behordócsigák meghajtására. A behordócsigák itt kettő darab különálló tengelyből tevődnek össze.



a.)

b.)

11. ábra A marócsiga házának kialakítása szerinti vázlatok [12]

Az alábbi táblázatok (1-4. táblázat) szerint osztályoztam a vázlatokat:

1. táblázat Ékszíjmeghajtásos modell kiértékelése [12]

Meghajtó motorok száma	2db
Esetleges pontok, ahol akadály jön létre hó szállításánál	nem található ilyen pont, akadálymentesen tudja szállítani a marócsiga a havat a kifújó ventilátorhoz
Szerelhetőség	az ékszíjak fellazítása után eltávolítjuk az ékszíjtárcsát és azt követően a két csapágyház lecsavarozása során eltávolítható a marócsiga
Karbantartási igény	az ékszíjak állapotát kell figyelni, ne keletkezzenek rajta látható sérülések, repedések és az előregedést is figyelemmel kell kísérni, csapágyak előírt kenőzsír utánpótlás
Előnyök	<ul style="list-style-type: none"> <li>-akadálymentes hószállítás</li> <li>-kis karbantartási igény</li> <li>-egyszerű szerelhetőség</li> <li>-nagy teljesítmény</li> <li>-szabályozható a behordott hó mennyisége a kidobó távolság csökkenése nélkül</li> <li>-teljes szélességben képes a havat behordani</li> </ul>
Hátrányok	<ul style="list-style-type: none"> <li>-ékszíjmeghajtás tömítése a hó bejutása ellen, hogy elkerüljük az esetleges ékszíjcsúszást</li> <li>-erősebb marócsiga tengely, mert csak a két végén van alátámasztási pont</li> <li>-a marócsiga házat úgy kell kialakítani, hogy az ékszíjtárcsák védve legyenek az esetleges akadályokkal szembeni ütközésnek</li> </ul>



2. táblázat Közvetlen meghajtásos modell kiértékelése [12]

Meghajtó motorok száma	2db
Esetleges pontok, ahol akadály jön létre hó szállításánál	a meghajtómotor a marócsiga mellett helyezkedik el ezért akadályt képez a hó szállításában
Szerelhetőség	a külső csapágyazás oldali szerkezeti lemez eltávolítása után szerelhető ki a marócsigatengely
Karbantartási igény	csapágyak előírt kenőzsír utánpótlása, meghajtómotor védőburkolat ellenőrzése ne keletkezzen, rajta sérülés idegen anyag ne juthasson a hajtásba
Előnyök	<ul style="list-style-type: none"> <li>- nem képez a marócsiga házban kívüli akadályt</li> <li>- kis karbantartási igény</li> <li>- nagy teljesítmény</li> <li>- szabályozható a behordott hó mennyisége a kidobó távolság csökkenése nélkül</li> </ul>
Hátrányok	<ul style="list-style-type: none"> <li>- bonyolultabb szerelés</li> <li>- erősebb marócsiga tengely, mert csak a két végén van alátámasztási pont</li> <li>- a marócsiga házban akadályt képez a hó szállításában a meghajtómotor védőburkolata.</li> </ul>

3. táblázat Hajtóművön keresztüli hajtás modell kiértékelése [12]

Meghajtó motorok száma	1db
Esetleges pontok, ahol akadály jön létre hó szállításánál	a hajtómű akadályt képez a hó áramlásában
Szerelhetőség	a külső csapágyazások eltávolítását követően a hajtómű kihajtásnál lévő csavarok kivételével szerelhetők ki a marócsigák
Karbantartási igény	-csapágyak előírt kenőzsír utánpótlása, a hajtómű megfelelő zsírral, olajjal történő feltöltése
Előnyök	<ul style="list-style-type: none"> <li>- nem képez a marócsiga házban kívüli akadályt</li> <li>- kis karbantartási igény</li> <li>- alacsonyabb teljesítmény</li> <li>- szabályozható a behordott hó mennyisége a kidobó távolság csökkenése nélkül</li> <li>- gyengébb marócsiga tengely, mert a hajtómű közepén támassza meg a tengelyt</li> </ul>
Hátrányok	<ul style="list-style-type: none"> <li>- bonyolultabb szerelés</li> <li>- a marócsiga házban akadályt képez a hó szállításában a hajtómű</li> <li>-nincs szabályozhatóság a behordott hó mennyisége a kidobó távolság csökkenése nélkül</li> </ul>

4. táblázat A marócsiga házának kialakítása szerinti vázlatok kiértékelése [12]

a.)

b.)

Előnyök	- a hó mozgatásában csak a marócsigák vesznek, szerepet a tengelyen keresztül adódik át az erő a házra - jobban rotálja, töri a havat - lazább hó kerül a ventilátorhoz	- jobban letisztítja az utat a tolólapnak köszönhetően - hatékonyabb szállítás a marócsiga és a ház között egyenletesebbek a hézagok
Hátrányok	- a marócsiga elhelyezkedése miatt nem tudja teljesen letakarítani az utat a marócsiga és a talaj közötti hézag miatt - talaj egyenetlenség esetén előfordulhat, hogy a marócsiga belemar a talajba vagy esetleges akadályba, ami a szerkezet sérüléséhez vezethet	- erős szerkezetnek kell lennie, mert egyben tolólapként is működik - esetleges talaj egyenetlenségek miatt megakadhat - idegen anyagok könnyebben elakadnak a ház és a marócsiga között, ami a szerkezet sérüléséhez vezethet

3,2 Vízszintes és a határszögnél kisebb szögben szállító ferde csiga tervezése

Kiindulási adatok:

Szállítóképesség: ( $Q$ )

Szállítás hossza: ( $L$ )

Szállítás iránya: ( $\delta$ )

Szállított anyag megnevezése

A szállítócsiga konstrukciós jellemzői: összehordó csigák

Az üzemeltetés körülményei: mostoha üzemi viszonyok, kültéri használat, alacsony hőmérsékleti viszonyok

A tervezendő szállítócsiga adatai:

Szállítóképesség

Szállítási távolság

Szállítás szöge

Anyag

$Q = 2 \times 140 \text{ t/h}$

$L = 2 \times 0,64 \text{ m}$

$\delta = 0^\circ$

hó

vályús csiga kivitel.

A hó anyagjellemzőinek meghatározása

Halmazsűrűség  $\rho_h = 600 \text{ kg/m}^3$  (13. ábra)

Külső súrlódási tényező: 0,04 (14. ábra)

A hó fajtája	Sűrűség kg/m <sup>3</sup>	Levegőtartalom
szűz hó	10-30	97-99
Porhó	30-60	94-97
tapadó hó	60-150	85-94
finomszemcsés hó	100-300	70-90
préselt hó	150-300	75-85
régebben hullott hó	200-600	50-80
Csonthó	600-800	20-40
lebegő hó, zúzmara	200-300	70-80
Jég	800-900	8-20

12. ábra Hófajták sűrűsége [13]

Súrlódási együtthatók		
	csúszó	tapadó
autógumi száraz aszfalton	0,7-0,8	
nedves aszfalton	0,2-0,5	
száraz betonon	0,5	
bőrszív tárcsán	0,3	0,3-0,5
fa száraz fán	0,2-0,4	0,4-0,6
szappanozott fán	0,07	0,14
olajozott fán	0,08	0,16
jégen	0,035	
vason	0,4-0,5	0,6
olajozott vason	0,1	0,11
reszelő vason	0,7-1,0	1,4-1,8
vas bronzon	0,16	0,19
olajozott bronzon	0,01	0,1
havon	0,04	0,1
jégen	0,014	0,028
vason	0,14	0,15
olajozott vason	0,01	0,11

13. ábra Vas-hó Súrlódási együttható [14]

3.2.1 Technológiai paraméterek számítása:

Szállító képesség:

$$Q = 3,6 \cdot \frac{D^2 \cdot \pi}{4} \cdot \frac{s \cdot n}{60} \cdot \rho \cdot \phi \quad [\text{t/h}]$$

ahol:

$D$  a csiga névleges átmérője [m],

$n$  a csigatengely fordulatszáma [1/min],

$s$  a csigaszárny menetemelkedése [m],

$\rho_h$  a szállított anyag halmazsűrűsége [kg/m<sup>3</sup>],

$\phi$  a töltési tényező.

Maximális megengedett fordulatszám:

$$n_{max} = 9,55 \sqrt{\frac{2g}{\mu_2 D} [\cos \delta \sqrt{\mu_2 + 1} + \sin \delta \tan(\alpha + \beta)]} \quad [1/\text{min}]$$

ahol:

- g a nehézségi gyorsulás [m/s<sup>2</sup>],
- $\mu_2$  a súrlódási tényező az anyag és a vályú között,
- $\delta$  a szállítás iránya [°],
- $\alpha$  a menetemelkedés szöge [°],
- $\rho$  a súrlódási szög az anyag és a csigaszárny között, ( $\mu = \text{tg} \rho$ ) [°].

A két összefüggésből a szállítócsiga névleges átmérője:

$$D = \sqrt[5]{\left(\frac{240Q}{3,6\pi \left(\frac{s}{D}\right) \rho_h \phi}\right)^2 \frac{\mu_2}{2g9,55^2 [\cos \delta \sqrt{\eta_2^2 + 1} + \sin \delta \tan(\alpha + \rho)]}}$$

Az s/D viszonyszámot 0,8-ra választjuk

A csiga menetemelkedése (s) a szállított anyag tulajdonságaitól függ. Könnyen ömleszthető anyagoknál s=D is lehet, de a leggyakrabban használt az s=0,8D viszonyt.

Menetemelkedés szöge:

$$\alpha = \text{arctg}\left(\frac{s}{D \cdot \pi}\right) = \frac{0,8}{1 \cdot \pi} = 14,28^\circ$$

A súrlódási szög:

$$\rho = \text{arctg}(0,04) = 2,29^\circ$$

A javasolt töltési tényező könnyű nem koptató anyagra: 0,3...0,4 (14.ábra).

Anyag	Töltési tényező
Koptató és nagy halmazsűrűségű (érc, mészkőpor stb.) valamint tapadó anyagok	0,15...0,2
Közepes halmazsűrűségű anyagok (szén, cukor)	0,2...0,3
Könnyű nem koptató anyagok (liszt, gabona)	0,3...0,4

14. ábra Ajánlott töltési tényezők [15]

Az adatokat behelyettesítve a névleges átmérőre nyert összefüggésbe.

A szállítócsiga számított átmérője:

$$D = \sqrt[5]{\left(\frac{240 \cdot 140}{3,6\pi \cdot 0,8 \cdot 600 \cdot 0,4}\right)^2 \frac{0,04}{2 \cdot 9,81 \cdot 9,55^2 [\cos(0) \sqrt{0,04^2 + 1}]} = 0,351m}$$

A számított átmérőalapján válaszunk szabványos átmérőt. Több típust is áttekintve.

A választott csigaszárny-átmérő legyen:  $D = 0,4 \text{ m} = 400 \text{ mm}$ .

A megadott szállítóképesség eléréséhez szükséges minimális fordulatszám:

$$n = \frac{240Q}{3,6\pi \left(\frac{s}{D}\right) \rho_h \phi} = \frac{240 \cdot 140}{3,6\pi 0,4^3 \cdot 0,8 \cdot 600 \cdot 0,4} = 241 \text{ 1/min}$$

Maximális megengedett fordulatszám:

$$n_{max} \leq 9,55 \sqrt{\frac{2g}{\mu_2 D} [\cos \delta \sqrt{\mu_2 + 1} + \sin \delta \operatorname{tg}(\alpha + \beta)]}$$

$$9,55 \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81}{0,04 \cdot 0,4} \cdot \cos(0) \sqrt{0,04^2 + 1}} = 334 \text{ [1/min]}$$

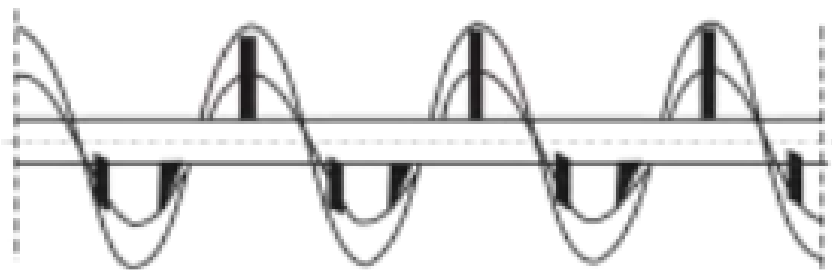
A választott fordulatszám:  $n = 258 \text{ 1/min}$ .

Felvett és a számított paraméterek felhasználásával, most már kiszámíthatjuk a szállítócsiga tényleges szállítóképességét:

$$Q = 3,6 \cdot \frac{D^2 \cdot \pi}{4} \cdot \frac{s \cdot n}{60} \cdot \rho \cdot \phi = 3,6 \cdot \frac{0,4^2 \cdot \pi}{4} \cdot \frac{0,32 \cdot 258}{60} \cdot 600 \cdot 0,4 = 149,4 \text{ t/h}$$

javasolt csigatengely átmérő választott csőtengely legyen varratnélküli acélcső  $d = 60,3 \text{ mm}$  átmérővel és  $v_t = 4 \text{ mm}$  falvastagsággal.

A csigalevél készüljön  $v_{levél} = 4 \text{ mm}$  vastagságú acélszalagból hengerléssel.



15. ábra Választott csigatípus minta [11]

### 3.2.2 A terhelések számítása

A kényszer erők az állandósult mozgás állapotában a vízszintes és  $\delta_h$ -nál kisebb szögben szállító ferde csigáknál:

$$|N| = mg \sin \varphi_a \cos \delta$$

$$|B| = mg \sin \alpha \cos \varphi_a \cos \delta + mg \cos \alpha \sin \delta + \mu_2 |N| \cos \alpha$$

Amelyekben a kvázi állandósult állapothoz tartozó  $\varphi_a$  szög a

$$(A^2 + 1) \sin^2 \varphi + 2AB \sin \varphi + B^2 - 1 = 0$$

egyenletből számítható. Az egyenlet együtthatói:

$$a = A^2 + 1 = \mu_2^2 t g^2 (\alpha + \rho) + 1$$

$$b = 2AB = 2\mu_2 t g \delta t g^2 (\alpha + \rho)$$

$$c = B^2 - 1 = t g^2 \delta t g^2 (\alpha + \rho) - 1$$

Az egyenletekben az (egyik oldali csigára számolva a mozgató tömeg)

$$m = \frac{QL}{v_z} = \frac{149400}{3600} \cdot \frac{0,675}{1,38} = 20,3 \text{ kg}$$

$$v_z = r \frac{n}{9,55} t g \alpha = 400 \cdot \frac{258}{9,55} t g 14,28 = 1,38 \text{ m/s}$$

ahol:

$Q$  a szállítóképesség [kg/s],

$L$  a csiga hossza [m].

A másodfokú egyenlet megoldásából kapjuk meg a jó pozitív eredményt:

$$a = A^2 + 1 = \mu_2^2 t g^2 (\alpha + \rho) + 1 = 0,04^2 t g^2 (14,28^\circ + 2,29^\circ) + 1 = 1,0021$$

$$b = 2AB = 2\mu_2 t g \delta t g^2 (\alpha + \rho) = 2 \cdot 0,04 t g 0 t g^2 (14,28^\circ + 2,29^\circ) = 0$$

$$c = B^2 - 1 = t g^2 \delta t g^2 (\alpha + \rho) - 1 = t g^2 0 t g^2 (14,28^\circ + 2,29^\circ) - 1 = -1$$

$$\sin \varphi = \frac{-b + \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a} = \frac{-0 + \sqrt{0^2 - 4 \cdot 1,0021 \cdot (-1)}}{2 \cdot 1,0021} = 0,999$$

$$\varphi = \arcsin 0,999 = 1,43^\circ$$

Az  $|N|$  és  $|B|$  érték meghatározása:

$$|N| = mg \sin \varphi_a \cos \delta = 20,3 \cdot 9,81 \cdot 0,99 = 197,15N$$

$$|B| = mg \sin \alpha \cos \varphi_a \cos \delta + mg \cos \alpha \sin \delta + \mu_2 |N| \cos \alpha$$

$$|B| = 20,3 \cdot 9,81 \cdot \sin 14,28 \cdot \cos 1,43 \cdot \cos 0 + 0,04 \cdot 197,15 \cdot \cos 0 = 75,12N$$

Mivel:

$$n := \begin{pmatrix} -\cos \varphi \\ -\sin \varphi \\ 0 \end{pmatrix} \text{ és } b := \begin{pmatrix} \sin \alpha \cdot \cos \varphi \\ -\sin \varphi \cdot \cos \alpha \\ \cos \alpha \end{pmatrix}$$

továbbá a

$$K = N + B$$

akkor a K komponensei:

$$K_x = -|N| \cos \varphi_a + |B| \sin \alpha \sin \varphi_a$$

$$K_x = -197,15 \cdot \cos 1,43 + 75,12 \cdot \sin 14,28 \cdot \sin 1,43 = -196,63N$$

$$K_y = -|N| \sin \varphi_a - |B| \sin \alpha \cos \varphi_a =$$

$$K_y = -197,15 \cdot \sin 1,43 - 75,12 \cdot \sin 14,28 \cdot \cos 1,43 = -23,44N$$

$$K_z = |B| \cos \alpha = 75,12 \cdot \cos 14,28 = 72,8N$$

### 3.2.3 A hajtás teljesítményszükségletének számítása

A súrlódás legyőzéséhez és az anyag mozgatásához szükséges teljesítmény:

$$P_1 = c2Kv = c2(K_x v_x + K_y v_y + K_z v_z) \quad [\text{kw}]$$

ahol a  $c$  a belső ellenállásokat figyelembe vevő biztonsági tényező. Az értéke 1,1...2,0 – re vehető fel. A vízszintes és a  $\delta_h$ -nál kisebb szögben szállító ferde csigáknál a  $v$ -nek csak az irányú komponense nem nulla, ezért:

$$P_1 = c2K_z v_z = cK_z r \omega_0 t g \alpha = 2 \cdot 2 \cdot 72,8 \cdot 1,38 = 401,9N$$

A csigatengely csapsúrlódása miatt fellépő teljesítményigény a következő megfontolások alapján számítható. A csapágycsúszást a csiga súlyán kívül  $N$  és  $B$  kényszer erőkkel azonos nagyságú, de ellentétes értelmű erők terhelik. A radiális csapágyterhelés az  $x$  és  $y$  irányú, az axiális a  $z$  irányú komponensek összege, azaz a



$$P_2 = \frac{d}{2} \omega_0 (\mu_t |F_z| + \mu_r |F_r|) \quad [\text{kW}]$$

ahol:

- $d$  a csigatengely átmérője [m],
- $\mu_t$  csapágysúrlódási tényező, ( $\mu_r = 0,2$ ),
- $\mu_r$  csapsúrlódási tényező ( $\mu_r = 0,3$ ),
- $F_z$  a tengelyirányú terhelés [N],
- $F_r$  a radiális terhelés [N].

A tengely irányú terhelés abban az esetben ha csak az egyik oldali csiga szállít:

$$F_z = -K_z - G_{csiga} \cdot \sin \delta \quad [\text{N}]$$

ahol:

$G_{csiga}$  a csiga súlya [N]

A csiga súlya a csigatengely és a csigalevél tömegéből számítható. A csigatengely tömege:

$$m_t = \rho_a \frac{(d^2 - d_b^2) \pi}{4} L \quad [\text{kg}]$$

ahol:

- $\rho_a$  az acél sűrűsége [ $\text{kg/m}^3$ ], ( $\rho_a = 7800 \text{ kg/m}^3$ ),
- $d_b$  a csigatengely belsőátmérője [m],
- $L$  a csiga hossza [m].

$$m_t = 7800 \frac{(60,3^2 - 52,3^2) \pi}{4} 1,35 = 7,45 \text{ kg}$$

A csigalevél tömege:

$$m_{levél} = \rho_a L_{levél} B v_{levél}$$

ahol:

- $\rho_a$  az acél sűrűsége [ $\text{kg/m}^3$ ], ( $\rho_a = 7800 \text{ kg/m}^3$ ),
- $L_{levél}$  a csigalevél hossza [m],
- $B$  a csigalevél szélessége [m],
- $v_{levél}$  a csigalevél vastagsága [m].

A csigalevél hossza, ha a menetszám  $z = \frac{L}{s} = \frac{1,35}{0,32} = 4,2 \approx 4,5$  menet

$$L_{levél} = z \frac{D \pi}{\cos(\alpha)} = 4,5 \cdot \frac{0,4 \cdot \pi}{\cos 14,28} = 5,84 \text{ m}$$

A csigalevél szélessége:  $B = 50 \text{ mm}$

$$m_{levél} = 7800 \cdot 5,84 \cdot 0,05 \cdot 0,003 = 6,83 \text{ kg}$$

A csiga súlya:

$$G_{csiga} = (m_{levél} + m_t) \cdot g = (6,83 + 7,45) \cdot 9,81 = 140,1 \text{ N}$$

Tengely irányú terhelés egyik oldali csiga szállítása esetén különben zérus:

$$F_z = -72,8 - 140,1 \cdot \sin 0 = -72,8N$$

A radiális terhelés:

$$F_r = \sqrt{(|N| \cos \varphi_a - |B| \sin \alpha \sin \varphi_a)^2 + (|N| \sin \varphi_a + |B| \sin \alpha \cos \varphi_a + G_{csiga} \cos \delta)^2}$$

$$F_r = \sqrt{(197,15 \cdot \cos(1,43) - 75,12 \sin(14,28) \sin(1,43))^2 + (197,15 \sin(1,43) + 75,12 \sin(14,28) \cos(1,43) + G_{csiga} \cos(0))^2}$$

$$F_r = 200,17$$

Az eredményeket helyettesítve a csapsúrlódás miatt jelentkező teljesítményigény:

$$P_2 = \frac{0,04}{2} \cdot 271,1(0,2 \cdot 72,8 + 0,3 \cdot 200,17) = 404,54W$$

ahol:

$$\omega_0 = \frac{2v_z}{D \cdot tg(\alpha)} = \frac{2 \cdot 1,38}{0,04 \cdot tg 14,28} = 271,1 \frac{1}{s}$$

A gyorsítási ellenállás legyőzéséhez szükséges teljesítmény, ha az anyagot nulla sebességről kell felgyorsítani, ami a vízszintes csigáknál és  $\delta_h$ -nál kisebb szögben szállító ferde csigáknál:

$$P_3 = Q(r\omega_0 tg\alpha)^2 = \frac{298800}{3600} \cdot 1,38^2 = 158,07W$$

Az összes teljesítmény igény:

$$P = c' \frac{P_1 + P_2 + P_3}{1000 \cdot \eta} = 5 \cdot \frac{401,9 + 405,54 + 158,07}{1000 \cdot 0,7} = 6,9 kW$$

ahol:

$$c' \quad \text{biztonsági tényező } (c'=5)$$

$$\eta \quad \text{a hajtás hatásfoka } (\eta = 0,7)$$

### 3.3 Ékszíjhajtás tervezése

#### Adatok:

A marócsiga teljesítményszükséglete:

6,9kW

Választott hidromotor:

Orbit hidromotor EPM/MP (16. ábra)

Hidromotor maximális teljesítménye:

10kW

Hidromotor maximális fordulatszáma:

303 1/min

Marócsiga számított fordulatszáma:

258 1/min

TECHNIKAI ADATOK	MP 25	MP 32	MP 40	MP 50	MP 80	MP 100	MP 125	MP 160	MP 200	MP 250	MP 315	MP 400	MP 500	MP 630
Max. térfogat (ccm/fordulat)	25	32	40	49,5	79,2	99	123,8	158,4	198	247,5	316,8	396	495	623,6
Max. üzemi fordulatszám (fordulat)	1600	1560	1500	1210	755	605	486	378	303	242	190	150	120	95
Max. nyomaték (daNm)	3,3	4,3	6,2	9,4	15,1	19,3	23,7	31,3	36,6	38	38	36	39	44
Max teljesítmény (kW)	4,5	5,8	8,4	10,1	10,2	10,5	10,2	10,1	10	7,5	5,8	4,6	3,5	3,3
Max. üzemi nyomás (bar)	100	100	120	140	140	140	140	140	140	110	90	70	60	55
Max. olajszállítás (liter/perc)	40	50	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60

16. ábra Orbit motor típusok MP szériából [16]

#### Számítás:

Teljesítmény számítása:

$$P_B = P * c_2 = 10 * 1,2 = 12 \text{ kW}$$

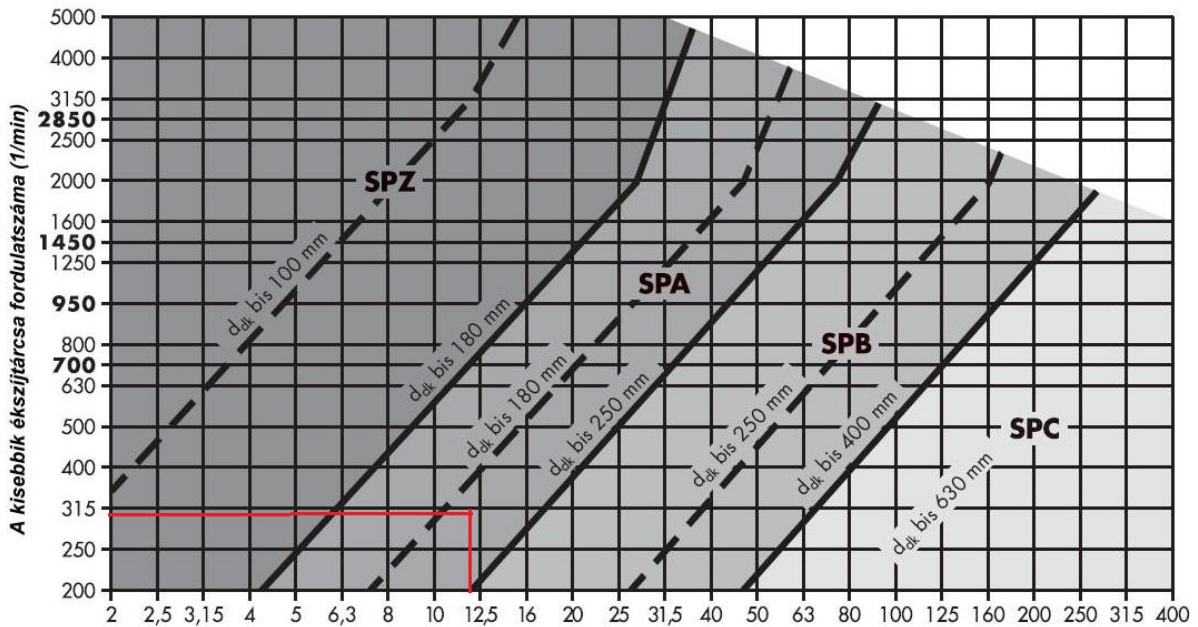
ahol:

$P_B$  számított teljesítmény [kW]

$c_2$  biztonsági tényező

$P$  hidromotor teljesítménye [kW]

17. ábra alapján kiválasztott ékszíjtípus: SPA ékszíj



17. ábra Optibelt SK nagyteljesítményű keskeny ékszíjak [17]

Áttétel számítása:

Feltételezett áttétel (i):

$i=1,17$

$$i = \frac{n_1}{i_1} = \frac{303}{1,17} \approx 259 \frac{1}{min}$$

ahol:

$n_1$  hidromotor fordulatszáma [1/min]

$i_1$  Ékszíj áttétel

Számított áttétel (i):

$$d_{d1} = 190 \text{ mm (17. ábráról)}$$

Szabványos méret:

$$d_{d2} = d_{d1} \cdot i = 190 \cdot 1,17 \approx 222 \text{ mm}$$

$$d_{d2} = 224 \text{ mm (18. ábráról)}$$

ahol:

$d_{d1}$  meghajtó ékszíjtárcsa átmérő [mm]

$d_{d2}$  meghajtott ékszíjtárcsa átmérő [mm]

Ékszij profil	ISO-Kurzzeichen	-	Y	-	Z	A	B	-	C	-	D	E	Richtdurchmesser d <sub>J</sub>		Rundlauf- und Planlauf-toleranz
	DIN 2215	5	6	8	10	13	17	20	22	25	32	40	min.	max.	
Késkény ékszij profil	DIN 7753 Teil 1 und ISO 4184	-	-	-	SPZ	SPA	SPB	-	SPC	-	-	-			
Névtleges átmérő d <sub>J</sub>	20,0												20,0	20,4	0,2
	22,0												22,0	22,4	
	25,0												25,0	25,4	
	28,0	28,0											28,0	28,4	
	31,5	31,5											31,5	32,0	
	35,5	35,5											35,5	36,1	
	40,0	40,0	40		40								40,0	40,6	
	45,0	45,0	45		45								45,0	45,7	
	50,0	50,0	50		50								50,0	50,8	
	56,0	56,0	56		56								56,0	56,9	
	63,0	63,0	63		63								63,0	64,0	
					67								67,0	68,0	
	71,0	71,0	71		71								71,0	72,1	
	80,0				75									75,0	76,1
					80									80,0	81,3
					85									85,0	86,3
					90									90,0	91,4
		90,0	90		95								95,0	96,4	
		100,0	100		100								100,0	101,6	
					106								106,0	107,6	
		112,0	112		112								112,0	113,8	
		125,0			118									118,0	119,9
					125									125,0	127,0
					132									132,0	134,1
				140								140,0	142,2		
				150								150,0	152,4		
				160				160				160,0	162,6		
		180		170								170,0	172,7		
		190		180				180				180,0	182,9		
		200		190				190				190,0	193,0		
		200		200				200				200,0	203,2		
				212				212				212,0	215,4		
				224				224				224,0	227,6		
				225				225				225,0	228,6		
				236			236					236,0	239,8		
				250			250		250			250,0	254,0		
				265			265					265,0	269,0		
			280				280		280			280,0	284,5		
			300				300					300,0	304,8		
			315				315		315			315,0	320,0		
							335					335,0	340,0		
							355		355	355		355,0	360,7		
							375					375,0	380,7		
							400		400	400		400,0	406,4		
							425					425,0	431,4		
			450				450		450	450		450,0	457,2		
							475					475,0	482,2		
			500				500		500	500		500,0	508,0		
			560				560		560	560		560,0	569,0		
			630				630		630	630		630,0	640,1		
			710				710		710	710		710,0	721,4		
							800		800	800		800,0	812,8		
							900		900	900		900,0	914,4		
							1000		1000	1000		1000,0	1016,0		
							1120	1120	1120	1120		1120,0	1137,9		
							1250	1250	1250	1250		1250,0	1270,0		
							1400	1400	1400	1400		1400,0	1422,4		
							1600	1600	1600	1600		1600,0	1625,6		
							1800	1800	1800	1800		1800,0	1828,8		
							2000	2000	2000	2000		2000,0	2032,0		
Zul. Abweichung der Richtdurchmesser der Rillen untereinander (mm)			0,3			0,4				0,6					-

18. ábra Szabványos ékszijtárcsa méretek típusok szerint [17]

Szabványos áttétel (i):

$$i_1 = \frac{d_{d2}}{d_{d1}} = \frac{224}{190} \approx 1,18$$

A választott  $d_{d1} = 190\text{mm}$   $d_{d2} = 224\text{mm}$

Fordulatszám kiszámítása a már módosult áttétel szerint:

$$i = 1,18$$

$$i = \frac{n_1}{i_1} = \frac{303}{1,18} \approx 257 \frac{1}{\text{min}}$$

Tengelytávolság előzetes kalkuláció:

Ajánlott:

$$0,7 \cdot (d_{d1} + d_{d2}) < a < 2(d_{d1} + d_{d2})$$

$$0,7 \cdot (190 + 224) < a < 2(190 + 224)$$

$$290\text{mm} < a < 828\text{mm}$$

ahol:

$a$  tengelytávolság [mm]

Választott méret:

$$a = 500\text{mm}$$

Ékszíj névleges hossza:

$$L_{dth} = 2 \cdot a + 1,57 \cdot (d_1 + d_2) + \frac{(d_1 - d_2)^2}{4a}$$
$$L_{dth} = 2 \cdot 500 + 1,57 \cdot (190 + 224) + \frac{(190 - 224)^2}{4 \cdot 500} = 1650,6\text{mm}$$

ahol:

$L_{dth}$  számított ékszíj hossza [mm]

Választott szabványos ékszíj hossz (19. ábra):

Profile SPA			
Datum length ISO $L_d$ [mm]			
732	1382	2120	3350
757	1400	2132	3382
782	1407	2182	3550
800	1432	2207	3750
807	1457	2232	4000
832	1482	2240	4250
850	1500	2282	4500
857	1507	2300	
882	1532	2307	
900	1557	2332	
907	1582	2360	
932	1600	2382	
950	1607	2432	
957	1632	2482	
982	1657	2500	
1000	1682	2532	
1007	1700	2582	
1032	1707	2607	
1060	1732	2632	
1082	1757	2650	
1107	1782	2682	
1120	1800	2732	
1132	1807	2782	
1157	1832	2800	
1180	1857	2832	
1207	1882	2847	
1232	1900	2882	
1250	1907	2932	
1257	1932	2982	
1272	1957	3000	
1282	1982	3032	
1307	2000	3082	
1320	2032	3150	
1332	2057	3182	
1357	2082	3282	

19. ábra Szabványos SPA ékszíj méretek [18]

$$L_{dst} = 1657\text{mm}$$

ahol:

$L_{dst}$  szabványos ékszíj hossza [mm]

Tengelytávolság meghatározása  $L_{dst}$  és  $L_{dth}$  ékszíjhosszokból:

$$(ha L_{dst} > L_{dth}) a_{nom} \approx a + \frac{L_{dst} - L_{dth}}{2}$$

$$(ha L_{dst} < L_{dth}) a_{nom} \approx a - \frac{L_{dst} - L_{dth}}{2}$$

Esetünkben ez első felvetés a helyes ezért ezzel számolok tovább:

$$a_{nom} \approx a + \frac{L_{dst} - L_{dth}}{2} = 500 + \frac{1657 - 1650,6}{2} = 503,2mm$$

A szükséges tengelyállítási méreteket a 20. ábra mutatja be.

Richtlänge (mm)	Mindest-Verstell- weg x (mm) – zum Spannen u. Nachspannen	Mindest-Verstellweg y (mm) – zum zwanglosen Auflegen			
		SPZ, XPZ	SPA, XPA	SPB, XPB	SPC, XPC
487 ≤ 670	10	10	10	–	–
> 670 ≤ 1000	15	15	15	–	–
> 1000 ≤ 1250	20	15	15	–	–
> 1250 ≤ 1800	25	20	20	20	–
> 1800 ≤ 2240	25	20	20	20	25
> 2240 ≤ 3000	35	20	20	20	30
> 3000 ≤ 4000	45	20	20	20	30
> 4000 ≤ 5000	55	20	20	25	30
> 5000 ≤ 6300	70	25	25	30	35
> 6300 ≤ 8000	85	25	25	35	40
> 8000 ≤ 10000	110	30	30	35	45
> 10000 ≤ 12500	135	–	–	35	45
> 12500 ≤ 15000	150	–	–	45	55
> 15000 ≤ 18000	190	–	–	45	55

20. ábra Optibelt Sk vékony ékszíjak állíthatóságának legkisebb értékei [17]

A tengelytávolság állíthatóságát biztosítani kell mind a szíjcserehez, mind az után feszítéshez

$$x \geq 10 \text{ mm és } y \geq 10 \text{ mm}$$

Ékszíz sebessége és hajlítási frekvenciája:

$$v = \frac{d_{d1} \cdot n \cdot \pi}{60} = \frac{0,19 \cdot 303 \cdot \pi}{60} = 3 \frac{m}{s}$$

ahol:

$v$  szíjsebesség  $\left[\frac{m}{s}\right]$  ( $V_{max} \approx 55 \frac{m}{s}$ )  
 $n$  fordulatszám [1/min]

$$f_b = \frac{2 \cdot 1000 \cdot v}{L_{dst}} = \frac{2 \cdot 1000 \cdot 3}{1657} = 3,62 \frac{1}{s}$$

ahol:

$f_b$  hajlítási frekvencia  $\left[\frac{1}{s}\right]$

Átfogási szög és átfogási szögtényező meghatározása:

$$\frac{d_{d2} - d_{d1}}{a_{nom}} = \frac{224 - 190}{503,2} = 0,08$$

$\frac{d_{dg} - d_{dk}}{a_{nom}}$	$\beta \approx$	$c_1$
0	180°	1,00
0,05	177°	1,00
0,10	174°	1,00
0,15	171°	1,00
0,20	168°	0,99
0,25	165°	0,99
0,30	162°	0,99
0,35	160°	0,99
0,40	156°	0,99
0,45	153°	0,98
0,50	150°	0,98
0,55	147°	0,98
0,60	144°	0,98
0,65	141°	0,97
0,70	139°	0,97
0,75	136°	0,97
0,80	133°	0,96
0,85	130°	0,96
0,90	126°	0,96
0,95	123°	0,95
1,00	119°	0,94
1,05	115°	0,94
1,10	112°	0,93
1,15	109°	0,93
1,20	106°	0,92
1,25	103°	0,91
1,30	100°	0,91
1,35	96°	0,90
1,40	92°	0,88
1,45	88°	0,87

21. ábra Átfogási szög és átfogási szögtényező a két tárcsaméret és távolságuk alapján [17]

$$\beta \approx 174^\circ \quad c_1 = 1,00 \quad c_3 = 0,92$$

A SPA típusú ékszíjjal átvihető névleges teljesítmény a fordulatszám és a jellemző tárcsaátmérő függvényében:  $d_{d1} = 280 \text{ mm}$ ;  $n = 303 \text{ 1/min}$ ;  $P_b = 12 \text{ kW}$

Névleges teljesítmény szíjanként 22. ábra alapján:

$$P_n = 6,34 + 0,44 = 6,78 \text{ kW}$$

A 6,34 kW-os értéket a kisebbik átmérőből és a fordulatszámából határoztam meg. A 0,44 kW-os értéket pedig a fordulatszám és a módosítási tényezőből.





Examples for work machines	Examples for drive machines					
	Load factor $c_2$ for daily operating time (hours)			Load factor $c_2$ for daily operating time (hours)		
	up to 10	over 10 to 16	over 16	up to 10	over 10 to 16	over 16
<b>Light drives</b> Centrifugal pumps and compressors, belt conveyors (light weight materials), fans and pumps up to 7.5 kW	1.1	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
<b>Medium drives</b> Plate cutters, presses, chain and belt conveyors (heavy materials), vibrating screens, generators and exciters, bakery machinery, machine tools (lathes and grinders), laundry machines, printing machinery, fans and pumps over 7.5 kW	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
<b>Heavy drives</b> Crushing plants, piston compressors, heavy-duty conveyors, directional throw conveyors, push conveyors (screw, plate belts, bucket and shovel conveyors), lifts, briquette presses, textile machinery, paper machinery, piston pumps, excavator pumps, log frame saws, hammer mills	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
<b>Very heavy drives</b> Heavy-duty mills, stone crushers, calenders, mixers, winches, cranes, excavators, heavy-duty wood working machinery	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.8

23. ábra A terhelés jellegétől függő tapasztalati tényező [18]

Minimális húzóerő nyugalmi állapotba ékszíjanként (szerelésnél 1,3 növelve):

Profil	k	f (N)
SPZ, 3V/9N	0,07	25
SPA	0,12	50
SPB, 5V/15N	0,19	75
SPC	0,37	125

24. ábra Profilonkénti k érték [17]

$$k = 0,12$$

$$T = \frac{500 \cdot (2,02 - c_1) P_B}{c_1 \cdot z \cdot v} + k \cdot v^2 = \frac{500 \cdot (2,02 - 1) \cdot 12}{1 \cdot 3 \cdot 3} + 0,12 \cdot 3^2 = 681,08N$$

Szerelésnél:

$$T_{sz} = T \cdot 1,3 = 681,08 \cdot 1,3 = 885,4N$$

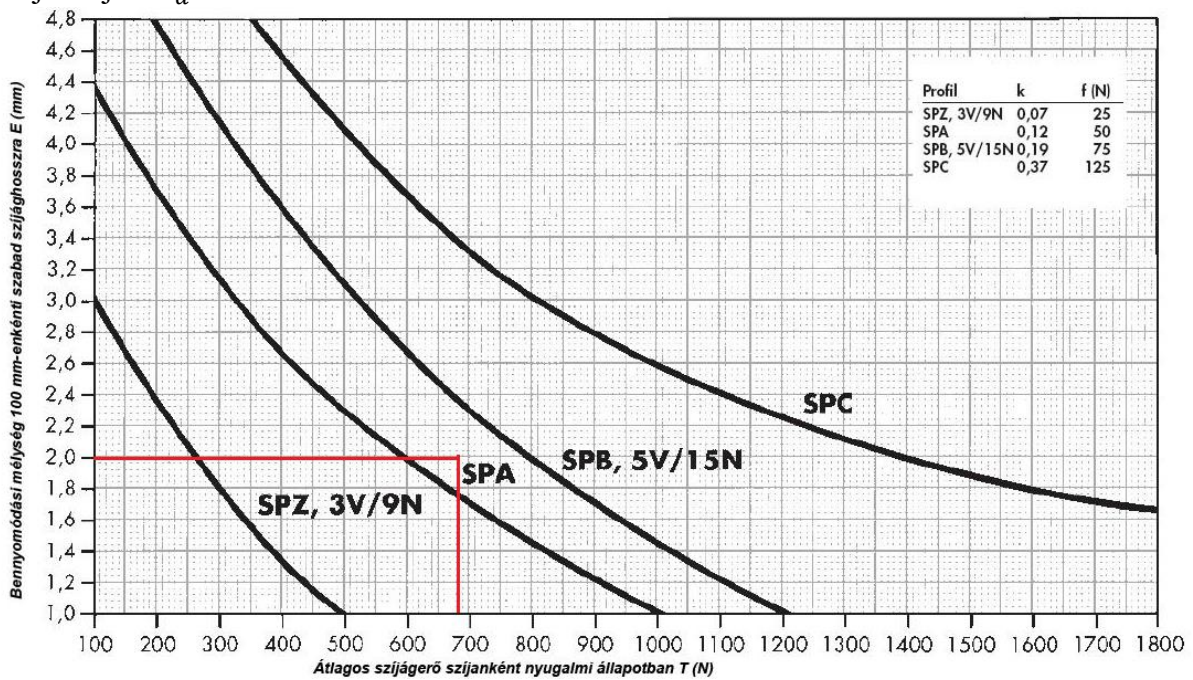
Minimális tengelyhúzás nyugalmi állapotba:

$$S_a = 2 \cdot T \cdot \sin \frac{\beta}{2} \cdot z = 2 \cdot 681,08 \cdot \sin \frac{174}{2} \cdot 3 = 4081N$$

Szerelésnél:

$$S_{asz} = S_a \cdot 1,3 = 4081 \cdot 1,3 = 5305N$$

Szíjbehajlás  $E_a$ :  $E=2mm$



25. ábra Szíjbehajlás [17]

$$L = a_{nom} \cdot \sin \frac{\beta}{2} = 503,2 \cdot \sin \frac{179}{2} = 503,2mm$$

$$E_a = \frac{E \cdot L}{100} = \frac{2 \cdot 503,2}{100} = 10,01mm$$

Dinamikus húzóerő a feszes ágban

$$s_1 = \frac{1030 \cdot P_B}{c_1 \cdot v} = \frac{1030 \cdot 12}{1 \cdot 3} = 4120N$$

Dinamikus húzóerő a laza ágban

$$s_2 = \frac{1000 \cdot (1,03 - c_1) \cdot P_B}{c_1 \cdot v} = \frac{1000 \cdot (1,03 - 1) \cdot 12}{1 \cdot 3} = 120N$$

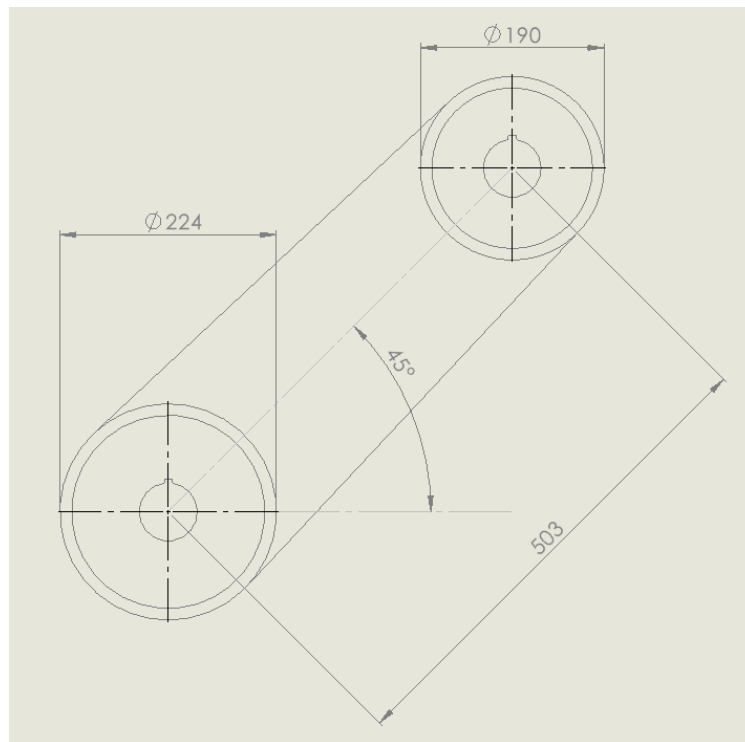
Az eredő dinamikus tengelyterhelés:

$$s_{adyn} = \sqrt{s_1^2 + s_2^2 - 2 \cdot s_1 \cdot s_2 \cdot \cos \beta}$$

$$S_{adyn} = \sqrt{4120^2 + 120^2 - 2 \cdot 4120 \cdot 120 \cdot \cos 174} = 4239N$$

### 3.4 A meghajtó tengely tervezése

A meghajtás elrendezésének elvi vázlata:



26. ábra Meghajtás elvi vázlat [12]

Tengely méretei

$$l = 150\text{mm} \quad a = 100\text{mm} \quad b = 100\text{mm}$$

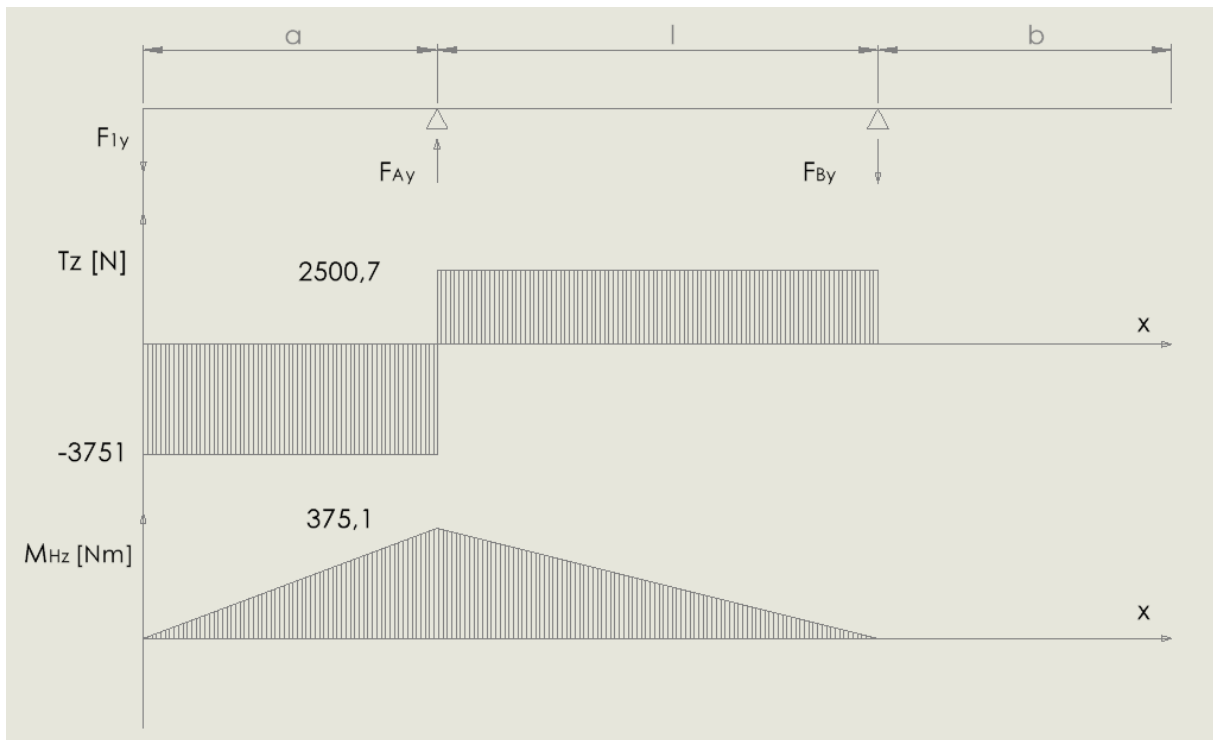
Terhelő erők:

$$F_1 = S_{asz} = 5305\text{N}$$

$F_1$  erő komponensei:

$$F_{1y} = F_1 \cdot \sin \alpha = 5305 \cdot \sin -45 = -3751\text{N}$$

$$F_{1z} = F_1 \cdot \cos \alpha = 5305 \cdot \cos -45 = -3751\text{N}$$



27. ábra Nyíróerő ábra I [12]

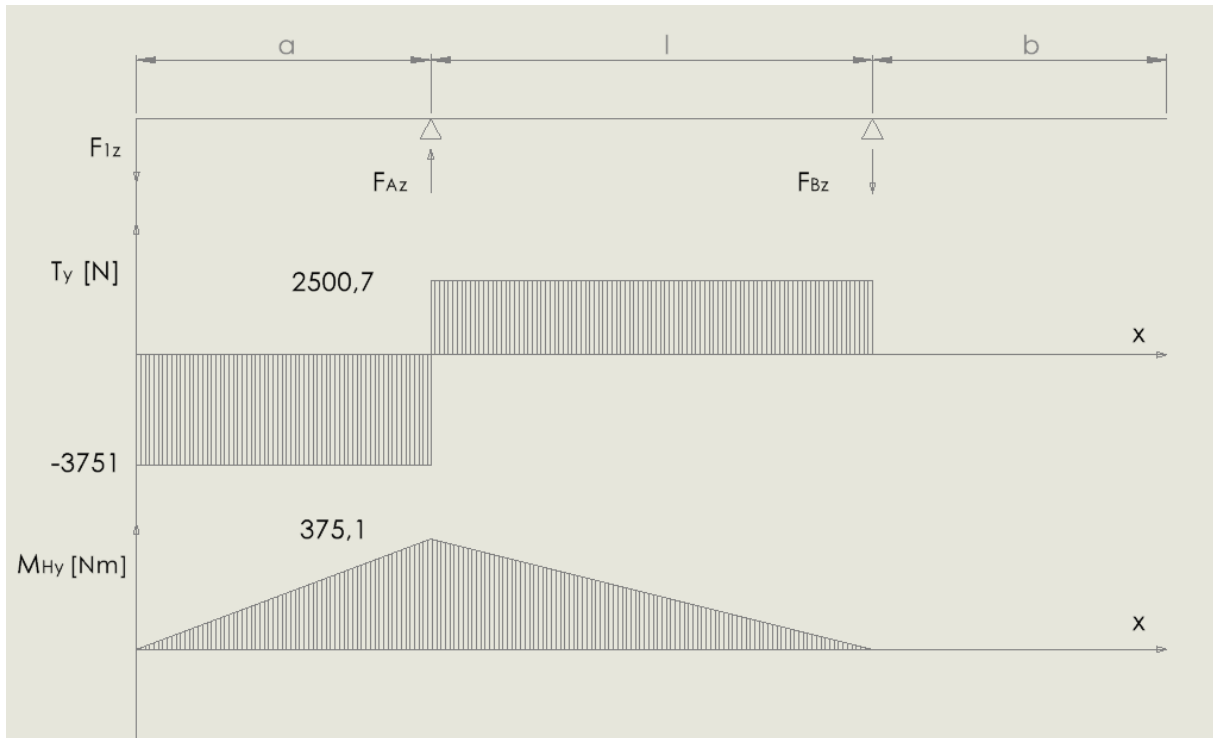
$$\sum M_{iaz} = 0 = F_{1y} \cdot a - F_{By} \cdot l \rightarrow$$

$$F_{By} = \frac{F_{1y} \cdot a}{l} = \frac{3751 \cdot 0,1}{0,15} = 2500,7N$$

$$\sum F_{iy} = 0 = -F_{1y} + F_{Ay} - F_{By} \rightarrow$$

$$F_{Ay} = F_{1y} + F_{By} = 3751 + 2500,7 = 6251N$$

$$M_{hz} = 375,1Nm = 375100Nmm$$



28. ábra Nyíróerő ábra II [12]

$$\begin{aligned} \sum M_{iay} = 0 &= F_{1z} \cdot a - F_{Bz} \cdot l \rightarrow \\ F_{Bz} &= \frac{F_{1z} \cdot a}{l} = \frac{3751 \cdot 0,1}{0,15} = 2500,7N \\ \sum F_{iz} = 0 &= -F_{1z} + F_{Az} - F_{Bz} \rightarrow \\ F_{Az} &= F_{1z} + F_{Bz} = 3751 + 2500,7 = 6251N \\ M_{hy} &= 375,1Nm = 375100Nmm \end{aligned}$$

Csavarónyomaték értéke:

A csavarónyomatékot a hidromotor hozza létre így a katalógusból származtatott értéket vettem alapul.

$$M_{Cs} = 366Nm = 366000Nmm$$

Redukált nyomaték kiszámítása:

$$\begin{aligned} M_{red} &= \sqrt{M_{hz}^2 + M_{hy}^2 + M_{cs}^2} = \sqrt{375100^2 + 375100^2 + 366000^2} \\ M_{red} &= 644481,2Nmm \end{aligned}$$

A tengely átmérőjének meghatározása:

Választott anyag: szerkezeti acél S360 (St70-2)

Tab. 2.8 Festigkeitskennwerte<sup>1)</sup> in N/mm<sup>2</sup> für einige Stahlwerkstoffe (auszugsweise nach [3.17])  
 $R_m$  = Zugfestigkeit,  $R_e$  = Streckgrenze bzw. 0,2%-Dehngrenze,  $\sigma_w$  = Zug-Druck-Wechselfestigkeit,  $\sigma_{sch,a}$  = Zugschwellfestigkeit (Amplitude),  $\sigma_{bw}$  = Biegechwellfestigkeit,  $\tau_{sw}$  = Schubwechselfestigkeit,  $\tau_{tw}$  = Torsionswechselfestigkeit

Stahlart	Stahlsorte	$R_m$	$R_e$	$\sigma_w$	$\sigma_{sch,a}$	$\sigma_{bw}$	$\tau_{sw}$	$\tau_{tw}$
Baustahl DIN EN 10025 (DIN 17100)	S185 (St33)	310	185	140	138	155	80	90
	S235 (St37)	360	235	160	158	180	95	105
	S275 (St44)	430	275	195	185	215	110	125
	S355 (St52-3)	510	355	230	215	255	130	150
	E295 (St50-2)	490	295	220	205	245	125	145
	E335 (St60-2)	590	335	265	240	290	155	170
	E360 (St70-2)	690	360	310	270	340	180	200
Feinkombustahl normalgeglüht DIN EN 10113	S275N, S275NL	370	275	165	160	185	95	110
	S355N, S355NL	470	355	210	200	235	120	140
	S420N, S420NL	520	420	235	215	260	135	150
	S460N, S460NL	550	460	245	225	275	140	160
	S355M, S355ML	450	355	205	190	225	115	130
	S460M, S460ML	530	460	240	220	265	140	155
Vergütungsstahl normalgeglüht DIN EN 10083	C22E, C22R, C22	430	240	195	185	215	110	125
	C30E, C30R, C30	510	280	230	215	255	135	150
	C40E, C40R, C40	580	320	260	235	285	150	170
	C50E, C50R, C50	650	355	295	260	320	170	190
	C60E, C60R, C60	710	380	320	280	350	185	205
	28Mn6	630	345	285	250	310	165	185
	C22E, C22R, C22	500	340	225	210	250	130	145
Vergütungsstahl vergütet DIN EN 10083	C30E, C30R, C30	600	400	270	245	295	155	175
	C40E, C40R, C40	650	460	295	260	320	170	190
	C50E, C50R, C50	750	520	340	290	365	195	215
	C60E, C60R, C60	850	580	385	320	415	220	245
	28Mn6	800	590	360	305	390	210	230
	46Cr2, 46CrS2	900	650	405	335	435	235	260
	41Cr4, 41CrS4	1000	800	450	360	480	260	285
	42CrMo4, 42CrMoS4	1100	900	495	385	525	285	315
	30CrNiMo8	1250	1050	565	420	595	325	355
Stahlguss DIN 1681	GS-38	380	200	130	125	150	75	90
	GS-45	450	230	150	130	180	90	105
	GS-52	520	260	175	145	205	100	125
	GS-60	600	300	205	160	235	120	140

29. ábra Acél anyagokra megengedhető feszültséget terhelések alapján [19]

A tengely átmérő:

$$d = 3 \sqrt{\frac{32 \cdot M_{red}}{\sigma_{meg} \cdot \pi}} = 3 \sqrt{\frac{32 \cdot 644481,2}{270 \cdot \pi}} = 28,97 \text{ mm} \rightarrow 29 \text{ mm}$$

ahol:

$d$  tengelyátmérő [mm]  
 $\sigma_{meg}$  megengedett maximális feszültség [Mpa]  
 $M_{red}$  redukált nyomaték [Nmm]

Szabványos tengelyátmérő: 30mm

Valódi tengelyátmérő meghatározása:

Retes választása: DIN 6885 C45K

Retes szélessége:  $b = 12 \text{ mm}$

Retes magassága:  $h = 8 \text{ mm}$

Reteszorony mélysége a tengelyben:  $t_1 = 5 \text{ mm}$

Reteszorony mélysége az agyban:  $t_2 = 3,3 \text{ mm}$

Tengely átmérőjének kiszámítása:

$$R = rt + t_1 = 15 + 5 = 20 \text{ mm} \quad \text{választott } d = 40 \text{ mm}$$

Retesz méretezése:

Az ébredő feszültség:

$$l = \frac{2 \cdot M_{cs}}{d \cdot p_{meg} \cdot (h - t_1)} + d = \frac{2 \cdot 366000}{40 \cdot 80 \cdot (12 - 5)} + 12 = 44,68 \text{ mm} \rightarrow 45 \text{ mm}$$

A számított érték alapján 1 db 33 mm retesz fogunk elhelyezni.

### 3.5 Csapágyak méretezése a meghajtó tengelyen

Csapágykiválasztás kezdeti adatai:

Csapágy belső átmérő	Elvárt élettartam	Csapágy minimális fordulatszáma
$\varnothing 40 \text{ mm}$	$10 \cdot 10^3 \text{ üzemóra}$	$303 \frac{1}{\text{min}}$

Gépfajták	$L_h$ élettartam /h/ üzemóra
Ritkán használt műszerek és készülékek: bemutató készülékek, tolóajtó mozgatóberendezések stb.	500
Rövid ideig működő, vagy megszakított üzemű gépek: üzemi emelőkészülékek, kézzel hajtott gépek, mezőgazdasági berendezések, szerelődaruk, rakodógépek, öntődei daruk, háztartási gépek stb.	4000 – 8000
Megszakított üzemű gépek, ahol esetleges üzemzavarnak nagyobb jelentősége van: erőtelep segédberendezései, szalagrendszer szállító gépei, felvonók, daruk, ritkábban használt szerszámgépek.	8000 – 12000
Napi 8 órát üzemelő gépek, ha közbenső üzemzavarnak vannak: villanymotorok, fogaskerék-hajtóművek, csigahajtások.	12000 – 20000
Napi 8 órát üzemelő gépek, ha nincs közbenső üzemzavarnak: üzemi berendezések általában, daruk, szállítóberendezések, közelművelőgépek stb.	20000 – 30000
Állandó üzemű gépek 24 órás üzemmel: centrifugák, kompresszorok, szivattyúk, vízturbinák, elektromotorok, szállítóorgók, szállítóberendezések, bányafelvonók.	40000 – 60000
24 órás üzemű gépek, nagy üzembiztonsági követelményekkel: cellulóza- és papíripari gépek, bányaszivattyúk, vízművek, erőművek, hajók.	100000 – 200000

30. ábra Csapágyak élettartama üzemeltetésük szerint [20]

A szíjtárcsa felőli részen keletkező erők:

$$P = Fr = \sqrt{F_{Az}^2 + F_{Ay}^2} = \sqrt{6251^2 + 6251^2} = 8840,24 \text{ N}$$

$$L_h = 5000 \text{ üzemóra} \quad n = 303 \frac{1}{\text{min}}$$



Elvárt élettartam:

$$L = \frac{60 \cdot n \cdot L_h}{10^6} = \frac{60 \cdot 303 \cdot 10000}{10^6} = 181,8mf$$

ahol:

- $L$  elvárt élettartam [millió fordulat]
- $n$  fordulatszám  $\left[\frac{1}{min}\right]$
- $L_h$  elvárt élettartam [üzemóra]

Elvárt dinamikus alapterhelés:

$$C = P \cdot \sqrt[3]{L} = 6251 \cdot \sqrt[3]{181,8} = 35411N$$

Az elvárt dinamikus alapterheléshez választottam SKF önbeálló golyóscsapágyat.

Kijelölés	Fő méretek			Alapvető terhelési besorolások		Sebességértékelések	
	d [mm]	$f_d$	D [mm]	B [mm]	dinamikus C [kN]	statikus C <sub>0</sub> [kN]	Referencia sebesség [r/perc]
2308 EKTN9	40	90	33	54	16	14 000	10 000
2308 EM	40	90	33	54	16	14 000	10 000

31. ábra Önbeálló golyóscsapágy I [21]

Élettartam:

$$L_h = \frac{\left(\frac{C}{P}\right)^3 \cdot 10^6}{60 \cdot n^t} = \frac{\left(\frac{54000}{8840}\right)^3 \cdot 10^6}{60 \cdot 303} = 12538 \geq 10000 \text{ tehát megfelel}$$

Választott csapágy: 2308 EKTN9

A hozzá választott csapágyház: SNL 510-608

A hidromotor felőli részen keletkező erők:

$$P = Fr = \sqrt{F_{Az}^2 + F_{Ay}^2} = \sqrt{2500,7^2 + 2500,7^2} = 3536,5N$$

$$L_h = 10000 \text{ üzemóra} \quad n = 303 \frac{1}{min}$$

Elvárt élettartam:

$$L = \frac{60 \cdot n \cdot L_h}{10^6} = \frac{60 \cdot 303 \cdot 10000}{10^6} = 181,8mf$$

ahol:

- $L$  elvárt élettartam [millió fordulat]
- $n$  fordulatszám  $\left[\frac{1}{min}\right]$
- $L_h$  elvárt élettartam [üzemóra]

Elvárt dinamikus alapterhelés:

$$C = P \cdot \sqrt[3]{L} = 3536,5 \cdot \sqrt[3]{181,8} = 20031N$$

Az elvárt dinamikus alapterheléshez választottam SKF önbeálló golyóscsapágyat.

Kijelölés	Fő méretek			Alapvető terhelési besorolások		Sebességértékelések		
				dinamikus	statikus	Referencia sebesség	Sebesség korlátozása	
	d [mm]	$t_1$	D [mm]	B [mm]	C [kN]	$C_0$ [kN]	[r/perc]	[r/perc]
1308 EKTN9	40	90	23	33.8	11.2	14 000	9 500	
1308 EM	40	90	23	33.8	11.2	14 000	9 500	

32. ábra Önbeálló golyóscsapágy II [21]

Élettartam:

$$L_h = \frac{\left(\frac{C}{P}\right)^3 \cdot 10^6}{60 \cdot n^t} = \frac{\left(\frac{33600}{3536,5}\right)^3 \cdot 10^6}{60 \cdot 303} = 47174 \geq 10000 \text{ tehát megfelel}$$

Választott csapágy: 1308 EKTN9

A hozzá választott csapágyház: SNL 510-608

Kenés:

Csapágyakra előírt kenési mód: zsírkenés

Előírt kenőzsír és jellemzői

SKF kenőzsírok – műszaki leírás és jellemzők							
1. rész: Műszaki leírás							
Típus	Megnevezés	NLGI osztály	Sűrítőanyag/ alapolaj	Alapolaj viszkozitás		Hőmérsékleti határértékek	
				40 °C	100 °C	LTL <sup>1)</sup>	HTPL <sup>2)</sup>
				mm <sup>2</sup> /s		°C	
LGMT 2	Általános ipari és autóipari felhasználásra	2	Lítiumszappan/ ásványolaj	110	11	-30	+120
LGMT 3	Általános ipari és autóipari felhasználásra	3	Lítiumszappan/ ásványolaj	120	12	-30	+120
LGEP 2	Nagy nyomás, nagy terhelés	2	Lítiumszappan/ ásványolaj	200	16	-20	+110

33. ábra SKF kenőzsírok [22]

Típus: LGMT 3

Kenőanyag mennyisége:

2308 EKTN9

$$Gk = 0,4 \cdot D \cdot B \cdot 10^{-4} = 0,4 \cdot 90 \cdot 33 \cdot 10^{-4} = 0,1188g$$

1308 EKTN9

$$Gk = 0,4 \cdot D \cdot B \cdot 10^{-4} = 0,4 \cdot 90 \cdot 23 \cdot 10^{-4} = 0,0828g$$

Utánkenés mennyisége:

2308 EKTN9

$$G_p = 0,005 \cdot D \cdot B = 0,005 \cdot 90 \cdot 33 = 14,85g$$

1308 EKTN9

$$G_p = 0,005 \cdot D \cdot B = 0,005 \cdot 90 \cdot 23 = 10,35g$$

Utánkenési időköz

2308 EKTN9

$$dm = 0,5 \cdot (d + D) = 0,5 \cdot (40 + 90) = 65mm$$

$$n = 10000 \text{ 1min}$$

$$A = n \cdot dm = 10000 \cdot 65 = 650000mm/min$$

Csapágytényező:  $bf = 1$

Csapágy tényezők és az „A” fordulatszám tényező ajánlott határértékei				
Csapágytípus <sup>1)</sup>	Csapágy tényező $b_f$	Az A fordulatszám tényező ajánlott értékei a terhelési i arányokra		
		$C/P \geq 15$	$C/P = 8$	$C/P = 4$
–	–	mm/min		
Mély hornyú golyócsapágyak	1	500 000	400 000	300 000
Ferde hatásvonalú golyócsapágyak	1	500 000	400 000	300 000
<b>Beállító golyócsapágyak</b>	<b>1</b>	<b>500 000</b>	<b>400 000</b>	<b>300 000</b>
Hengergörgős csapágyak				
– elmozdítható csapágy	1,5	450 000	300 000	150 000
– fix csapágy, külső axiális terhelés nélkül vagy könnyű, illetve változó axiális terheléssel	2	300 000	200 000	100 000
– fix csapágy, állandóan ható könnyű axiális terheléssel	4	200 000	120 000	60 000
– kosár nélküli, teleoörös <sup>2)</sup>	4	NA <sup>3)</sup>	NA <sup>3)</sup>	20 000

34. ábra Csapágytényezők [23]

$$At = 650000mm/min$$

1308 EKTN9

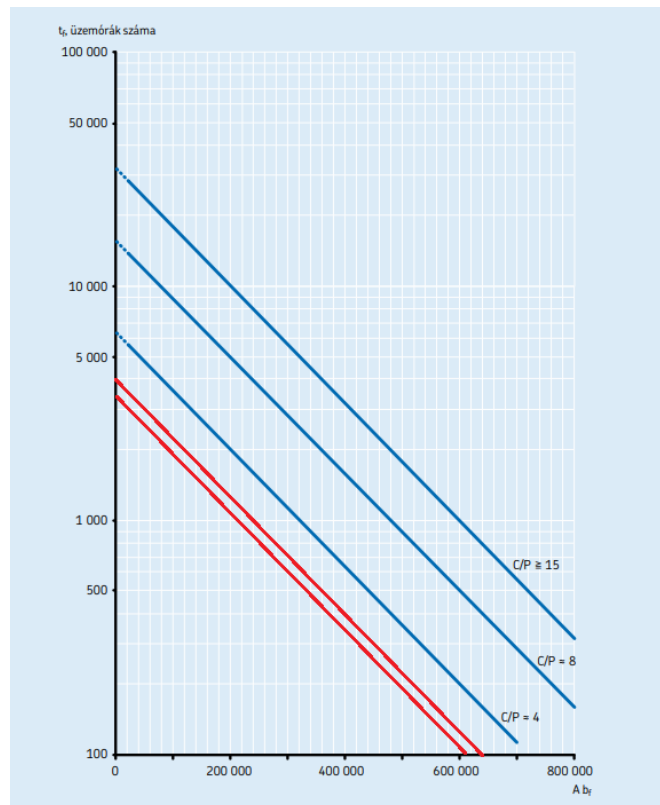
$$dm = 0,5 \cdot (d + D) = 0,5 \cdot (40 + 90) = 65mm$$

$$n = 9500 \text{ 1min}$$

$$A = n \cdot dm = 9500 \cdot 65 = 617500mm/min$$

Csapágytényező:  $bf = 1$

$$At = 617500mm/min$$



35. ábra Üzemóránkénti zsírzás [24]

2308 ETN9 → 4000 üzemóra 1308 ETN9 → 3500 üzemóra

Csapágytípus	$\mu$
mélyhornyú golyóscsapály	0,0015
beállító golyóscsapály	0,0010
ferdehatásvonalú golyóscsapály	
egysoros	0,0020
kétsoros	0,0024
hengergörgős csapály	0,0011
tűgörgős csapály	0,0025
beállító görgőscsapály	0,0018

36. ábra Csapágytípus szerinti súrlódási tényezők [25]

SKF 2308 EKTN9 csapály súrlódási nyomatéka

$$\mu = 0,0015 \quad P = 8840 \text{ N} \quad d = 40 \text{ mm}$$

$$M = 0,5 \cdot \mu \cdot P \cdot d = 0,5 \cdot 0,0015 \cdot 8840 \cdot 40 = 265,2 \text{ Nm}$$

SKF 1308 EKTN9 csapály súrlódási nyomatéka

$$\mu = 0,0015 \quad P = 3536,5 \text{ N} \quad d = 40 \text{ mm}$$

$$M = 0,5 \cdot \mu \cdot P \cdot d = 0,5 \cdot 0,0015 \cdot 3536,5 \cdot 40 = 106,1 \text{ Nm}$$

SKF 2308 EKTN9 csapály teljesítmény vesztesége

$$NR = 1,05 \cdot 10^{-4} \cdot M \cdot n = 1,05 \cdot 10^{-4} \cdot 265,2 \cdot 10000 = 278,46 \text{ W}$$

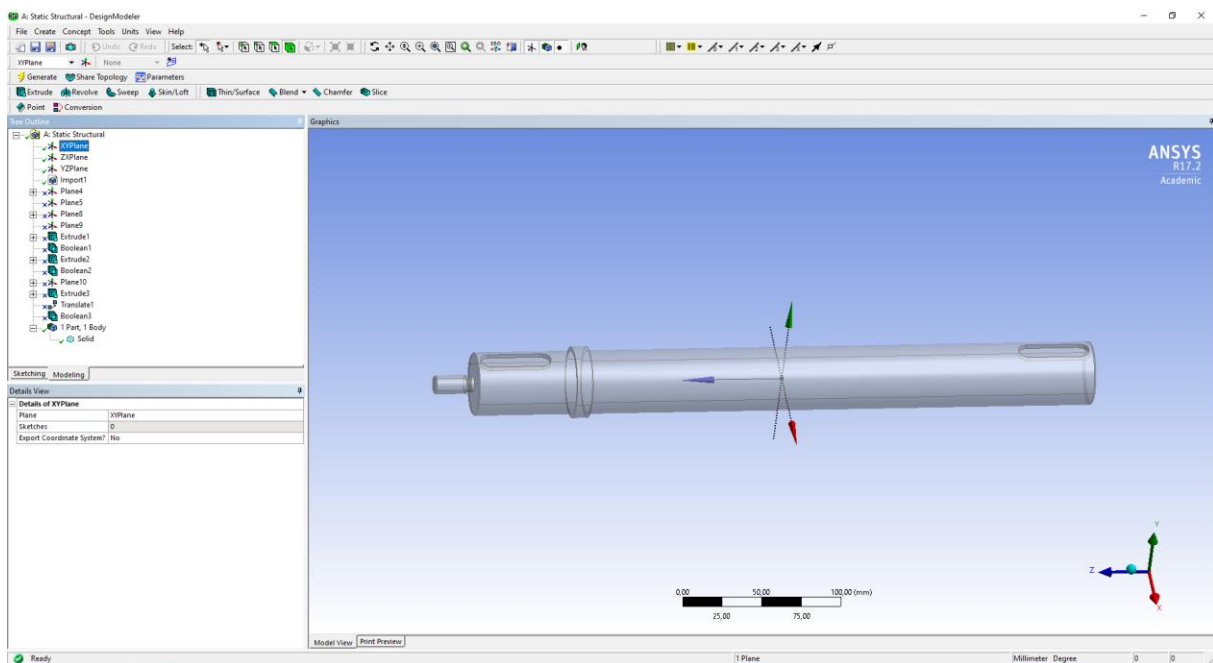
SKF 1308 EKTN9 csapály teljesítmény vesztesége

$$NR = 1,05 \cdot 10^{-4} \cdot M \cdot n = 1,05 \cdot 10^{-4} \cdot 106,1 \cdot 9500 = 105,8 \text{ W}$$

### 3.6 A méretezett meghajtó tengely ellenőrzése végeelem módszerrel ANSYS Workbench R17.2 programba

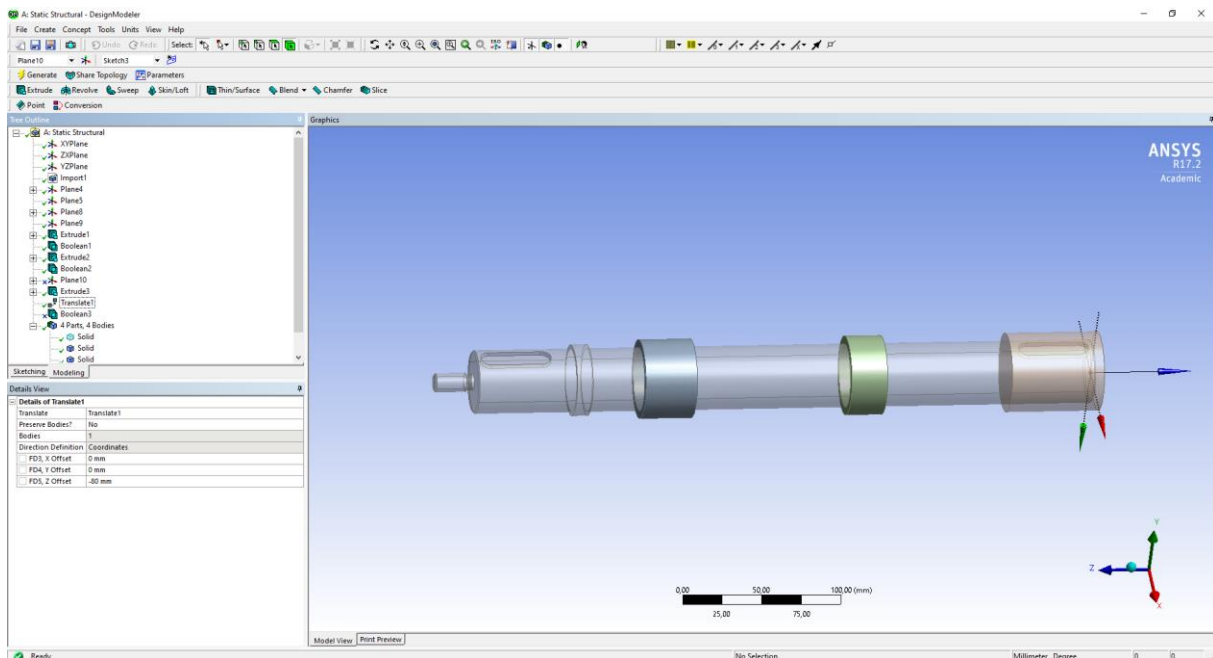
A méretezést követően elkészítettem a modellt a tengelyről SolidWorks 2022 programba. A tengely modellezését követően leellenőriztem az Ansys programba, hogy a megengedett feszültségnek megfelel-e a modellem. Az ellenőrzés menetét, lépéseit szeretném bemutatni szövegesen és néhány általam készített kép formájában a folyamatról.

Első lépésként az Ansys elindítása után kiválasztottam a számomra legmegfelelőbb analízist a Static Structural-t. Statikus szerkezetek szimulációjára alkalmas, amely meghatározza az állandó vagy statikai terhelés hatását a szerkezetre. A Static Structural kiválasztását követően el kell dönteni milyen modellt is fogunk alkalmazni. A 3D-s modell mellett döntöttem a geometria alapján. Ezt követően a Designer Modeler-ben megjelenítettem a korábban elkészített modelletem, amit az 37. ábra mutat be.



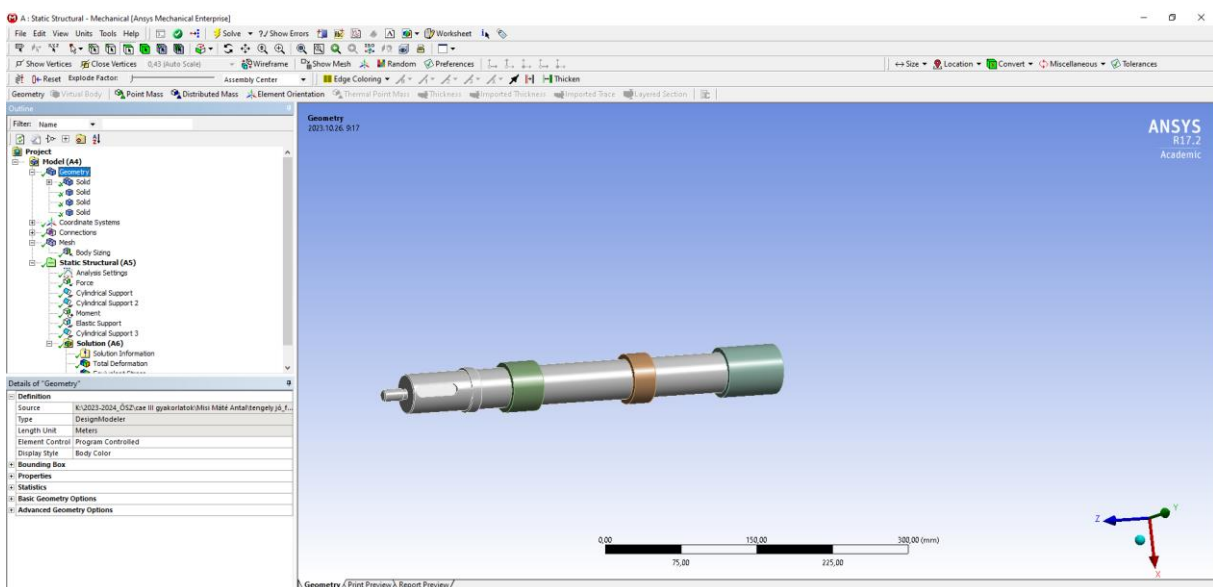
37. ábra A tengely geometriája DesignerModeler környezetben [12]

Következő lépésként létrehoztam segéd testeket a megfelelő szimuláció elvégzése érdekében. Az 38. ábrán láthatóak a két darab csapágygyűrű és a merev tengelykapcsoló modellje. A koordinátarendszer eltolásával hoztam létre új síkokat. Ezeket létrehoztam 2D-s vázlatokat, amelyeket Extrude művelettel 3D-s testeket hoztam létre, ahol Add Materiál állítottam be. Következő lépésként a Boolean művelettel a létrehozott testekből kivágtam a tengely modellét, így létrejöttek a megfelelő határfelületek is. Itt végeztünk is a DesignerModeler-ben.

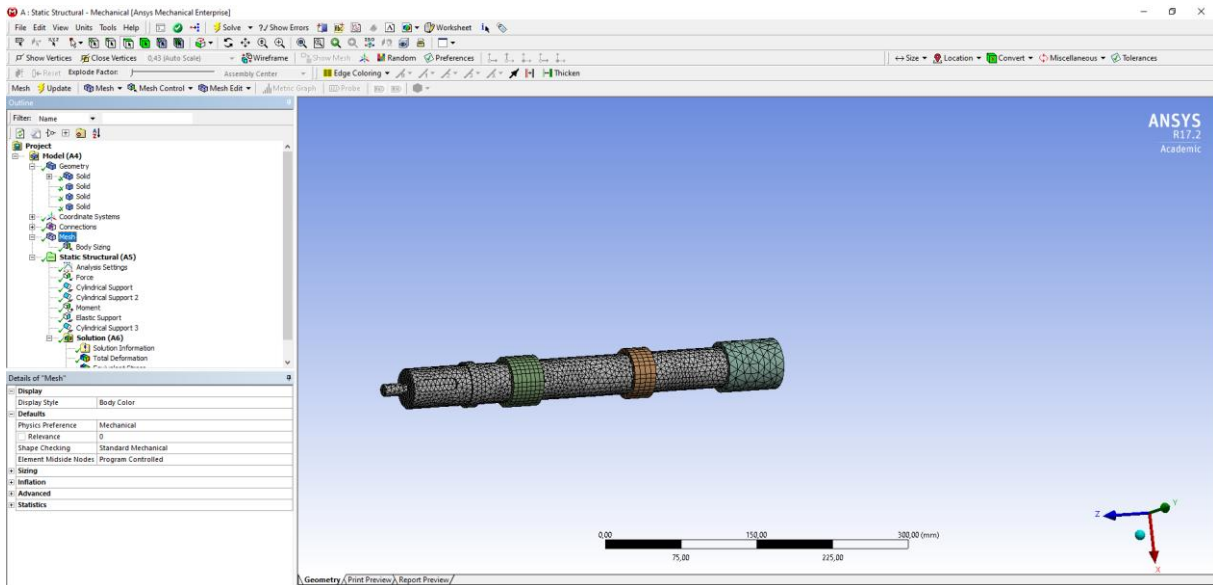


38. ábra A tengely és a kiegészítő testek [12]

Át kell lépni a Mechanical környezetbe. Következő feladatunk a testek anyagának megadása, hálózás és a peremfeltételek meghatározása, majd a számunkra szükséges szimulációk elvégzése. De haladjunk sorba. A testek anyagát a modellfában a geometriát lenyitva láthatjuk a négy Solid-ot. A megfelelő testhez a megfelelő anyagot állítottam be. A tengelyre szerkezeti acélt a csapágyhéjakra és a tengelykapcsolóra pedig alumínium ötvözetet. Az alumínium ötvözetet azért választottam, hogy minél kisebb mértékben befolyásolja a szimuláció értékeit a jó alakváltozási jellemzője által. Következő lépésként a tengely hálózását sűrítettem 40. ábra.

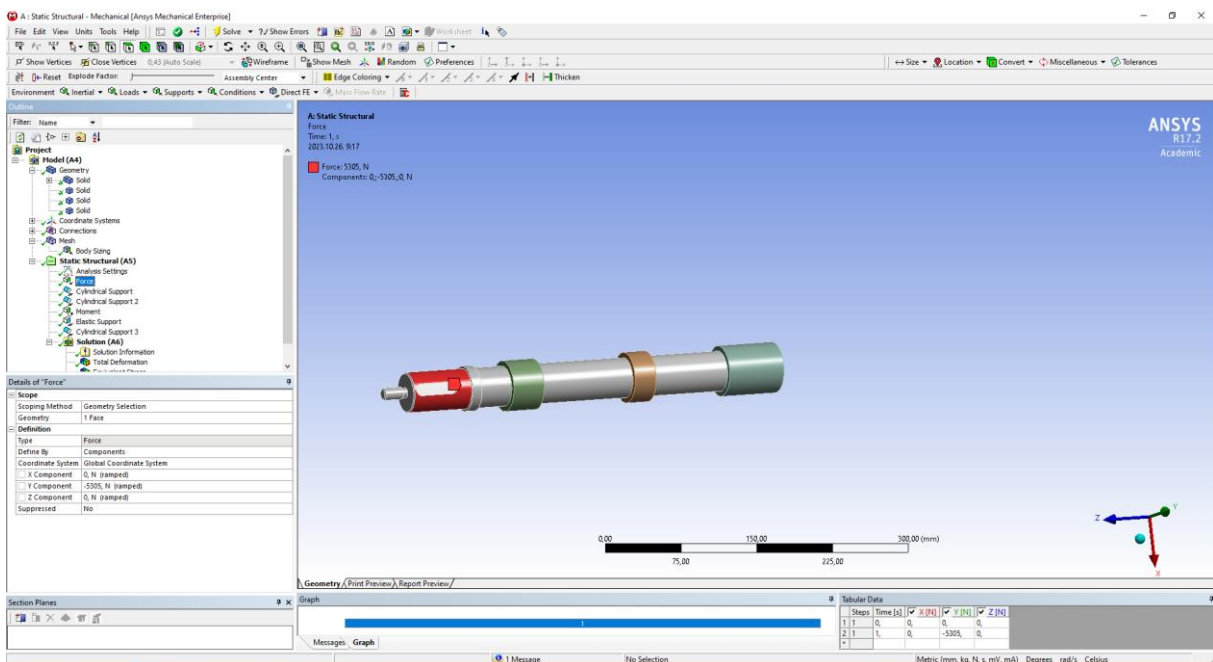


39. ábra A tengely és a kiegészítő testek Mechanical környezetbe [12]

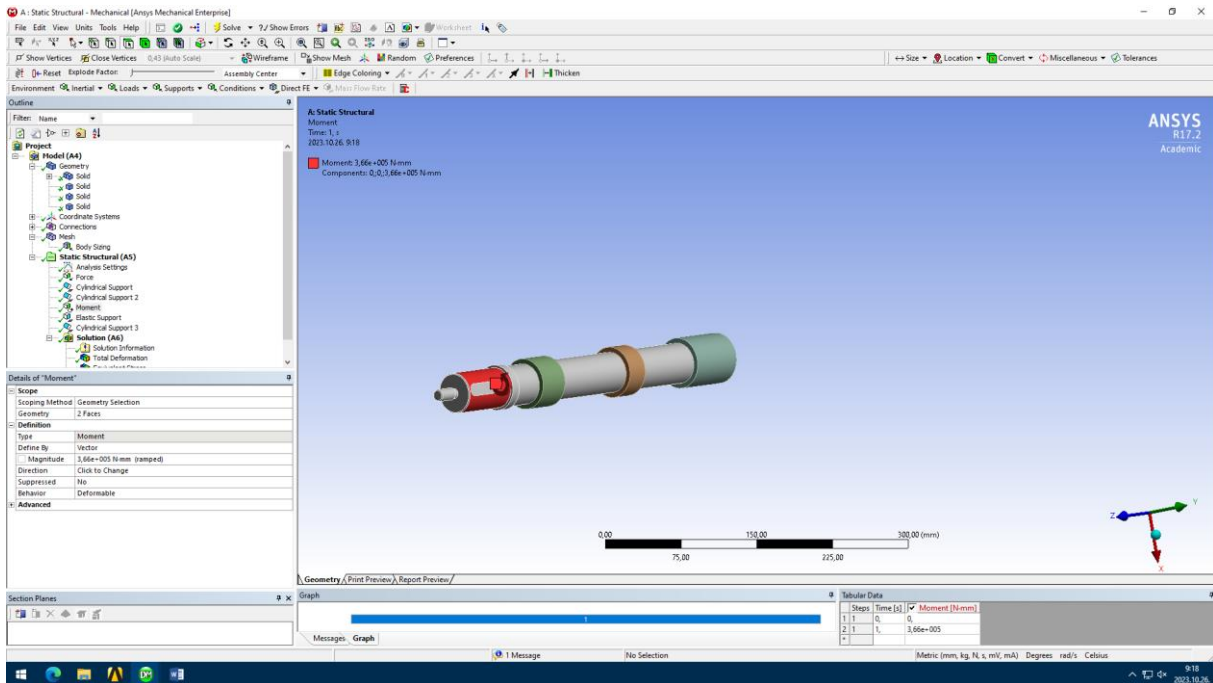


40. ábra A testek hálózása [12]

A peremfeltételek következtek. Elsőként a Statis Structure→Insert→Force paranccsal elhelyeztem a tengelyen keletkező hajlítóerőt 41. ábra. A csapágyhéjakra Statis Structure→Insert→Cylindrical Support peremfeltételt alkalmaztam, hogy csapágyként viselkedjenek. Szintén ezt állítottam be a tengelykapcsolóra is, a tengely megtámasztása érdekében. A szélesebb csapágnál érintőleges irányt tettem szabaddá a keskenyebb csapágyhéjnál és a tengelykapcsolónál pedig érintőleges és axiális irányt is, hogy ne keletkezzen nem kívánt feszültségek a testek között. Statis Structure→Insert→Moment paranccsal megadtam a forgatónyomatéki igénybevételt a tengelyre 42. ábra.

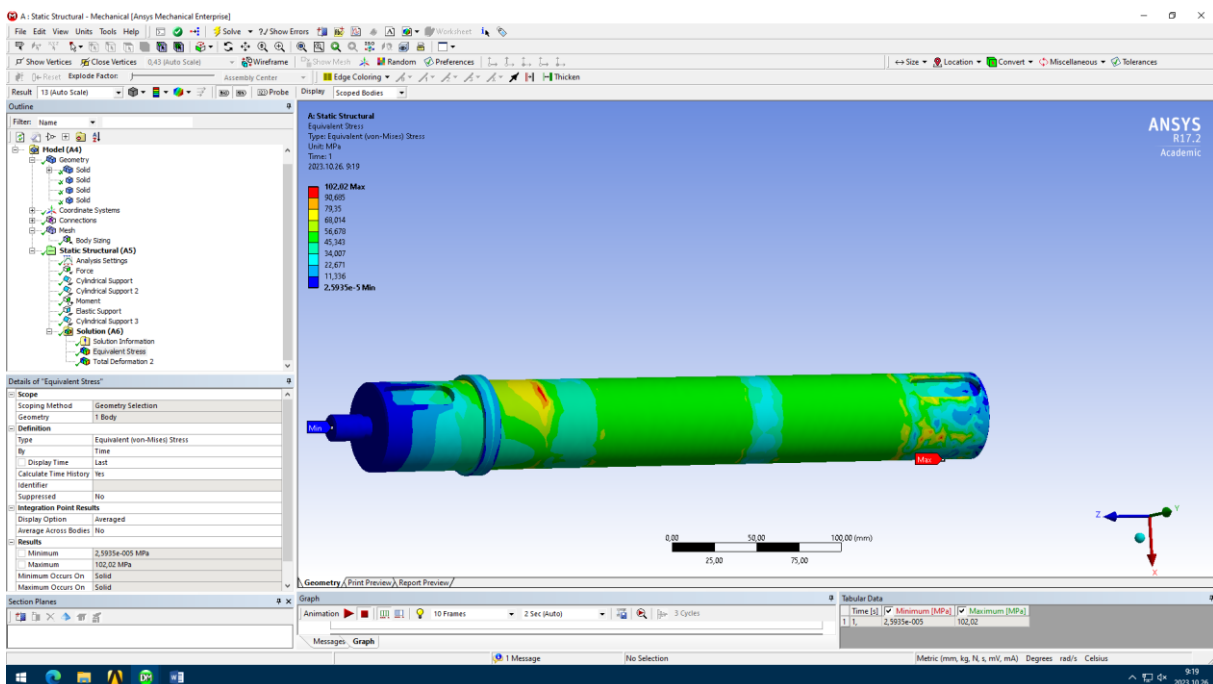


41. ábra Az hajlítóerő helye, iránya és nagysága [12]



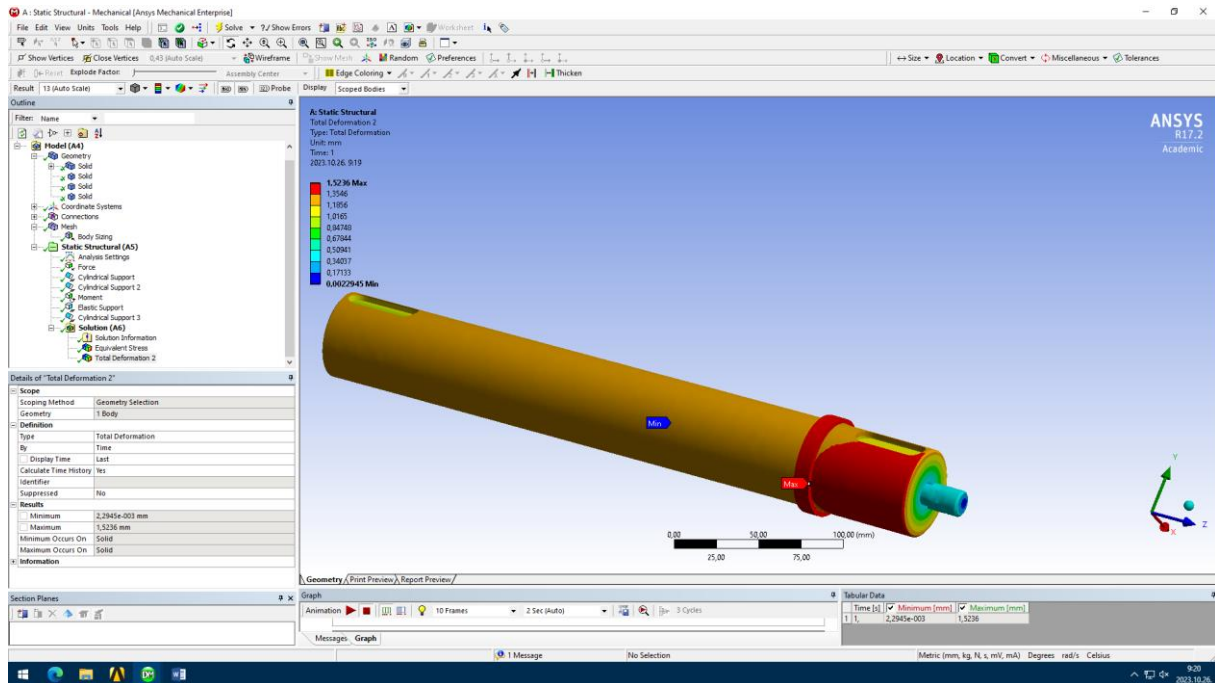
42. ábra Az csavarónyomaték helye, iránya és nagysága [12]

Végso peremfeltételként Statis Structure→Insert→Elastic Support peremfeltételt helyeztem el a tengelykapcsoló felöli reteszhorony két függöleges felületén a csavarónyomaték lekötésére és a kellö merevség elérése érdekében  $100 \text{ N/mm}^2$  merevséget állítottam be. A peremfeltételek megadását követően kettö vizsgálatot végeztem Solution→ Insert →Stress→Equivalent Stress és Solution→ Insert →Stress→Total Deformation. Az eredményeket az 43-44. ábrák mutatják be.



43. ábra A keletkezett feszültségek [12]





44. ábra A keletkezett deformáció [12]

A szimulációt kiértékelve látszik, hogy a szélesebb csapágnál lép fel nagyobb igénybevétel, lehajlás pedig a két szíjtárcsa közötti felületen a legjelentősebb. A megengedett feszültség az anyagra 270 MPa volt és a keletkezett legnagyobb feszültség a szimuláció során 102,02 MPa volt tehát megfelel az elvárásoknak a számításaim alapján készült tengely.

#### 4. Gazdasági számítás

A gazdasági számítás során egy becsült árajánlatot fogok készíteni a tervezett prototípus elkészítéséhez. További tervezési folyamatok során ez az érték változhat.

Elsősorban a nem szabványos alkatrészek tömegét vettem figyelembe és 1100Ft/kg árral számoltam.

Nem szabványos alkatrészek  $\approx 180\text{kg}$

$$200 \cdot 1100 = 220000 \text{ Ft}$$

Az alkatrészek legyártásához szükséges költség az anyagár körülbelül 3 szorosa.

$$220000 \cdot 3 = 660000 \text{ Ft}$$

Így a nem szabványos kész alkatrészek elkészítésének összege

$$220000 + 660000 = 880000 \text{ Ft}$$

A szabványos alkatrészek beszerzési árait az 5. táblázat tartalmazza részletesen.

#### Összes költség meghatározása

Nem szabványos alkatrészek elkészítésének összege	880000 Ft
Szabványos alkatrészek elkészítésének beszerzési költsége	551589 Ft
Összeszerelés költsége	100000 Ft
Rezsídíj	150000 Ft
Teljes költség a prototípus elkészítéséhez	1681589 Ft

5. táblázat Szabványos alkatrészek beszerzési költsége [12]

Megnevezés	Szabványszám, típus	Darabszám	Beszerzési egység ár (Ft)	Beszerzési ár (Ft)
Zárt anya	DIN1587, M16	8	100	800
Zárt anya	DIN1587, M12	15	50	750
Önzárós anya	DIN985, M12	5	30	150
Imbusz csavar	DIN912, M12x30	5	107	535
Imbusz csavar	DIN912, M12x35	4	172	688
Imbusz csavar	DIN912, M14x50	4	300	12000
Hatlapfejű csavar	DIN 933, M12x65	2	90	180
SPA ékszíj	ISO 4184	3	85002	25500
Ékszíjtárcsa	B 3 SPA 190 -type 8A	1	35000	35000
Ékszíjtárcsa	B 3 SPA 224 -type 8A	1	35000	35000
Ékszíjtárcsa betét	6035 A 40	1	5000	5000
Ékszíjtárcsa betét	6035 A 50	1	5000	5000
Hidromotor	Orbit MP200	1	90000	90000
Hidromotor	Orbit MP50	1	70000	70000
Munkahenger	HC A 40 22 25 ÖAMB	1	77000	77000
Csapágyház	SKF_SNL 510-608 +2308 EKTN9 + TSN 208 A	1	72000	72000
Csapágyház	SKF_FY 50 TF/VA201	2	31000	62000
Csapágyház	SKF_SNL 510-608 + 1308 EKTN9 + TSN 208 A	1	48000	48000
Csapágyház	24200 UCP	1	5000	5000
Csapágyház	24210 UCF	1	5000	5000
Hatlapfejű csavar	ISO4017, M12X25	7	50	350
Sasszeg	DIN 94, 5X28	2	6	12
Alátét	DIN 125A	2	12	24
Retes	DIN6885, 12x45x8	3	400	1200
Retes	DIN6885, 14x40x9	1	400	400
Összes költség				551589 Ft

## 5. Összegzés

A dolgozatban a szakirodalom megismerését követően, elsődleges lépésként a marócsiga megtervezésével kezdtem a számításokat. Kiválasztottam milyen típusú hóra és mekkora szállítóképességre szeretném méretezni az alkatrészt. Számításaim során meghatároztam a marócsiga átmérőjét menetemelkedését. A tervezést követően kiválasztottam katalógusból a megfelelő teljesítményű és megfelelő fordulatszámú hidromotort az erőgép jellegét is figyelembe véve. A kiválasztott meghajtó motor teljesítménye bázisként szolgált a további számítások során.

További lépésként ékszíjhatást méreteztem a hajtás teljesítményleadása céljából. Számításaim során meghatároztam az ékszíjtárcsa átmérőit, ékszíjak típusát, tengelytávolságokat a meghatótengely illetve a marócsiga tengely között, ékszíjak számát, szíj feszítési erőt szerelésnél és használat közben.

A meghajtó tengellyel folytattam a méretezést. A motor maximális teljesítményére terveztem a megható tengelyt habár kisebb teljesítmény is elegendő az általam kiválasztott marócsiga teljesítmény leadására, így plusz biztonsági tényezőt jelent. A méretezést szilárdságtani számítások alapján végeztem. Megfelelő anyagminőséget is meghatároztam. Számításomat folytattam a retesz méretezésével.

További lépésként a meghajtótengely működéséhez elengedhetetlen volt a tengely csapágyazása. A csapágyakat a fellépő erők és nyomatékok figyelembe vételével választottam ki SKF katalógusból. Folyttattam a számítást a csapágyak élettartamának ellenőrzésével, ahol az általam választott csapágyak megfeleltek az előírásoknak. A csapágyak élettartamának megtartásának elengedhetetlen folyamata a kenőzsír utánpótlása megfelelő időközönként, melyet számításom során meghatároztam. A csapágyak kiválasztását követően megfelelő csapágyházat választottam mind a terhelés mind a szerelhetőséget is figyelembe véve.

Számításokat követően elkészítettem a modelleket az alkatrészeiről. A meghatótengely ellenőrzésével folytattam Ansys Workbench programmal. Az elemzés részleteit a dolgozatban kifejtettem. Az általam készített modell az elvárásoknak megfelelt. Az elkészített konstrukciós modellben szemléltettem az általam elképzelt adaptert. Ez nem a végső kialakítást jelenti. További méretezések, szükségesek a teljes adapter elkészítéséhez. A számítások során változhatnak egyes méretek, alkatrészek az összeszerelt modellben. Gazdasági számításomban részleteztem a becsült kész prototípus összegét számításomat, a mai árakat figyelembe véve végeztem.

## 6. Summary

After studying the literature in the thesis, I started the calculations with the design of the milling screw as a primary step I chose what type of snow and how much transport capacity I would like to size the part for. During my calculations, I determined the diameter and the pitch of the milling screw. After the planning, I selected the hydraulic motor from the catalog, with the right power and speed, taking into account the nature of the power machine. The performance of the selected drive motor was the basis for further calculations.

As a further step, I dimensioned a V-belt effect in order to deliver the drive power. During my calculations, I determined the diameters of the V-belt pulley, the type of V-belts, the distance between the contact shaft and the milling worm shaft, the number of V-belts, the belt tension force during installation and during use.

I continued sizing with the drive shaft. I designed the impact shaft for the maximum power of the motor, although a smaller power is sufficient to deliver the power of the milling auger I selected, so it represents an extra safety factor. I did the sizing based on strength calculations. I also determined the appropriate material quality.

I continued my calculation with the dimensions of the latch. As a further step, the shaft bearing was essential for the operation of the drive shaft. I selected the bearings from the SKF catalog, taking into account the applied forces and torques. I continued the calculation by checking the life of the bearings, where the bearings I had chosen comply with the specification. The essential process of keeping the service life of the bearings is the replenishment of the lubricating grease at appropriate intervals, which I determined during my calculation. After selecting the bearings, I chose a suitable bearing housing, taking both the load and the installation into account.

After calculations, I made the models of the piece part. I continued by checking the contact axis in the Ansys Workbench program. I explained the details of the analysis in the thesis. The model I made comply with the specification. I illustrated the adapter I envisioned in the constructed construction model. This does not represent the final design. Additional measurements are required to make the complete adapter. Some dimensions and components in the assembled model may change during the calculations. In my economic calculation, I detailed the estimated price of the finished prototype, I made my calculation taking into account today's prices.

## 7. Irodalom jegyzék

- [1] J. Dr. Szabó, „Hóeltakarítás eszközei,” in *Kommunális gépek II.*, Szent István Egyetem, 2011, p. 36..
- [2] J. Dr. Szabó, „Hómarók, hófúvók,” in *Kommunális gépek II.*, Szent István Egyetem, 2011, pp. 52-58.
- [3] [Online]. Available: <https://quadtuning.hu/teli-quad-kiegészítők/homaro/snow-blower-1800-mm-71-in-18hp-briggs-stratton.html>. [Hozzáférés dátuma: 10. október 2023.].
- [4] [Online]. Available: <https://kertmax-gepek.hu/szerszamok-es-gepek/hoek-hotolok-homarok/homaro-az-mgt-420-egytengelyes-kistraktorhoz--1-m-munkaszelessegu->. [Hozzáférés dátuma: 10. október 2023.].
- [5] [Online]. Available: [https://www.agroinform.hu/aprohirdetes\\_adatlap/gep/kommunalis-gep/dcsk-profi-tech-homaro-yeti-std/h\\_7200015?ref=58bb5818#gallery-trigger-8](https://www.agroinform.hu/aprohirdetes_adatlap/gep/kommunalis-gep/dcsk-profi-tech-homaro-yeti-std/h_7200015?ref=58bb5818#gallery-trigger-8). [Hozzáférés dátuma: 10. október 2023-].
- [6] Mario Di Biase jogi képviselő, „Kezelési és karbantartási útmutató és napló,” MDB SRL, 10/2021.
- [7] „MDB Távirányítású gépek,” [Online]. Available: <https://agrolanc.hu/hu/termek/mezogazdasagi/reszletek/mdb-taviranyitasu-gepek/#nav-green-climber-lv-500-pro-rezsukasza>. [Hozzáférés dátuma: 20. szeptember 2023.].
- [8] „Green Climber LV500 - Kilworth Machinery,” [Online]. Available: <https://www.kilworthmachinery.co.uk/product/green-climber/>. [Hozzáférés dátuma: 11. október 2023.].
- [9] „LV500 Pro — greenclimber,” [Online]. Available: <https://www.greenclimber.com.au/lv500-pro>. [Hozzáférés dátuma: 10. október 2023.].
- [10] J. Dr. Benkő, „Szállítócsigák,” in *Anyagmozgató gépek és eszközök*, Szent István Egyetem, Szent István Egyetemi Kiadó, Harmadik átdolgozott kiadás, 2013., p. 87..
- [11] J. Dr. Benkő, „A szállítócsigák szerkezeti kialakítása,” in *Anyagmozgató gépek és eszközök*, Szent István Egyetem, Szent István Egyetem Kiadó, Harmadik átdolgozott kiadás, 2013., pp. 87-88..
- [12] *Saját készítésű*, 2023.
- [13] „A hóra vonatkozó alapvető ismeretek,” [Online]. Available: <http://olvaso-oldal.hupont.hu/168/ho>. [Hozzáférés dátuma: 15. október 2023.].
- [14] [Online]. Available: <http://mek.niif.hu/00000/00056/html/082.htm>. [Hozzáférés dátuma: 1. október 2023.].

- [15] Dr. Benkő János és Nagy Zita egyetemi tanár mestertanár, „Tervezésisegédlet,” Szent István Egyetem Kiadó, Szent István Egyetem Gépészmérnöki Kar Műszaki Menedzsment Intézet Anyagmozgatás és Logisztika Tanszék Gödöllő, 2013..
- [16] „Hidraulika szaküzlet,” [Online]. Available: <https://www.hidraulikaszakuzlet.hu/>. [Hozzáférés dátuma: 1. október 2023.].
- [17] „Ékszíjszámítás minta,” Szent István Egyetem Gépelemek II. tervezési segédlet Gödöllő, 2021..
- [18] „Optibelt Technical Manual V-Belt Drives,” [Online]. Available: [www.optibelt.com](http://www.optibelt.com). [Hozzáférés dátuma: 18. szeptember 2023.].
- [19] F. W. E. R. H. u. B. A.-L. Bearbeitet von Frank Rieg, „Maschinenelemente Tabellen und Diagramme 20., neu bearbeitete Auflage,” Druck und Bindung: Friedrich Pustet KG, Regensburg, Carl Hanser Verlag München, 2018.
- [20] D. S. Péter, „15. táblázat: Gépszerkezetek csapágyainak szokásos élettartama,” in *GÉPELEMEK II. /Támasztások/*, Gödöllő, 1980., p. 74.
- [21] „SKF,” [Online]. Available: <https://www.skf.com/group/products/rolling-bearings/ball-bearings/self-aligning-ball-bearings>. [Hozzáférés dátuma: 13. október 2023.].
- [22] „Kenés (2. táblázat),” in *SKF Fő katalógus*, Készült Svédországban, © SKF Csoport 2008, 2008. június, p. 246..
- [23] „Kenés (1. táblázat),” in *SKF Fő katalógus*, Készült Svédországban, © SKF Csoport 2008, 2008. június, p. 239..
- [24] „Kenés (4. diagram),” in *SKF Fő katalógus*, Készült Svédországban, © SKF Csoport 2008, 2008. június, p. 234..
- [25] D. S. Péter, „39. táblázat A súrlódási tényezők értékei,” in *Gépelemek II Támasztások*, Gödöllő, 1980, p. 161..
- [26] „<https://quadtuning.hu/teli-quad-kiegészitok/homaro/snow-blower-1800-mm-71-in-18hp-briggs-stratton.html>,” [Online]. [Hozzáférés dátuma: 20. november 2023.].

## 8. Ábrajegyzék

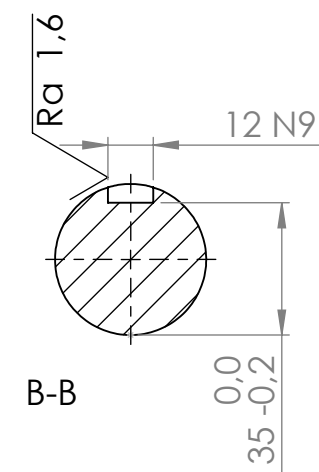
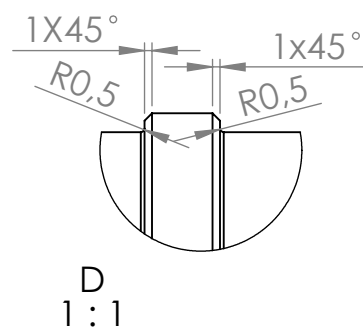
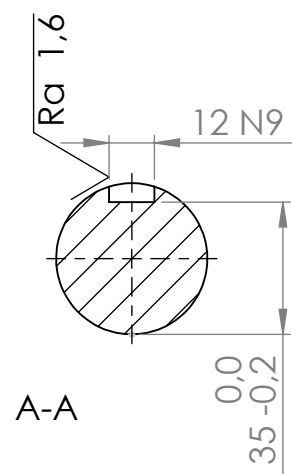
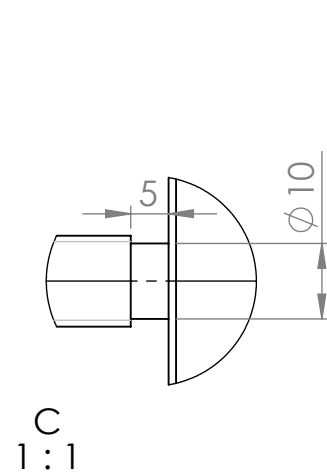
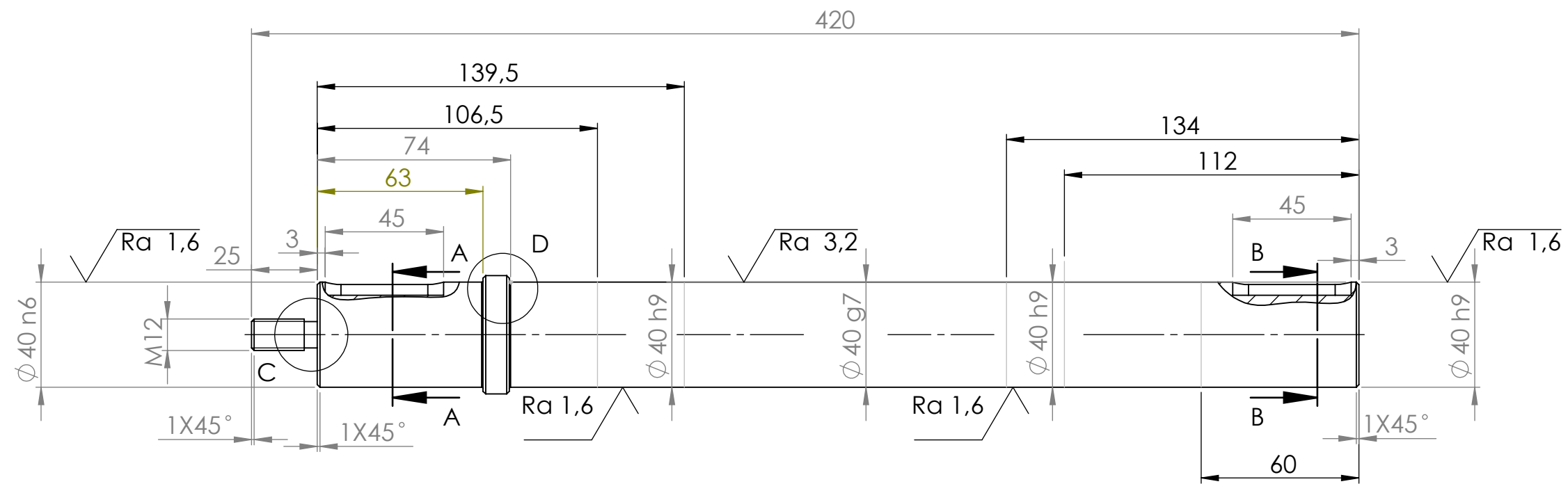
1. ÁBRA HÓMARÓ ADAPTER BELSŐÉGÉSŰ MOTOR MEGHAJTÁSSAL [3].....	5
2. ÁBRA HÓMARÓ ADAPTER TLT TENGELY MEGHAJTÁSSAL [4] .....	6
3. ÁBRA HÓMARÓ ADAPTER HIDRAULIKUS MEGHAJTÁSSAL [5] .....	6
4. ÁBRA A GREEN CLIMBER LV500 PRO GÉP [6].....	7
5. ÁBRA A GREEN CLIMBER LV500 PRO GÉP FŐ MÉRTEI [6].....	8
6. ÁBRA A GREEN CLIMBER LV500 PRO GÉP FŐ RÉSZEI [6] .....	9
7. ÁBRA CSIGA KIALAKÍTÁSOK [11].....	10
8. ÁBRA ÉKSZÍJMEGHAJTÁSOS MODELL [12] .....	11
9. ÁBRA KÖZVETLEN MEGHAJTÁSOS MODELL [12].....	11
10. ÁBRA HAJTÓMŰVÖN KERESZTÜLI HAJTÁS MODELL [12] .....	12
11. ÁBRA A MARÓCSIGA HÁZÁNAK KIALAKÍTÁSA SZERINTI VÁZLATOK [12].....	12
12. ÁBRA HÓFAJTÁK SŰRŰSÉGE [13] .....	17
13. ÁBRA VAS-HÓ SÚRLÓDÁSI EGYÜTTHATÓ [14].....	17
14. ÁBRA AJÁNLOTT TÖLTÉSI TÉNYEZŐK [15].....	18
15. ÁBRA VÁLASZTOTT CSIGATÍPUS MINTA [11] .....	19
16. ÁBRA ORBIT MOTOR TÍPUSOK MP SZÉRIÁBÓL [16].....	24
17. ÁBRA OPTIBELT SK NAGYTELJESÍTMÉNYŰ KESKENY ÉKSZÍJAK [17] .....	25
18. ÁBRA SZABVÁNYOS ÉKSZÍJTÁRCSA MÉRTEK TÍPUSOK SZERINT [17].....	26
19. ÁBRA SZABVÁNYOS SPA ÉKSZÍJ MÉRTEK [18] .....	27
20. ÁBRA OPTIBELT SK VÉKONY ÉKSZÍJAK ÁLLÍTHATÓSÁGÁNAK LEGKISEBB ÉRTÉKEI [17] .....	28
21. ÁBRA ÁTFOGÁSI SZÖG ÉS ÁTFOGÁSI SZÖGTÉNYEZŐ A KÉT TÁRCSAMÉRET ÉS TÁVOLSÁGUK ALAPJÁN [17].....	29
22. ÁBRA EGY SZÍJRA MEGHATÁROZOTT MAXIMÁLIS TELJESÍTMÉNY [17].....	30
23. ÁBRA A TERHELÉS JELLEGÉTŐL FÜGGŐ TAPASZTALATI TÉNYEZŐ [18].....	31
24. ÁBRA PROFILONKÉNTI K ÉRTÉK [17] .....	31
25. ÁBRA SZÍJBEHAJLÁS [17].....	32
26. ÁBRA MEGHAJTÁS ELVI VÁZLAT [12] .....	33
27. ÁBRA NYÍRÓERŐ ÁBRA I [12] .....	34
28. ÁBRA NYÍRÓERŐ ÁBRA II [12] .....	35
29. ÁBRA ACÉL ANYAGOKRA MEGENGEDHETŐ FESZÜLTSEGET TERHELÉSEK ALAPJÁN [19].....	36
30. ÁBRA CSAPÁGYAK ÉLETTARTAMA ÜZEMELTETÉSÜK SZERINT [20] .....	37
31. ÁBRA ÖNBEÁLLÓ GOLYÓCSAPÁGY I [21] .....	38
32. ÁBRA ÖNBEÁLLÓ GOLYÓCSAPÁGY II [21] .....	39
33. ÁBRA SKF KENŐZSÍROK [22].....	39
34. ÁBRA CSAPÁGYTÉNYEZŐK [23] .....	40
35. ÁBRA ÜZEMÓRÁNKÉNTI ZSÍRZÁS [24].....	41
36. ÁBRA CSAPÁGYTÍPUS SZERINTI SÚRLÓDÁSI TÉNYEZŐK [25] .....	41
37. ÁBRA A TENGELY GEOMETRIÁJA DESIGNERMODELER KÖRNYEZETBEN [12].....	42
38. ÁBRA A TENGELY ÉS A KIEGÉSZÍTŐ TESTEK [12] .....	43
39. ÁBRA A TENGELY ÉS A KIEGÉSZÍTŐ TESTEK MECHANICALL KÖRNYEZETBE [12] .....	43
40. ÁBRA A TESTEK HÁLÓZÁSA [12] .....	44
41. ÁBRA AZ HAJLÍTÓERŐ HELYE, IRÁNYA ÉS NAGYSÁGA [12] .....	44
42. ÁBRA AZ CSAVARÓNYOMATÉK HELYE, IRÁNYA ÉS NAGYSÁGA [12].....	45
43. ÁBRA A KELETKEZETT FESZÜLTSEGEK [12] .....	45
44. ÁBRA A KELETKEZETT DEFORMÁCIÓ [12] .....	46



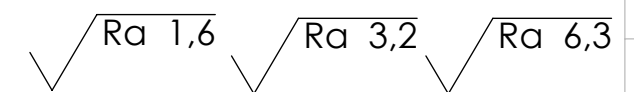
## 9. Táblázatjegyzék

1. TÁBLÁZAT ÉKSZÍJMEGHAJTÁSOS MODELL KIÉRTÉKELÉSE [12] .....	13
2. TÁBLÁZAT KÖZVETLEN MEGHAJTÁSOS MODELL KIÉRTÉKELÉSE [12] .....	14
3. TÁBLÁZAT HAJTÓMŰVÖN KERESZTÜLI HAJTÁS MODELL KIÉRTÉKELÉSE [12] .....	15
4. TÁBLÁZAT A MARÓCSIGA HÁZÁNAK KIALAKÍTÁSA SZERINTI VÁZLATOK KIÉRTÉKELÉSE [12].....	16
5. TÁBLÁZAT SZABVÁNYOS ALKATRÉSZEK BESZERZÉSI KÖLTSÉGE [12] .....	48

## 10. Mellékletek

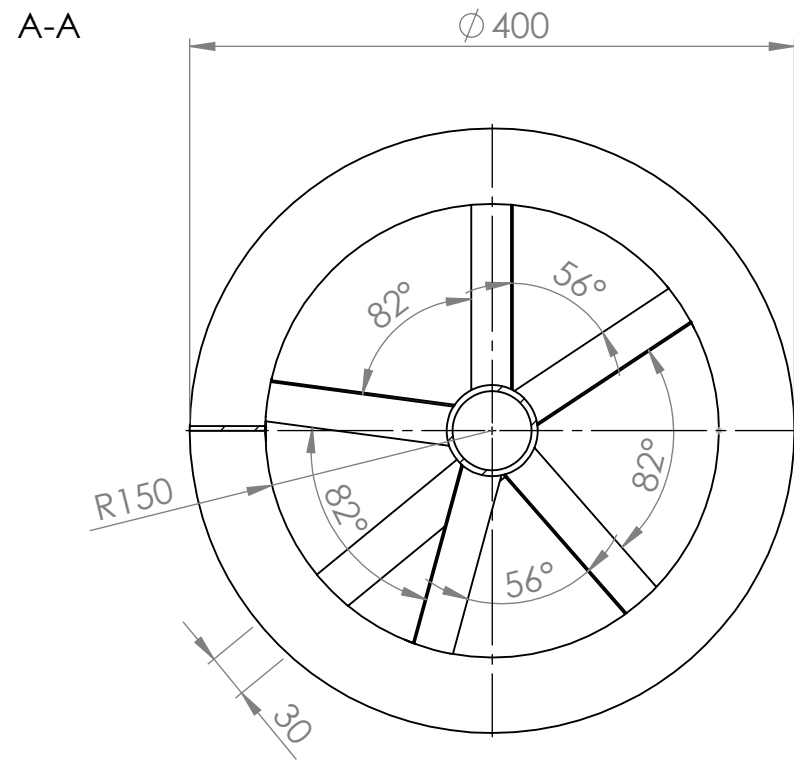
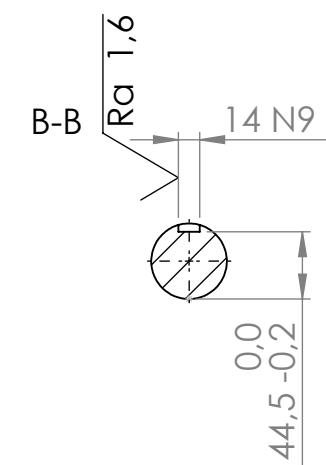
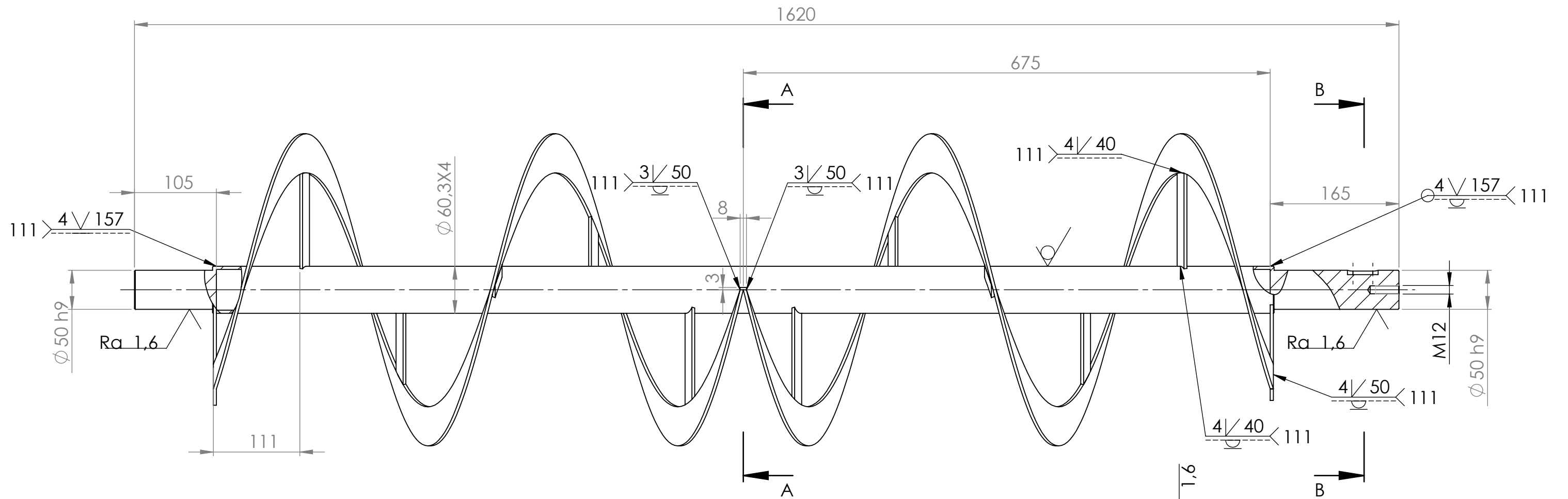


Jelöletelen Tűrések:  
 Mérettűrések: MSZ ISO 2768-1 m  
 Alak-és helyzettűrések: MSZ ISO 2768-2 K



12 N9	+0,0
	-0,043
$\phi 40\ g7$	-0,009
	-0,034
$\phi 40\ h9$	+0,0
	-0,062

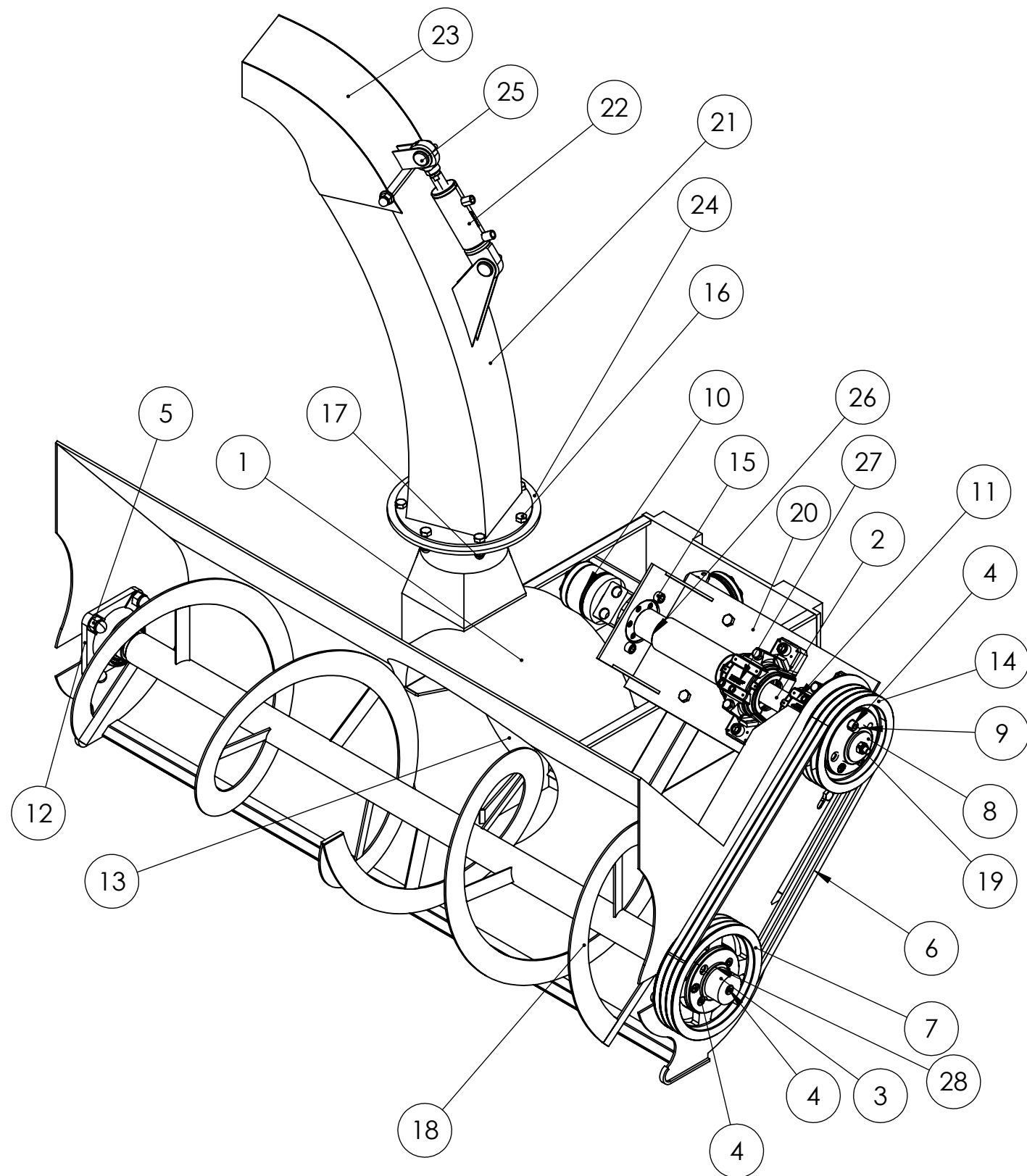
Anyag/Material S360 (St70-2)	Megnevezés/Title <b>Meghajtó tengely</b>			
Dátum/Date 2023.10.10.				
Méretarány/Scale 1:2	Intézmény/institution MATE Műszaki Intézet	Neptunkód/Neptun code IIU8BU	Tervező/Designer Misi Máté Antal	Lapok sz./ No.of sh. 1
				Lap sz./ Sheet No. 1



Jelöletelen Tűrések:  
 Mérettűrések: MSZ ISO 2768-1 m  
 Alak-és helyzettűrések: MSZ ISO 2768-2 K

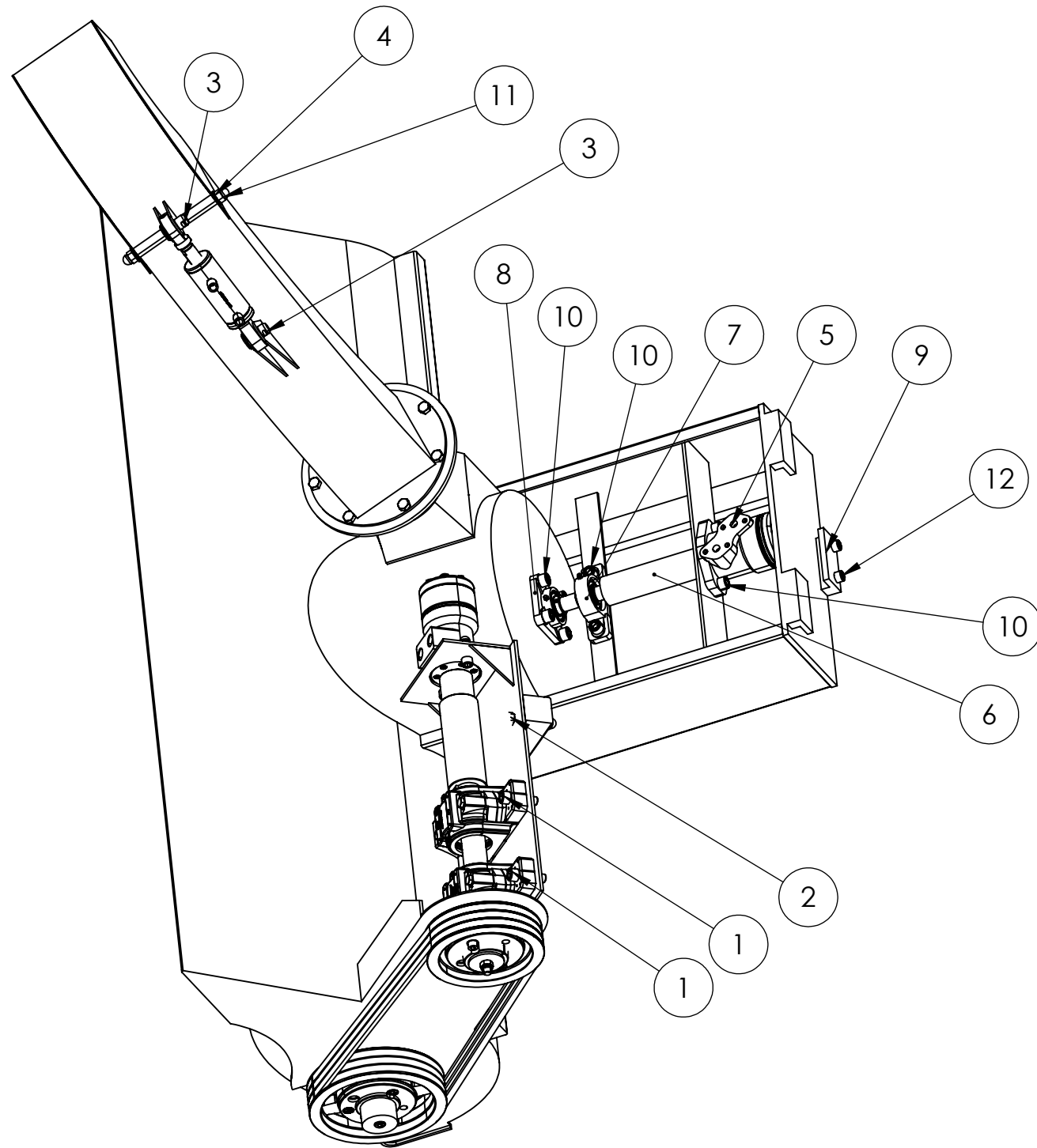
$\sqrt{Ra\ 1,6}$	$\sqrt{Ra\ 6,3}$	14 N9	+0,0
			-0,043
		$\phi\ 50\ h9$	+0,0
			-0,062

Dátum/Date 2023.10.10.		Megnevezés/Title <b>Marócsiga</b>		
Méretarány/Scale <b>1:5</b>	Intézmény/institution MATE Műszaki Intézet	Neptunkód/Neptun code IIU8BU	Tervező/Designer Misi Máté Antal	Lapok sz./ No.of sh. <b>1</b>
				Lap sz./ Sheet No. <b>1</b>



28	1	Ékszíjtárcsa betét	Ø 50mm	6035 A 50		
27	1	Csapágyház		SKF_SNL 510-608 + 1308 EKTN9 + TSN 208 A		
26	1	Merev tengelykapcsoló	220		E360	
25	2	Rögzítőcsap	45X Ø 20		E260	
24	1	Hézagoló lemez	Ø 280		E260	
23	1	Hó kidobó terelő lemez	224X300		E260	
22	1	Kidobó mozgató munkahenger		HC A 40 22 25 ÖAMB		
21	1	Hó kivezető ház	705X Ø 250		E260	
20	1	Állító konzol	490X260		E260	
19	5	Önzárós anya	M12	DIN985		
18	1	Marócsiga	1620X Ø 400mm		E360	
17	15	Zárt anya	M12	Din 1587		
16	7	Hatlapfejű csavar	M12X25	DIN933 /ISO4017		
15	4	Imbusz csavar	M12X35	DIN912		
14	1	Ékszíjtárcsa	Ø 190mm	B 3 SPA 190 -type 8A		
13	1	Dobóventillátor	Ø 400mm		E260	
12	2	Csapágyház		SKF_FY 50 TF/VA201		
11	1	Csapágyház		SKF_SNL 510-608 + 2308 EKTN9 + TSN 208 A		
10	1	Hidromotor		Orbit MP200		
9	1	Ékszíjtárcsa betét	Ø 40mm	6035 A 40		
8	1	Ékszíjtárcsa rögzítő alátét	4X Ø 60mm		E260	
7	1	Ékszíjtárcsa	Ø 224mm	B 3 SPA 224 -type 8A	E260	
6	3	SPA ékszija	1657mm	DIN 7753, ISO 4184		gumi, poliszter hurokkal köpés- álló gumibevonatos szövet bur- kolattal
5	8	Zárt anya	M16	Din 1587		
4	5	Imbusz csavar	M12X30	DIN 912		
3	1	Rögzítő persely	32X Ø 60mm		E260	
2	1	Meghajtó tengely	396X Ø 40mm		E360 (St70-2)	
1	1	Hómaró vázszerkezet	1500X720X1020mm		E260	
Tétel	Db	Megnevezés	Méret, jellemző adat	Szabványszám,típus	Anyag	Megjegyzés

Dátum/Date		Megnevezés/Title				
2023.10.10.		<b>Hómaró összeállítási rajz</b>				
Méretarány/Scale	Intézmény/institution	Neptunkód/Neptun code	Tervező/Designer	Lapok sz./No.of sh.	Lap sz./Sheet No.	
1:10	MATE Műszaki Intézet	IU8BU	Misi Máté Antal	2	1	



12	4	Imbusz csavar	M12X35	DIN912		
11	15	Zárt anya	M12	Din 1587		
10	8	Imbusz csavar	M14X35	DIN 912		
9	1	Rögzítő	25X100		E260	
8	1	Csapágyház		24210 UCF		
7	1	Csapágyház		24200 UCP		
6	1	Merev tengelykapcsoló	175		E360	
5	1	Hidromotor		Orbit MP50		
4	2	Alátét	M12	DIN 125A		
3	2	Sasszeg	5X28	DIN 94		
2	2	Hatlapfejű csavar	M12X65	DIN 933		
1	4	Imbusz csavar	M14x50	DIN912		
Tétel	Db	Megnevezés	Méret, jellemző adat	Szabványszám,típus	Anyag	Megjegyzés

		Megnevezés/Title				
		<h1>Hómaró összeállítási rajz</h1>				
Dátum/Date						
2023.10.10.						
Méretarány/Scale	Intézmény/institution	Neptunkód/Neptun code	Tervező/Designer	Lapok sz./No.of sh.	Lap sz./Sheet No.	
1:10	MATE Műszaki Intézet	IIU8BU	Misi Máté Antal	2	2	

## NYILATKOZAT

### a szakdolgozat nyilvános hozzáféréséről és eredetiségéről

A hallgató neve: Misi Máté Antal  
A Hallgató Neptun kódja: 11U 8BU  
A dolgozat címe: Tervezen teli úttisztításra alkalmas  
adaptett a Green Climber LV500 Pro géphez  
A megjelenés éve: 2023  
A konzulens intézetének neve: Műszaki Intézet  
A konzulens tanszékének a neve: Gépszerkezettani tanszék

Kijelentem, hogy az általam benyújtott szakdolgozat egyéni, eredeti jellegű, saját szellemi alkotásom. Azon részeket, melyeket más szerzők munkájából vettem át, egyértelműen megjelöltem, és az irodalomjegyzékben szerepeltettem.

Ha a fenti nyilatkozattal valótlan állítottam, tudomásul veszem, hogy a záróvizsga-bizottság a záróvizsgából kizár és a záróvizsgát csak új dolgozat készítése után tehetek.

A leadott dolgozat, mely PDF dokumentum, szerkesztését nem, megtekintését és nyomtatását engedélyezem.

Tudomásul veszem, hogy az általam készített dolgozatra, mint szellemi alkotás felhasználására, hasznosítására a Magyar Agrár- és Élettudományi Egyetem mindenkori szellemi tulajdon-kezelési szabályzatában megfogalmazottak érvényesek.

Tudomásul veszem, hogy dolgozatom elektronikus változata feltöltésre kerül a Magyar Agrár- és Élettudományi Egyetem könyvtári repozitori rendszerébe. Tudomásul veszem, hogy a megvédett és

- nem titkosított dolgozat a védést követően
- titkosításra engedélyezett dolgozat a benyújtásától számított 5 év eltelte után nyilvánosan elérhető és kereshető lesz az Egyetem könyvtári repozitori rendszerében.

Kelt: 2023 év 11 hó 02 nap



Hallgató aláírása

## NYILATKOZAT

Misi Máté Antal (név) (hallgató Neptun azonosítója: 11U8BU)  
konzulenseként nyilatkozom arról, hogy a szakdolgozatot áttekintettem, a hallgatót az  
irodalmi források korrekt kezelésének követelményeiről, jogi és etikai szabályairól  
tájékoztattam.

A záródolgozatot/szakdolgozatot/diplomadolgozatot/portfóliót a záróvizsgán történő  
védésre javaslom / nem javaslom.

A dolgozat állam- vagy szolgálati titkot tartalmaz: igen nem

Kelt: 2023 év 11 hó 02 nap

Dany S.  
belső konzulens