

Széchenyi István Egyetem

Intézményi Tudományos és Művészeti Diákköri Konferencia

Egy versenymotor vezérműtengelyének tervezése

Készítette:

Bárány Gábor

Szak:

Gépészmérnök (Bsc)

Évfolyam:

3.

Intézmény név:

Széchenyi István Egyetem

Témavezető neve:

Dr. Gál Péter

Témavezető beosztása:

egyetemi docens



Tartalomjegyzék

1. Dokumentáció összefoglalása	- 3 -
2. Formula Student bemutatása	- 3 -
2.1. Mi a Formula Student?	- 3 -
2.2. Fontosabb technikai szabályozások.....	- 3 -
2.3. Versenyszámok bemutatása.....	- 4 -
3.1. Rövid történet	- 6 -
3.2. Célok	- 6 -
3.3. Csapat struktúra.....	- 6 -
4. Vezérműtengely.....	- 7 -
5. Vezérműtengelyhez tartozó feladatok	- 7 -
5.1. Tengelyek konstrukciós kialakításai.....	- 7 -
5.2. Csatlakozó alkatrészek konstrukciós kialakításai.....	- 7 -
5.3. Igénybevételek meghatározása	- 7 -
5.4. Anyag kiválasztása	- 8 -
5.5. Alkatrészek méretezése	- 8 -
5.6. Gyártó cégek keresése, kapcsolattartás	- 8 -
5.7. Gyártás.....	- 8 -
6. Vezérműtengely konstrukciós kialakításai	- 8 -
6.1. Vezérlés szempontjából.....	- 8 -
6.2. Hajtás szempontjából	- 13 -
6.3. Gyártás szempontjából	- 20 -
7. Csapágyak	- 23 -
7.1. Konstrukciók bemutatása	- 23 -
7.2. Választott konstrukció.....	- 25 -
8. Kiválasztott konstrukció.....	- 26 -
8.1. Nulladik verzió	- 27 -
8.2. Első verzió.....	- 28 -
8.3. Második verzió	- 32 -
8.4. Harmadik verzió	- 45 -
8.5. Negyedik verzió	- 50 -
8.6. Végleges verzió	- 55 -
9. Méretezés.....	- 61 -
10. Szimuláció	- 66 -



10.1. Tengelyek szimulációja	- 67 -
10.2. Csapágyfedelek szimulációja	- 70 -
11. Vezérműtengely kenése.....	- 71 -
12. Bevonatolás lehetőségei	- 73 -
13. Vezérműtengely nitridálása, anyagi tulajdonságok	- 75 -
13.1. Anyag bemutatása	- 76 -
13.2. Nitrid réteg jelentősége	- 77 -
13.3. Folyáshatár meghatározása.....	- 79 -
13.4. Próbatest bemutatása	- 80 -
14. Büttyökprofil tervezése	- 80 -
14.1. Eredeti büttyökprofil	- 81 -
14.2. Módosított büttyökprofil.....	- 82 -
15. Legyártott alkatrészek	- 84 -
16. Hátralévő feladatok	- 85 -
17. Felhasznált irodalom	- 86 -

1. Dokumentáció összefoglalása

A dokumentáció egy egyhengeres motor vezérműtengelyének tervezését mutatja be. A feladat a vezérműtengely igénybevételeinek meghatározásától a tervezésen keresztül egészen a legyártásáig, majd a teszteléséig kiterjed. A feladataimhoz nem tartozott hozzá a bütyökprofil tervezése. Ennek ellenére hozzám tartozott a tengelyek méretezése, amelyen a bütykök helyezkednek el, a vezérműtengelyhez csatlakozó szabványos alkatrészek kiválasztása, és ellenőrzése, illetve az egyéb alkatrészek tervezése, méretezése, gyártatása.

A vezérműtengelyekhez csatlakozó alkatrészek a tengelyt támasztó csapágyak, a csapágyakat leszorító kengyelek, a kengyeleket leszorító csavarok, a vezérműtengelyekre szerelt lánckerekek és azok csavarjai, a csapágyakat axiálisan támasztó lemezek, a tengelyeket támasztó lemezek csavarokkal együtt, dekompresszor alkatrészei melyek szintén az egyik vezérműtengelyen helyezkedik el, és végül a szenzortárcsa. A dokumentációmban említést teszek, hogy a tervezés során az egyes megoldásokra hogy került sor, illetve hogyan jutottam el a végleges konstrukcióhoz. Külön-külön bemutatom az egyes alkatrészeket, azok konstrukciós kivitelezését, előnyöket, hátrányokat, és méretezéseit.

2. Formula Student bemutatása

2.1. Mi a Formula Student?

A Formula Student (továbbá FS), egy a Formula 1-hez hasonló, de mérnökhallgatók által épített együléses versenyautók közötti versenyről szól. Az FS lényege, hogy a felsőoktatásban tanuló hallgatók, egy – nem csak mérnökhallgatókból – álló csapatot alakítsanak, akik képesek, egy olyan autót építeni, amely ezeken a nemzetközi versenyeken a legjobb eredményeket éri el. A járművek és a futamok lebonyolítása természetesen nem hasonlíthatók teljes mértékben össze a Formula 1-hez. Az autók teljesítménye jóval kisebb (nem éri el a 100 lóerőt), alakjukat tekintve inkább egy nagy gokartra hasonlítanak és nem egy versenyen, hanem több, különféle futamokon kell bizonyítaniuk. Fontos megemlíteni, hogy a résztvevő csapatok kivétel nélkül, forgalomban kapható, általában motorkerékpárok motorjait használják fel erőforrásnak. Ebből kifolyólag, a Széchenyi István Egyetemen elkezdett motorfejlesztés, ebbe a versenysorozatba mindenképp újítás lenne. Ahogyan az F1-ben, úgy itt is versenyszabályzatnak kell megfelelni, melyet egy külön felügyelőbizottság ellenőriz. A versenyeken való részvétel, szigorúan csak a technikai átvizsgálások után engedélyezett. Nemzetközi versenyről lévén szó, a futamok több, néhol igen neves pályákon zajlanak, mint például Hockenheim (Németország), Silverstone (Anglia) és Varano (Olaszország). A versenyhétvégék is hosszabbak, a kisebb pályákon 3, de a nagyobbakon akár 4-5 nap is lehet.

2.2. Fontosabb technikai szabályozások

Rengeteg technikai szabályozás van megfogalmazva az autókra vonatkozóan, melyek a jármű minden egyes alkatrészét szabályozzák. Ezek közül csak a legfontosabbak vannak tárgyalva, melyek az új motort érintik.

Motorkorlátozás: A Formula Studenten tetszőleges hengerszámú 4-ütemű dugattyús motorral vagy motorokkal rendelkező autók indulhatnak. A maximális lökettérfogat nem haladhatja meg a 610 cm³-t. Hibrid hajtás nem megengedett.

Önindító: A járműnek saját önindítóval kell rendelkeznie, és képesnek kell lennie bármikor a verseny során elindulnia. Távirányítású önindító rendszerek tiltva vannak.

Szívórendszer szűkítő: Annak érdekében, hogy limitálva legyen a motor teljesítménye, egy egyszerű, kör alakú fojtást kell elhelyezni a szívó rendszerbe a fojtószelep és a motor közé. Minden eszköz, ami levegőtöbbletet képes a szűkítőn átáramoltatni, tiltott. A versenyeken használt üzemanyagtól függően a szűkítő méretei a következők:

Benzin - 20 mm

E-85 – 19 mm

Feltöltés: Turbó – és mechanikus feltöltés engedett. A feltöltés csakis ebben a sorrendben engedélyezett: 1. fojtószelep, 2. szűkítő, 3. feltöltő, 4. motor. A sűrített levegő hűtése engedélyezett

Váltó- és differenciálmű: Bármilyen váltó- és differenciálmű használható.

Kipufogó rendszer: A kipufogó rendszernek hangtompítás céljából rendelkeznie kell kipufogó dobbal. A hangszint mérve van, és nem haladhatja meg a 110 db-t

2.3. Versenyszámok bemutatása

A versenysorozat célja, hogy a hallgatók az elméleti tudást átültethessék a gyakorlatba. Ennek megfelelően nem csak a versenypályán elért eredményeken van a hangsúly. A végső sorrend egy összetett pontozási rendszer alapján alakul ki. A többnapos verseny során statikus és dinamikus versenyszámokban kell a lehető legtöbb pontot gyűjteni a csapatoknak. A statikus versenyszámok a következők:

Design Report: itt kell bemutatni az alapkoncepciót, a tervezés lépéseit, a tervezés során felmerült döntéseket és azok indoklásait. Ezzel maximálisan 150 pontot lehet gyűjteni.

Cost Report: ebben az autó megépítéséhez felhasznált anyagok, a gyártási illetve összeszerelési, valamint egyéb járulékos költségek szerepelnek a szabályzatban foglaltak szerint. Részletes kimutatást kell készíteni minden egyes alkatrészről, a kiinduló alapanyagtól kezdve a beépítési munkaigényig. A legjobb csapat erre a versenyszámra 100 pontot kap.

Business Plan: az autó köré felépített üzleti koncepciót kell bemutatni a bírácoknak, akik, mint üzleti befektetők vesznek részt. Ebben a versenyszámban is döntő jelentőségű az irányelv, melyet a csapat az egész tervezés folyamán követ, hiszen egy jó koncepció hiányában igen nehéz feladat a megépített autót, mint terméket eladni a befektetőknek. A bírák által legjobbnak ítélt üzleti terv 75 pontot ér.

Ezzel a három statikus versenyszámmal az összes pontszám közel egyharmada (325 pont az 1000-ból) megszerezhető.

A dinamikus versenyszámokon való részvételhez egy gépátvételen kell átesnie az autónak. Elsősorban a biztonságot és a szabályoknak való megfelelést vizsgálják a bírák. Ezen felül a következő vizsgálatokat végzik:

Az autó bedöntése mindkét oldalirányba először 45°, majd 60°-ban. Az autóból nem folyhat, nem szivároghat semmi, illetve egyik kerék sem emelkedhet el a bedöntött talajtól.

Az autó minimális ki- és berugózásának $\pm 25\text{mm}$ -t el kell érnie.

Az összes pilótának 5 másodpercen belül ki kell tudnia szállni a versenyautóból.

Kipufogó zajszint mérés, mely nem haladhatja meg a 110dB-t.

30-40km/h sebességről való fékezéskor minden keréknek blokkolnia kell a teljes megállásig, miközben a motor nem fullad le.

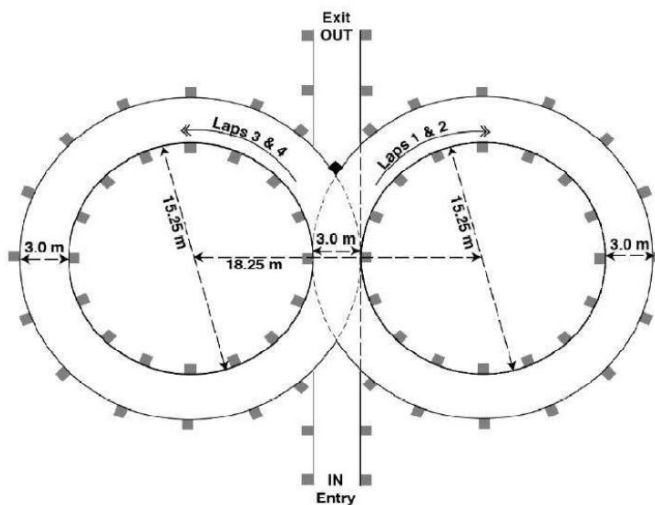
A szívórendszer tömítettségét ellenőrzik a fojtószelep nyílásának befogásával. Ekkor a motornak le kell állnia.

A technikai ellenőrzések sikeres teljesítése után az autó indulhat a dinamikus versenyszámokon, melyek a következők:

Gyorsulás: egy 75m hosszú, egyenes szakaszt kell a lehető legkisebb idő alatt teljesíteni. Egy csapatból két pilóta teljesítheti ezt a versenyszámot, pilótánként 2 kísérletre van lehetőség. Az így

kapott maximum 4 időeredményből a legjobbat veszik figyelembe a pontszám meghatározásánál, mely maximum 75 lehet.

Skid Pad: ez a pálya két körből épül fel, egy 8-ast formálva. Itt az autó ívmeneti képességeit tudják felmérni. A kör külső átmérője 21,25m, belső átmérője pedig 15,25m, a nyomvonal szélessége pedig 3m. A versenyszámot – a gyorsuláshoz hasonlóan – 2 pilóta teljesítheti és mindegyiküknek 2 lehetősége van. A jobb és bal oldali körökben elért időeredményeket külön mérik, és az így kiadódó 8 időeredmény közül a legjobb alapján határozzák meg a Skid Pad pontszámot, mely a legjobb csapat esetében 50 pontot jelent.

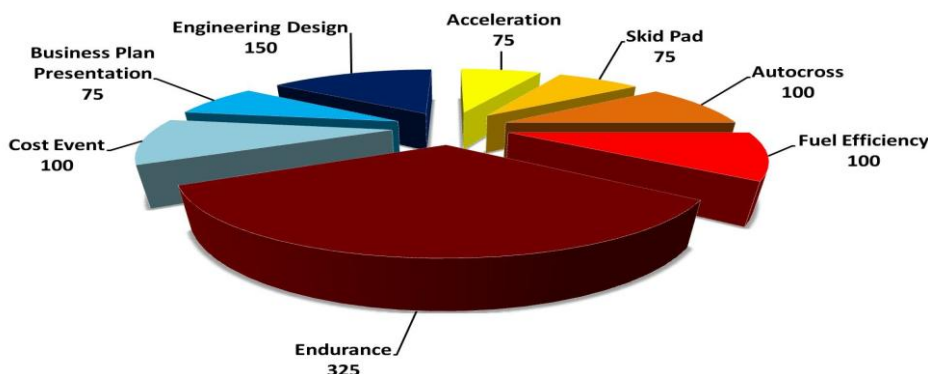


2.3.1. ábra: Skid Pad

Autocross: ebben a versenyszámban a jármű összetett képességeit vizsgálják, hiszen a verseny egy bóják által kijelölt pályán zajlik, ahol az egyes kanyarkombinációkat hol szlalomos részek, hol viszonylag hosszú egyenesek kötik össze, így a jó eredmény eléréséhez az autónak minden körülmény között megfelelően kell teljesíteni. A két pilóta 2-2 kör közül a legjobb időeredmény nemcsak az adott versenyszámban elért pontszámot határozza meg, hanem az utolsó versenyszám fordított rajtsorrendjét is megadja. Az csapat, amely az Autocross-t megnyeri, annak 150 ponttal növekszik az összes pontszáma.

Endurance: ebben a versenyszámban 22km-t kell teljesíteni az Autocrosssal 90%-ban azonos pályán. A futam fél távjánál egy kötelező pilótacsere van, amely alatt az autó motorját is le kell állítani. Nem véletlen, hogy ez a versenyszám éri a legtöbb pontot az összes közül (maximálisan 300 pontot), mivel ez veszi legjobban igénybe az autó összes rendszerét és a pilótákat is.

Fuel Economy: Az Endurance versenytávja alatt elhasznált üzemanyag mennyiségét mérik. A legjobb csapat (tehát aki a legkevesebbet fogyasztotta) 100 pontot kap. A 100km-re vetített 26 literes fogyasztás 0 pontot ér, míg az a csapat, akinek ez az értéke több, mint 35 liter, erre a versenyszámra - 100 pontot kap. Látható tehát, hogy az üzemanyag felhasználást érdemes csökkenteni. Nem célszerű a motor teljesítményét túlságosan növelni, mert ekkor az tüzelőanyag felhasználás túl nagy lesz. Érdemesebb a hatásfokot javítani.



2.3.2. ábra: A Formula Student verseny részei

A bójákkal kirakott pályán minden egyes bójaérintés büntetéssel jár. Ez a Skid Pad-nél plusz 0,25 másodpercet jelent a versenyző adott körében bójánként, míg a gyorsuláshoz, az Autocross-nál és az Endurance-nál 2 másodperces büntetéssel jár egy bója érintése.

A SZEngine egyesületet 2008-ban a győri Széchenyi István Egyetem hallgatóiból álló csoport hozta létre. Az egyesület célja, hogy kifejlesszen, megtervezze, legyártson, és folyamatosan fejlesszen egy Formula Student sorozatra specializált versenymotort. A hallgatók az elvégzett munka során az Egyetemen megtanult elméletet átültethetik a gyakorlatba. A csapatot alkotó hallgatók legtöbbször a műszaki szakokról érkeznek, de vannak gazdasági szakokon tanuló hallgatók is, mivel a csapatnak úgy kell működnie, mint egy önálló kis cégnek.

A csapat együttműködik az Audi Hungária Belsőégésű Motorok Tanszékkal, de más tanszékekkel is jó kapcsolatokat ápol. A résztvevő hallgatók a megszerzett tapasztalatok és tudás alapján a nemzetközi munkaerő piacon is keresett szakemberekké válhatnak.

3. SZEngine bemutatása

3.1. Rövid történet

A SZEngine Hallgatói Motorfejlesztő Közhasznú Egyesület 2009 nyarán jött létre a az Audi Hungária Belsőégésű Motorok Tanszék, és az Audi Hungária Motorfejlesztésének támogatásával.

3.2. Célok

A SZEngine motorfejlesztő csapat azt a célt tűzte ki célul, hogy a Formula Student szabályainak eleget téve olyan motort alkosson, amely a versenyek körülményei között a lehető leghatékonyabban használható. A fejlesztéshez szükséges feltételek megteremtése, a hallgatók tudásának bővítése, szponzorok keresése és kezelése, publikációk készítése, mind-mind a projekt részét képezik.

3.3. Csapat struktúra

A csapat három fő része a motorprojekt, amely már az egyesület megalakulásától kezdve megalakult, illetve a management is hamarosan követte a sorban. A jármű projekt még nagyon "új cipőben" jár, mivel a csapat jármű projekt irányzata nem rég alakult meg.



3.3.1. ábra: A SZEngine csapat struktúrája

4. Vezérműtengely

A vezérműtengely feladata a töltetcsere irányítása. A tengelyen elhelyezkedő büttyök profiljától függ a szelepek nyitása, mely befolyásolja a szívócsatornán beáramló levegő mennyiségét, sebességét, illetve a kipufogógáz kiáramlását az égéstérből.

Az adott alkatrész tervezésénél az alábbi feladatnak kell eleget tenni:

- megbízható működés a kívánt élettartamon
- ne lépjen fel rezonancia jelensége
- az alakváltozása kicsi legyen
- lehető legkisebb tömeg

5. Vezérműtengelyhez tartozó feladatok



5. ábra: Vezérműtengelyhez tartozó feladatok struktúrája

5.1. Tengelyek konstrukciós kialakításai

A tengelyek konstrukciós kialakításainál a tengelyek elhelyezkedését biztosító hengerfejöntvény kialakítása nagy szerepet játszott. A tengelyek kialakításánál figyelembe kellett venni, hogy a motor tömege minél kisebb legyen, illetve minél kisebb helyet foglaljanak el a hengerfejen belül. Ennek figyelembevételével a hengerfejen belül a tervezés során minden egyes milliméternek hatalmas jelentősége volt a végleges konstrukció kialakításában.

5.2. Csatlakozó alkatrészek konstrukciós kialakításai

A vezérműtengelyek megfelelő működésében több alkatrész is szerepet játszik, melyek közvetlenül érintkeznek a vezérműtengelyekkel. Ezeknek az alkatrészeknek a geometriai méreteik is jelentősen befolyásolták a tengelyek tervezését.

5.3. Igénybevételek meghatározása

Minden egyes alkatrésztől tudni kell, hogy milyen igénybevételek, és üzemi körülmények hatnak rájuk. Ez a lépés elengedhetetlen a tervezés során, mivel ezek ismeretében lehet kiválasztani a megfelelő anyagot, és méretezni az alkatrészeket.

5.4. Anyag kiválasztása

Az igénybevételek meghatározása után az alkatrészek anyagainak kiválasztása a következő lépés. A kiválasztott anyagok kihatással vannak az adott alkatrészek mechanikai szilárdságára, élettartamára, és az esetlegesen kialakuló sűrűlódásokra, ezért ezzel a témakörrel szintén külön foglalkozni fogok.

5.5. Alkatrészek méretezése

Az alkatrészek méretezésébe beletartozik a méret-, alak-, és helyzettűrések meghatározása, a felületi érdességek megválasztása, melyek mind-mind nagyban befolyásolják az alkatrész élettartamát, veszteségeit és a szerelhetőségét.

5.6. Gyártó cégek keresése, kapcsolattartás

Az alkatrészek gyártásában külső gyártó cégek segítenek, akik esetlegesen támogatnak is minket akár a gyártási költségekben, vagy pedig tudásukkal. Mindezen okok miatt a gyártó cégek kapcsolatfelvétele, illetve a gyártó cégekkel való kapcsolattartás fontos tétel az alkatrészeim tervezése során. A konstruktőrök illetve a gyártásban dolgozó mérnökök között szoros együttműködés szükséges, ahhoz hogy a legyártott alkatrész minőségében megfeleljen a követelményeinek. A dolgozatomban az egyes alkatrészeknél erről a témáról külön említést teszek.

5.7. Gyártatás

Az alkatrészek tervezés után természetesen le is lesznek gyártva, illetve vannak olyan tételek, amelyek félig-, vagy teljesen le is vannak már gyártva. Az üzemeltetés következtében felmerülő esetleges hibák, alkatrészek javítását, és így újabb gyártást eredményeznek.

6. Vezérműtengely konstrukciós kialakításai

A belsőégésű motorok nagy múlttal, és technikai fejlődéssel rendelkeznek. Ennek az oka, hogy a mérnökök a nagyobb teljesítményre, a káros anyag kibocsátásra, illetve a gazdaságos üzemre törekedtek elsősorban. Emiatt különböző konstrukciókat valósítottak meg, melyeket sok éven át teszteltek is. Ezalatt az idő alatt rengeteg konstrukció és gyártási technológia kialakult a motorok vezérlése terén is.

Ebben a fejezetben ezeknek a kialakításoknak a főbb konstrukcióit, illetve gyártástechnológiáit foglalom össze, melyben rengeteg irodalomkutatás volt a segítségemre.

Ennek a munkának szintén nagy jelentősége volt, mivel csak így ismerhettem meg az egyes megoldásokat, és szűrhettem ki azokat, amelyek a mi motorunknál nem felelne meg.

6.1. Vezérlés szempontjából

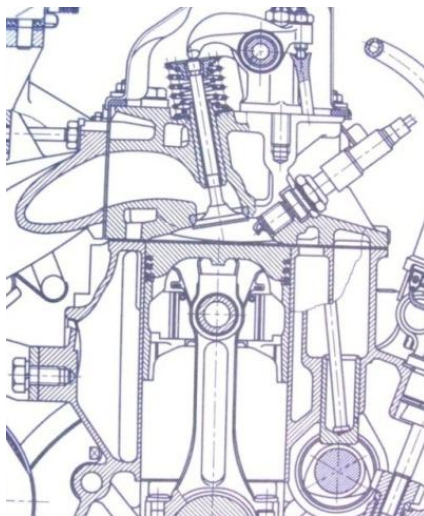
A vezérlés meghatározása jelentős befolyással bír a vezérműtengelyek egész koncepciójára, amelyeket érdemes tanulmányozni, elemezni, hogy a számunkra a lehető legmegfelelőbb megoldást válasszam. Ennek érdekében összeírtam a vezérműtengelyek kialakítását, és elhelyezkedését a szelepek vezérlése szempontjából.

Konzept				
				
Kriterium	a	b	c	d
Reibung	--	-	Ø	Ø
Masse	--	+	++	+
Steifigkeit	--	Ø	+	++
Bauhöhe	++	+	Ø	Ø

6.1.1. ábra: Főbb görgő nélküli koncepciók súlyozása

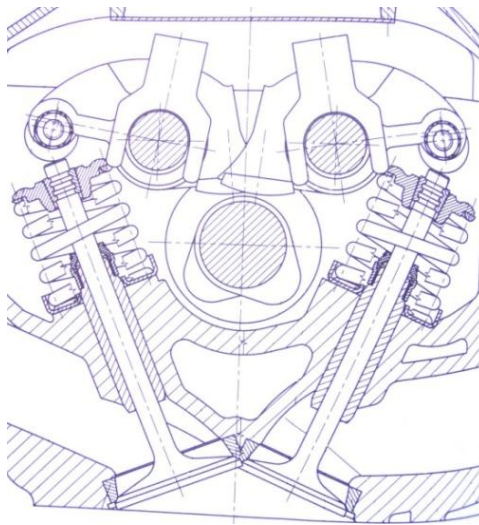
-- nagyon kedvezőtlen, -kedvezőtlen, Ø általános, +kedvező, ++nagyon kedvező

- a. Tolórudas szelepvezérlés görgő nélkül: A tolórudas szelepvezérlésnél a vezérműtengelyek nem a hengerfejen belül helyezkednek el, hanem a henger mellett. A vezérműtengely a tolórudat mozgatja, ami az erőt egy kétkarú emelőn keresztül közvetíti a szelepekre. A veszteségek, illetve a tolórúd miatt a mozgó tömegek is nagyok, amelyek esetenként 27000 m/s^2 -es szelepgyorsulásnál már jelentősek. A tolórúd hosszúsága miatt a szerkezet veszít a merevségéből, ami szintén a konstrukció hátrányát képezi. Az előnye viszont, hogy a hengerfej magassága csökkenhet ezáltal.



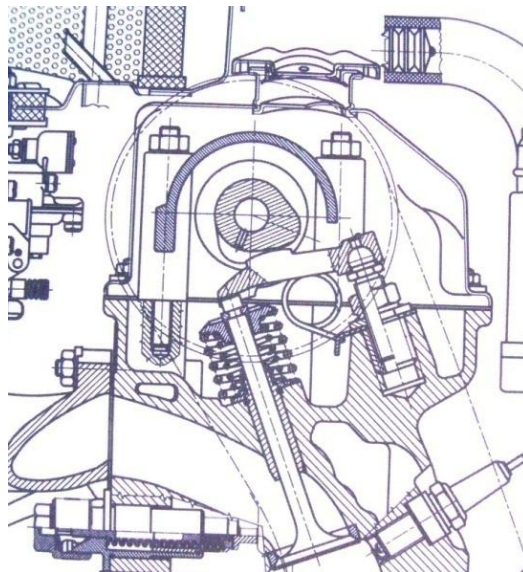
6.1.2. ábra: Fiat 126 motor tolórudas szelepvezérlése

- b. Himbás szelepvezérlés: A himbás szelepvezérlés esetén a vezérműtengely a hengerfejen belül helyezkedik el, így a hengerfej magassága kedvezőtlenebb a tolórudas vezérléssel szemben. Itt a vezérműtengely alulról mozgatja a himbát, ami egy tengelyen helyezkedik el. A himba másik vége pedig a szelepet mozgatja. Ebben az esetben kevesebb csatlakozó alkatrész van, ennél fogva a súrlódás is kedvezőbb. Mivel az alkatrészek száma kevesebb, mint a tolórudas megoldásnál, a tömegek is kedvezőbbek számunkra, és a merevsége is nagyobb. Ez a megoldás lehetőséget ad egy darab vezérműtengely alkalmazására.



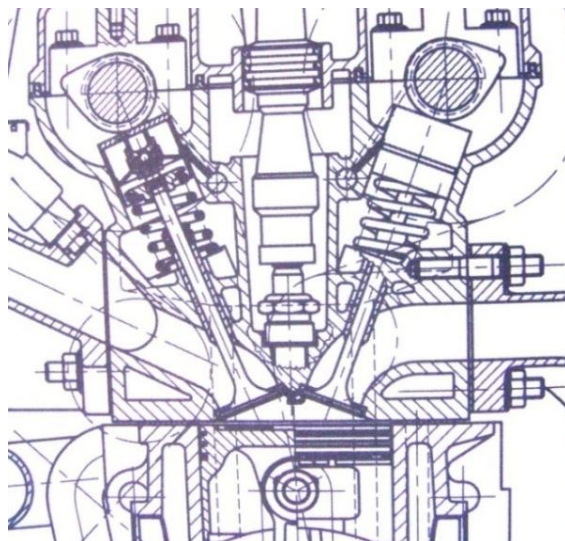
6.1.3. ábra: Himbás szelepvezérlés BMW-nél

- c. Himbás szelepvezérlés: A "c"-vel jelölt vezérlés hasonló a "b" megoldásához. A különbség viszont, hogy a vezérműtengely nem alulról mozgatja a himba egyik oldalát, hanem a himba egyik oldala meg van támasztva, a himba másik oldala csatlakozik a szelephez, és a vezérműtengely bütyke a himba közepét mozgatja. A helyigénye valamelyest kedvezőtlenebb, mint a másik himbás megoldás, mivel az előző megoldást egy vezérműtengellyel is meg lehet valósítani. Ez a vezérlés nem ad lehetőséget arra, hogy csak egy vezérműtengelyt alkalmazzunk.



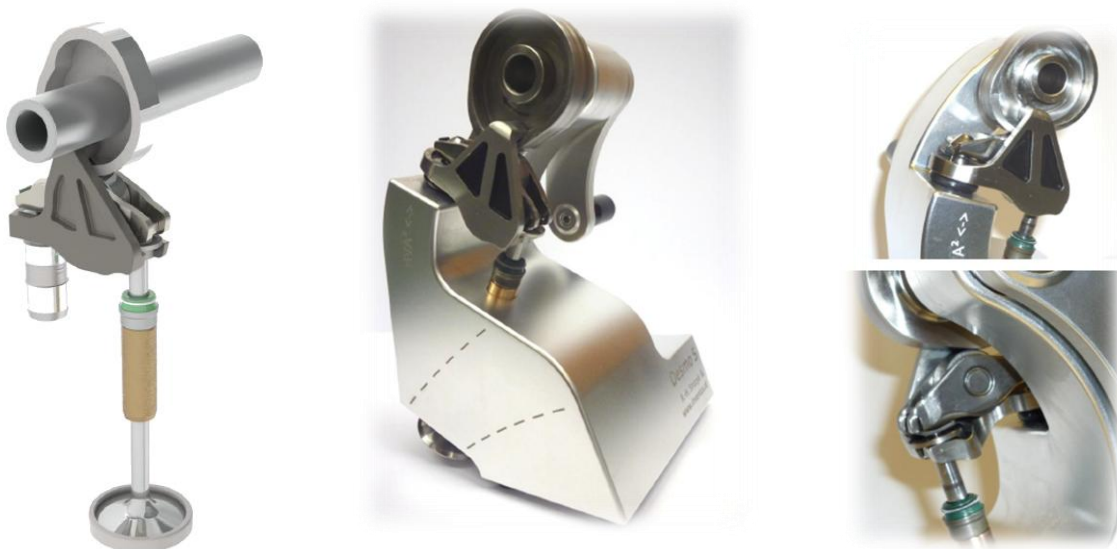
6.1.4. ábra: Himbás szelepvezérlés VAZ 2101 motorban

- d. Szelepcsészés vezérlés: A vezérműtengely a szelepcsésze közvetítésével mozdtja el a szelepet. A szelepcsészét a hengerfej öntvény fala vezeti. A szelepcsészés vezérlésnek a súrlódása a szelepcsésze és a hengerfejöntvény fala miatt alakul ki, illetve a szelepcsésze és a vezérműtengely bütyke között. Ennek ellenére a merevség ennek a megoldásnak a legkedvezőbb, illetve a mechanikája ennek a koncepciónak a legegyszerűbb.



6.1.5. ábra: Szelepcsészés vezérlés az Opel Astrában

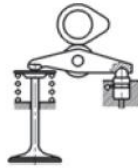
- e. Kényszervezérelt szelepvezérlés: A kényszervezérelt szelepvezérlés előnye, hogy nem kell használni szeleprugót, amelynek az előnye, hogy a nagyobb lehet a szelepnyitás, illetve magasabb fordulatszámon is alkalmazható ez a konstrukció. A szerkezet legfőbb hátrányát a bonyolultsága képezi.



6.1.6. ábra: Kényszervezérelt szelepvezérlés



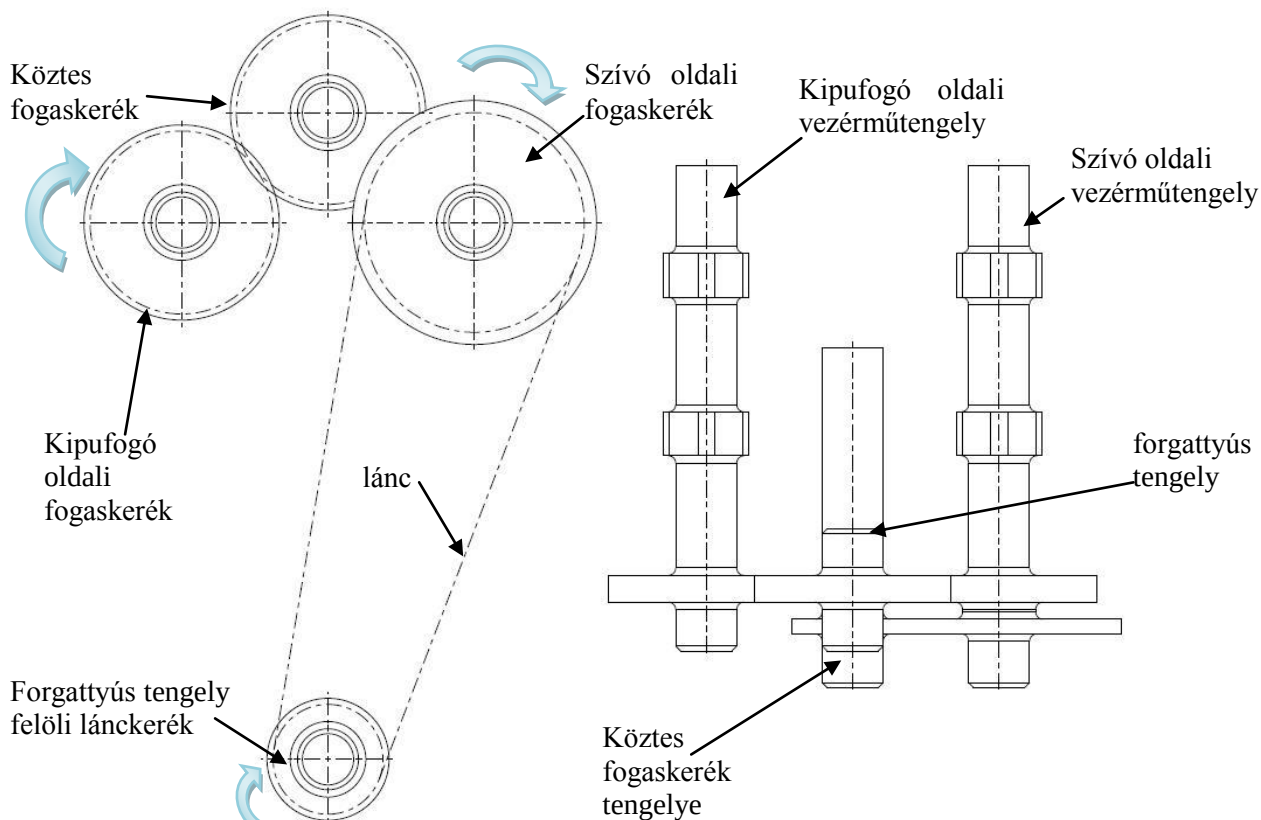
6.1.7. ábra: Ducati (2 hengeres) kényszervezérlése

Konzept				
				
Kriterium	e	f	g	h
Reibung	+	+	++	+
Masse	--	Ø	+	-
Steifigkeit	--	Ø	+	++
Bauhöhe	++	+	Ø	--

6.1.8. ábra: Főbb szelepvezérlések súlyozása görgős kivitelben

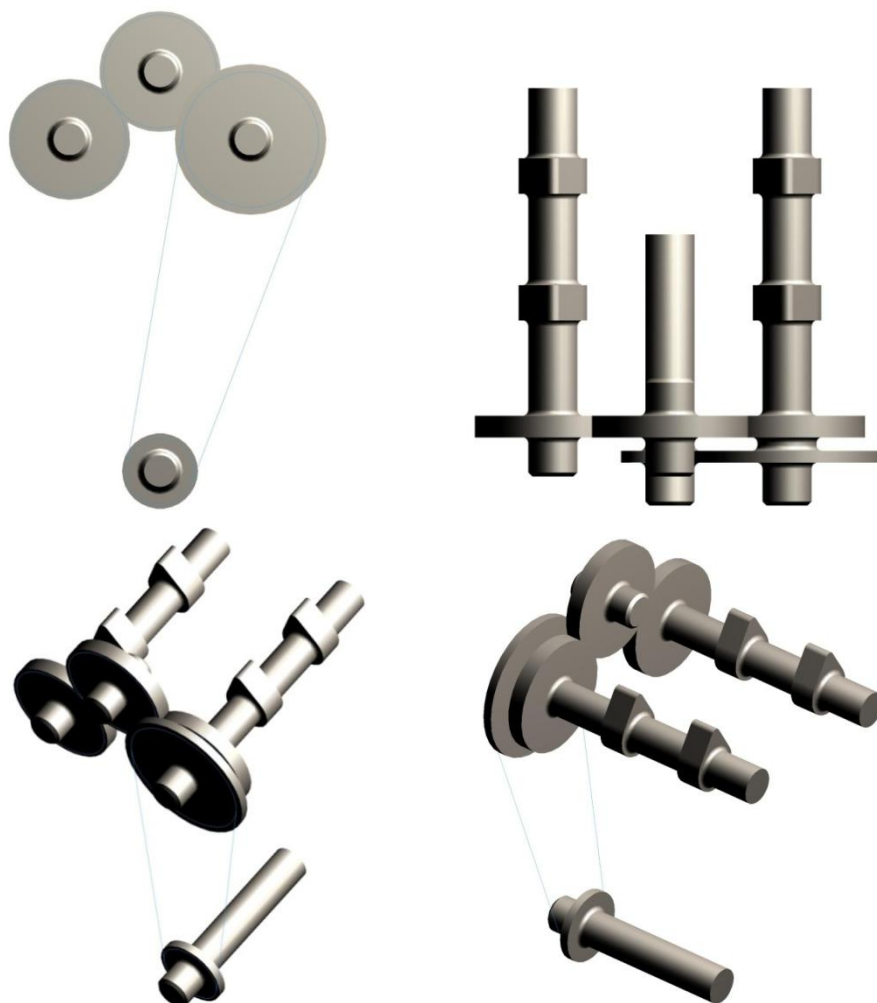
A 6.1.6. ábrán az előzőekhez hasonló koncepciók vannak mérlegelve, amik mindössze abban különböznek az előzőektől, hogy itt a súrlódás csökkentésének érdekében görgőket használnak. A görgős megoldás elsősorban a súrlódásban játszik nagy szerepet, mindazonáltal befolyással van a mozgó tömegekre, illetve a helyigényre is egyaránt.

6.2. Hajtás szempontjából

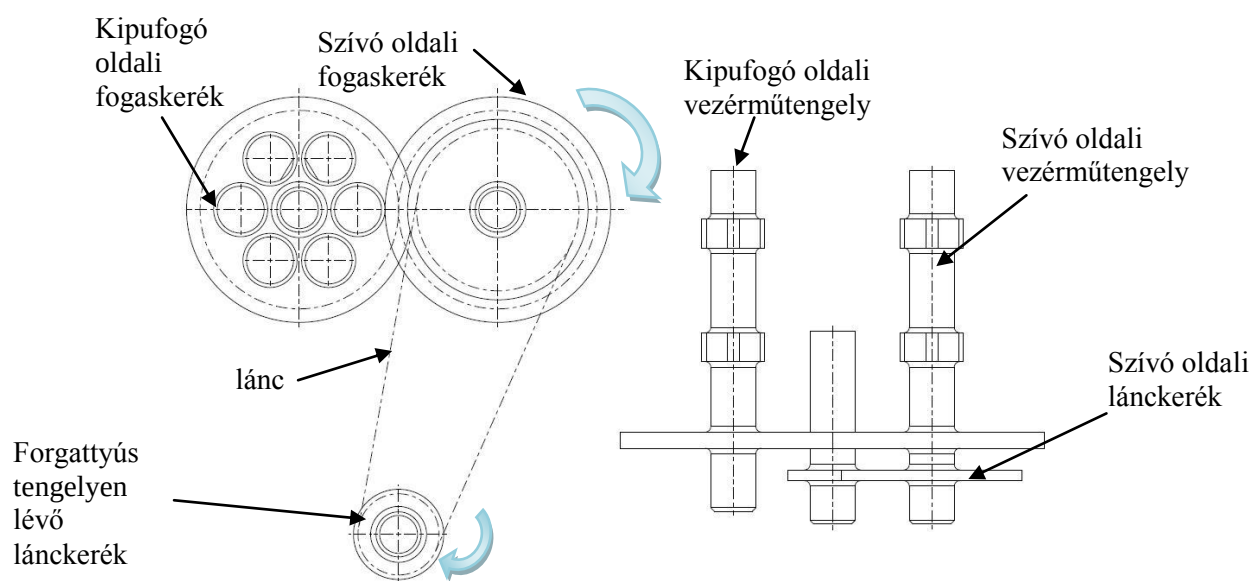


6.2.1. ábra: Vezérműtengelyek hajtása láncfajrással, és köztes fogaskerékkel

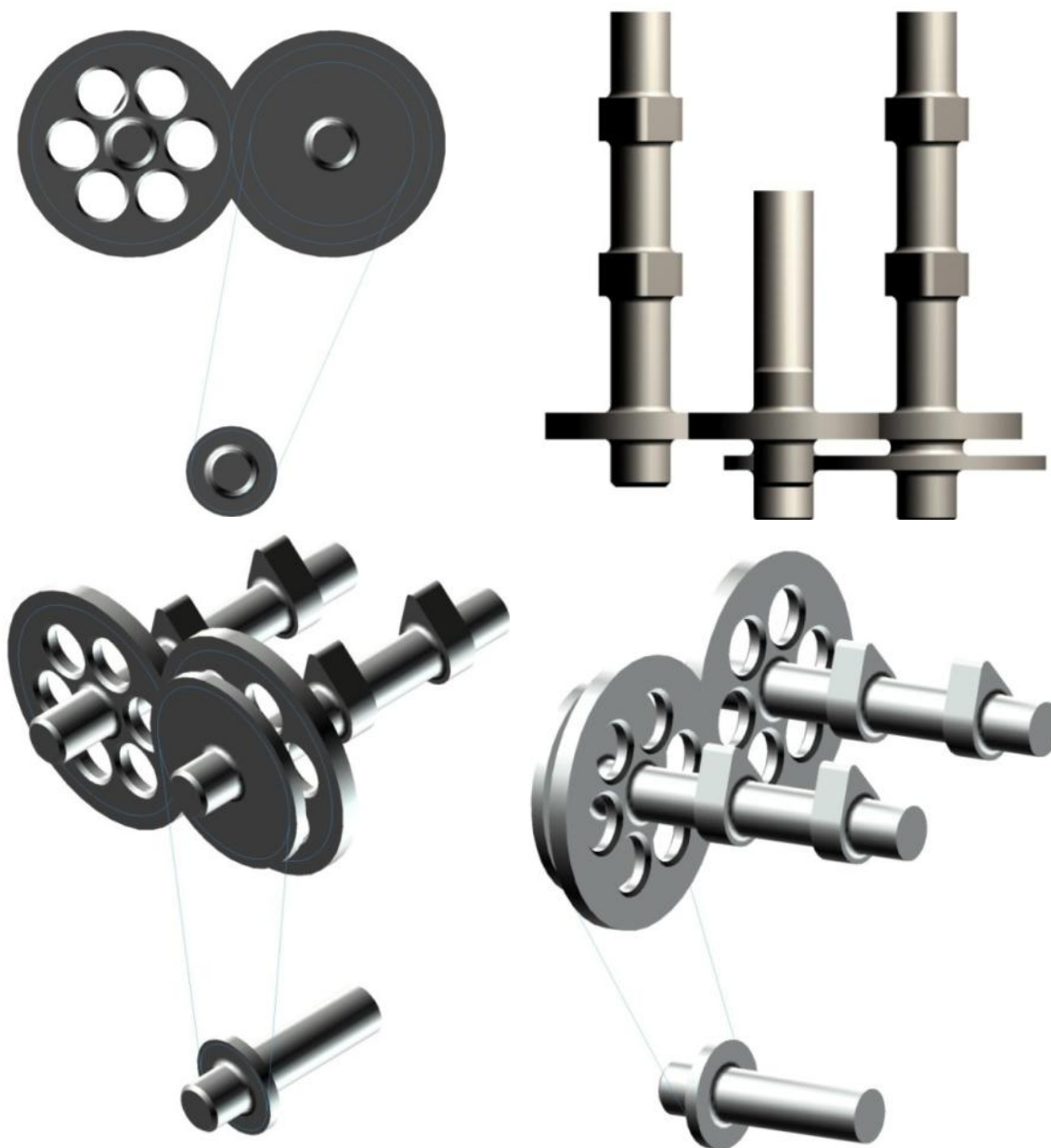
A felső ábrán látható, hogy a forgattyús tengelyről a nyomaték láncfajrással adódik át az egyik tengelyre, ahonnan fogaskerék kapcsolattal megforgatva a másik vezérműtengely. A két vezérműtengely fordulata megegyezik, a tengelyek a forgattyús tengelyhez viszonyítva pedig feleannyit forognak. Ennek a megoldásnak a hátránya, hogy a vezérműtengelyek megtámasztására szolgáló csapágyak siklócsapágyak lennének abban az esetben, ha a fogaskerekek nem szereltek. Megoldható a gördülőcsapágyak támasztása, ha mindkét vezérműtengelyen a fogaskerekek, illetve az egyik tengelyen a láncfoglórész szerelve kerülne fel a tengelyekre (bordázat, reteszelt stb.), ez viszont tovább fokozza az egész koncepció bonyolultságát, mivel több alkatrész szükséges, és így nagyobb a valószínűsége a meghibásodásnak. Hátránya még, hogy sok a forgó tömeg, ami tovább csökkenti a motor teljesítményét. A hengerfej tervezésében a legfőbb szempont, hogy a hengerfej kialakítása minél kompaktabb legyen. Ebben az esetben a köztes fogaskerék nagy helyet foglalna el, így a hengerfej szelepfedele még nagyobb helyet foglalna el. A vezérműtengelyek ennél a konstrukciónál megegyező irányba forognak.



6.2.2. ábra: Modell köztes fogaskerékkel együtt működő láncajtás

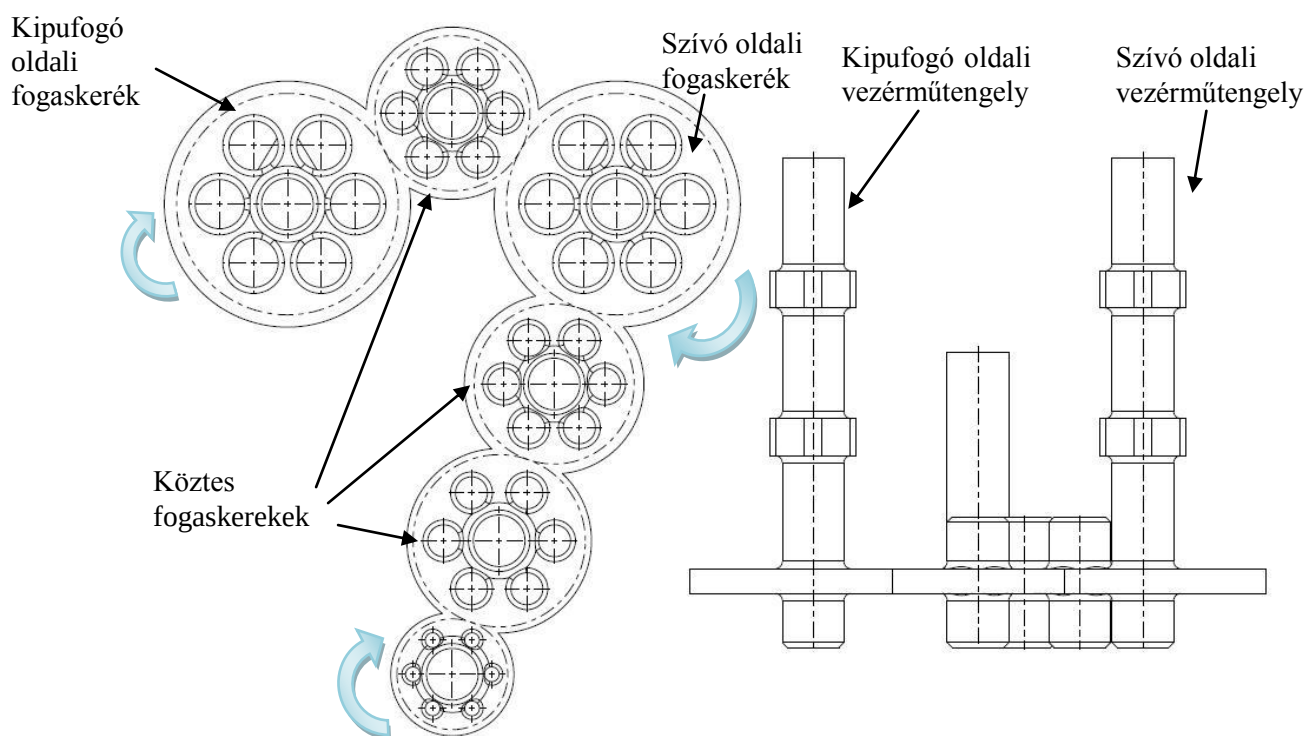


6.2.3. ábra: Lánc és fogaskerekes hajtás



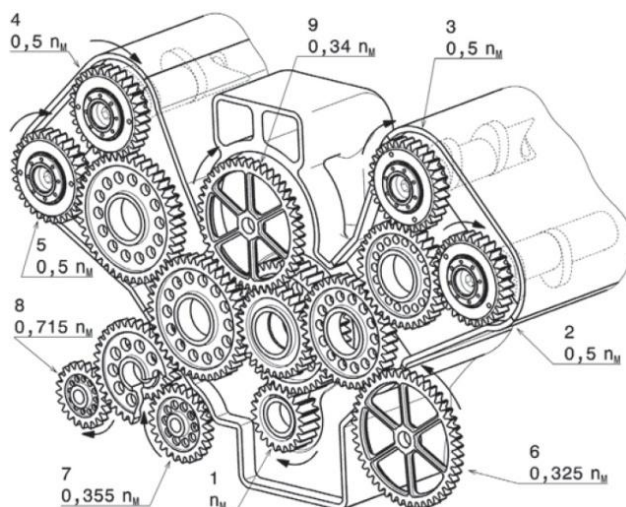
6.2.4. ábra: Lánc- és fogaskerék-hajtás köztes fogaskerék nélkül

A felső ábrán szintén fogaskerék kapcsolat van, és ez egyik vezérműtengelyre lánc viszi át a nyomatékot. Az előbbi megoldástól az különbözteti meg, hogy itt a tengelyeken lévő fogaskereknek közvetlenül kapcsolódnak egymáshoz. Ebben az esetben a vezérműtengelyek ellenkező irányba forognak. Ennél az esetben a problémák hasonlóak, mint például a csapágyazás megoldása. Ennek a konstrukciónak a legnagyobb hátránya, hogy szintén nagy helyet foglal el a hengerfejben, amely esetünkben nem kedvező. A hengerfej szelepfedelének a mérete és lényegesen megnőne. Alapvetően ez a konstrukció jó lenne, ha a két vezérműtengely közelebb állna egymáshoz, mely befolyásolná a fogaskerek nagyságát.

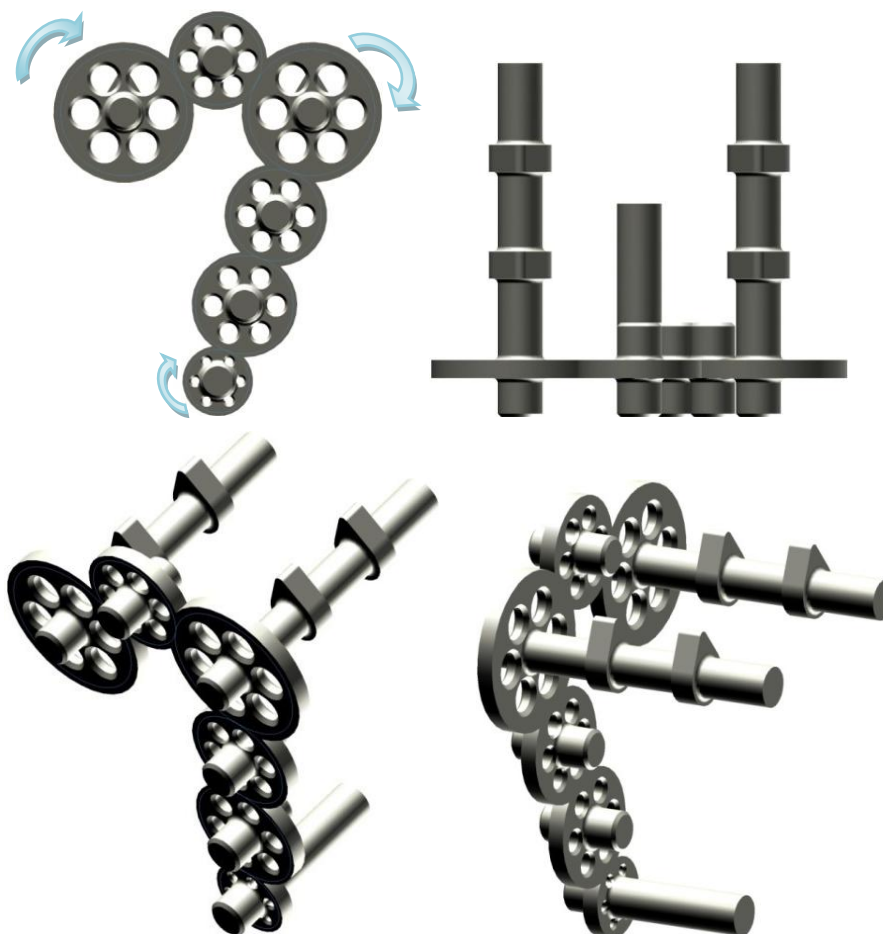


6.2.5. ábra: Vezérműtengelyek hajtása kizárólag fogaskerekkel

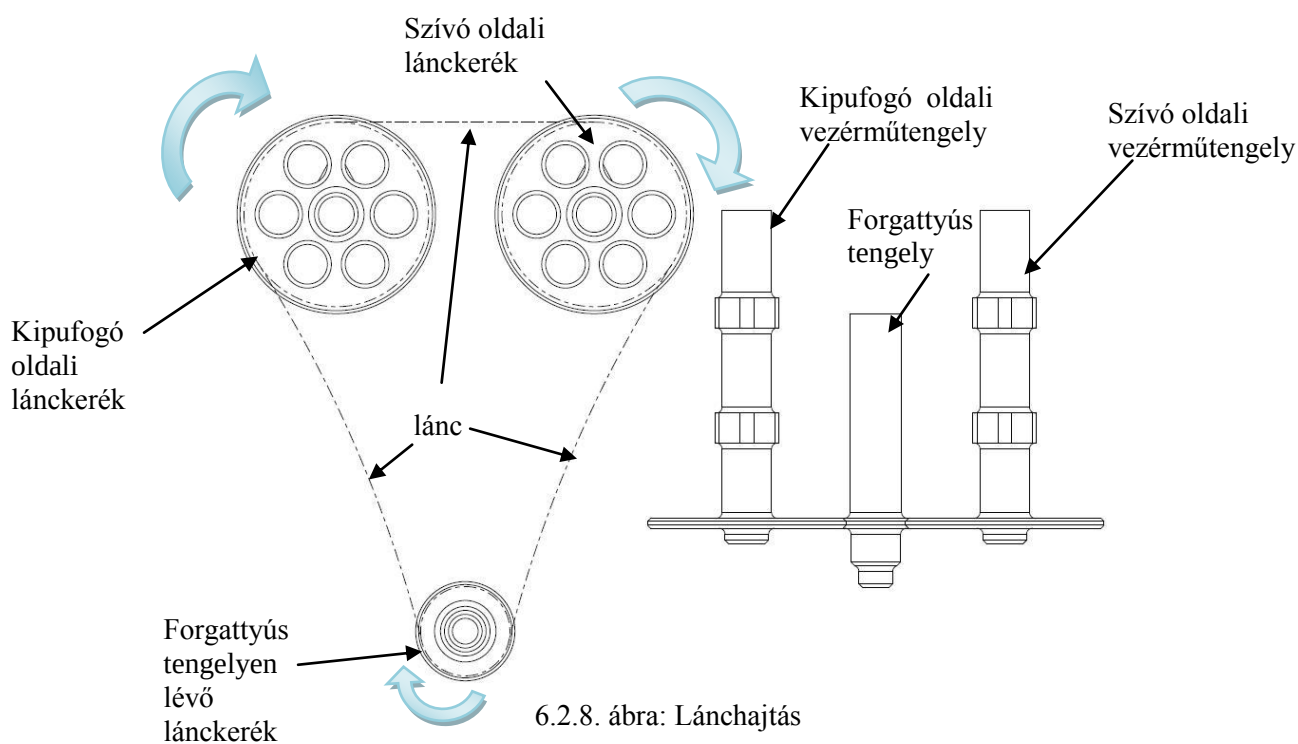
Ennél a megoldásnál a nyomatékot a forgattyús tengelyről a vezérműtengelyekre fogaskerekkel biztosítják. Ezt a megoldást a Formula-1-ben is alkalmazzák. Ennél a konstrukciónál a nehézséget a hő tágulások okozzák, vagyis az üzem közben kialakuló hőmérséklet hatására az alkatrészek elkezdnek tágulni, ami a fogaskerék kapcsolatnál a hézagok miatt komoly gondot okozhat. Illetve a köztes fogaskerek elhelyezkedése is nagy nehézséget okoznak, mivel ezeknek a fogaskereknek a tengelyeit külön kéne csapágyazni. Esetünkben érdemes lenne a forgattyús tengely és az egyik vezérműtengely közé minimum két köztes fogaskereket rakni, illetve a két vezérműtengely közi is kéne rakni egy fogaskereket. Ellenkező esetben a vezérműtengelyeken nagyobb fogaskerekeket kéne alkalmazni, és így megnőne a motor magassága.



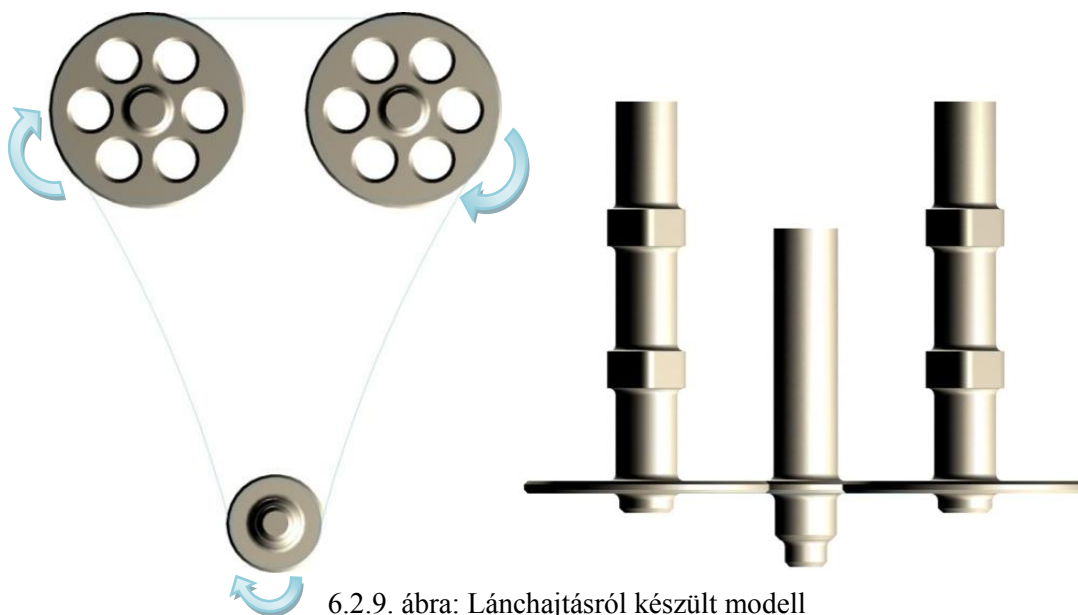
6.2.6. ábra: Ferrari 3,0 l V10



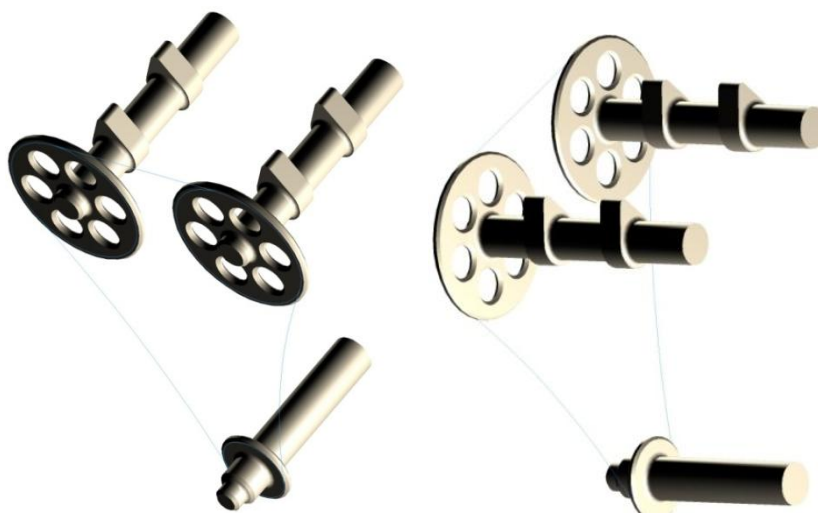
6.2.7. ábra: Fogaskerekekkel megvalósított hajtás



6.2.8. ábra: Lánc hajtás



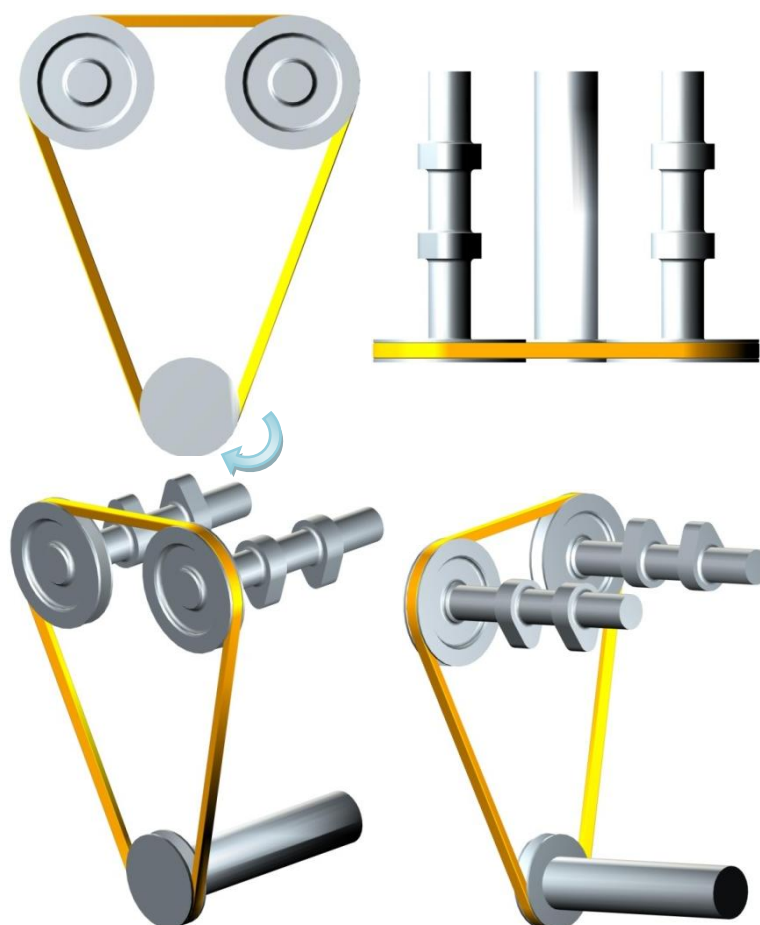
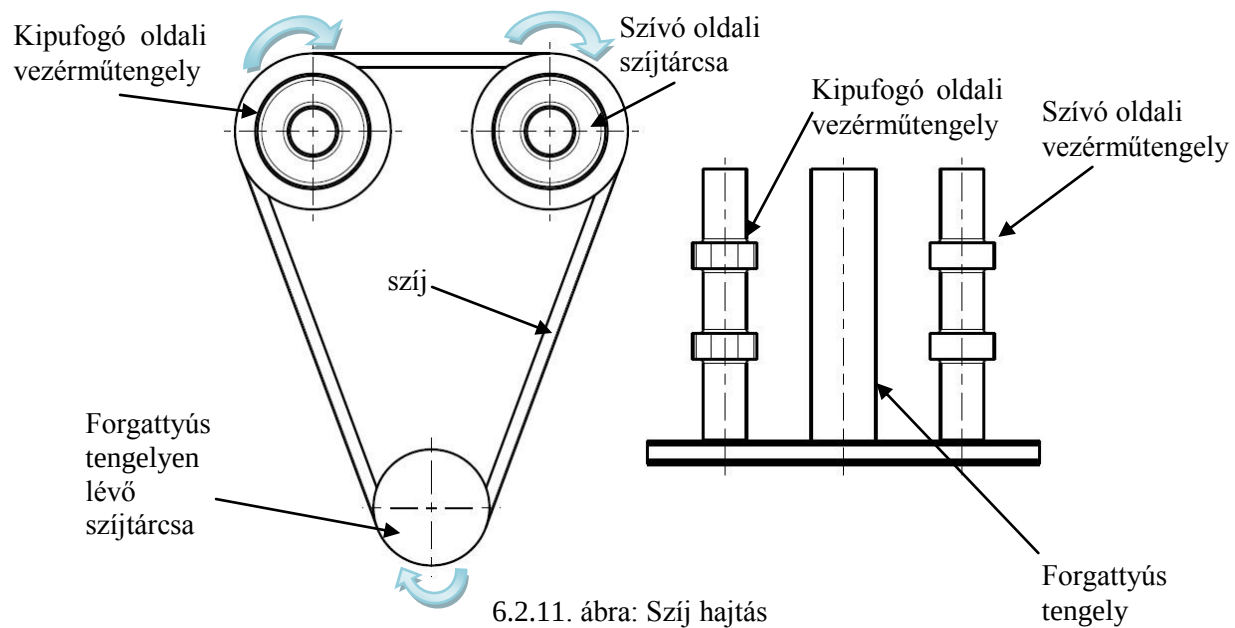
6.2.9. ábra: Láncajtásról készült modell



6.2.10. ábra: Láncajtásról készült modell

A vezérműtengelyek hajtását csak láncsal is meg lehet valósítani. Ebben az esetben kisebbek lesznek a mozgó tömegek, mivel a vezérműtengelyek hajtásához nem szükséges nagy nyomaték, kisebb láncot is alkalmazhatnánk, ha ezt a konstrukciós megoldást választanánk. A láncok elhelyezkedését könnyedén meg lehet oldani a vezérműtengelyeken. A láncajtáshoz ellenben szükség lenne láncfeszítőkre, amelyek elhelyezkedését a motorunk geometriájából adódóan könnyedén meg lehetne oldani. A láncok szerelhetőségét a legegyszerűbben csavarok segítségével lehetne megoldani.

A láncajtás előnyét képezi még az a tény is, hogy a lánc maga szűkebb helyen is elfér, mint mondjuk egy fogaskerék, vagy esetleg egy szíj.

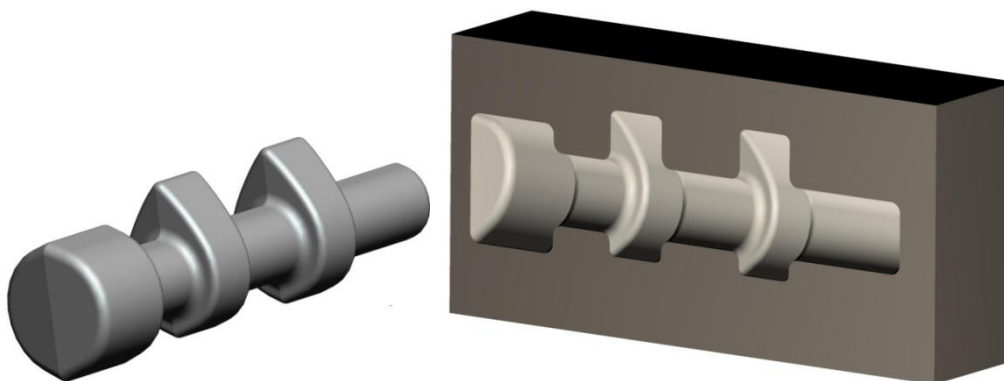


6.2.12. ábra: Szíjhajtás modellje

6.3. Gyártás szempontjából

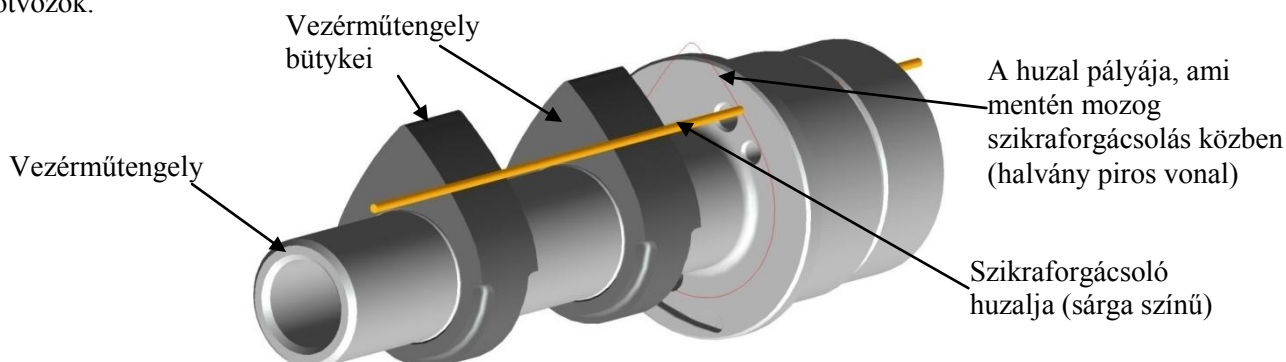
A vezérműtengely konstrukciójának megválasztása nagyban befolyásolja annak gyártását, illetve a már előre meghatározott gyártási eljárás is korlátot szabhat a vezérműtengelyek konstrukciójára. Az első szempont, amit tervezés során figyelembe kell venni, az a bütök-tengely kapcsolat. A technológiák fejlődésével sokféle megoldás született a bütök elhelyezésével kapcsolatban a tengelyen. Ebben a fejezetben bemutatok pár olyan megoldást, hogyan kapcsolódhat a vezérműtengely bütke a vezérműtengelyhez, és leírom ezek jellegzetességeit. Elsőként azt a megoldást elemzem, amelynél a bütök egy anyagból van a tengellyel. Ennél a megoldásnál a tengelyek megmunkálása öntéssel, forgácsolással, vagy kovácsolással történhet.

Az öntött vezérműtengelynél a kovácsolt vezérműtengelyek elterjedtebbek, mivel azok szilárdsága nagyobb. Az öntött vezérműtengelyek gyakran készültek régebben gömbgrafitos, illetve lemezgrafitos öntöttvasból. Öntés és kovácsolás után is szükséges utómunkálás, pontosabban köszörülés a funkcionális felületeken (csapágyfelületek, bütök felületek). Az öntött és kovácsolt vezérműtengelyek csak sorozatgyártásban gazdaságos, mivel ezeknél az eseteknél a vezérműtengelyek öntőmagjait is el kell készíteni, illetve a kovácsolt tengelyek esetén a szerszámot. Öntés és kovácsolás után is különböző hőkezelési eljárásokon megy át a vezérműtengely, ilyen például a megeresztés, illetve valamilyen felületi edzés, amelyekről később részletesebben írok.

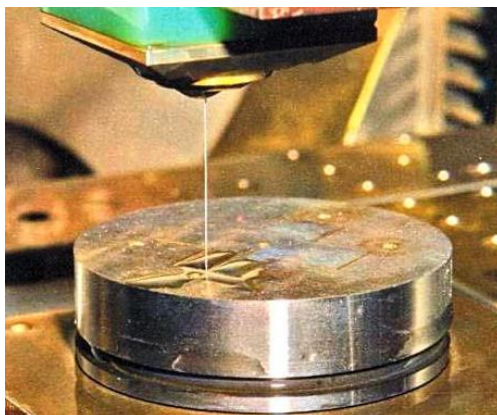


6.3.1. ábra: Öntött vezérműtengely modellje

A forgácsolt vezérműtengelyek prototípus gyártásnál jellemző, viszont ennél a megmunkálási eljárás más problémát vet fel. A bütök megmunkálására kevesebb megmunkálási technológia áll rendelkezésre. A bütök megmunkálására a legelterjedtebb megoldás a profilköszörülés, melyhez viszont szükséges mesterdarab. Más megoldás a bütök kialakítására a szikraforgácsolás, melynek szintén van hátránya, vagyis szikraforgácsolás közben az anyag felületéből úgymond "kiégnek" az ötvözők.



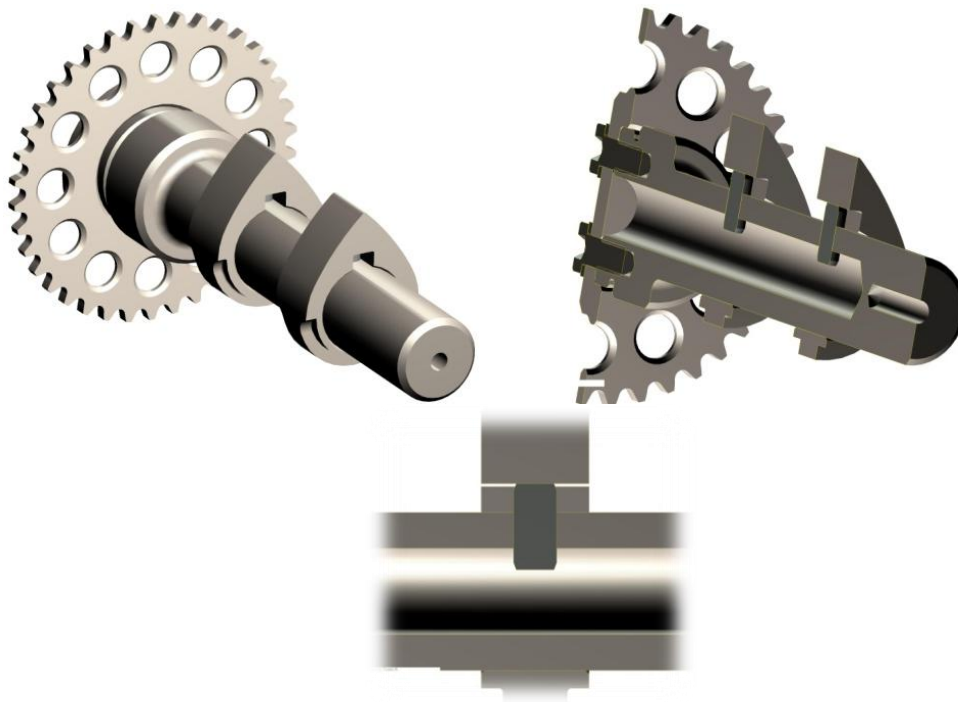
6.3.2. ábra: A szikraforgácsolás miatt felmerülő probléma



6.3.3. ábra: Huzalos szikraforgácsolás

A 6.3.3. ábrán látható, hogy a szikraforgácsolás hátránya az ötvözők kiégetésén kívül, hogy a huzal pályájának az útjában lenne a vezérműtengely azon része, ahol a csapággy felfekszik. A szikraforgácsolás egyetlen lehetséges módja, ha a bűtykök külön anyagból lennének, így azokat egyesével ki lehetne alakítani szikraforgácsolással, végül pedig zsugorkötéssel, vagy alakzáró kötéssel kerülnének fel a tengelyre.

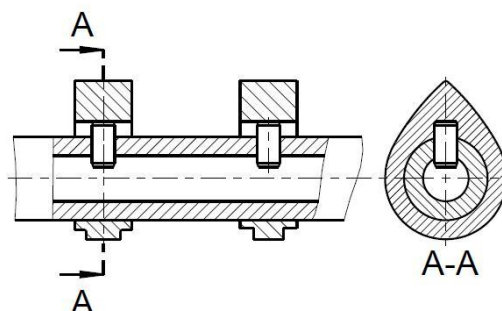
Többféle megoldás lehet arra, hogy a vezérműtengely bűtykeit hogyan lehetne felszerelni a tengelyre.



6.3.4. ábra Szerelt bűtyök szegekkel

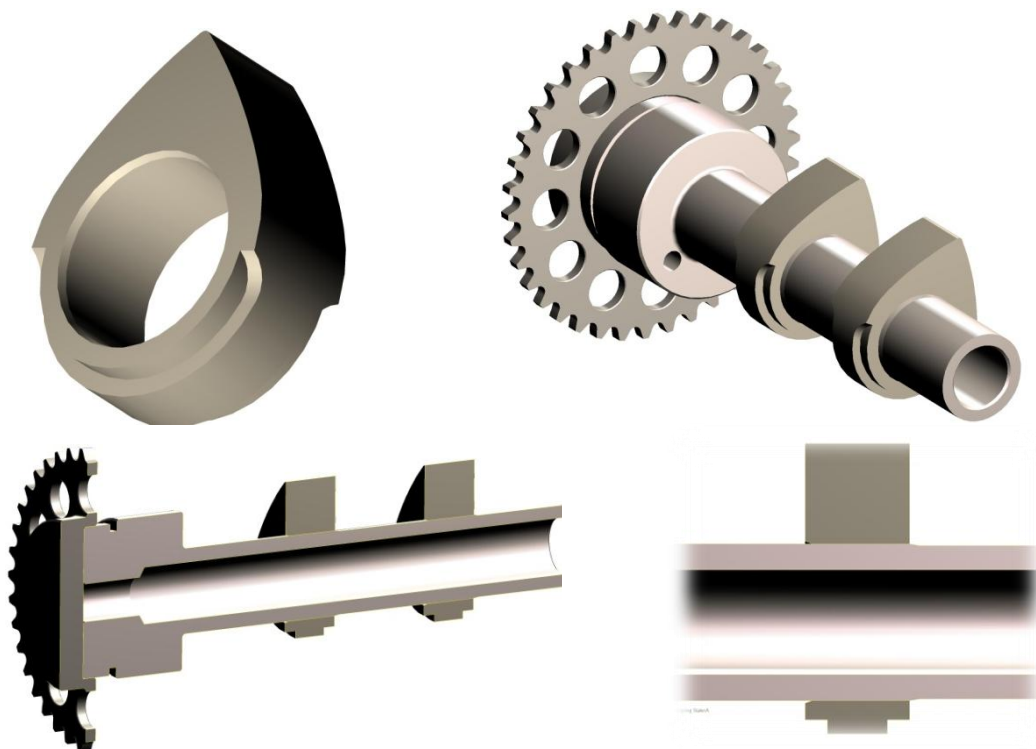
A 6.3.4. ábra a bűtykök szerelhetőségére mutat egy példát. Ennél a megoldásnál vezérműtengely bűtykei hézagmentesen kerülnek fel a tengelyre, és a tengelyeken lévő furatokban elhelyezkedő szegek központosítják radiális irányban a bűtyköket. A képen a tengely egy csőtengely, amelynek a célja a tömegcsökkentés. Csőtengelynél viszont nem túl szerencsés a tengelyt furatokkal tovább gyengíteni. További hátránya a konstrukciónak, hogy több alkatrész szükséges a szereléshez, ennél fogva több alkatrész mehet tönkre üzem közben, és nagyobbban a kopások. Ezen kívül a bűtykök axiális

megtámasztására további alkatrészek szükségesek (Seeger-gyűrű, távtartó gyűrű), vagy pedig a tengelyen külön vállakat kéne kialakítani.



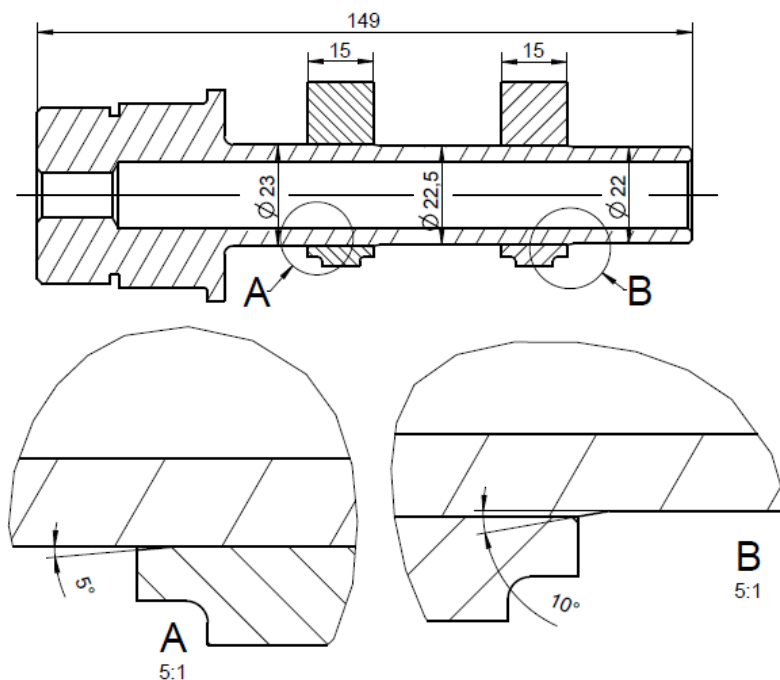
6.3.5. ábra: Bútykók szerelése szegekkel

A bútykók felhelyezésére egy másik megoldás, ha a bútykókat zsugorkötéssel helyezzük fel, vagyis a tengely anyagát lehűtjük, míg a bútykókat felhevítjük, így a hő tágulások miatt a bútyók a túlfedés ellenére felhelyezhető a tengelyre. Ez a megoldás számunkra megfelelő eljárás lenne, viszont ennek is vannak hátrányai. Az egyik nehézséget a bútykók pozicionálása okozná, vagyis olyan megoldást kell ebben az esetben kitalálni, amely biztosítja, hogy a bútyók megfelelően áll a tengelyen mind radiális irányban, mind pedig axiális irányban. További hátrányát képezi a konstrukciónak, hogy az egyik bútyók beljebb kerül a tengelyen. Ez azért nem szerencsés, mert felhelyezés közben ahogy hűl a bútyók, és melegszik a tengely, felszerelés közben rázsugorodhat a tengelyre a bútyók még azelőtt mielőtt elérte volna a megfelelő pozícióját.

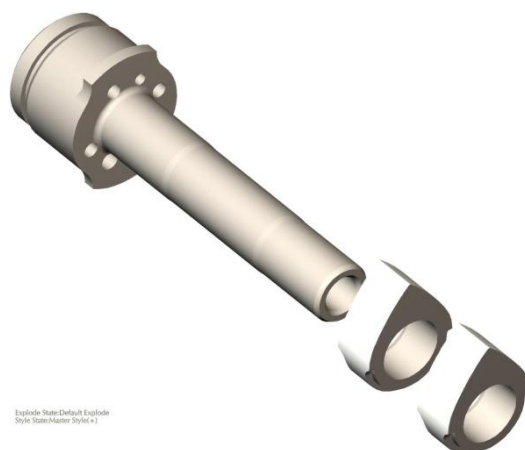


6.3.6. ábra: Zsugorkötéssel szerelt bútyók

A tengelyt a szerelésteknológia miatt lépcsősen kell kialakítani, úgy hogy az átmenetet ne egy váll képezze, hanem 5-10°-os kúpos rész, illetve a bútykókat szintén olyan letöréssel kell kialakítani, hogy amelyek megfelelőek a zsugorkötéshez.



6.3.7. ábra: Bütyök és tengely kialakítása zsugorkötéshez



6.3.8. ábra: Bütyök és a tengely külön

További megoldások lehetnek még a reteszkes kötéssel szerelt bütykök, illetve a bordás kötés. A reteszkes alakzáró kötésnél a hátrányok ugyan azok, mint a reteszkesnél, vagyis csőtengelynél nem lehet alkalmazni, illetve több alkatrész szükséges a szereléséhez. A bordás kötés esetén, pedig egyedi gyártásban nehéz úgy kialakítani a bordákat, hogy ne lötyögjön rajta a bütyök, illetve az axiális megtámasztásokhoz plusz alkatrészek szükségesek.

7. Csapágyak

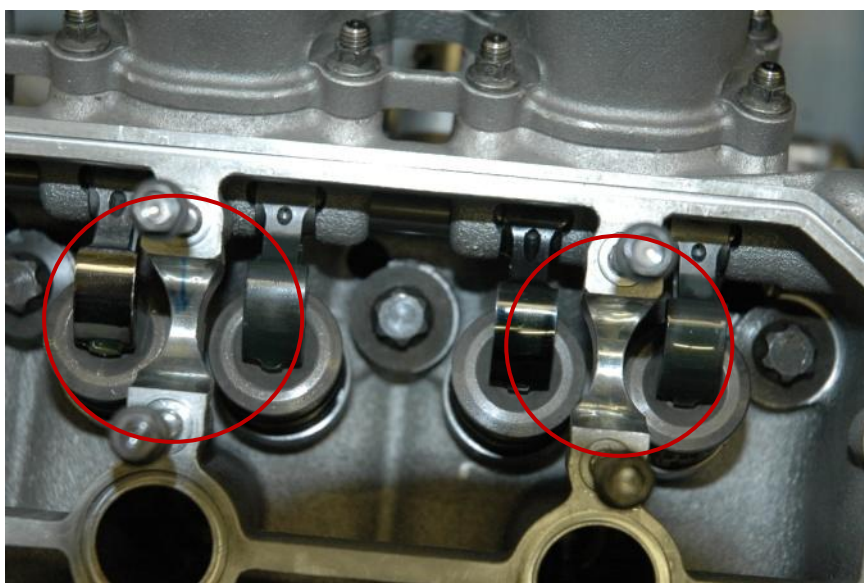
7.1. Konstrukciók bemutatása

A tengelyek tervezése során második feladatként a csapágyfajta meghatározása volt. Ennek döntése befolyásolja az ez egész koncepciót, mivel a tengelyek szerelhetősége ettől is függ. A legtöbb motorban a vezérműtengelyek támasztása siklócsapágyakkal történik. Ennek az oka, hogy

többhengeres motor esetén a vezérműtengelyt a bütykök között a legcélszerűbb megtámasztani, más esetben túl nagy lenne a tengely kihajlása, illetve a görgős csapágy drágább. Ennek az a hátránya, hogy a siklócsapágyaknak rosszabbak a súrlódási tulajdonságai. A siklócsapágyaknak az olajozása nyomott olajozással valósítható meg, amely a hengerfejöntvény tervezését bonyolítaná.

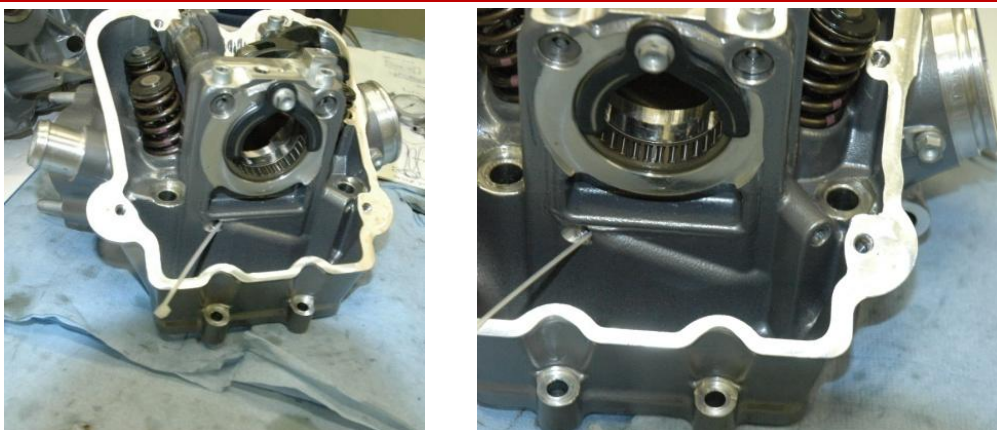


7.1.1. ábra: Honda motor vezérműtengelyének csapágyazása



7.1.2. ábra: Mahle motor vezérműtengelyének csapágyazása

Vezérműtengelyek támasztására görgős csapágyakat is használnak, bár ezeket inkább csak egyhengeres motor kivitelénél. A görgős csapágy súrlódási szempontból kedvezőbb, mint a siklócsapágy, ezért versenysportban, ahol lehet próbálnak törekedni a görgős csapágyak alkalmazására.



7.1.3. ábra: Gördülő csapágyak alkalmazása KTM motornál

A 7.1.3. ábrán a tengelyek támasztására görgős csapágyakat alkalmaznak, melynél a szerelhetőség úgy valósul meg, hogy az egyik csapágy belső átmérője nagyobb, mint a vezérműtengely bütykei. Így arról az oldalról az egész vezérműtengely beszerelhető, illetve kivethető.

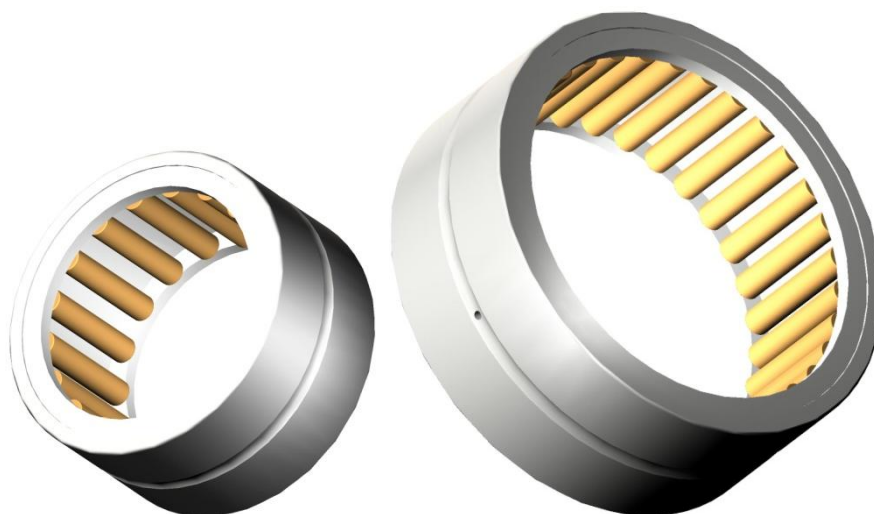


7.1.4. ábra: Görgős csapágy és siklócsapágy alkalmazása RMZ-nél

A 7.1.4. ábrán látható, hogy az RMZ motornál gördülő csapágyat, és siklócsapágyat egyaránt alkalmaznak. A két bütyök között siklócsapágyat használnak, mivel oda szerelhetőség végett nem lehet gördülő csapágyat rakni, kivétel, ha a tengely átmérője a csapágyhelynél annyira nagy lenne, hogy a bütyköknél nagyobb átmérőjű csapágy beférjen. Ebben az esetben viszont a tengely tömege jelentősen megnőne, illetve nagyobb helyigénye is lenne a csapágyanak.

7.2. Választott konstrukció

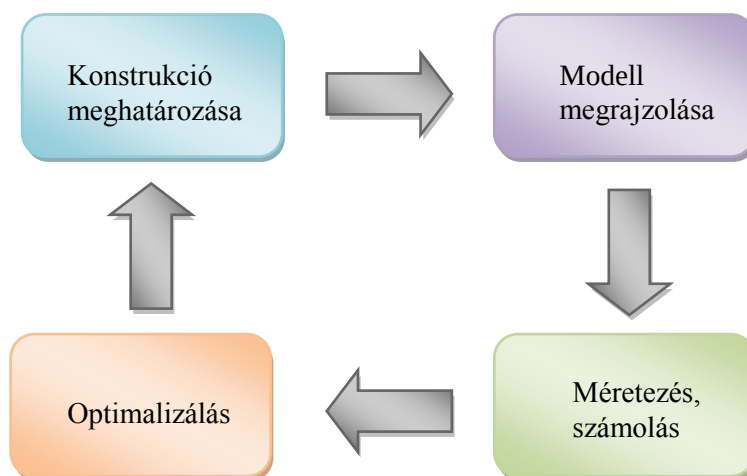
A csapágyazási lehetőségeket figyelembe véve arra az elhatározásra jutottam, hogy a számunkra megfelelő csapágyazási mód, a gördülő csapágyak alkalmazása lenne, mégpedig úgy, hogy az egyik csapágy a tengely egyik végén helyezkedne el, míg a másik a tengely másik oldalán az egyik bütyök és a hajtás között helyezkedne el. A helyigény figyelembevételével a választott görgős csapágyak olyan tűgörgős csapágyak, amelyeknek nincs belső gyűrűi. Így a vezérműtengelyek csapágyfelületei közvetlenül a tűgörgőkkel érintkeznek.



7.2.1. ábra: A választott tűgörgős csapágyak modellje

8. Kiválasztott konstrukció

A vezérműtengelyek tervezése egy időben haladt a velük kapcsolatban álló alkatrészek tervezésével. Ennek nagy jelentősége volt az egész tervezésben, mivel más alkatrészek hibái, és ezáltal az alkatrészek újabb kialakításai miatt a tengelyek kialakítását is módosítanom kellett, egyes esetekben újra az elejétől kellett elkezdenem a vezérműtengelyek tervezését.



8.1. ábra: A tervezés lépései

Az előző okok miatt a vezérműtengely tervezése során több verzió is létrejött, melyeket a többi alkatrészek tervezése során fellépő okok miatt, illetve gyártási okok miatt el kellett vetni, és új megoldásokat kellett kitalálni. A verziók kialakításában a vezérműtengelyek hajtása változatlan maradt. A vezérműtengelyek hajtásainak lehetőségeit elemzését egy döntési mátrixban foglaltam össze.

Konceptiók	Lánchajtás fogaskerékkel	Fogaskerekes hajtás	Lánchajtás	Szíz hajtás		
Súrlódás és slip	0	0	+	-	++	nagyon jó
Tömeg	-	-	0	0	+	jó
Bonyolultság	0	--	++	++	0	átlagos
Helyigény	-	--	+	+	-	rossz
					--	nagyon rossz

8.2. ábra: Döntési mátrix a vezérműtengely hajtásának kiválasztásáról

A motorunk működése szempontjából a legfontosabb tulajdonságok a tömeg, és a helyigény. A döntési mátrix alapján a legkedvezőbb megoldás a vezérműtengelyek hajtására a lánchajtás lett. A lánchajtás az újabb verziók során változatlan maradt.

8.1. Nulladik verzió

A vezérműtengelyek tervezését a szelepek vezérlésének a kialakítása előzte meg. A vezérlés szempontjából a legfontosabb jellemző a mozgó tömegek. Vagyis olyan konstrukció kialakítása volt számunkra az elsődleges, amelynél a mozgó tömegek a lehető legkisebbek, illetve a kialakuló súrlódási veszteségek és a helyigény is számottevő volt a számunkra.

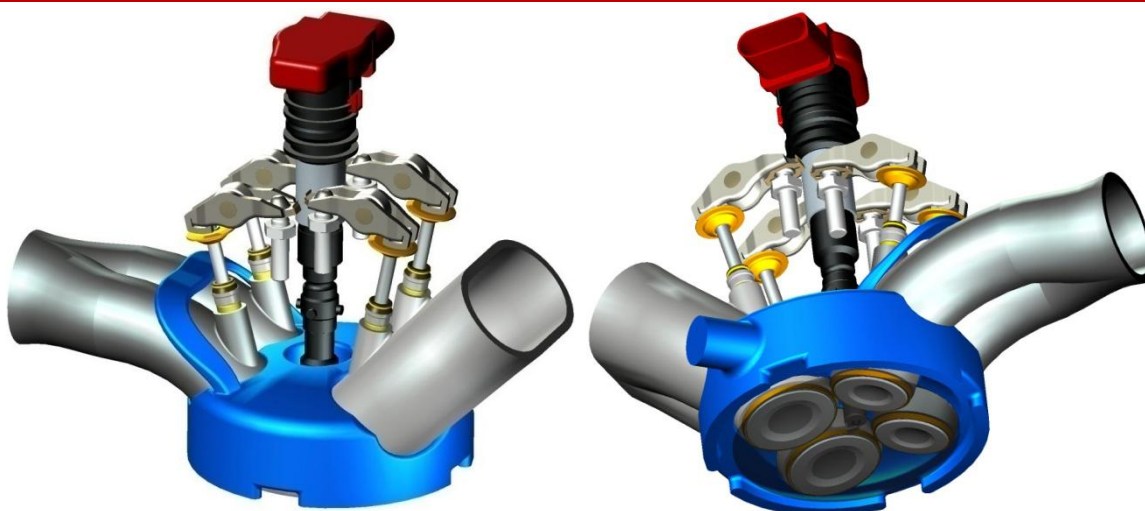
Konceptiók	Tulórudas vezérlés	Szelephimbás vezérlés egy vezérműtengellyel	Szelephimbás vezérlés két vezérműtengellyel	Szelepcsészés vezérlés		
Súrlódás	--	-	++	+	++	nagyon jó
Tömeg	--	+	++	+	+	jó
Merevség	--	-	+	++	0	átlagos
Helyigény	-	+	0	+	-	rossz
Bonyolultság	-	--	+	+	--	nagyon rossz

8.1.1. ábra: Döntési mátrix a szelepvezérlés meghatározásáról

A döntési mátrix alapján az ideális szelepvezérlés a két vezérműtengelyes himbás vezérlésre esett. A vezérlés meghatározása után a vezérlés modelljét készítettük el.

A himbás szelepvezérlésnél audis himbákat használtunk volna szelepenként egyet-egyet, melyeket csavarok támasztják az egyik oldalon, míg a másik oldalon a szeleppel érintkezik.

A vezérlés hibája, hogy nem tudtuk volna elhelyezni a szelepekhez és a szívó-, kipufogó csatornához képest, elférjenek, illetve a beépítésük ne foglaljanak túl nagy helyet.



8.1.2. ábra: Himbás szelepvezérlés

Mivel a himbákat nem tudtuk megfelelőképpen elhelyezni, más vezérlést kellett alkalmaznunk. A szelephimbás vezérlés után a szelepcsészés vezérlést gondoltuk a legkedvezőbbnek.

Koncepciók	Tulórudas vezérlés	Szelephimbás vezérlés egy vezérműtengellyel	Szelephimbás vezérlés két vezérműtengellyel	Szelepcsészés vezérlés		
Súrlódás	--	-	++	+	++	nagyon jó
Tömeg	--	+	++	+	+	jó
Merevség	--	-	+	++	0	átlagos
Helyigény	-	+	0	+	-	rossz
Bonyolultság	-	--	+	+	--	nagyon rossz

8.1.3. ábra: Döntési mátrix a szelepvezérlés meghatározásáról

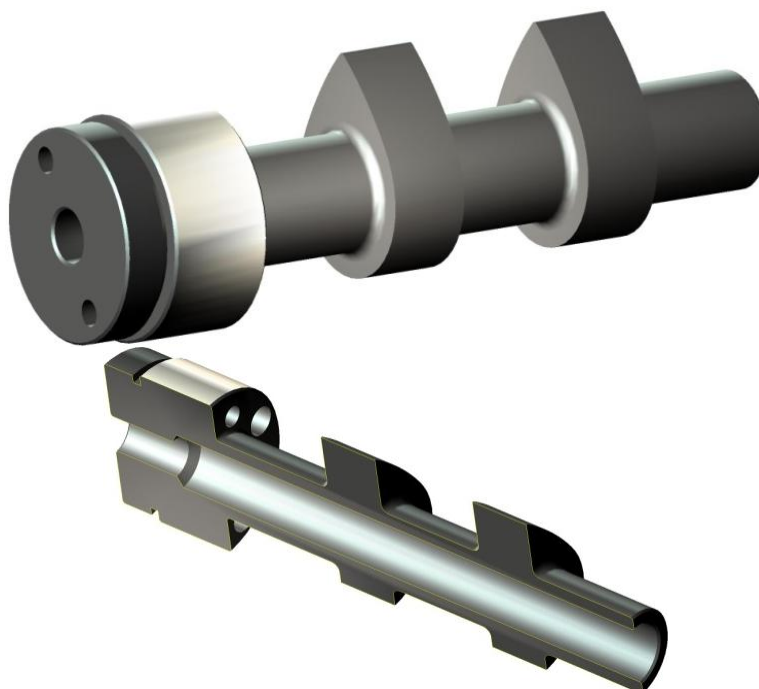
8.2. Első verzió

A vezérműtengelyek tervezését végül úgy kezdtem el, hogy meg volt határozva a szelepvezérlés, amely a szelepcsészés vezérlésre esett, illetve a vezérműtengelyek hajtásának módja, és a tengelyek csapágyazása.

A tengelyeket úgy alakítottam ki, hogy a csapágyak a tengely egyik végén helyezkedjen el, a másik pedig a lánckerék és egy bütyök között legyen. A bütykök egy anyagból van a tengellyel, mivel így kevesebb gond adódik a szereléssel.

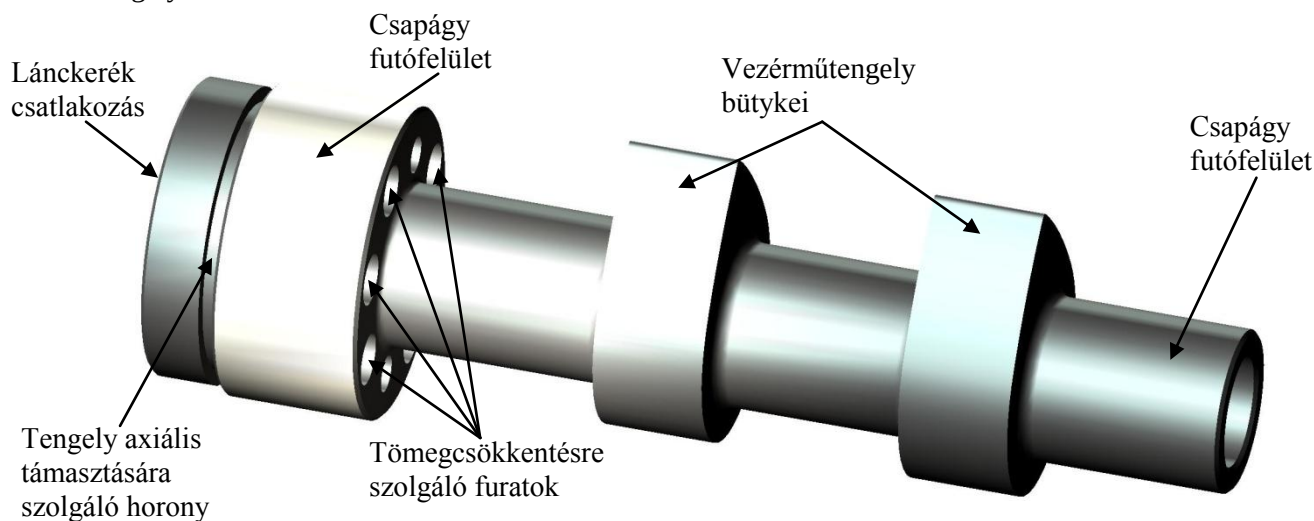
A tengely anyagának 20MnCr5-öt választottam, amelynek tulajdonságai:

- Folyáshatár: $R_{eh} = 685 \text{ N/mm}^2$
- Szakítószilárdság: $R_m = 980...1270 \text{ N/mm}^2$
- Nyúlás: $A = 8 \%$
- Ötvözetei: 0.2% C, 1.25% Cr, 0.3% Si, 1.2% Mn



8.2.1. ábra: Kipufogó oldali vezérműtengely első modellje

A tengelyeket megpróbáltam úgy kialakítani, hogy minél kedvezőbbek legyenek a tömegek. Ezért a tengely furatos.



8.2.2. ábra: Kipufogó oldali vezérműtengely felépítése

A vezérműtengely tervezése során az egyik fő cél, amit szem előtt tartottam, az a tengely tömege volt. Ennek ellenére a tengely egyik oldalát mégis vastagabb átmérőre terveztem. Ennek oka az volt, hogy a lánckerék érintkező felületénél a középatmérő minél nagyobb legyen, így nagyobb nyomatékot is tud átvinni ugyan akkora összeszorító erő esetén.

$$dk = \frac{D + d}{2}$$

$$T = \frac{dk}{2} \cdot \mu \cdot Fa$$

dk: Érintkező súrlódó felületek középátmérője.

D: Érintkező felületek nagyobbik átmérője.

d: Érintkező felületek kisebbik átmérője.

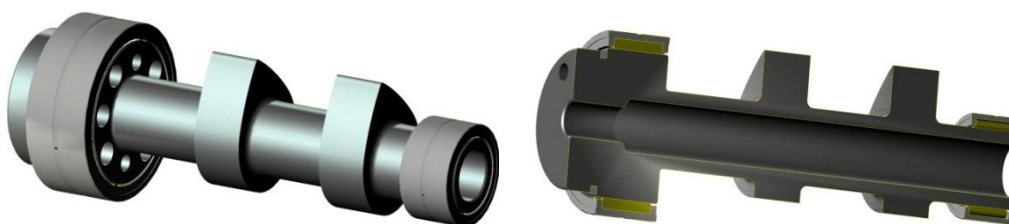
T: Átvihető csavaró nyomaték.

μ : A két felület között fellépő súrlódási tényező.

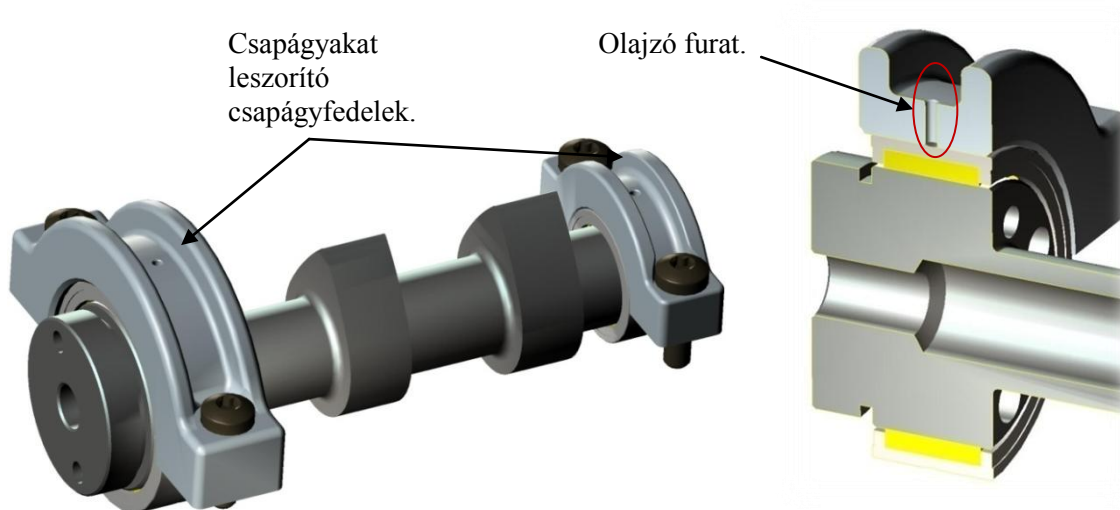
Fa: A két súrlódó felületet összeszorító erő.

A képletekben látható tehát, hogy az átmérők növelésével adott összeszorító erő mellett nagyobb nyomatékot lehet átvinni.

A csapágy helyénél lévő átmérőt fél mm-rel nagyobbra terveztem, hogy a csapágy könnyedén felhelyezhető legyen. a Másik csapágyhellyel nem volt gond, mivel ott a csapágyat nem kell hosszan "felfűzni" a tengelyre.



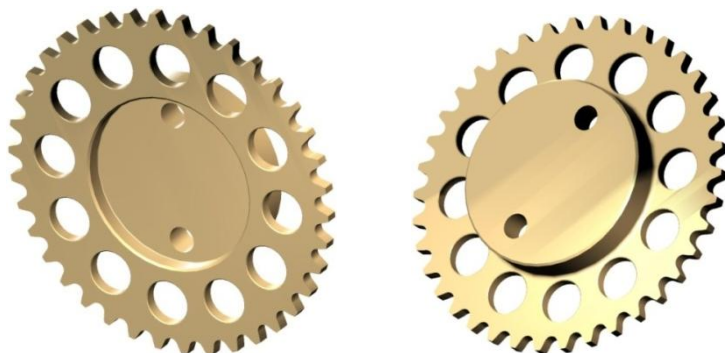
8.2.3. ábra: Csapágyak elhelyezkedése a kipufogó oldali vezérműtengelyen



8.2.4. ábra: A csapágyak megtámasztása a tengelyen

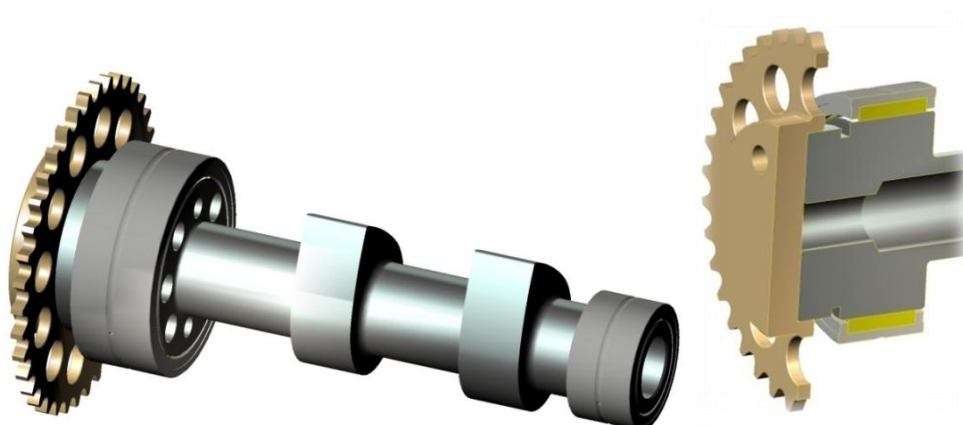
Mindkét csapágyat egy-egy csapágyfedél fogja le, melyek mindegyikét két-két csavar rögzíti a hengerfej öntvényéhez. A csapágyak kenésének az útját a kengyelek tetején elhelyezkedő furatok biztosítják. A csapágyak külső gyűrűin is ki van alakítva egy-egy furat a kenés biztosítása miatt, mindazonáltal a csapágyak olajgőzzel lesznek kenve.

A lánckerék két csavarral van rögzítve. Úgy terveztem, hogy a nyomatékot a lánckerékről ne a csavarok vigyék át, hanem a két alkatrész között fellépő tapadási súrlódási erő, mely a két felület között alakul ki a csavarok összeszorító ereik miatt.

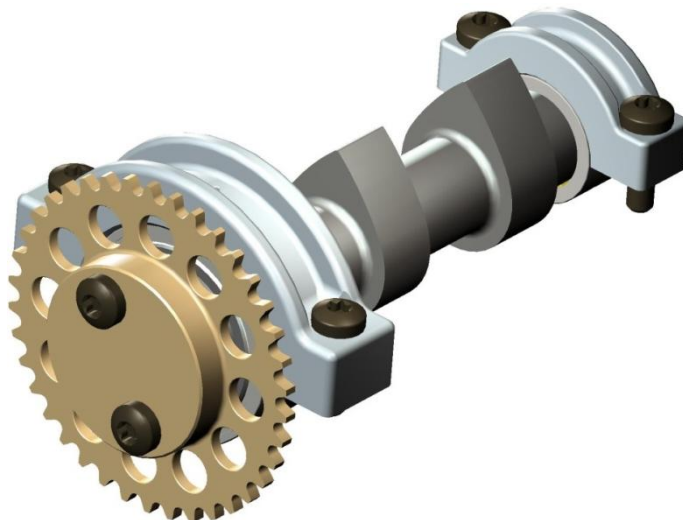


8.2.5. ábra: Kipufogó oldalon lévő lánckerék

A lánckereket úgy alakítottam ki, hogy legyen akka egy váll része, ami felfekszik a vezérműtengelyre, mivel így stabilabb a kapcsolat a két alkatrész között. A Lánckereken elhelyezett furatoknak körben mindössze tömegcsökkentő szerepük van.

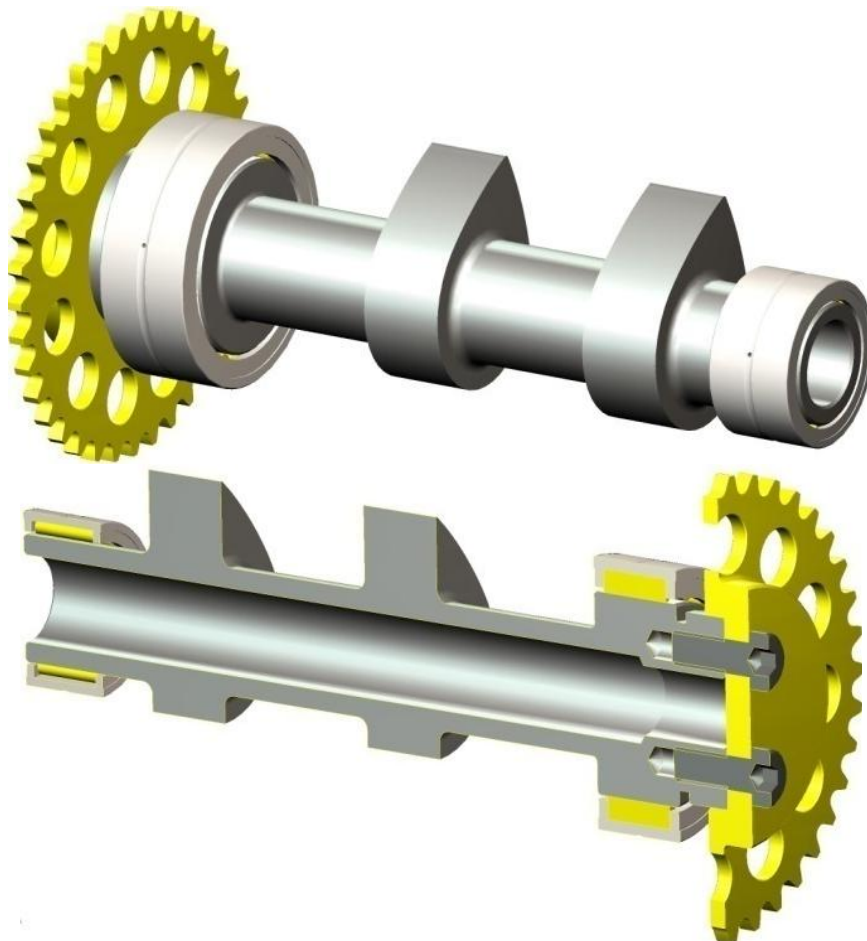


8.2.6. ábra: Lánckerék elhelyezkedése a kipufogó oldali vezérműtengelyen



8.2.7. ábra: Kipufogó oldali vezérműtengely

A szívó oldali vezérműtengely hasonlóképpen van kialakítva, mint a kipufogó oldali vezérműtengely. Mind a tengelyek anyagai természetesen megegyeznek, illetve a csapágyak is tűgörgős csapágyak belső gyűrű nélkül.



8.2.8. ábra: Szívó oldali vezérműtengely első modellje

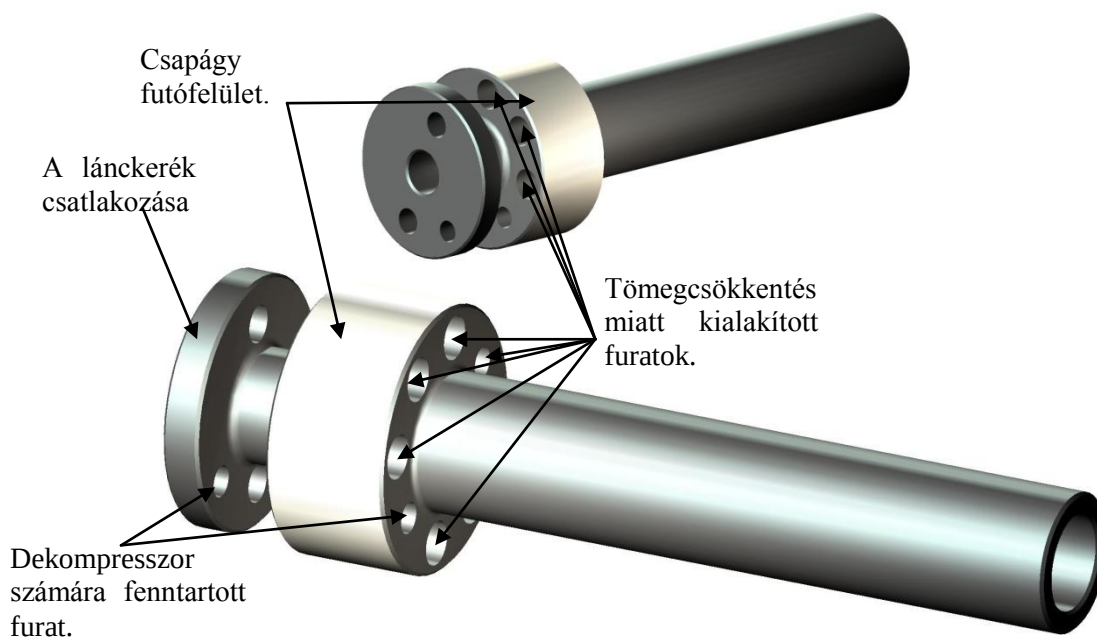
A két tengely a anyaga megegyezik, illetve a lánckerekek kialakítása is megegyező. A csapágyak a szívó oldali vezérműtengelynél is tűgörgős csapágyak belső gyűrűk nélkül, melyek kenése szintén a kengyeleken kialakított furatokon keresztül történik.

8.3. Második verzió

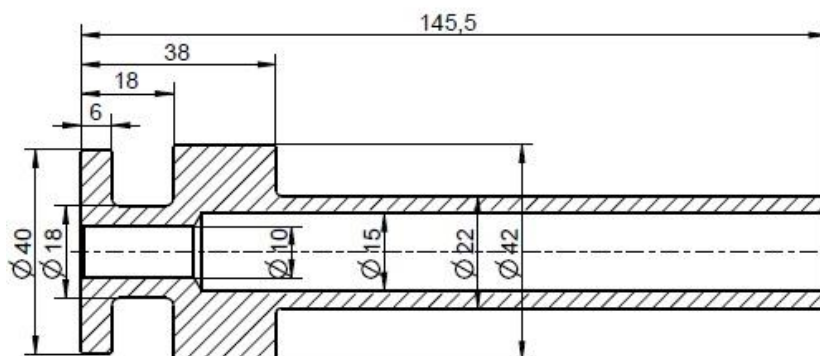
A második verzióra ezért volt szükség, mert az egyik tengelyen dekompresszor kialakítása volt szüksége, illetve a fordulatszám mérése érdekében fordulatszám szenzort is kell alkalmazni, aminek érdekében szenzortárcsát kellett elhelyezni valamelyik tengelyen. A dekompresszor feladata a sűrítési végnyomás csökkentése indításnál. Ez azért szükséges, mivel a motor kompresszió viszonya magas (14-es kompresszió viszony), és ezért indításnál az indítómotor áramfelvétele indításkor túl magas lenne. A dekompresszor segítségével ezt a problémát úgy lehet megoldani, hogy indításkor csökkentjük a sűrítési végnyomást.

Ennek érdekében a vezérműtengelyre dekompresszort kellett terveznem. A dekompresszort a kipufogó oldali vezérműtengelyre terveztem, hogy az összesűrített levegő a sűrítési szakaszban az égéstérben

szabadon tudjon távozni a kipufogó csövön. A dekompresszor miatt a tengely tervezésében is változás történt.



8.3.1. ábra: A kipufogó oldali vezérműtengely második modellje



8.3.2. ábra: A kipufogó oldali vezérműtengely méretei

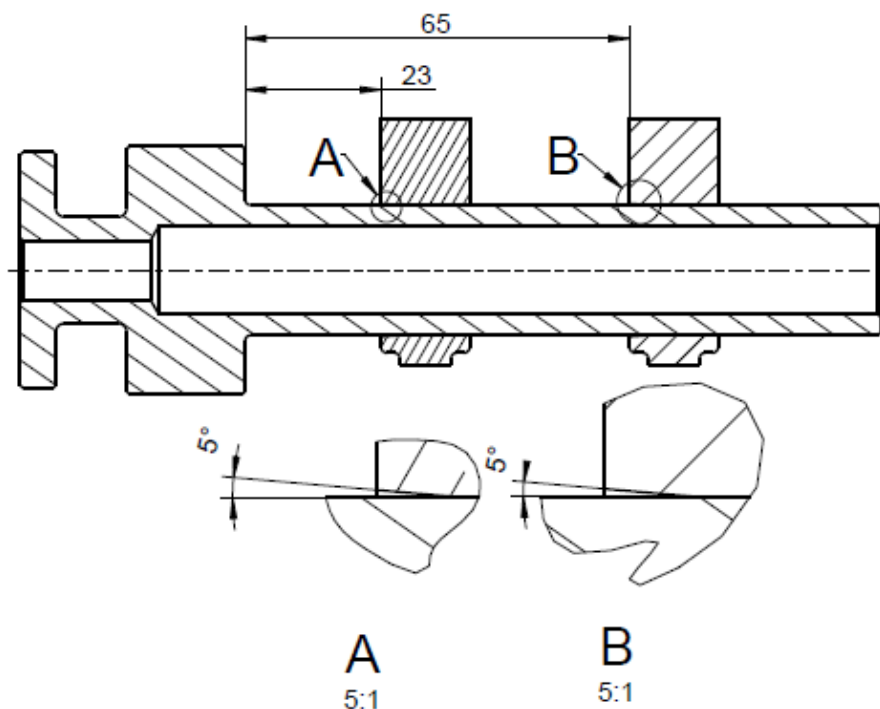
A vezérműtengely a dekompresszor miatt lényegében csak egy furattal bővült, viszont a második modellen a lánckerék helye, illetve az ahhoz legközelebbi csapágy közötti távolság lényegesen megnőtt. Ennek az oka, hogy a vezérműtengelyek lánchajtásának síkja távolabb került a vezérműtengelyektől, mivel a lánchajtás síkját akkoriban jelentősen befolyásolta a forgattyús mechanizmus kialakítása. Így a forgattyús tengely tengelyvégeit is akkoriban tervezték, és a lánchajtás síkja gyakran változott, ami jelentősen befolyásolta a vezérműtengely tervezését.

A másik szembevetendő változás, hogy a vezérműtengely bütykei nincsenek egy anyagból a tengellyel. A tervezés mellett már a gyártó cégekkel is folyamatos kapcsolatban álltam. Akkoriban, mikor ezt a modellt terveztem, az akkori gyártó cég nem tudott volna profilköszörülést végezni a tengelyeken. Márpedig ha a bütykök egy anyagból lettek volna a tengellyel, akkor a bütykök felületeit csak profilköszörüléssel lehetett volna készre munkálni.

Emiatt a bütyköket külön meg kellett terveznem, illetve megoldást kellett találnom arra, hogy hogyan lehetne felhelyezni a tengelyre a bütyköket. A lehetőségek figyelembevételével a zsugorkötést választottam.



8.3.3. ábra: Kipufogó oldali vezérműtengely bütykei felszerelve



8.3.4. ábra: Kipufogó oldali vezérműtengely bütykei felszerelve

A vezérműtengelyen lévő bütyköket is a tömegcsökkentés figyelembevételével alakítottam ki. A bütykök alapkörén látható, hogy a bütykök funkcionális felületei elvékonyodnak. Ez könnyítés végett lett így kitalálva. Mechanikai igénybevétel az alapkör felületén nem alakul ki, mivel a rugóerő annál a résznél szelephézag esetén nincs is. A bütykök belső részén a letörést úgy választottam meg, hogy az a szerelhetőséget megkönnyítse, vagyis azon oldalon, hol először érintkezik a tengellyel felhelyezéskor, 5°-os letörést adtam meg.



8.3.5. ábra: Vezérműtengely bütyök profilja

A dekompresszor miatt az egyik büttyön szintén látható egy furat, amelybe a dekompresszor tengelye csatlakozik. Erről később részletesebben írok.



8.3.6. ábra: Kipufogó oldali vezérműtengely egyik büttye furattal.

A zsugorkötés az agy felmelegítésével és/vagy a tengely lehűtésével történik. Az agyat olyan hőmérsékletre kell felhevíteni, illetve a tengelyt olyanra lehűteni, hogy az elem pár erőhatás nélkül 0,0004d játékkal egymásba helyezhető legyen.

A szükséges hőmérséklet:

$$d_m = d \cdot (1 + \alpha \cdot \Delta t) = d + f + 0,0004d$$

ε átmérő viszonyt bevezetve:

$$\left(\varepsilon = \frac{f}{d} \right)$$

$$t = \frac{\varepsilon + 0,0004}{\alpha} + t_0$$

Ahol:

- d_m : a szereléshez szükséges átmérő mm-ben
- f : a legnagyobb fedés mm-ben
- α : a hő tágulási tényező értéke mm/°Cmm-ben
- d : a tengelyátmérő mm-ben
- t_0 : a környezeti hőmérséklet

Ha két elemet hőmérsékletkülönbséggel szerelünk össze, akkor az alkatrészek tűrését úgy kell előírni, hogy a kisfedés a számított minimális fedéssel egyenlő legyen.

Minimális fedésre képlet:

$$f_{\min} = p_{szüks} \cdot d \cdot (k_1 + k_2)$$

$$f_{gyártási} = f_{\min} + 2 \cdot 0,6 \cdot (R_{1\max} + R_{2\max})$$

Ahol az $R_{1\max}$ a tengely, az $R_{2\max}$ pedig az agy maximális felületi érdessége.

Adott forgatónyomaték átviteléhez tehát olyan nyomatékot kell előírni, amelynél a kis fedés a gyártási fedésnek megfelel. Az alkatrészek méretszóródása miatt a felületi nyomás $p_{\min}$ és $p_{\max}$ között fog

változni. A p_{max} értékét az alkatrészek anyagára megengedett feszültség korlátozza, amely a folyáshatárból, illetve a szakítószilárdságból megfelelő biztonsági tényezőmegadása után számítható.

A bütykök megmunkálására a gyártó cég azt a javaslatot adta, hogy szikraforgácsolással gyártassuk le náluk a vezérműtengely bütykeit.

A bütykök felhelyezése után a csapágyak voltak soron. A csapágyak futófelületei nem változtak az első modell óta, így a választott csapágyak maradtak ugyan azok.



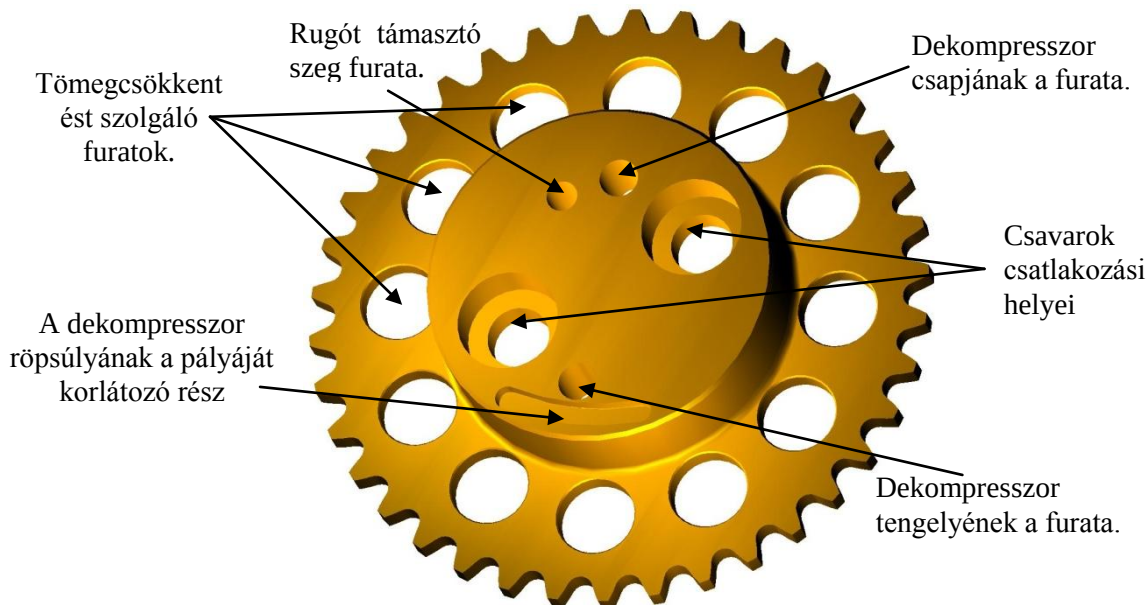
8.3.7. ábra: Kipufogó oldali vezérműtengely második modellje bütykökkel és csapágyakkal

A dekompresszor végett a lánckereket szintén módosítanom kellett, mivel a dekompresszor részeit a lánckerékhez terveztem.

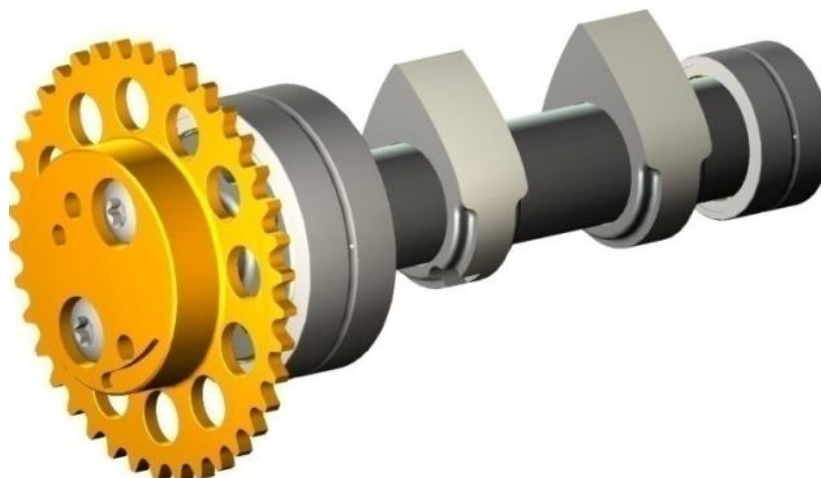


8.3.8. ábra: Kipufogó oldali vezérműtengely lánckerekének második modellje

A lánckereket hasonlóképpen, mint az első verzióban két csavarral rugóztjuk a vezérműtengelyhez, viszont a lánckerék csatlakozó része vastagabb lett, mivel a dekompresszor részei ezen helyezkednek el. A lánckeréken körbe elhelyezkedő furatok csak úgy, mint az első modellen, szintén megtalálhatóak itt is, melyek célja továbbra is súlycsökkentés.

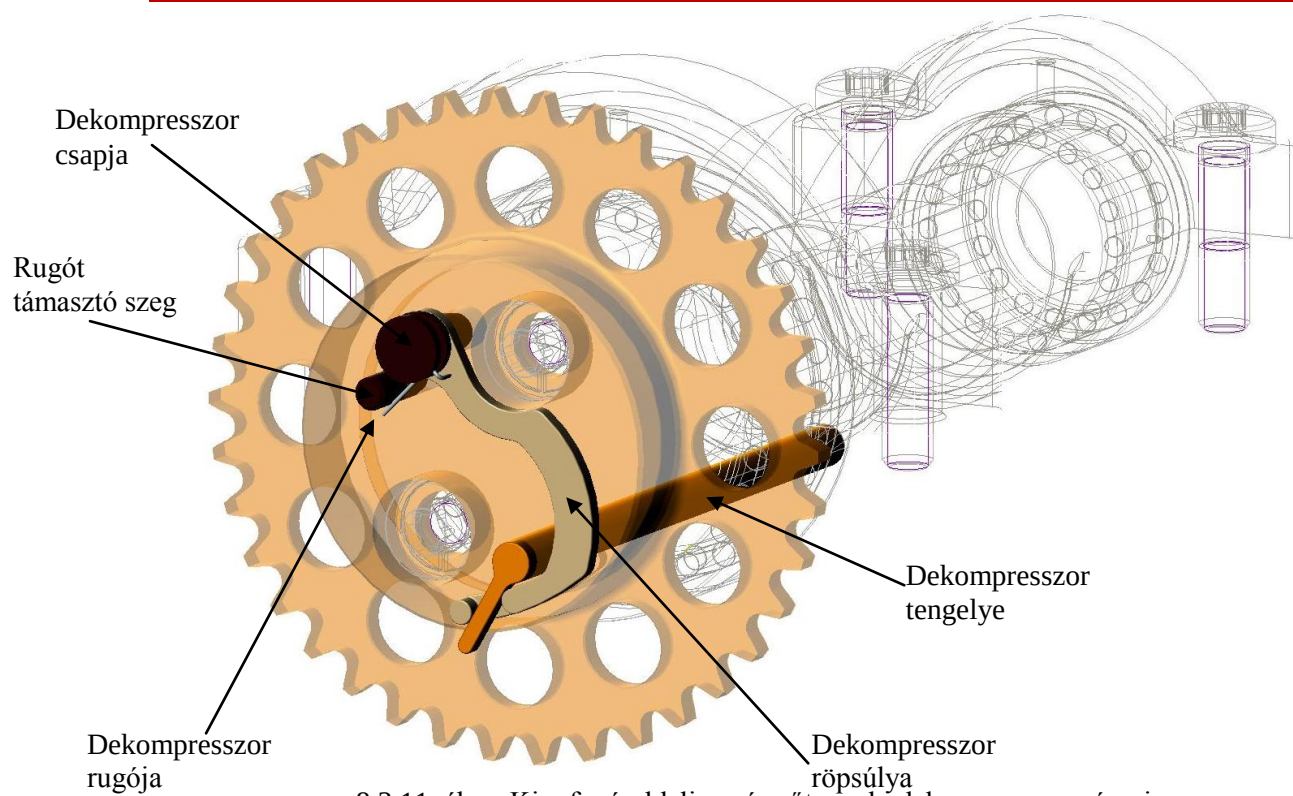


8.3.9. ábra: Lánckeréken kialakított megmunkálási helyek funkciói



8.3.10. ábra: Kipufogó oldali vezérműtengelyre felszerelt lánckerék

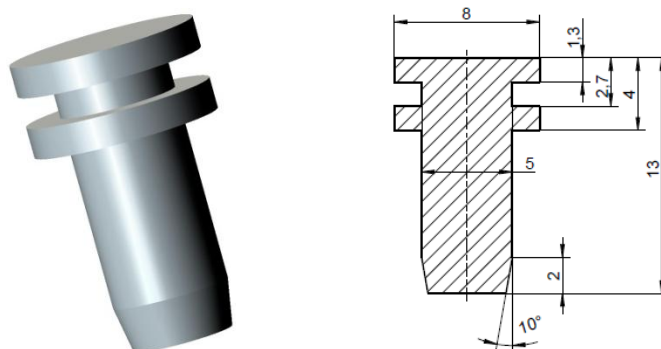
A dekompresszor tehát a kipufogó oldali vezérműtengely lánckerekére lett tervezve, hogy a kompresszió csökkenés következtében felszabaduló fölösleges levegő a kipufogó csatornán áramoljon ki. A dekompresszor úgy működik, hogy az alacsony fordulatszámon lévő röpsúly a rugó miatt nem mozdul, egészen addig, míg a fordulatszám el nem ér egy bizonyos szintet. Ezt a szintet a rugó rugóállandójának változásával tudtuk volna állítani, vagyis különböző rugóállandójú rugót helyeztünk volna be, és tesztelés után döntöttük volna el, hogy melyik rugóállandójú rugó a megfelelő, viszont erről előzetes számítások készültek volna. Magasabb fordulatszámnál tehát a röpsúly kifelé mozdul, melynek köszönhetően a dekompresszor tengelye is elfordul. A dekompresszor tengelyének a másik vége az egyik bütyök furatában helyezkedik el, úgy, hogy annak egy része kilóg a bütyök alapköréből. Így amikor a szelepcsésze nekiütközik a dekompresszor tengelyének, a kipufogó szelep nyit egy pillanatig, és így csökken a kompresszió.



8.3.11. ábra: Kipufogó oldali vezérműtengely dekompresszor részei



8.3.12. ábra: Kipufogó oldali vezérműtengely dekompresszora



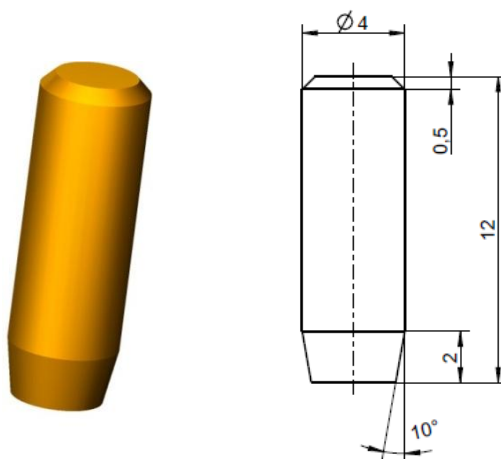
8.3.13. ábra: Dekompresszor csapja

A dekompresszor csapjának a feladata, hogy a dekompresszor röpsúlyát tartsa, illetve a röpsúly ezen az alkatrészen el tudjon fordulni. Ez az alkatrész a lánckerék egyik furatába csatlakozik szilárd illesztéssel. A dekompresszor rugója erre az alkatrészre van feltekerve.



8.3.14. ábra: Dekompresszor rugója

A rugó a dekompresszor csapjára van feltekerve. A rugó egyik vége, amelyik le van hajlítva, az a röpsúlyba kap bele, míg a másik vége a rugót támasztó szegnek van nekitámasztva a rugóerő végett.



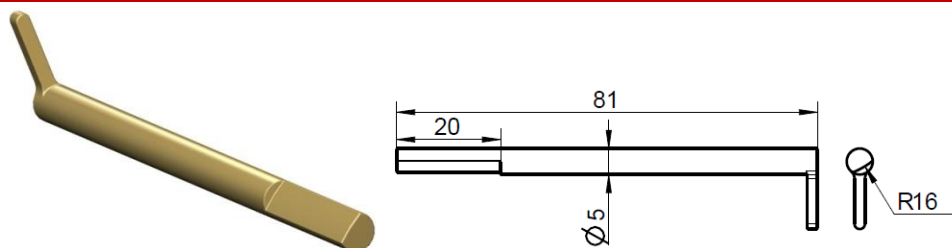
8.3.15. ábra: Dekompresszor szege

Ez az alkatrész szintén a lánckerék egyik furatába csatlakozik szilárd illesztéssel. Erre támaszkodik fel a dekompresszor rugója.



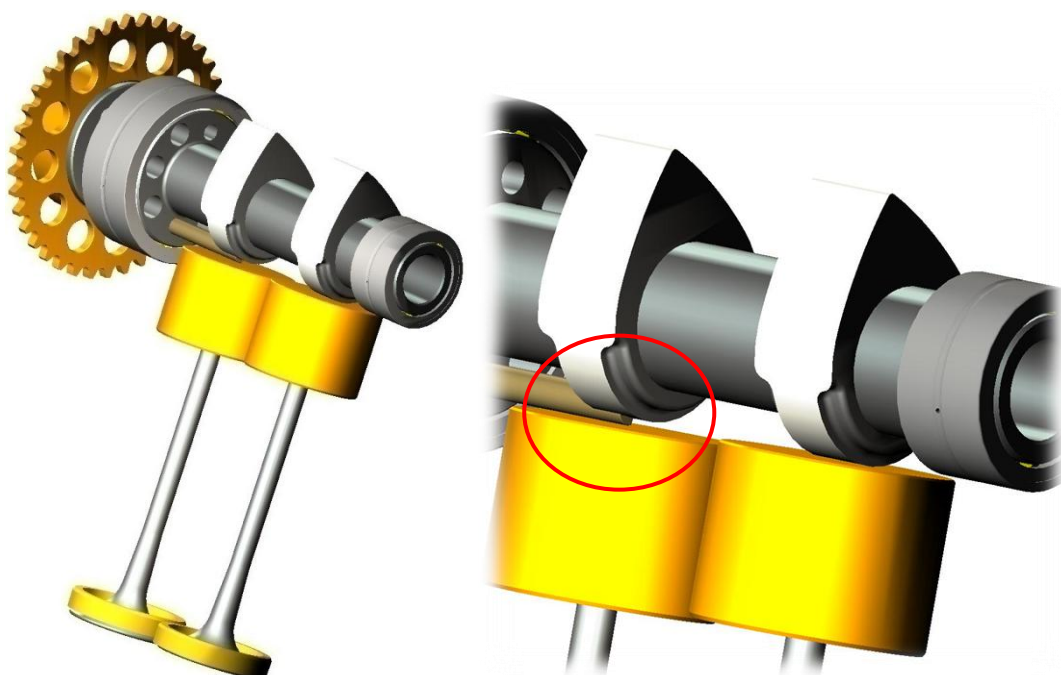
8.3.16. ábra: Dekompresszor röpsúlya

A tehetetlenségi erő miatt egy bizonyos fordulatszám felett ez az alkatrész fordítja el a dekompresszor tengelyét. Anyaga acél. A dekompresszor csapja biztosítja a röpsúlyt, hogy a megfelelő pont körül tudjon forogni.

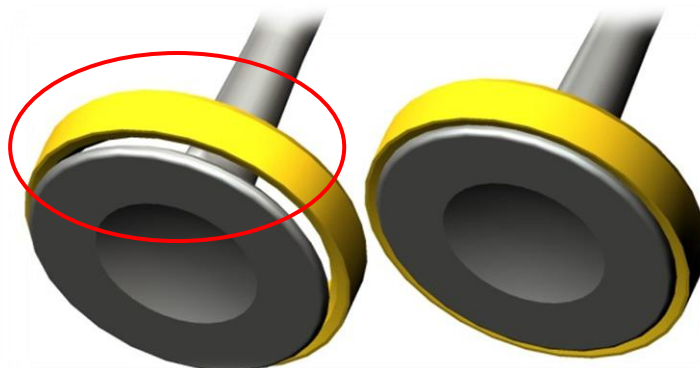


8.3.17. ábra: Dekompresszor tengelye

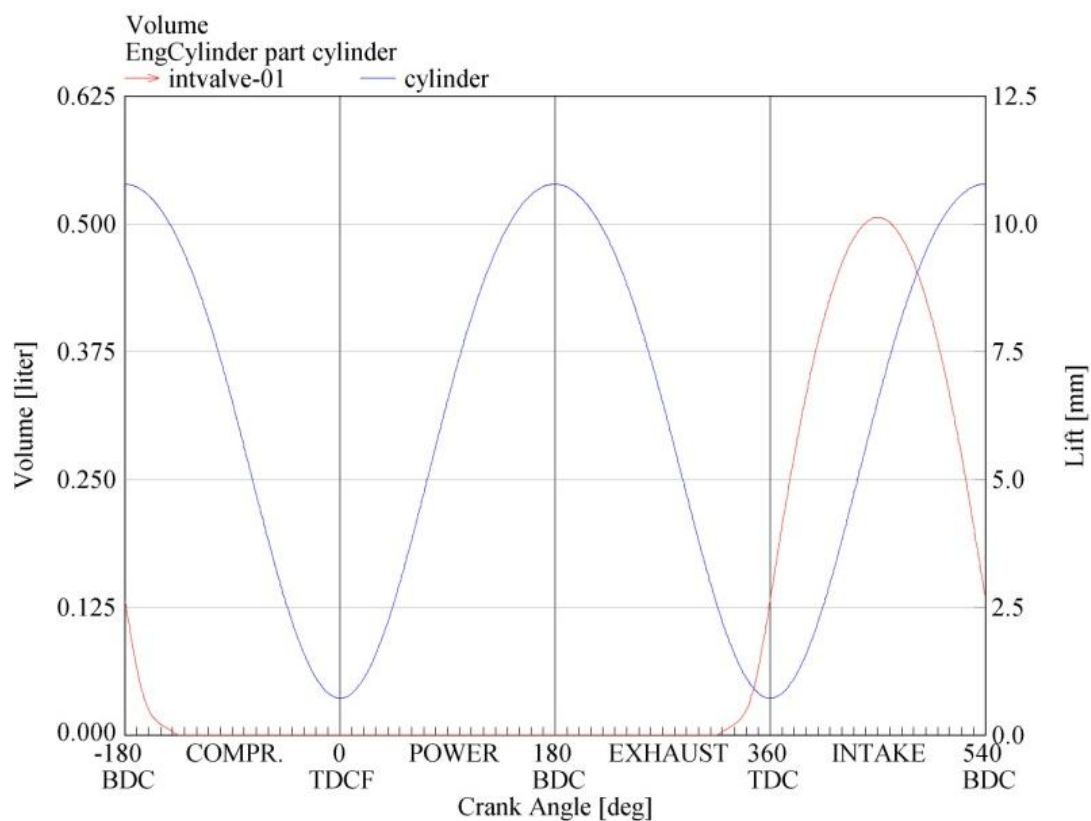
A dekompresszor egyik végén van egy kar, amit az elforduló röpsúly forgat el, és így az egész tengely elfordul. A tengely másik vége pedig úgy van kialakítva, hogy amikor még nem fordult el a tengely, akkor kilógjon a büttyök alapköréből, elfordulás után pedig a leköszörült felülete néz kifelé a büttyökből, ami nem lóg ki, így a szelepcsésze nem is tud nekiütközni.



8.3.18. ábra: Dekompresszor működése a szelepcsészéknél

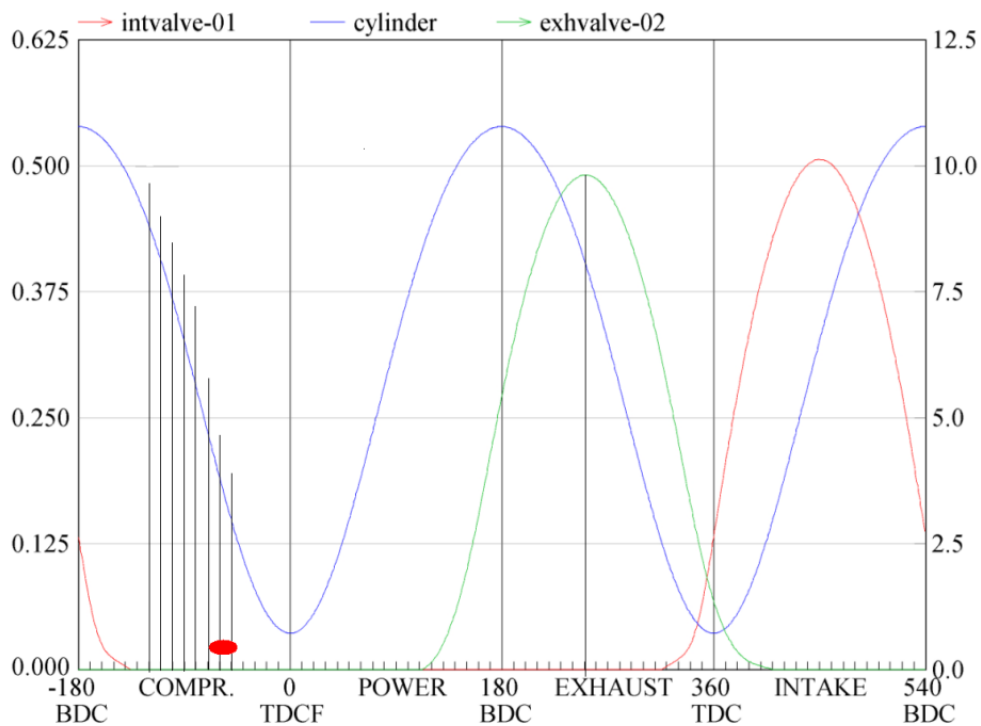


8.3.19. ábra: Dekompresszor miatt bekövetkező szelepnnyitás



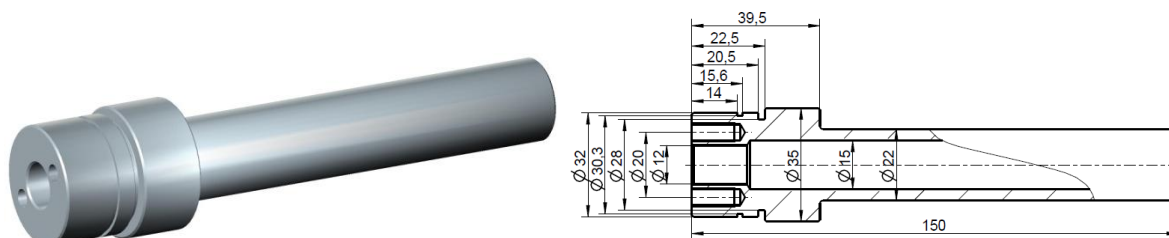
8.3.20. ábra: Szívó-, és kipufogó oldali szelepek szelepnyitása

A dekompresszor megtervezését az előzte meg, hogy mikor is nyisson a szelep indításkor.



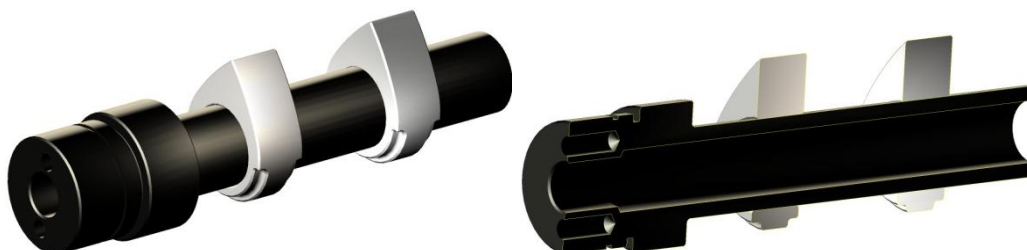
8.3.21. ábra: Az általam meghatározott helyzet a dekompresszor nyitására

A szívó oldali vezérműtengely is változásokon ment át az első verzió óta, mégpedig a szenzortárcsa elhelyezkedése miatt. Ebben a feladatban az első, amit meg kellett határozni, hogy melyik tengelyre kerüljön a fordulatszám érzékelő szenzor tárcsája. Ennek eldöntése nem esett nehezemre, mivel a kipufogó oldali vezérműtengelyen volt a dekompresszor, ezért úgy gondoltam, hogy azt a tengelyt nem kéne tovább bonyolítani egyéb alkatrészekkel. Így a fordulatszám érzékelő szenzor tárcsája a szívó oldali vezérműtengelyen helyezkedik el. A tengelyen van egy plusz horony, a lánckerék felfogatási felülete, és az ahhoz közelebbi csapágyhely között, ahova a későbbiekben egy Seeger-gyűrű kerül.



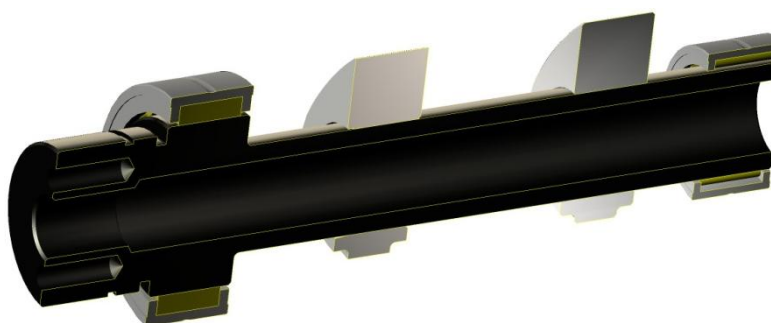
8.3.22. ábra: A szívó oldali vezérműtengely második modellje, és méretei

Ezen a tengelyen is a legfőbb változás a bütykök miatt történt ugyan azon okokból, mint a kipufogó oldali vezérműtengelyen. A bütykök hasonlóképpen lettek megtervezve, mint a kipufogó oldali tengelyen, vagyis ezeknél is az alapkör összeszűkül a tömegcsökkentés miatt. A bütykök itt is zsugorkötéssel kerülnének fel a tengelyre. A bütykök szintén 5°-os letöréssel rendelkeznek a megfelelő oldalukon.



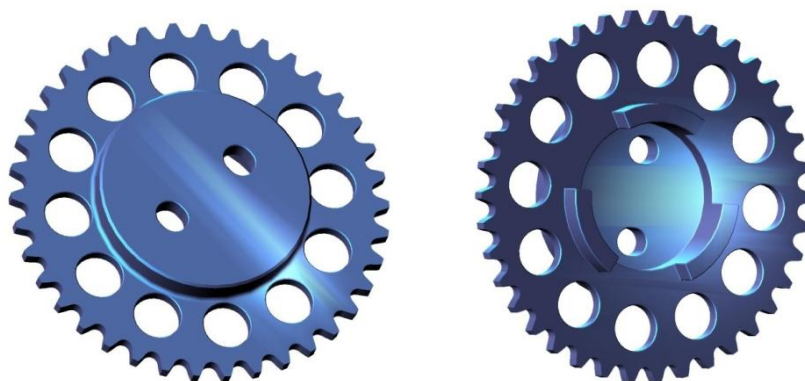
8.3.23. ábra: Szívó oldali vezérműtengely szerelt bütykökkel

A csapágyak változatlanul tűgörgős belső gyűrű nélküli csapágyak, melyek méretei nem változtak.

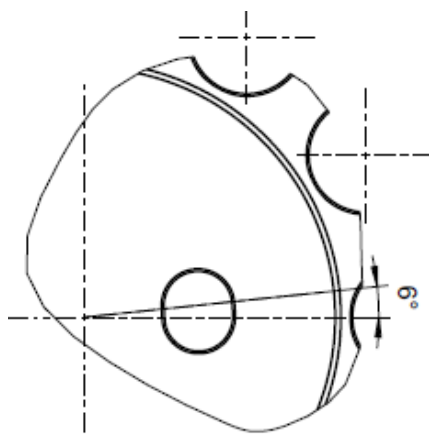


8.3.24. ábra: Szívó oldali vezérműtengely csapágyakkal

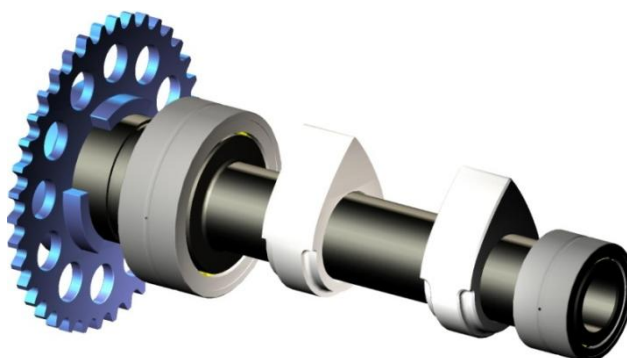
A lánckerék felfogatási része annyiban módosult, hogy az agy részén kialakítottam három karom részt, amelyhez majd a szenzortárcsa fog csatlakozni. A lánckeréken lévő furatok célja a tömegcsökkentés. Ennél a lánckeréknél a csavarok furatai nem egyszerű furat, hanem úgy van kialakítva, hogy állítható legyen a lánckerék, vagyis ezzel állítani lehet a szívószelepek nyitásainak kezdetét és végét. Ezzel a megoldással 6°-ot lehet állítani a lánckeréken.



8.3.25. ábra: Szívó oldali vezérműtengely második modelljének lánckereke

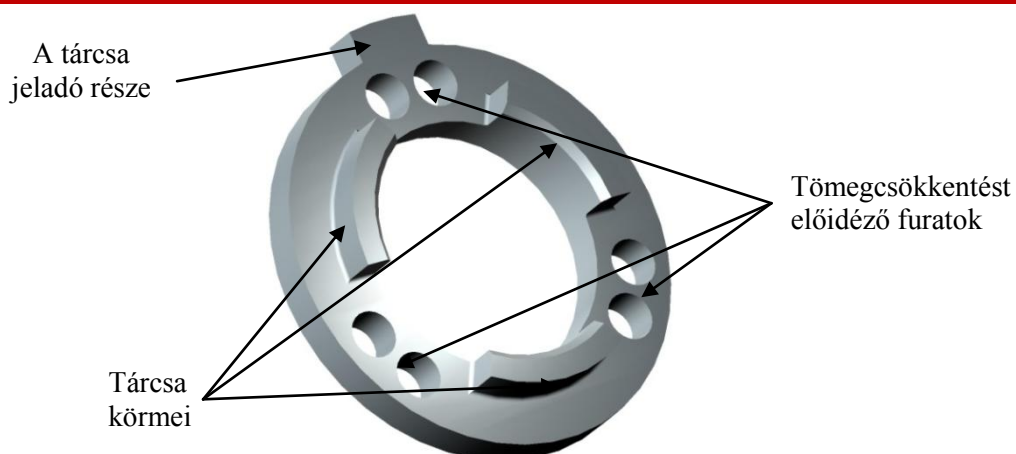


8.3.26. ábra: A szívó oldali lánckerék csavar furata



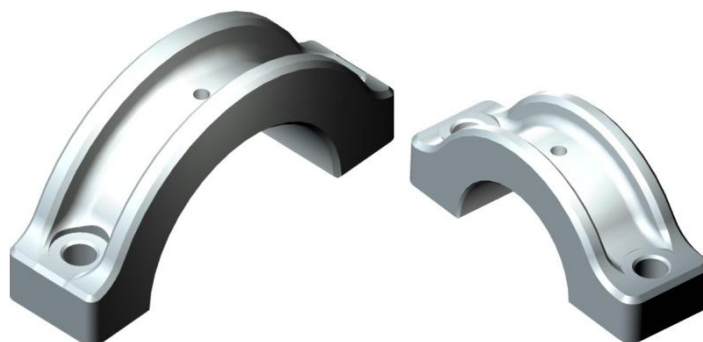
8.3.27. ábra: Szívó oldali vezérműtengely csapágyakkal és lánckerékkel

A szívó oldali vezérműtengelyen elhelyezkedő fordulatszám jeladó tárcsa úgy van kialakítva, hogy ennek is van három körme, amelyek belekapaszkodnak a lánckerék körmeibe, így biztosítva azt, hogy a tárcsa együtt forogjon a tengellyel. Erre a tárcsára szintén raktam plusz furatokat, melyek célja ugyan csak a tömegcsökkentés.

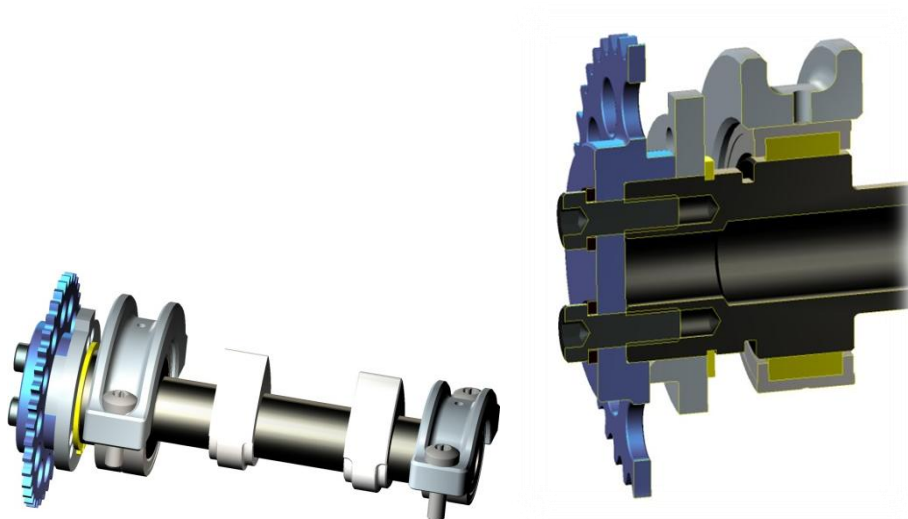


8.3.28. ábra: Szívó oldali vezérműtengelyen elhelyezkedő szenzortárcsa

A csapágyakat leszorító csapágyfedelek szintén úgy vannak kialakítva, hogy azoknak a lehető legkisebb legyen a tömegük. Mindegyik kengyelnek, mind a szívó-, mind a kipufogó oldalon úgy vannak kialakítva, hogy felül van nekik egy furat, ami a csapágyak kenőanyag bejutását teszik lehetővé. Ennél a konstrukciót úgy alakítottuk ki, hogy csövek közvetítésével juttatjuk el a kenőanyagot a csapágyakhoz.

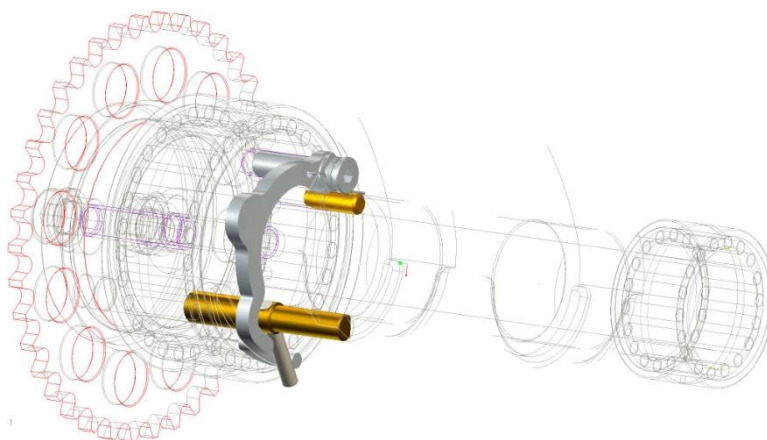


8.3.29. ábra: Szívó oldali tengelyt leszorító kengyelek

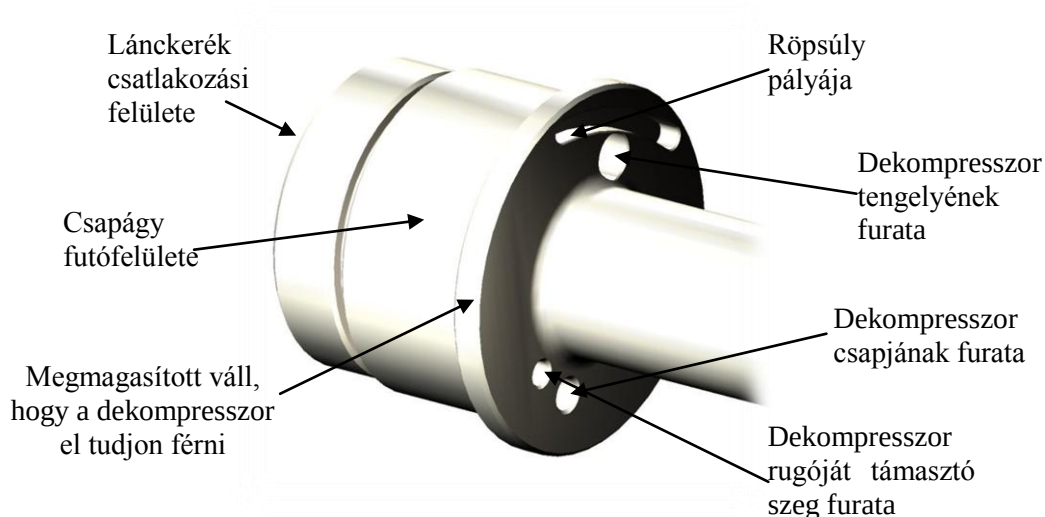


8.3.30. ábra: Szívó oldali vezérműtengely második összeszerelt modellje

rugóerejének ellenében. A röpsúly pályája itt most nem a lánckeréken van, hanem a tengely egyik homloklapfelületén.



8.4.3. ábra: Harmadik kipufogó oldali vezérműtengely dekompresszor része



8.4.4. ábra: Tengely kialakítása a dekompresszor miatt

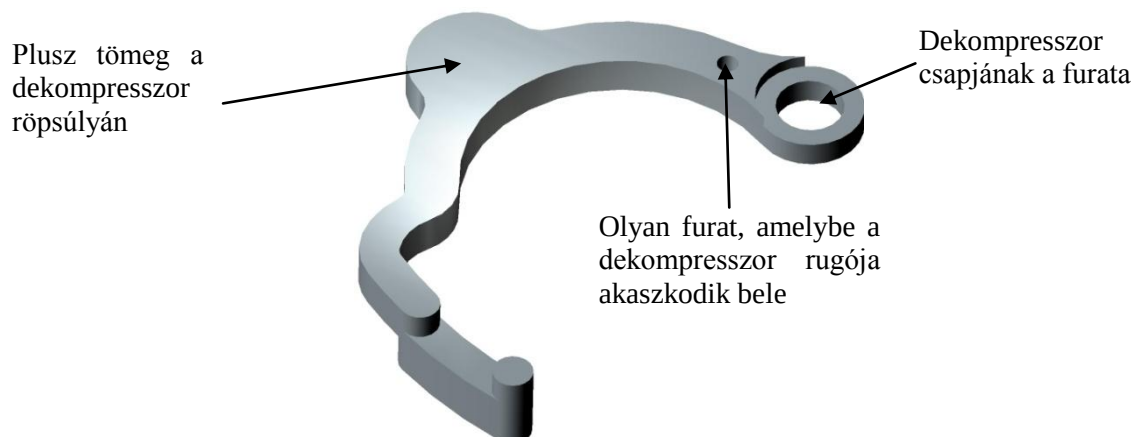
A dekompresszor részein több alkatrész is megtartotta eredeti formáját, mivel a dekompresszor helyének megváltozása nem befolyásolta azt. Ilyen alkatrész a dekompresszor csapja, illetve a dekompresszor rugóját támasztó szeg. Mivel ezek az alkatrészek nem változtak, nem kell tovább részleteznem őket.

A rugó modellje viszont kisebb változáson ment át. A változás mindössze annyi, hogy a rudó végeit máshogy kell meghajlítani.



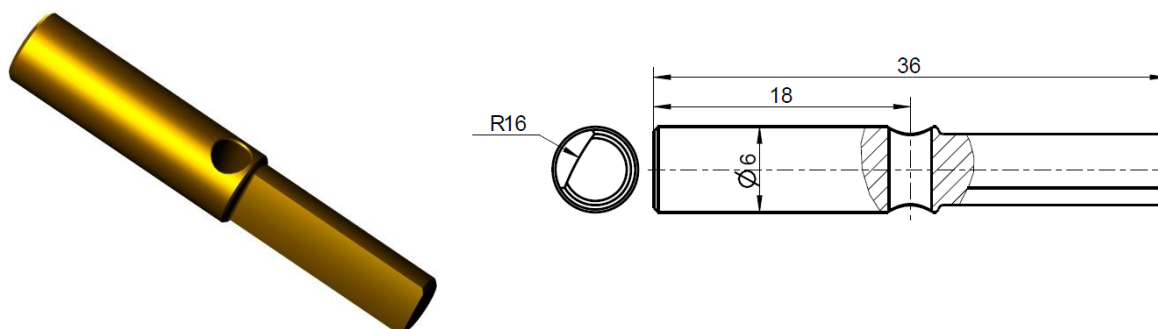
8.4.5. ábra: Dekompresszor rugójának második modellje

A röpsúly a megváltozott körülmények miatt szintén változott.

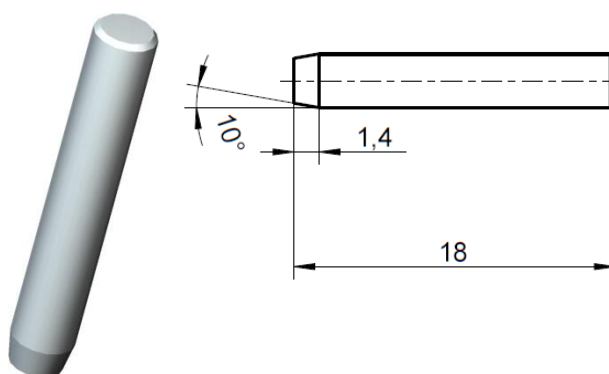


8.4.6. A röpsúly részei

A dekompresszor tengelye is annyiban módosult, hogy a kampós része, amit a röpsúly elforgat, külön anyagból van, pontosabban egy szegből, ami túlfedéssel illeszkedik a dekompresszor tengelyén kialakított furatba. Emiatt a tengely gyártása könnyebb, mivel így csak forgásszimmetrikus alkatrészekből áll.



8.4.7. ábra: Dekompresszor tengelye

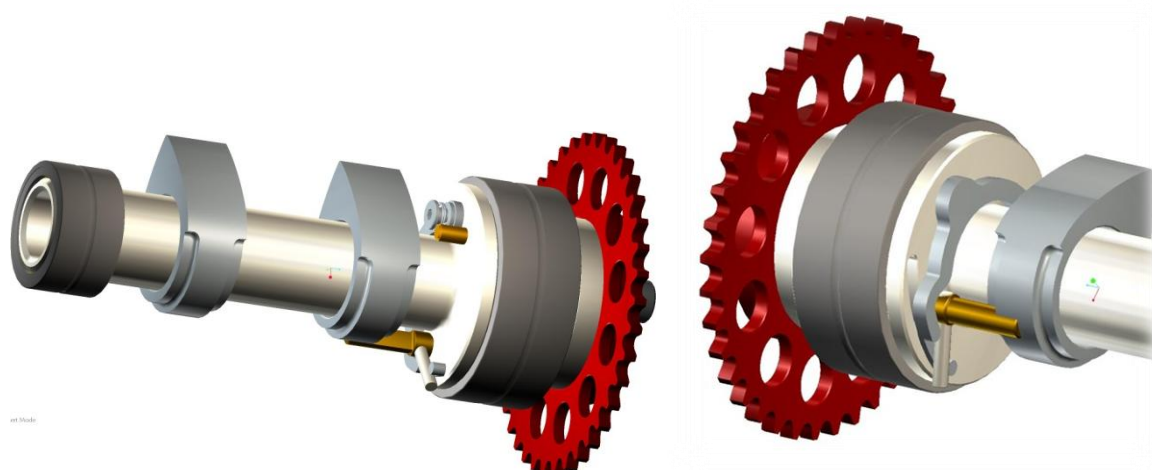


8.4.8. ábra: Dekompresszor tengelyének a szege

A lánckerék szintén változásokon ment át, mivel a dekompresszor már nem a lánckeréken helyezkedik el, a lánckerék konstrukciója egyszerűbbé vált. Így hasonló lett, mint az első verzióban lévő lánckeréké. Így viszont a lánckereket ki lehetett úgy alakítani, hogy az állítható legyen a kipufogó oldali vezérműtengelyen is.

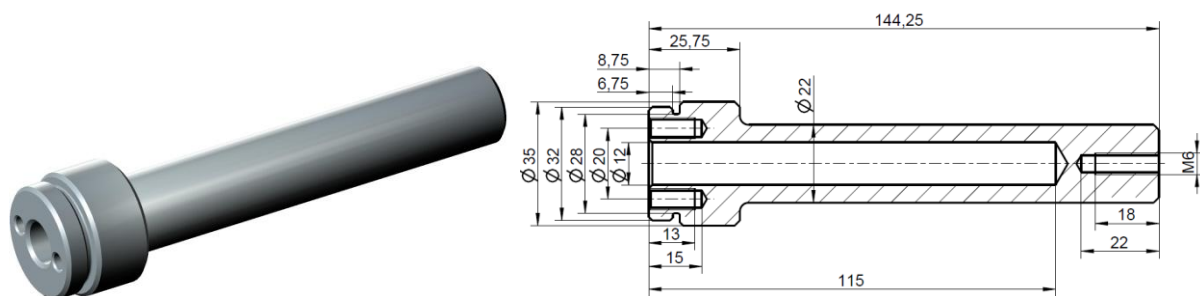


8.4.9. ábra: A kipufogó oldali vezérműtengely lánckerekének a harmadik modellje



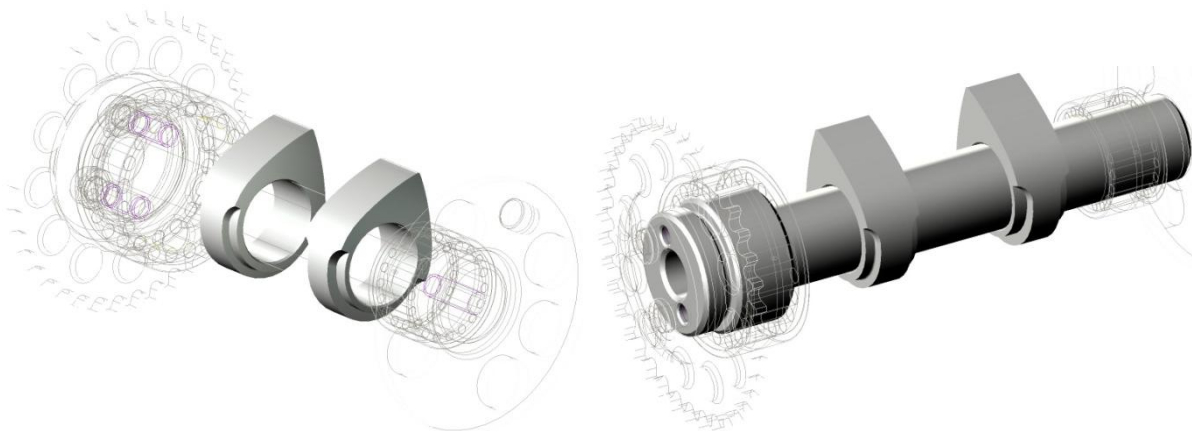
8.4.10. ábra: A kipufogó oldali vezérműtengely harmadik összeállítási modellje

A szívó oldali vezérműtengelyen is történtek változások. Ennek oka részben ugyan az, mint a kipufogó oldali vezérműtengelynél, vagyis a lánchajtás síkját a forgattyús mechanizmus okai miatt arrébb tolták. A másik ok pedig az volt, hogy a szenzortárcsa a szenzor elhelyezkedése miatt az előbbi verzióban rossz helyen volt. Ennek az volt az oka, hogy a szenzortárcsa a lánckerék és a csapágyat leszorító kengyel között helyezkedett el, így a szenzor számára a tárcsa nem volt megfelelő helyen. Ezt úgy is lehetett volna módosítani, ha a tárcsa átmérőjét növelem, de ez a megoldás akkor plusz tömeget, és plusz helyet igényelt volna. A legegyszerűbb megoldásnak az bizonyult, ha a szenzortárcsát elveszem a lánckerék mellől, és helyette a szívó oldali vezérműtengely másik végére helyezem. Ez könnyebb megoldás, mivel így a tárcsára, és a lánckerékre sem kellenek fogak, amelyek egymásba kapaszkodnak, hanem egy egyszerű csavarkötéssel rögzíthető a tárcsa a tengelyre. Emiatt természetesen a szívó oldali vezérműtengelyen is változások történtek, mivel így nem kell plusz horony a seeger-gyűrűnek, ami biztosította volna a tárcsa axiális elmozdulását, és így a seeger-gyűrűre sem volt szükség. Mindezek miatt a lánckerék közelebb kerülhetett az egyik csapágyhoz, ami nagyobb szilárdságot adott magának a tengelynek.



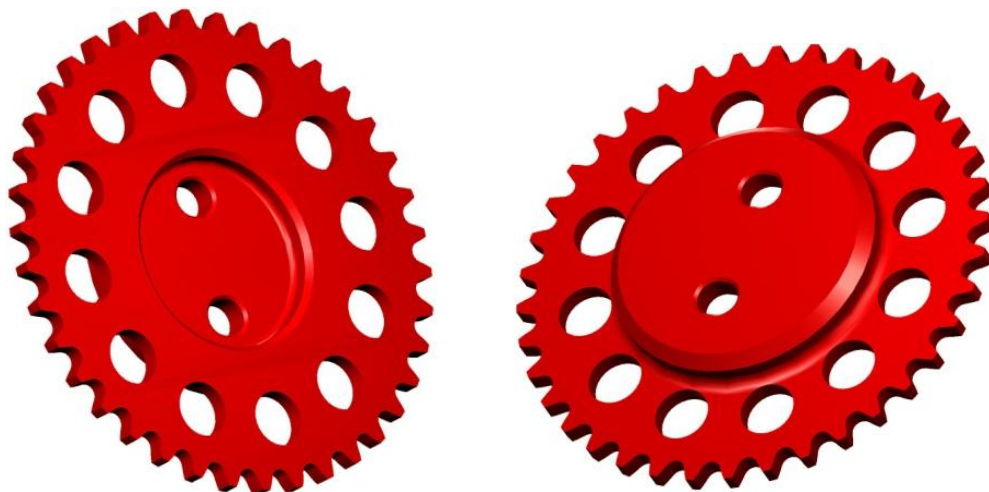
8.4.11. ábra: A szívó oldali vezérműtengely harmadik modellje, és annak méretei

A bütykök egyáltalán nem változtak, a modellük ugyan az maradt, és szintén zsugorkötéssel kerülnek fel a tengelyre.



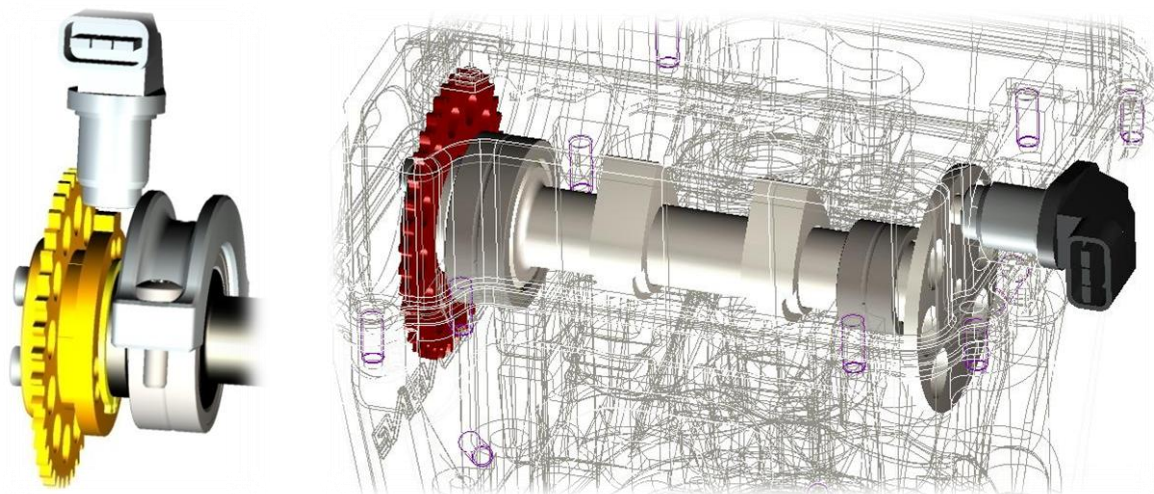
8.4.12. ábra: Szívó oldali vezérműtengely bütykei

A lánckerék tehát annyiban változott mindössze, hogy nincsenek rajta fogak, amibe a fordulatszám érzékelő szenzor tárcsája beleakaszzkodhatott volna.

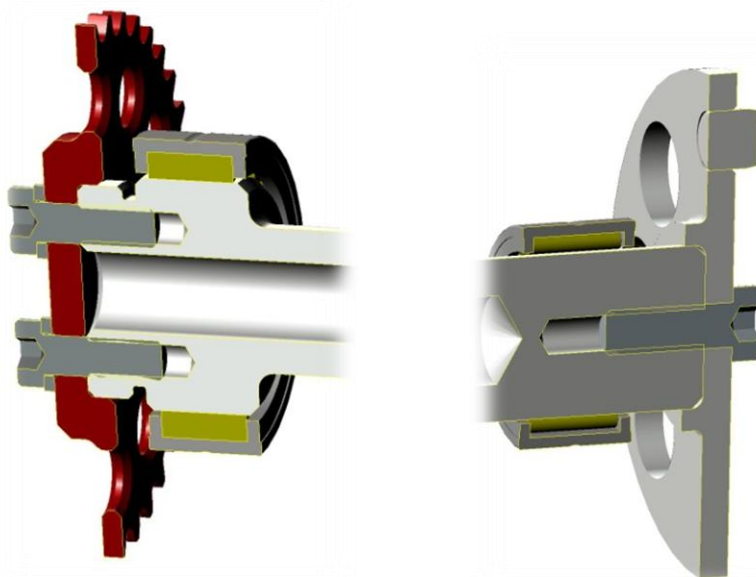


8.4.13. ábra: A szívó oldali vezérműtengely harmadik modelljének a lánckereke

A legfőbb változás tehát ezen a tengelyen a szenzortárcsa volt. Maga a szenzortárcsa is módosult, még hozzá úgy, hogy a tárcsába egy szeget terveztem, amely szilárd illesztéssel csatlakozik a tárcsán kialakított furatba. Így a szenzornak nem kell a tárcsa felett elhelyezkednie, hanem elég a tárcsa előtt.



8.4.14. ábra: A régebbi és az új fordulatszám érzékelő rendszer szemléltetése

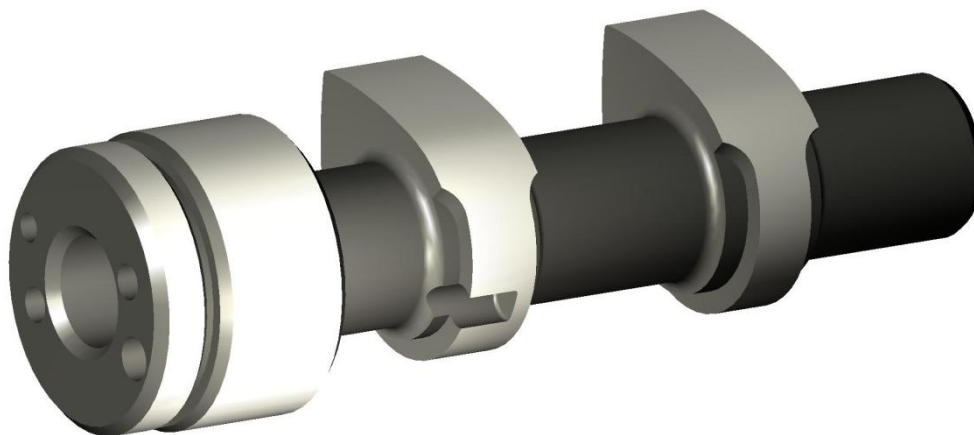


8.4.15. ábra: A szívó oldali vezérműtengely alkatrészének szerelése

8.5. Negyedik verzió

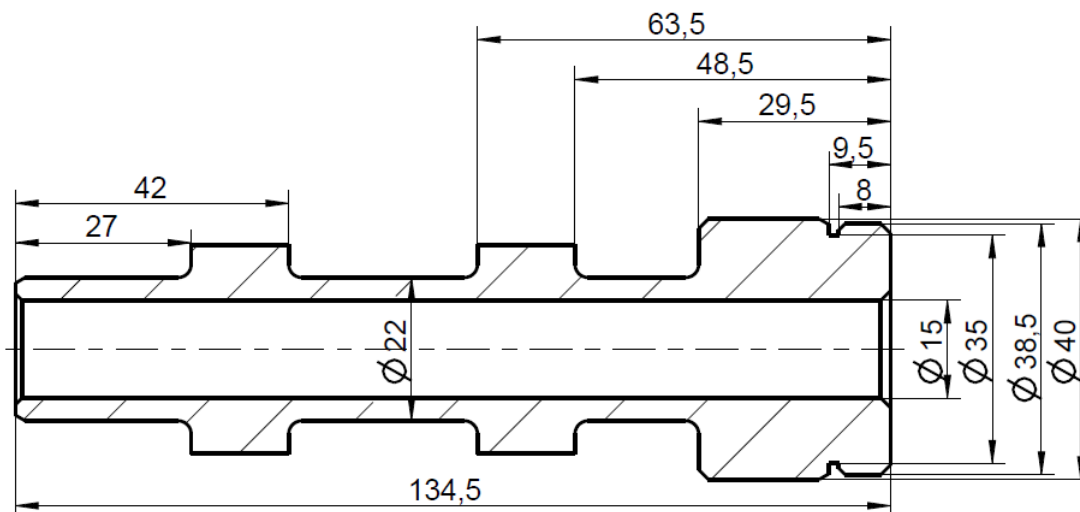
Az alkatrészek tervezése során folyamatosan kapcsolatban álltam a gyártó céggel, amely a vezérműtengelyeket gyártotta volna le. A tengelyek tehát forgácsolással készültek volna el, míg a bütykök szikraforgácsolással. Ez a megmunkálási eljárás nagyon különleges, viszont a céggel folytatott folyamatos konzultáció ellenére csak később derült ki számomra, hogy ezzel a megmunkálási eljárással az anyag felületéből kiégnek az ötvözők. Ennek a következménye az lett volna, hogy romlik az anyag felületének folyáshatára, amely leginkább a bütykök felületénél a legjelentősebb. Mivel a gyártó cég más megmunkálási eljárással nem tudta volna elkészíteni a tengelyek bütykeit, és ez a megmunkálási eljárás pedig nem felel meg, új gyártócéget kellett keresnem a vezérműtengelyek megmunkálására. Az új gyártócégnél a Havassy Motorsport Kft-t választottam, ahol főleg motoralkatrészek gyártásával foglalkoznak, mint például szelepekkel, szelepülékekkel, szelepvezetőkkel, vezérműtengelyekkel, és sok más alkatrészekkel is egyaránt. Így a gyártócégnél a

vezérműtengelyek bütykeit profilköszörüléssel tudják megoldani, ami valamelyest megkönnyíti a feladatom, mivel így a vezérműtengelyek, és a hozzájuk tartozó bütykök lehetnek egy anyagból.



8.5.1. ábra: A kipufogó oldali vezérműtengely negyedik modellje

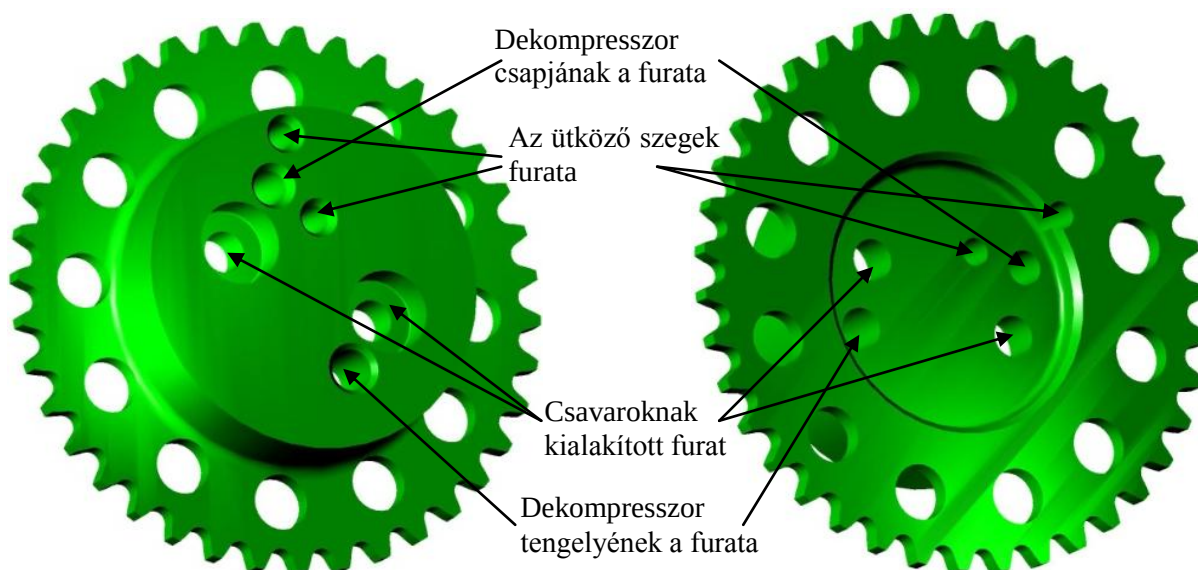
A vezérműtengely konstrukcióján az, hogy a bütyök-tengely kapcsolat megváltozott, a csapágyak, a vezérműtengelyek hajtása nem változott. Eközben a lánchajtás pozíciója újra megváltozott, ami természetesen a vezérműtengelyre is kihatással volt. A lánchajtás oka a vezérműtengelyen az volt, hogy a forgattyús mechanizmus a tengelyvégen helyezkedett el, és a forgattyús mechanizmussal foglalkozó konstruktőrök arra törekedtek, hogy a tengelyvég minél rövidebb legyen a nagyobb szilárdság és a kisebb helyigény miatt. Emiatt a lánchajtás síkját közelebb tolták az égéstérhez. Emiatt a vezérműtengelyem hossza rövidebb lett, illetve az egyik bütyök, és a lánckerék között lévő dekompresszor a tengely rövidülése miatt már nem fért el. A probléma az lett, hogy a dekompresszort más helyre kellett helyezni megint. Mivel a lánckerék közelebb került az égéstérhez, a lánckerék és a hengerfej öntvénye között újra lett hely, vagyis a dekompresszor helye visszakerült a kipufogó oldali vezérműtengely lánckerekére. Ettől függetlenül a dekompresszort teljesen újra terveztem, mivel megpróbáltam olyan konstrukciót kialakítani, ami könnyebbé tenné az egyes alkatrészek gyártását. A 7.5.1. ábrán látható, hogy a tengely a dekompresszorhoz szükséges plusz furatok hiányában egyszerűbbé vált. Ezek a változtatások a hengerfejen lévő más alkatrészek módosulása miatt volt szükséges, nem azért mert az adott konstrukció nem felelt meg az elképzeléseinknek.



8.5.2. ábra: A kipufogó oldali vezérműtengely negyedik modelljének a méretei

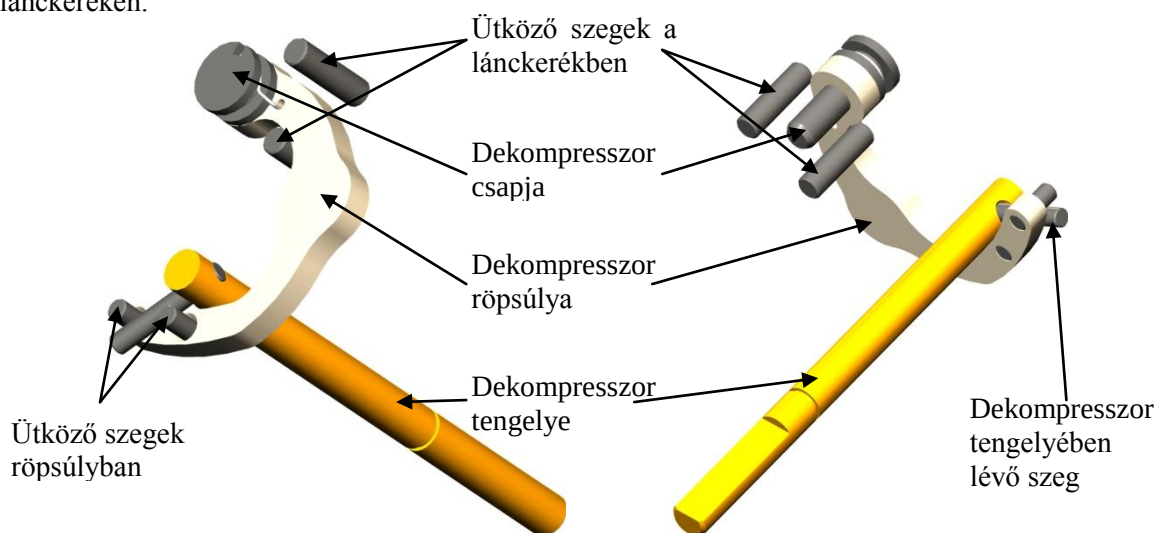
Mivel a dekompresszor helye visszakerült a lánckerék oldalára, a lánckerék modellje az előző verzióhoz képest megváltozott. Míg az előző modellen megoldható volt az, hogy állítható legyen a

lánckerék a kipufogó oldali vezérműtengelyen, addig ennél a konstrukciónál jelentős bonyodalommal járna ezt a lehetőséget kivitelezni.



8.5.3. ábra: A kipufogó oldali vezérműtengely lánckerekének negyedik modellje

A második modellen a dekompresszor miatt a lánckerék máshogy volt kialakítva. Azóta ez a modell lényegesen könnyebbé vált gyártás szempontjából, mivel ezen a modellen a dekompresszornak kialakított megmunkálási felületek csak furatokból állnak. A lánckerék felfogatásának vastagsága megváltozott, lényegesen vastagabb lett. Ezt azért így terveztem, hogy a lánckereket felfogató csavarok fej része ne lógjon ki. Ez azért fontos, mert a dekompresszor röpsúlya a lánckerék felületén csúszik meg. Ha a csavarok fej részei kilógnának, akkor a dekompresszort nem lehetne megvalósítani a lánckeréken.

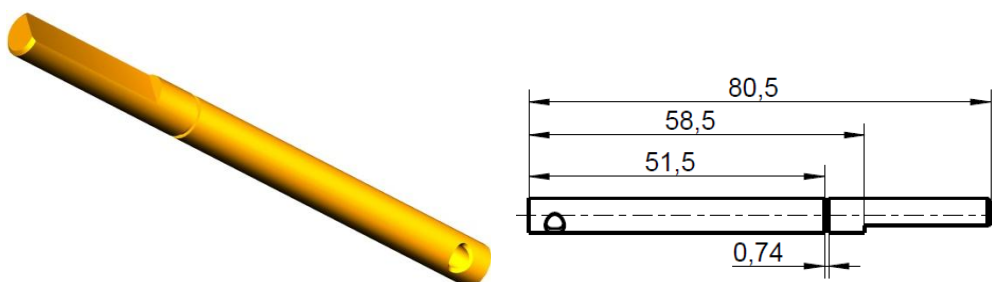


8.5.4. ábra: A harmadik dekompresszor modellje

Ennél a dekompresszornál a dekompresszor röpsúlyának a pályáját nem a lánckerekben kialakított horony határozza meg, hanem a lánckerekbe szilárdan illesztett szegek korlátozzák a mozgását.



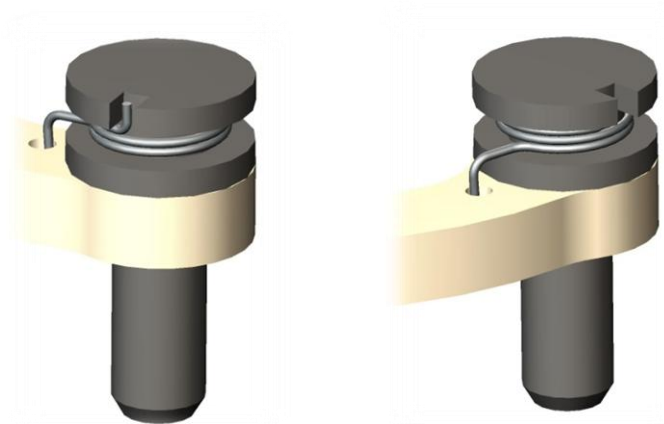
8.5.5. ábra: A dekompresszor csapja és a röpsúlya



8.5.6. ábra: Dekompresszor tengelye



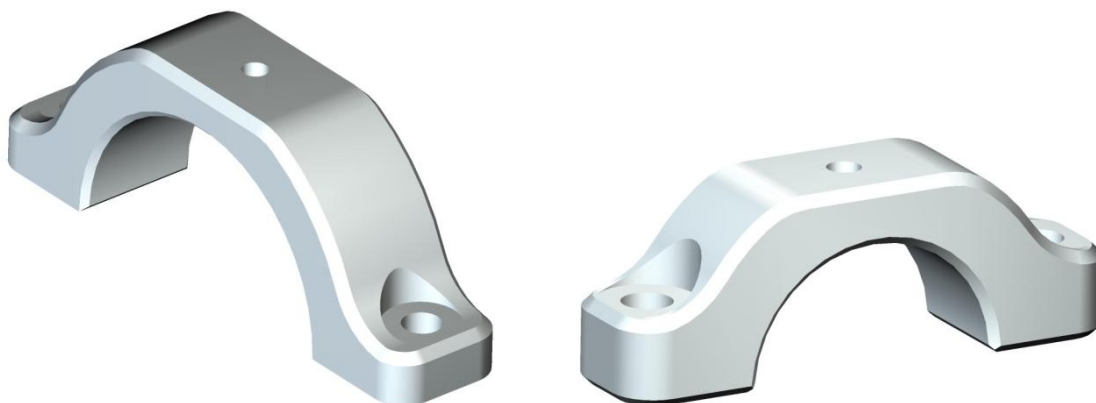
8.5.7. ábra: Dekompresszor rugója



8.5.8. ábra: Rugó elhelyezkedése a dekompresszor csapja és a röpsúly között

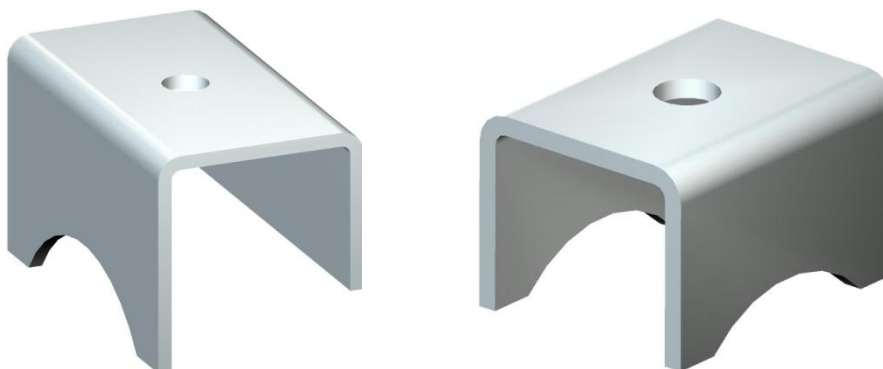
A dekompresszor rugója az előző modellekhez képest most nem egy támasztó szegnek támaszkodik neki, hanem a dekompresszor csapján kialakított horonyba kapaszkodik bele, míg a rugó másik vége a dekompresszor röpsúlyának egyik furatába kapaszkodik bele. Így amikor a röpsúly magas fordulatszámon elfordul a csap körül a tehetetlenségi erő következtében, a rugó alacsonyabb fordulatszámon visszaállítja a az eredeti pozícióba.

A vezérműtengelyek tervezése során a vezérműtengelyeket leszorító kengyelek modelljei is némiképpen megváltoztak. A kengyeleket is próbáltam úgy tervezni, hogy annak a gyártása minél könnyebb legyen. Mivel a kengyelek nem mozgó tömegek, azoknak a tömege nem befolyásolja jelentős mértékben a motor teljesítményét.



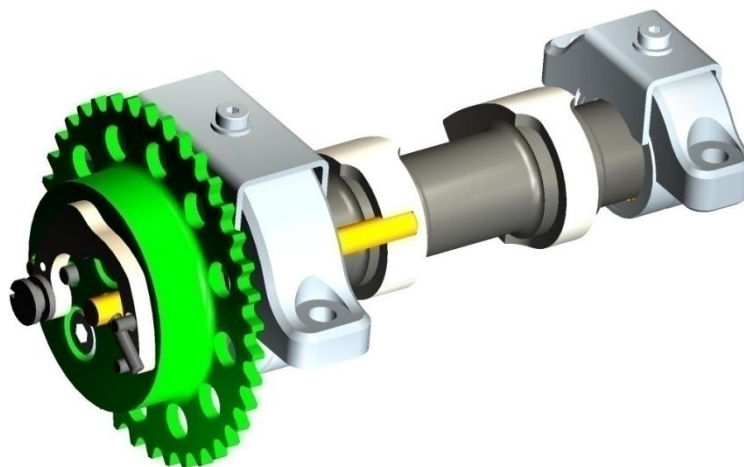
8.5.9. ábra: Kipufogó oldali vezérműtengelyt leszorító kengyelek

A csapágyak axiális megtámasztását csapágyanként egy-egy lemez biztosítja.



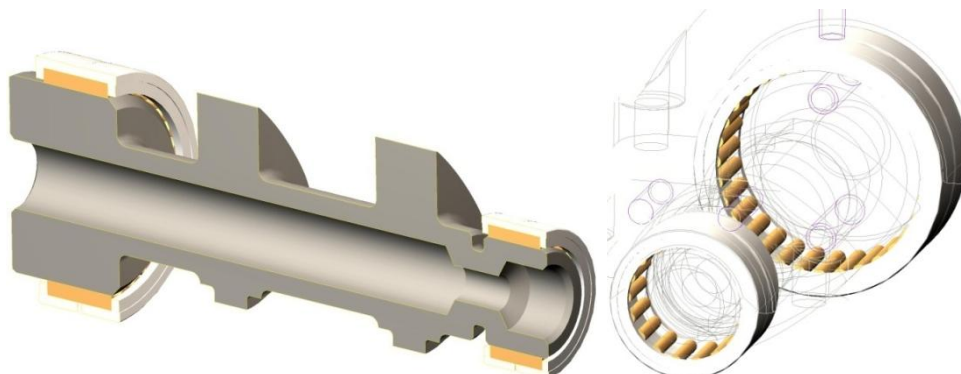
8.5.10. ábra: Csapágyakat axiálisan támasztó lemezek

A csapágyakat axiálisan támasztó lemezek a csapágyfedelekre vannak felcsavarozva.



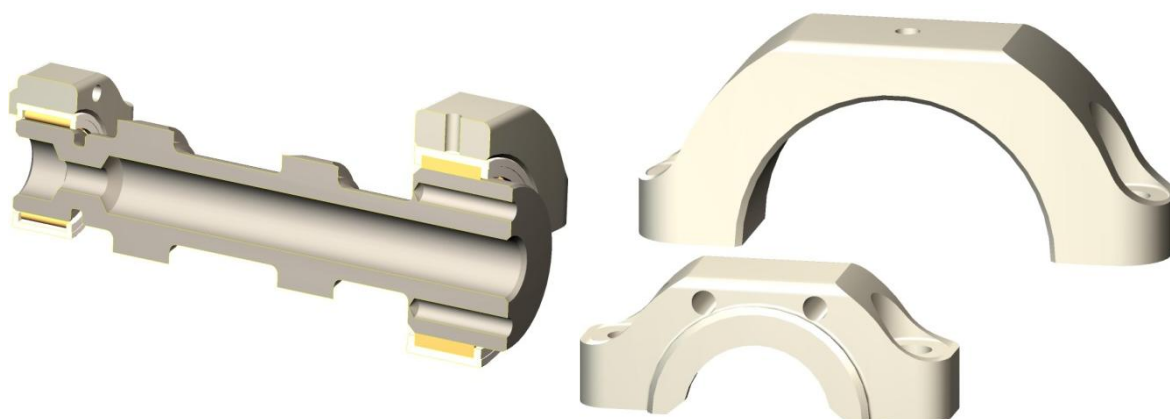
8.5.11. ábra: A kipufogó oldali vezérműtengely összeállítási modellje

A csapágyak sem változtak a konstrukciós kialakítás során, vagyis itt is tűgörgős csapágyakat választottam a tengelyek radiális megtámasztására, amelyeknek nincs belső gyűrűjük. Ennek oka változatlanul az, hogy a tűgörgős csapágyak belső gyűrű nélkül jóval kisebb helyet foglalnak el.



8.6.3. ábra: A végleges kipufogó oldali vezérműtengelyen lévő csapágyak

A csapágyakat leszorító csapágyfedelek egy az egyben azok, mint amik a negyedik verzióban is szerepeltek. Ennek az oka, hogy a csapágyak méretei nem változtak, és a negyedik verzióban úgy terveztem meg őket, hogy azokat minél könnyebben le lehessen gyártani. Így a negyedik verzióban lévő konstrukciókon nem kellett változtatnom.



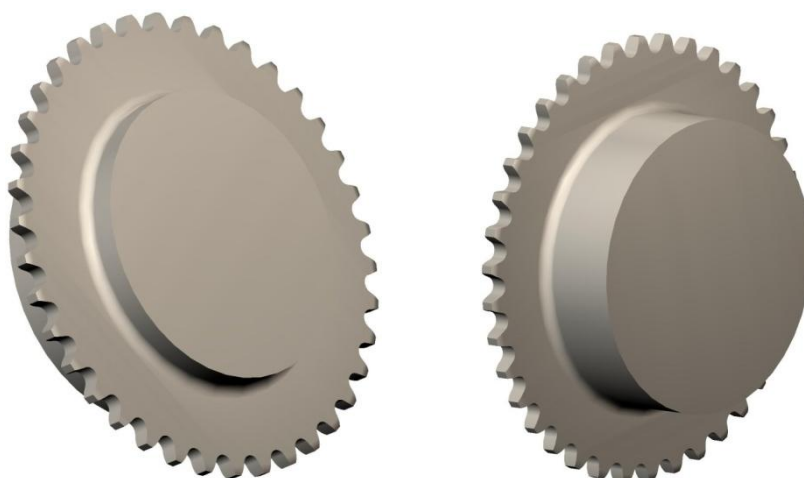
8.6.4. ábra: A végleges kipufogó oldali vezérműtengely csapágyleszorító kengyelei

Mivel a dekompresszort fékpadon egyenlőre nem alkalmazzuk, annak hiányában a lánckerék némiképp módosult. A lánckerék felfogató része vékonyabb lett, illetve eltűntek rajta a dekompresszor részeihez szükséges furatok. A lánckerék agy részének az átmérője viszont változatlan maradt.

A későbbiekben viszont szükséges lesz egy olyan lánckerék gyártása a kipufogó oldali vezérműtengelyre, amelynek az agy része úgy van kialakítva, hogy a dekompresszor alkalmazható legyen rajta, vagyis meg kell vastagítani, illetve ki kell alakítani rajta a dekompresszor alkatrészeihez szükséges furatokat. A gyorsabb gyártás érdekében terveztem nyers lánckerekeket is, amelyek azt a célt szolgálják, hogy amikor már dekompresszort alkalmaznánk, akkor egyszerűbb lesz egy előre legyártott félkész lánckereket megmunkálni, és utána alkalmazni.



8.6.5. ábra: A kipufogó oldali vezérműtengely végleges lánckereke

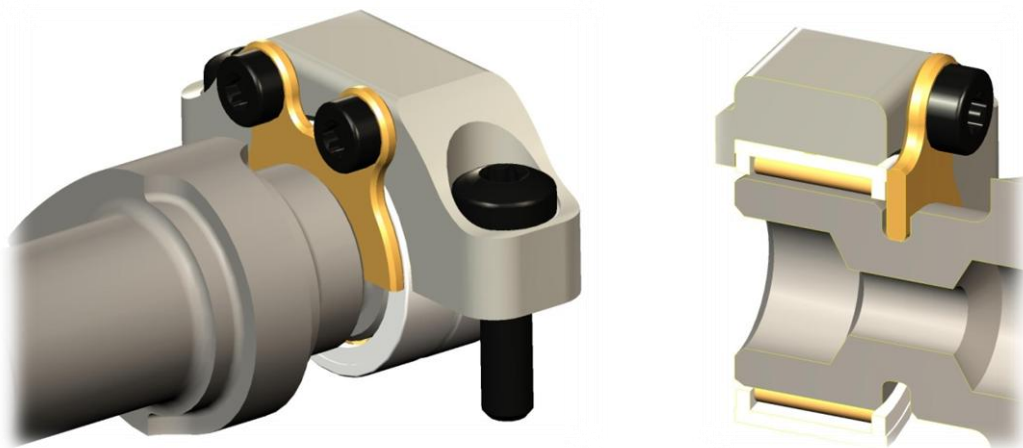


8.6.6. ábra: Kipufogó oldali vezérműtengely lánckerekének nyers modellje

A tengelyt radiálisan a csapágyak támasztják meg, míg axiálisan pedig egy lemez fogja a tengelyt a helyén. Ennek a lemeznek ki van alakítva egy horony a tengelyben, amibe belekapaszkodik, a lemez pedig két csavarral van felcsavarozva az egyik kengyelre. A kengyelt pedig szintén két csavar fogja a hengerfejöntvényhez.

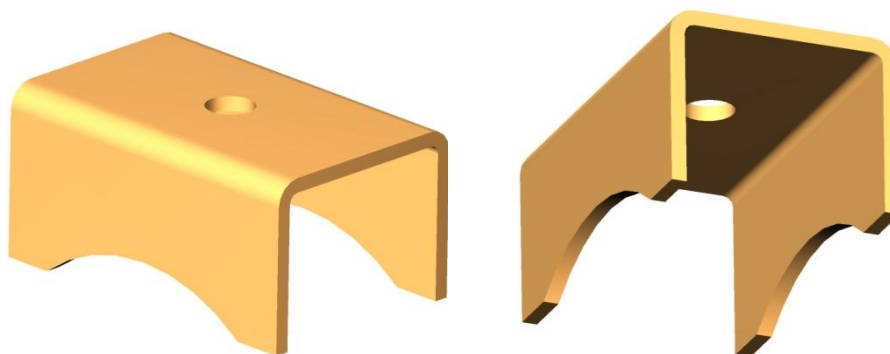


8.6.7. ábra: A kipufogó oldali vezérműtengelyt axiálisan támasztó lemez

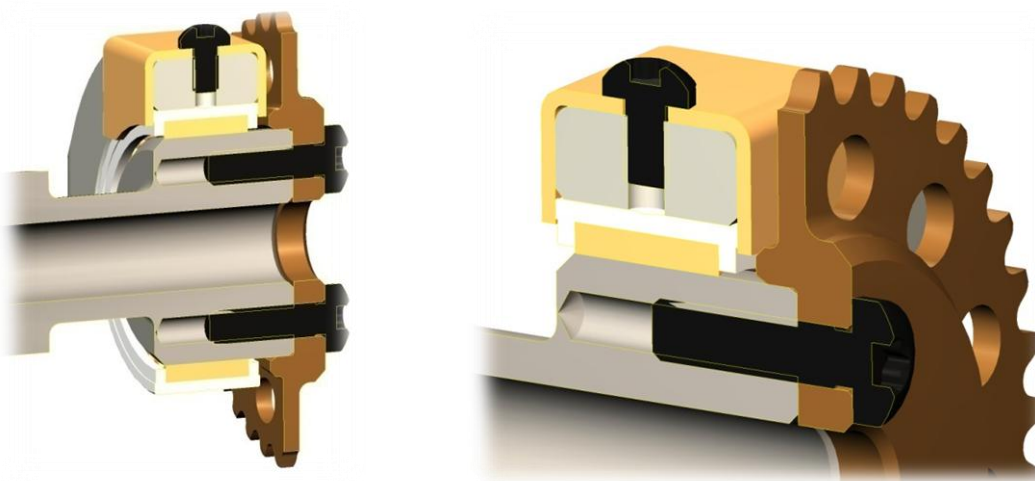


8.6.8. ábra: A kipufogó oldali vezérműtengelyt axiálisan támasztó lemez beépítése

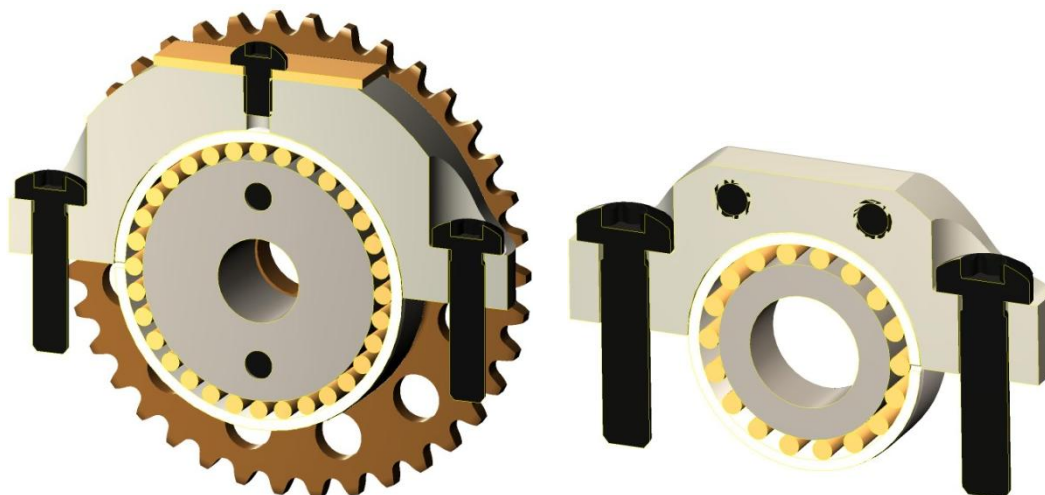
A csapágyak támasztását radiális irányban a kengyel végzi. Dinamikus igénybevétel miatt a csapágyak elmozdulhatnak a helyükről, melyről a csapágytámasztó lemezek gondoskodnak. Ezek a lemezek biztosítják a csapágyakat axiális irányban. Ezek a lemezek szintén csavarokkal vannak biztosítva a kengyelhez.



8.6.9. ábra: A kipufogó oldali vezérműtengely csapágyait axiálisan támasztó lemezek modelljei



8.6.10. ábra: A csapágyakat támasztó lemezek beépítése



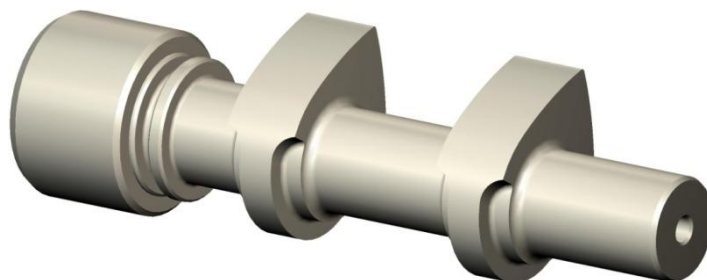
8.6.11. ábra: A kengyelekben lévő csavarok beépítése

Az alkatrészek megtervezése után a következő lépés volt ezeknek az alkatrészek műhelyrajzának az elkészítése. Ebben a tervezési fázisban is folyamatos konzultációban álltam a gyártó céggel. A tűrések megadása rengeteg irodalomkutatást igényelt, mivel ezeknek nagy jelentőségük van a megfelelő működés szempontjából.



8.6.12. ábra: A végleges kipufogó oldali vezérműtengely összeállítási modellje

A szívó oldali vezérműtengelyt a negyedik verzióban nem részleteztem, mivel a szívó oldali vezérműtengelyen lényeges változás nem történt. A szívó oldali vezérműtengelyen szintén lett kialakítva egy olyan horony, amibe a tengely axiális megtámasztását biztosító lemez kerül. Ez a lemez hasonlóképp lett kialakítva, mint a kipufogó oldali vezérműtengelyen.



8.6.13. ábra: A szívó oldali vezérműtengely végleges modellje

A szívó oldali vezérműtengelyen lévő csapágyak szintén tűgörgős belső gyűrű nélküli csapágyak, melyeknek a leszorító kengyelük is a méretbeli különbségeket leszámítva ugyan olyanok. A kengyeleket szintén két csavar fogatja le a hengerfejöntvényhez. Megegyeznek még a csapágyat támasztó lemez is, melyek ennél a tengelynél is kengyelre van rácsavarva egy darab csavarral.



8.6.14. ábra: A szívó oldali tengely axiálisan támasztó lemez



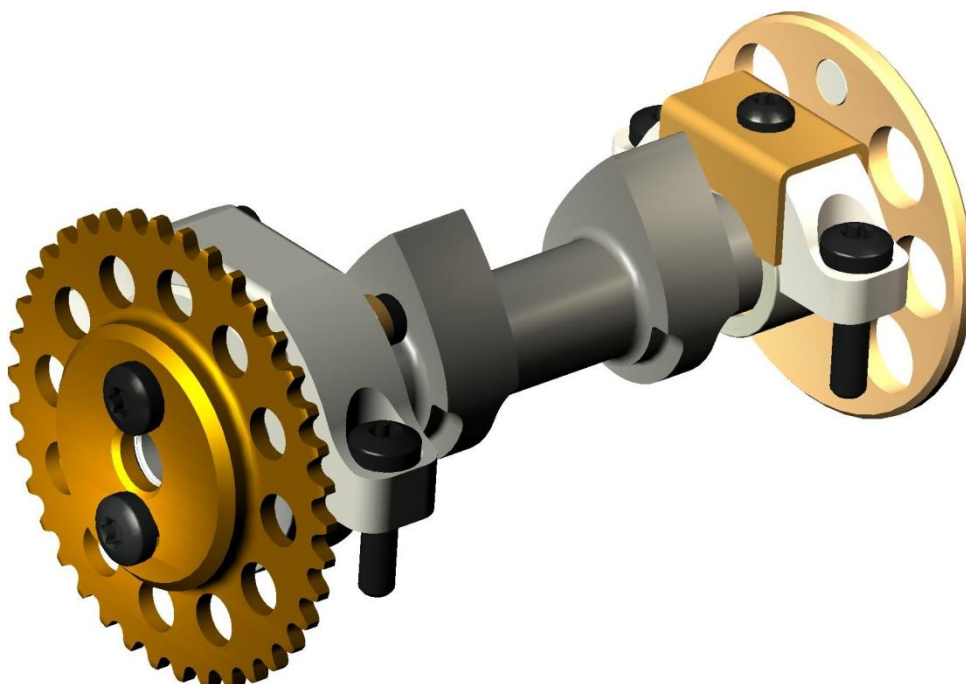
8.6.15. ábra: A szívó oldali csapágyakat leszorító kengyelek



8.6.16. ábra: A szívó oldali vezérműtengely egyik csapágyának a támasztó lemeze



8.6.17. ábra: A szívó oldali vezérműtengely lánckereke



8.6.18. ábra: A szívó oldali vezérműtengely végleges összeállítása

9. Méretezés

A tengelyekre üzem közben rengeteg erő hat, melyek következtében az igénybevételük összetett. A tengelyek fordulatszáma 6000 fordulat/perc-re van maximalizálva, melyből adódóan súrlódások és dinamikus igénybevételek érik.

A tengelyek igénybevételei:

- Hőhatás: környezetéből adódóan, súrlódások következtében
- Súrlódás: bütykök felületén, csapágy felületeken, támasztásoknál
- Csavarás: a lánckerék forgatása miatt, és a bütykökön kialakuló ellenállások miatt
- Hajlítás: rugóerő miatt
- Nyírás: a csapágyaknál, és a bütyökfelületeken lép fel minimálisan

Kipufogó oldali vezérműtengely méretezése:

A vezérműtengely méretezésénél figyelembe vettem azt, hogy a motor amit tervezünk egyedi, emiatt nem várt dinamikai hatások is érhetik a vezérműtengelyt. Ezt figyelembe véve a tengelyt magasabb biztonsági tényezővel méreteztem.

A méretezéshez szükséges adatok:

- | | |
|--------------------------------------|--|
| • Anyag: | 42CrMo4 |
| • Folyáshatár nemesített állapotban: | $R_{eh} = 750\text{MPa}$ |
| • A tengely átmérői: | $D = 22\text{mm};$
$d = 14\text{mm};$
$D_1 = 15\text{mm};$
$d_1 = 7\text{mm}$ |

$$\sigma_{meg} = \frac{Reh}{n} = \frac{750}{3} = 250 \text{ MPa}$$

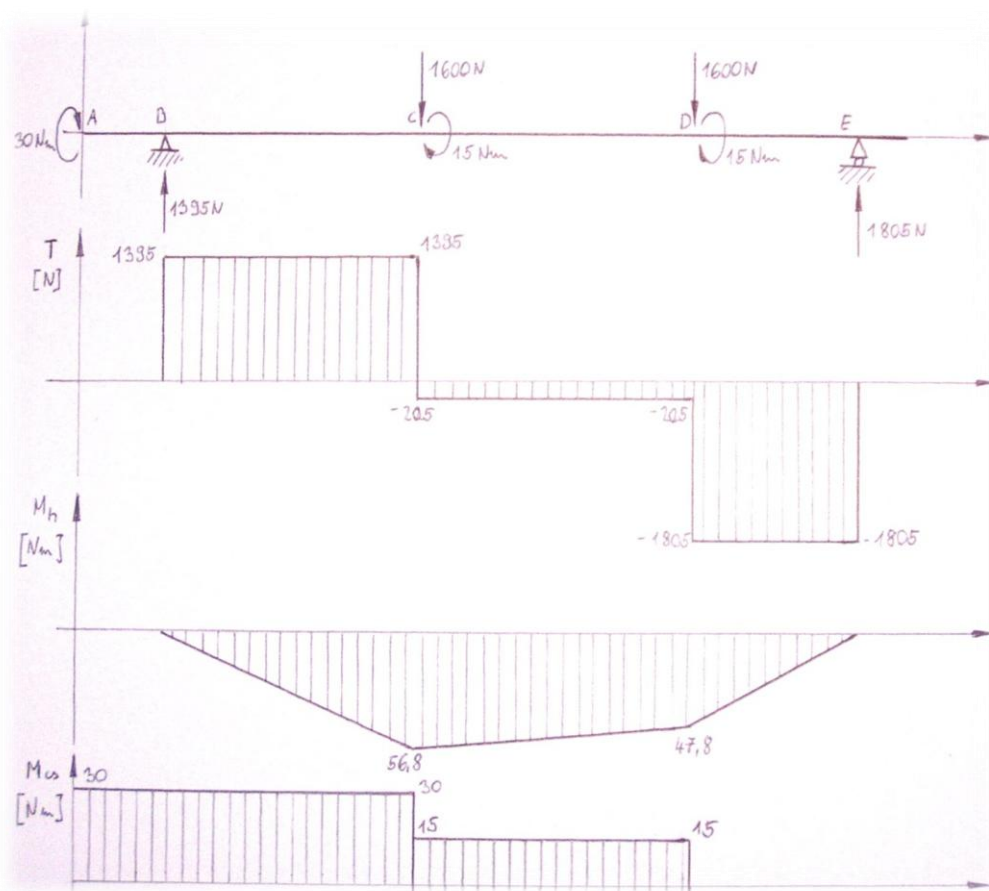
$$F_x \cong 0 \text{ N}$$

$$M_b = 0 = -40,75 \cdot 1600 - 84,75 \cdot 1600 + 111,25 \cdot F_e$$

$$F_e \cong 1805 \text{ N}$$

$$M_e = 0 = 26,5 \cdot 1600 + 70,5 \cdot 1600 - 111,25 \cdot F_b$$

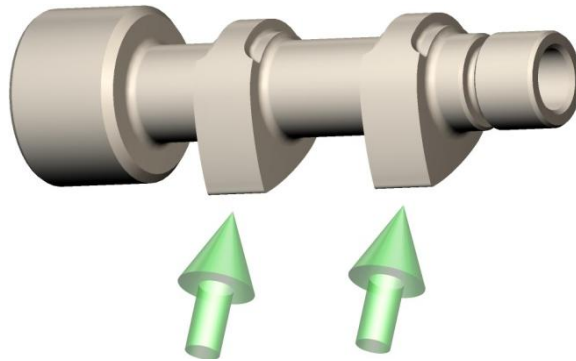
$$F_b \cong 1395 \text{ N}$$



9.2. ábra: Kipufogó oldali vezérműtengely mechanikai igénybevétele

A vezérműtengely igénybevételén látható, hogy a legnagyobb hajlító nyomaték az egyik bütyöknél lép fel, viszont abban a keresztmetszetben a bütyök miatt nagyobb. A vezérműtengely keresztmetszete helyenként változik. A veszélyes keresztmetszet a vezérműtengelyen kialakított horonynál van, amelynek célja a vezérműtengely axiális megtámasztása. Mivel a tengely keresztmetszete ennél a horonynál van, a tengelyt erre a keresztmetszetre méretezem, melynek nagyobbik átmérője 15mm, a kisebbik pedig 7 mm.

A vezérműtengelyen kialakuló maximális feszültség a hajlító nyomatékból:



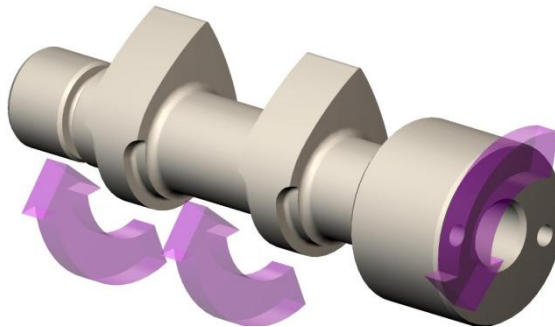
9.3. ábra: A rugóból származó maximálisan fellépő hajlító erő szemléltetése

$$\sigma_{xmax} = \frac{M_{hmax}}{I_z} \cdot \frac{D}{2}$$

$$I_z = \frac{(D^4 - d^4) \cdot \pi}{64} = \frac{(15^4 - 7^4) \cdot \pi}{64} = 2367,2 \text{ mm}^4$$

$$\sigma_{xmax} = \frac{25500}{2367,2} \cdot \frac{15}{2} = 80,79 \approx 81 \text{ N/mm}^2$$

A vezérműtengelyen kialakuló maximális feszültség a csavaró nyomatékból:



9.4. ábra: A lánckerék csavarásából származó erő szemléltetése

$$\tau = \frac{M_{cs}}{K_p}$$

$$K_p = \frac{D^3 \cdot \pi}{16} \cdot \left(1 - \left(\frac{d}{D}\right)^4\right) = \frac{15^3 \cdot \pi}{16} \cdot \left(1 - \left(\frac{7}{15}\right)^4\right) = 631,25 \text{ mm}^3$$

$$\tau = \frac{30 \cdot 1000}{631,25} = 47,52 \text{ N/mm}^2$$

A tengely redukált feszültsége MOHR féle képlettel:

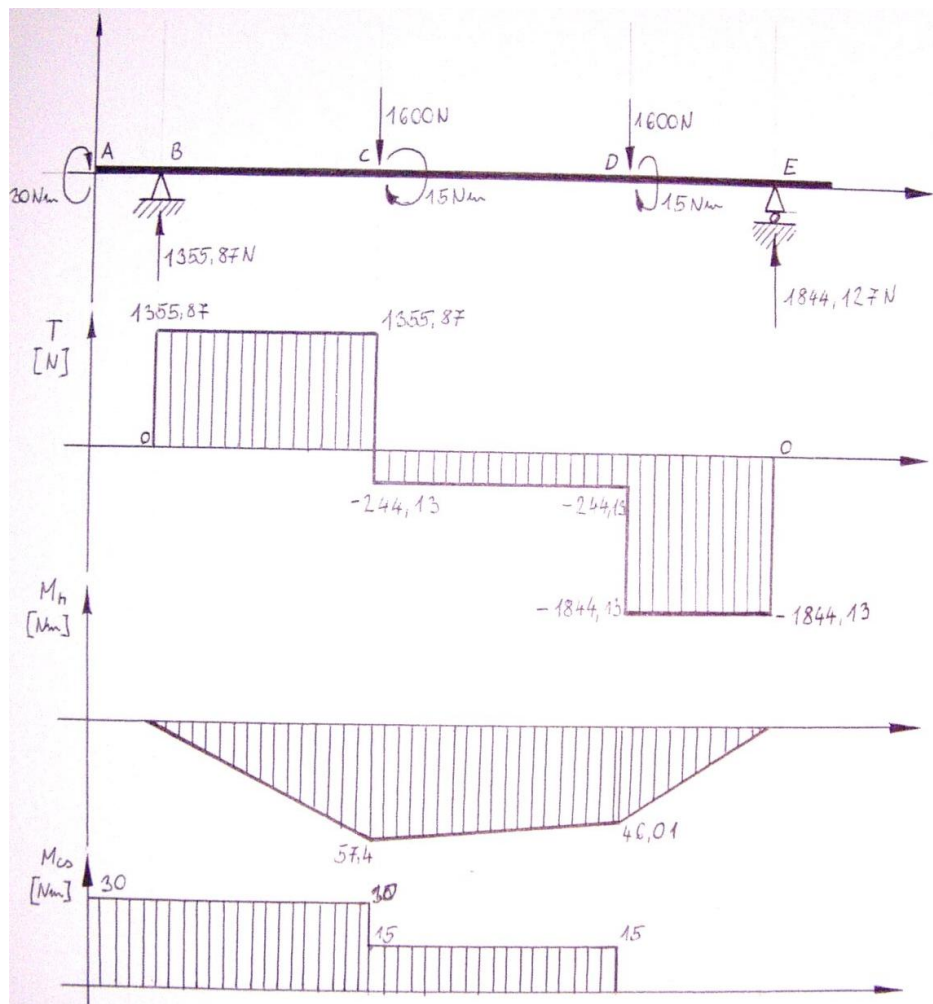
$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma^2 + 4 \cdot \tau^2} \leq \sigma_{meg}$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{81^2 + 4 \cdot 47,52^2} = 124,8 \approx 125 \text{ N/mm}^2$$

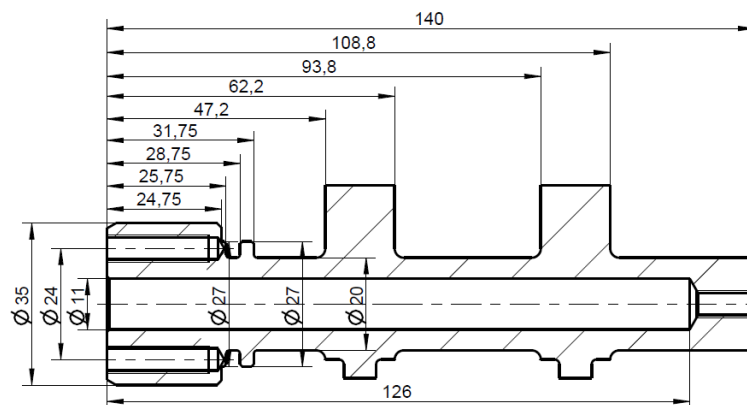
$$\sigma_{meg} = 250 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} > \sigma_{red} = 125 \text{ N/mm}^2$$

A vezérműtengelyen kialakuló maximális redukált feszültség 125N/mm^2 , mely kisebb a megengedett feszültségnél, így a méretezés megfelelő. A tengelyek túlméretezésére az ad indokot, hogy a tengely igénybevétele ennél a számolásnál jóval összetettebb. Ennek ellenére a vezérműtengely tömegének csökkentését továbbra is fenntartom, melyre tesztelés után kerül sor, ha megfelelő a méretezés.

A szívó oldali vezérműtengely annyiban más, hogy a veszélyes keresztmetszet nagyobb, viszont a tengely hossza is nagyobb.



9.5. ábra: Szívó oldali vezérműtengely mechanikai ábrája



9.6. ábra: Szívó oldali vezérműtengely méretei

A méretezéshez szükséges adatok:

- Anyag: 42CrMo4
- Folyáshatár nemesített állapotban: $R_{eh} = 750 \text{ MPa}$
- A tengely átmérői: $D = 20 \text{ mm};$
 $d = 11 \text{ mm};$

$$\sigma_{meg} = \frac{R_{eh}}{n} = \frac{750}{3} = 250 \text{ MPa}$$

$$F_x \cong 0 \text{ N}$$

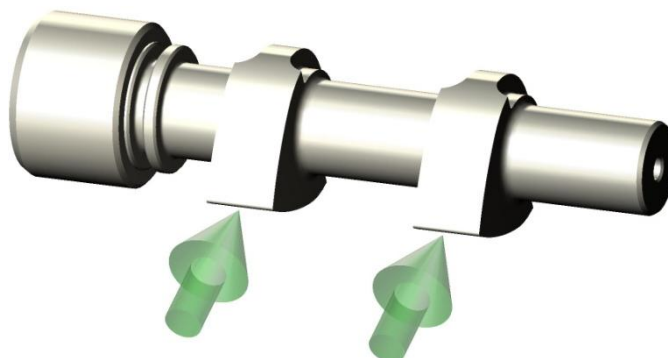
$$M_b = 0 = -42,325 \cdot 1600 - 88,925 \cdot 1600 + 113,875 \cdot F_e$$

$$F_e \cong 1844,127 \text{ N}$$

$$M_e = 0 = 24,95 \cdot 1600 + 71,55 \cdot 1600 - 113,875 \cdot F_b$$

$$F_b \cong 1355,87 \text{ N}$$

A vezérműtengelyen kialakuló maximális feszültség a hajlító nyomatékból:



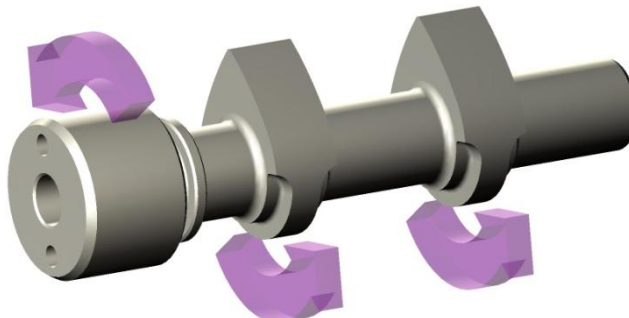
9.7. ábra: Rugóból származó maximális erő irányának szemléltetése

$$\sigma_{xmax} = \frac{M_{hmax}}{I_z} \cdot \frac{D}{2}$$

$$I_z = \frac{(D^4 - d^4) \cdot \pi}{64} = \frac{(20^4 - 11^4) \cdot \pi}{64} = 7135,3 \text{ mm}^4$$

$$\sigma_{xmax} = \frac{48000}{7135,3} \cdot \frac{20}{2} = 67,27 \approx 70 \text{ N/mm}^2$$

A vezérműtengelyen kialakuló maximális feszültség a csavaró nyomatékból:



9.8. ábra: A lánckerék csavarásából származó erő szemléltetése

$$\tau = \frac{M_{cs}}{Kp}$$

$$Kp = \frac{D^3 \cdot \pi}{16} \cdot \left(1 - \left(\frac{d}{D}\right)^4\right) = \frac{20^3 \cdot \pi}{16} \cdot \left(1 - \left(\frac{11}{20}\right)^4\right) = 1427,06 \text{ mm}^3$$

$$\tau = \frac{30 \cdot 1000}{1427,06} = 21,03 \text{ N/mm}^2$$

A tengely redukált feszültsége MOHR féle képlettel:

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

$$\sigma_{red} = \sqrt{70^2 + 4 \cdot 21,03^2} = 81,65 \approx 82 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{meg} = 250 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} > \sigma_{xmax} = 82 \text{ N/mm}^2$$

A vezérműtengelyre ható maximális redukált feszültség kisebb, mint a megengedett feszültség, így a tengely méretezése a szívó oldali vezérműtengelynél is megfelelő., pontosabban túl van méretezve ugyan azon okból, mint a kipufogó oldali vezérműtengelynél.

10. Szimuláció

A vezérműtengelyek alkatrészeinek tervezéséhez hozzátartozik, hogy még a gyártás előtt eredményt kapjak arról, hogy az egyes alkatrészek méretezései megfelelőek, így elkerülhető a jóval költségesebb tesztelések az alkatrészeknek. Erre a célra különböző szimulációs programok lehetnek segítségre, melyek közül én az Abaqus CEA szimulációs programot választottam.

A valóságos körülményeket a szimulációban nem tudtam megfelelően követni, mivel a valóságban az egyes alkatrészek igénybevételei jóval bonyolultabbak, melyeket eddigi tudásom alapján nem tudom pontosabban rekonstruálni, így a befogásoknál, illetve a terheléseknél egyszerűsítéseket végeztem. Ennek következtében az eredmény el fog térni a valóságtól, mindazonáltal közelítést kapok arról, hogy hol milyen feszültségek alakulnak ki az alkatrészekben.

A következő alkatrészekről készítettem szimulációt:

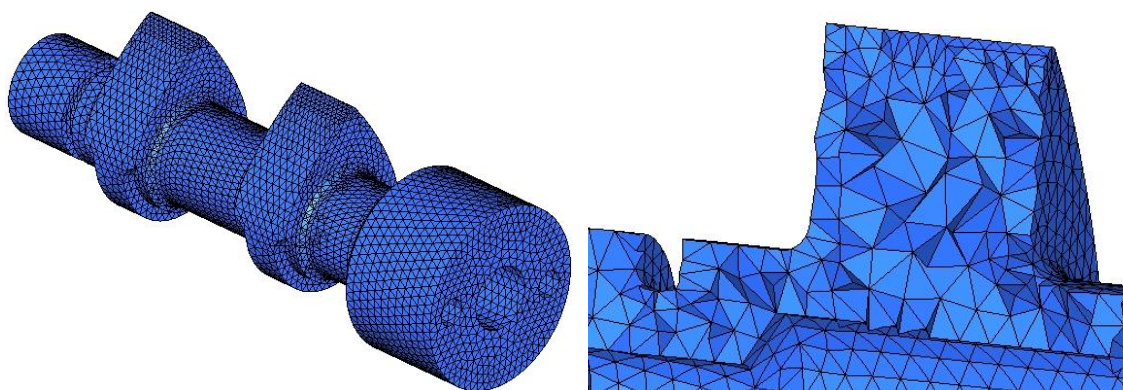
- Szívó oldali vezérműtengely
- Kipufogó oldali vezérműtengely
- Csapágyfedelek a szívó-, és a kipufogó oldali vezérműtengelyen egyaránt
- Csapágyakat támasztó lemezek, tengelyeket axiálisan támasztó lemezek

A tengelyeket tervezés közben méreteztem is, melyeket szimulációs program nélkül, számolások útján is leellenőriztem, így a szimulációs eredményeket, és a számolás útján kapott eredményeket össze tudom hasonlítani.

10.1. Tengelyek szimulációja

Mivel a tengelyek eltérő geometriájúak, mind a kettőről készítettem szimulációt. A vezérműtengelyek hálóját Hypermesh programmal készítettem el.

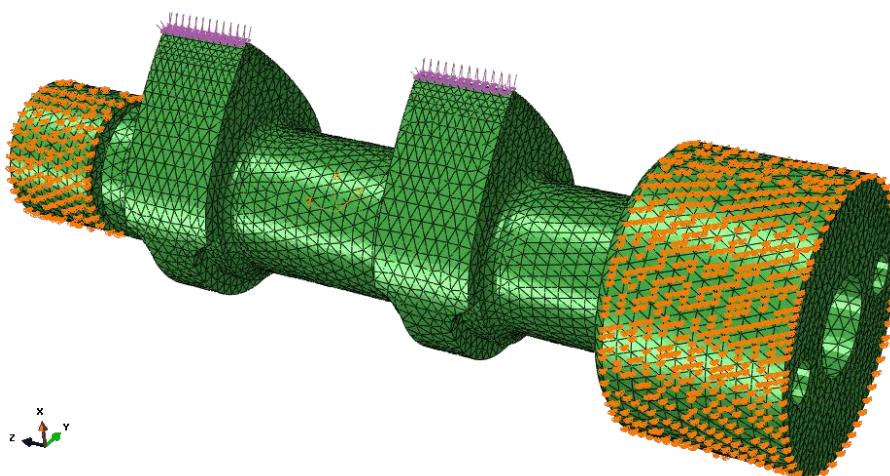
Az igénybevételek és a várható feszültségcsúcsok helyeinek figyelembevételével készítettem el a hálót. Mindkét vezérműtengelynél 2mm-es másodrendű hálót használtam, melynek elemei tetraéderek.



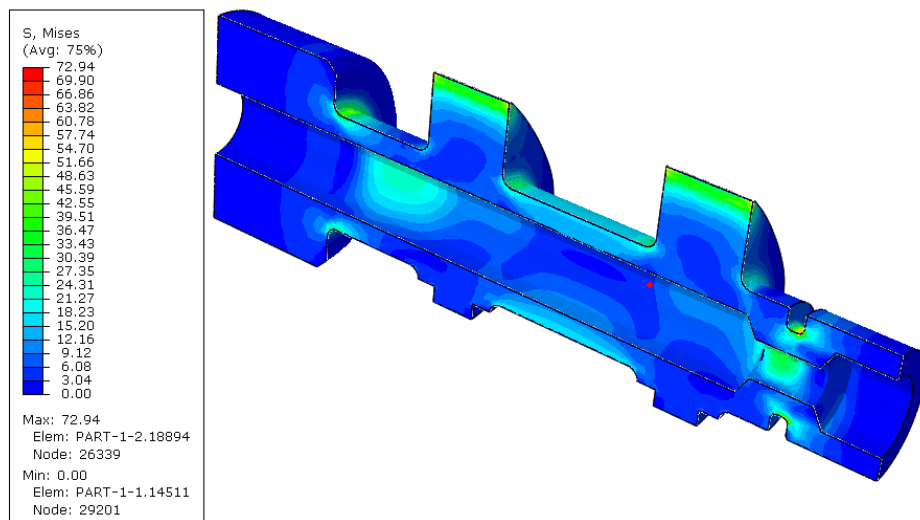
10.1.1. ábra: Kipufogó oldali vezérműtengely hálója

A vezérműtengely hálóját a bütykök csúcsainál sűrítettem, mivel a legnagyobb hajlító erő a rugó maximális összenyomásának pillanatában lép fel a bütykök csúcsain.

A tengelyt a csapágyak futófelületein fogtam be, míg a terheléseket a bütykök csúcsaira raktam.

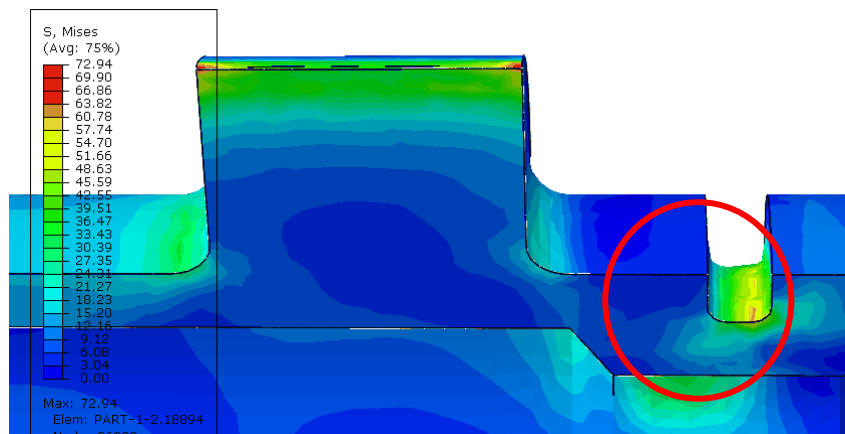


10.1.2. ábra: A Kipufogó oldali vezérműtengely befogásai, és terhelései

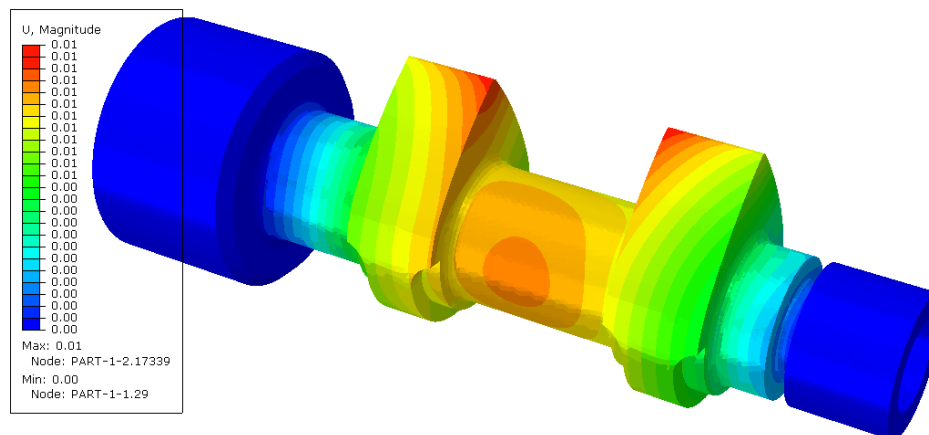


10.1.3. ábra: A kipufogó oldali vezérműtengelyen kialakuló feszültségek

A kialakuló maximális feszültségek várhatóan, a bütykök csúcsain alakultak ki, illetve a veszélyes keresztmetszetben is jelentős feszültség alakult ki. A bütykök felületén kialakuló feszültségcsúcsok nagysága $\sim 73\text{MPa}$, a veszélyes keresztmetszetben pedig $\sim 67\text{MPa}$, ami minimális eltéréssel meggyezik azzal az értékkel, amit képletekkel számoltam ki. Így a szimuláció közelítőleg reális értéket adott.

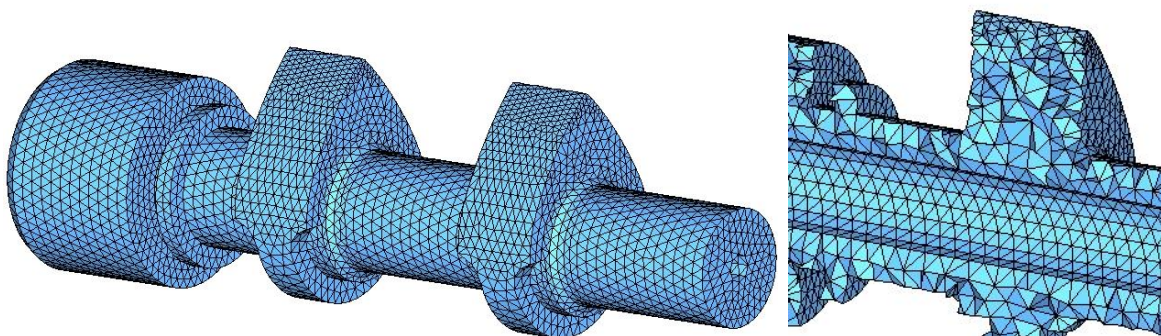


10.1.4. ábra: A veszélyes keresztmetszetben kialakuló feszültség helye



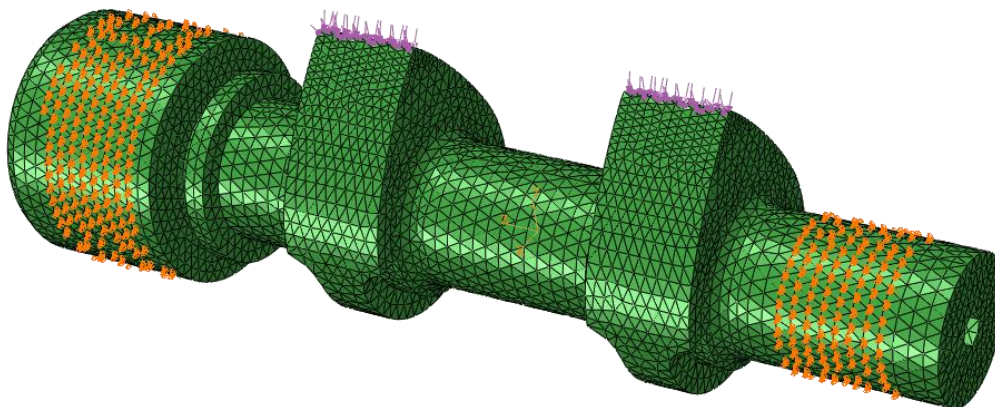
10.1.5. ábra: A kipufogó oldali vezérműtengely deformációja

A szívó oldali vezérműtengelyt hasonlóképpen hálóztam be. Ennél is odafigyeltem, hogy várhatóan hol alakulhatnak ki feszültség csúcsok, és azokban a pontokban sűrítettem a hálót.

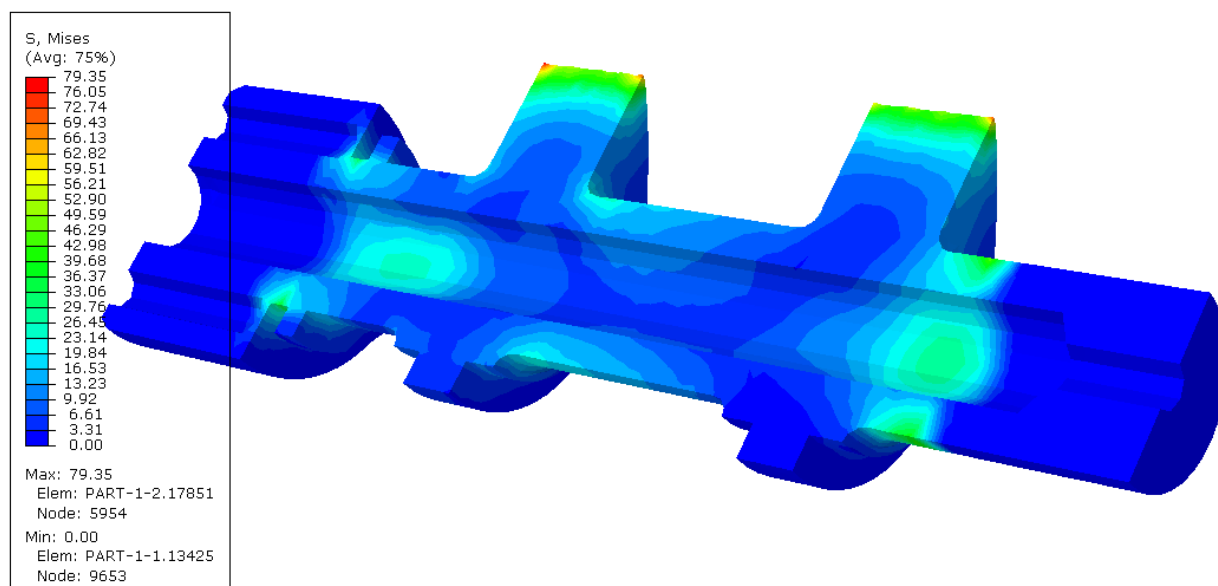


10.1.6. ábra: A szívó oldali vezérműtengelyen kialakított háló

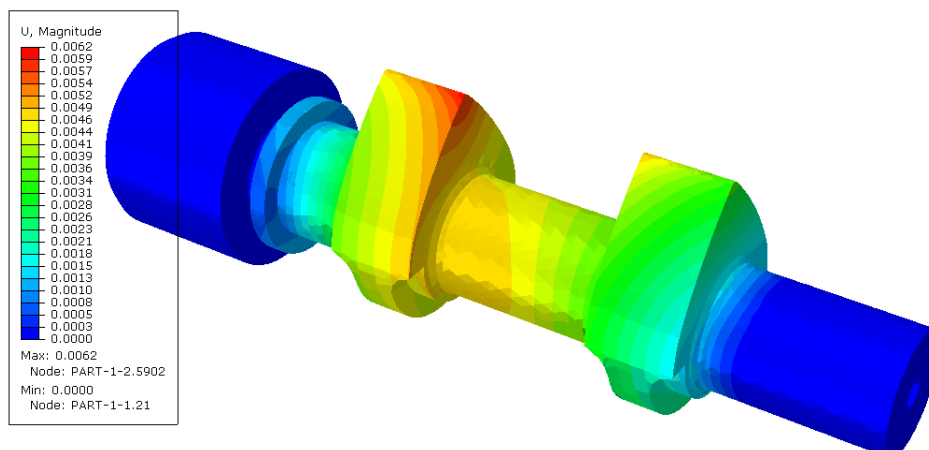
A szívó oldali vezérműtengelyt szintén a csapágyhelyek felületein fogtam be, illetve a bütykök csúcsaiba raktam a terheléseket. A bütykökre ható erő külön-külön: 1600N



10.1.7. ábra: A szívó oldali vezérműtengelyen lévő befogások és terhelések



10.1.8. ábra: A szívó oldali vezérműtengelyen kialakuló feszültségek



10.1.9. ábra: A szívó oldali vezérműtengely elmozdulása terhelés hatására

A szívó oldali vezérműtengelyen a kialakuló feszültségek hasonlóak, mint a kipufogó oldali vezérműtengelynél. Itt is a legnagyobb feszültség a bütykök csúcaiban ébred, míg a veszélyes keresztmetszeten közel akkora, mint amit képletek segítségével számoltam ki. A legnagyobb feszültség, ami kialakult a bütyökprofilin ~80MPa, míg a veszélyes keresztmetszetenél 59,5MPa.

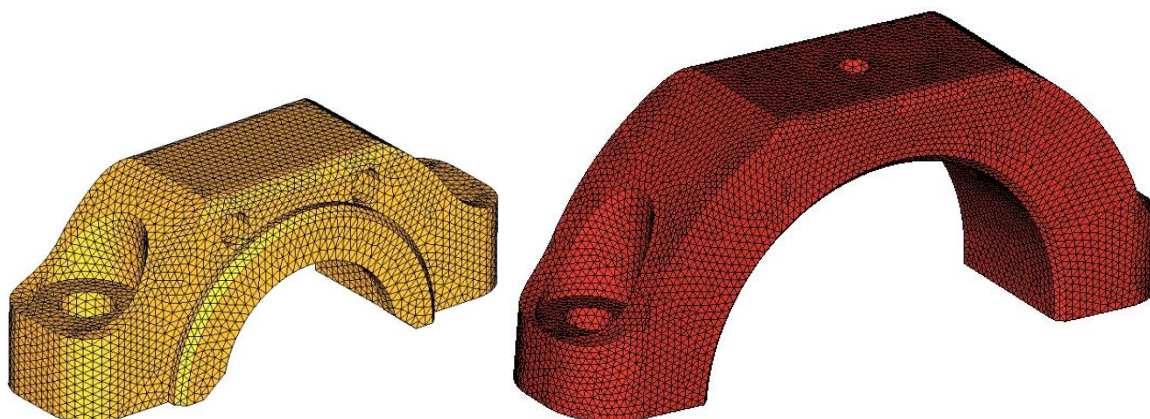
A vezérműtengelyek alakváltozásának a terhelés hatására kicsinek kell lennie, máskülönben romlik a vezérlés hatásfoka, illetve az anyag élettartama is csökken. A vezérműtengelyeken kialakuló maximális elmozdulás 0,02 mm tapasztalatok szerint. A vezérműtengelyeken kialakuló maximális elmozdulások a szimuláció alapján 0,005...0,007 mm között van.

10.2. Csapágyfedelek szimulációja

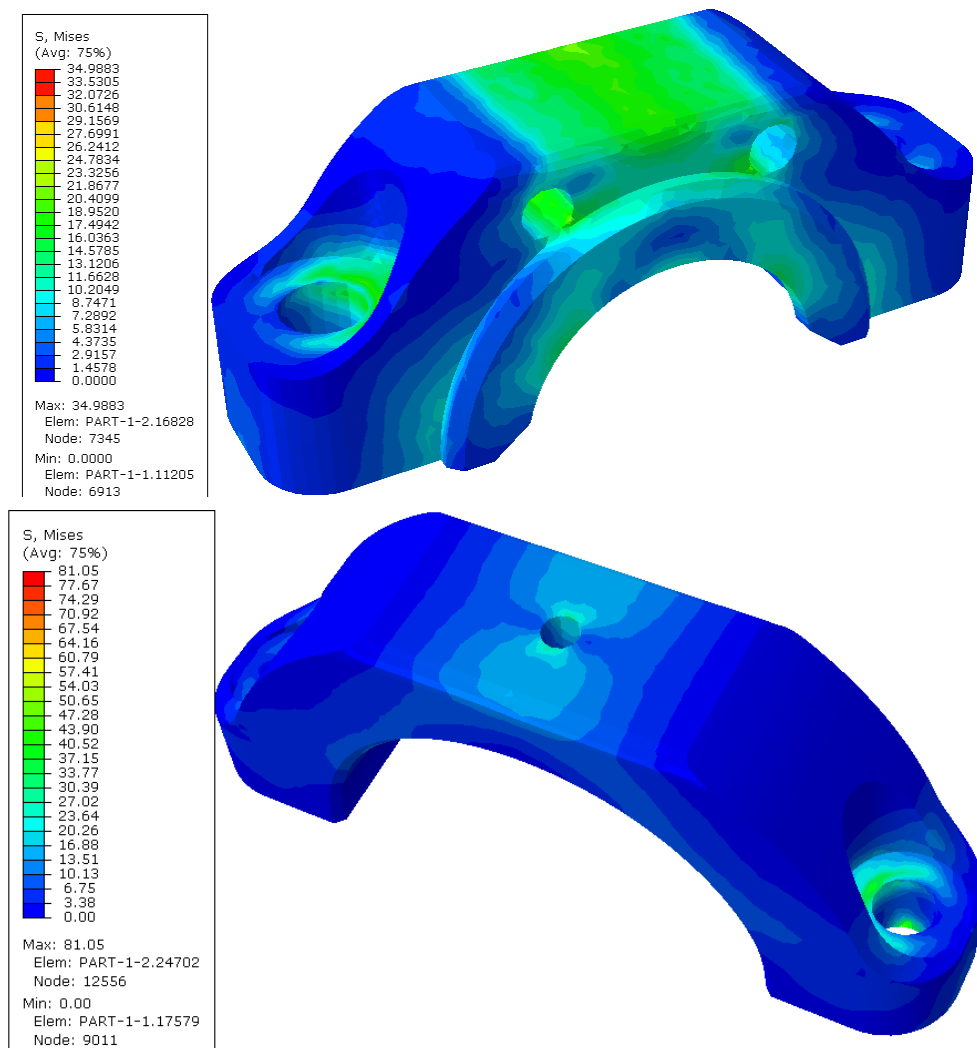
A csapágyfedelek a tengelyeket támasztják radiális irányban, így a csapágyfedelekre szintén dinamikus igénybevétel hat a vezérműtengelyek végett. A kengyeleket úgy szimuláltam le, hogy a maximális rugóerő pillanatában fellépő erőt raktam rá a kengyelre. A befogásokat a csavarok helyeire raktam. A háló 1 mm-es másodrendű háló.

A lánckerékhez közelebbi csapágyfedélre ható erő: 1395N

A lánckerékhez távolabb álló csapágyfedélre ható erő: 1805N



10.2.1. ábra: A kipufogó oldali csapágyfedelek térbeli hálói



10.2.2. ábra: A kipufogó oldali csapágyfedeleken kialakuló feszültségek

A kipufogó oldali csapágyfedelekre ható erők nagysága és a szívó oldali csapágyfedelekre ható erő nagysága között az eltérés kicsi, így az igénybevételek és a feszültség kialakulások nagysága közel azonosak, így azok szimulációit nem részletezem tovább.

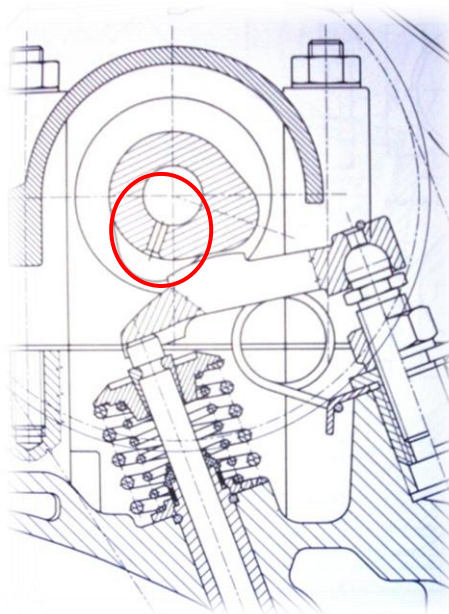
11. Vezérműtengely kenése

Mivel a vezérműtengely olyan alkatrész, ahol jelentős súrlódási veszteségek és kopások lépnek fel, szükség van kenőanyagra, amely biztosítja a súrlódások és kopások csökkentését. Vezérműtengelyek kenésére a belsőégésű motoroknál szintén sok megoldás született, melyek figyelembevételével és elemzésével választottam ki a konstrukció által leginkább megfelelő kenést.

Az egyik elterjedtebb megoldás vezérműtengelyek kenésére az, ha a kenőanyagot külön vezetékeken, vagyis olajzó csöveken keresztül juttatjuk el a vezérműtengely bütykeihez, illetve a csapágyaihoz. Ez úgy történhet, hogy a hengerfejen olajcsatornákon keresztül jut el az olaj nyomás által ezekbe a csövekbe, melyeken apró furatok vannak kialakítva úgy, hogy az olaj a bütykökre és csapágyakra jusson.

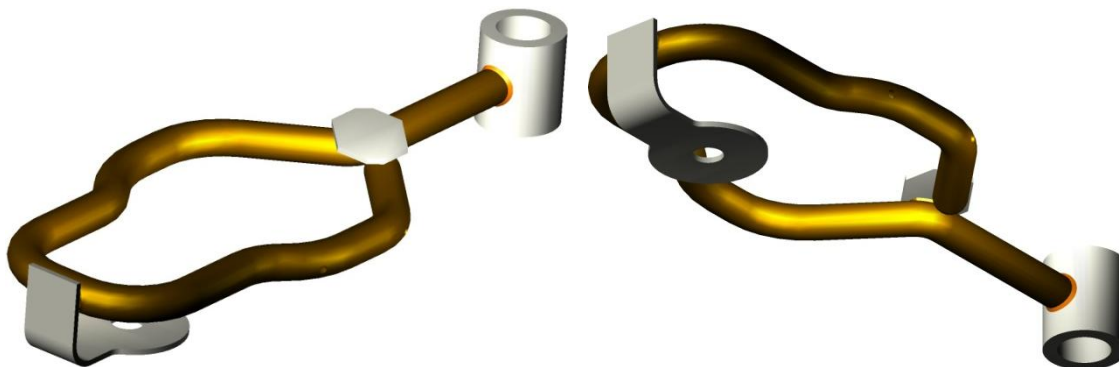
A másik gyakori megoldás, ha a vezérműtengely csőtengely, és az olaj szállítása közvetlenül a vezérműtengelyen belül történik. Így a bütykökhöz és a csapágyakhoz egy-egy furaton keresztül eljut.

A bűtykök esetében ezek a furatok általában az alapkörön helyezkednek el úgy, hogy a vezérműtengely forgásának megfelelően a furat a szelepek nyitása előtt keni meg a felületet.



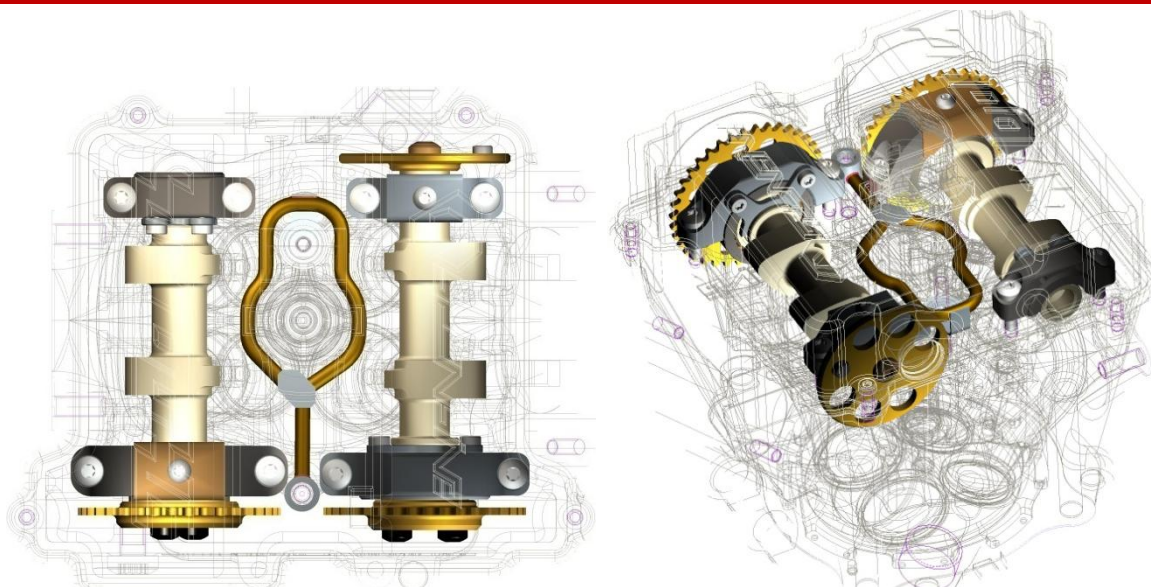
11.2. ábra: Vezérműtengelyben lévő olajcsatorna

Az általam választott olajzó rendszer az, amelynél a vezérműtengelyek olajzását olajzó csövek biztosítják. Ez a megoldás azért előnyösebb a másik megoldásnál, mert a vezérműtengely 6000f/min-es fordulatszáma miatt az olaj a vezérműtengelyben szabadon mozoghat, illetve a vezérműtengelyek belső furata nagy ahhoz képest, hogy olaj folyjon benne. Mindemellett az olaj bejutása a vezérműtengelybe szintén problémás lenne a tömítése a magas fordulatszám miatt.



11.3. ábra: A vezérműtengelyek kenésére szolgáló olajzó rendszer modellje

A kialakított modell egy csatlakozó részből, egy hajlított csőből, és merevítő lemezekből áll. Így az olajzó rendszer 4 alkatrészből épül fel, melyek forrasztással kapcsolódnak egymáshoz. A modellen látható csatlakozó rész feladata az, hogy az olajt a hengerfejöntvényből a hajlított csőbe juttassa. Ezt az alkatrészt furatos csavarral rögzítjük majd a hengerfejöntvényhez. A hajlított cső feladata az, hogy az olaj a megfelelő helyre kerüljön. A cső anyaga réz, melyben az olajnyomás miatt 3...5MPa-os nyomás hat. A csöveken található négy darab 1mm átmérőjű furat, amelyeken az olaj távozhat. Ezek a furatok úgy vannak elhelyezve, hogy a bűtykök és a szelepcsészék közé vezesse az olajt. A merevítő lemezek feladata pedig a motor működéséből származó rezgésekből adódóan a rendszer merevítése.



11.4. ábra: Az olajzórendszer elhelyezkedése a hengerfejben az vezérműtengelyekhez képest

A csapágyak kenése úgy lesz megoldva, hogy beszerelés előtt átkenjük, majd pedig üzem közben már csak a hengerfejben kialakuló olajgőz fogja kenni. Bonyolult olyan csövet kialakítani, amely nemcsak a vezérműtengelyek bütykeihez szállítja az olajat, hanem még a csapágyakhoz is. Emiatt az olajzó rendszer csak a bütyköket keni, a csapágyakat pedig az olajgőz fogja kenni üzem közben.

12. Bevonatolás lehetőségei

A vezérműtengelyek egyes részeinél érdemes bevonatolást használni, mivel egyes bevonatok javíthatják az alkatrészek kopását, súrlódását, illetve ha éppen az szükséges, a súrlódást növelni is lehet velük. A vezérműtengelyeknél érdemes figyelembe venni azokat a helyeket, ahol súrlódás lép fel, mivel ezeken a helyeken bevonatolás segítségével olyan tulajdonságokat érhetünk el az adott felületeken, amelyek lehetővé teszik azt, hogy csökkenjen a kopás, illetve kisebbek legyenek a súrlódási veszteségek.

A vezérműtengelyeken négy helyen merültek fel bevonatolási lehetőségek. Az egyik ilyen hely természetesen a bütykök és a szelepcsészé között, mivel a vezérműtengelyen ott lép fel a legnagyobb koptató erő. A második felület, ahol számottevő a kopási veszteség, az a csapágyak futófelületei. A harmadik hely a tengelyek axiális megtámasztására szolgáló lemezek azon része, ahol érintkeznek a tengellyel. Az itteni súrlódás is jelentős. Ezért ezeket a lemezeket nem arra kell méretezni, hogy mekkora axiális irányú erő hat rájuk, hanem hogy mekkora kopás lép fel. A negyedik hely, ahol számít a súrlódás, az a lánckerék és a tengely közötti felület. A lánckereket csavarral rögzítjük a vezérműtengelyhez, de a nyomatékot nem a csavar viszi át, hanem az összeszorítás miatt fellépő súrlódási erő.

A vezérműtengely teljes felülete nitridálva lesz, ami önmagában eléggé kemény és kopásálló réteget kölcsönöz a tengelynek. A bütykön bevonatolást nem igen szokás alkalmazni, a dinamikus igénybevétel miatt, viszont a bütyökkel érintkező alkatrészen, a szelepcsészére lehet bevonatolást rakni. Mi a szelepcsészénket a Schrick-től rendeltük úgy, hogy azokon már legyen bevonatolás. Ennek a bevonatolásnak a lényege a súrlódási veszteségek, és az ebből származó kopások csökkentése.

A csapágyak futófelülete szintén nem tartalmaz bevonatot, mivel ez a felület is önmagában eléggé kopásálló felület a nitridréteg miatt. A csapágyakat, amelyeket az SKF-től rendeltünk, pedig szintén nem szokták bevonatolni.

Az axiális támasztásra szolgáló lemezekre szintén nem terveztem bevonatolást az első próbáig. Ettől függetlenül a bevonatolás lehetőségét nem vettem el, mindössze a költségek csökkentése miatt nem akartam addig bevonatoltatni ezeket az alkatrészeket, míg nem biztos a vezérműtengely megfelelő működése. A negyedik helyen, vagyis a lánckerék és a vezérműtengelyek között viszont olyan bevonatra van szükség, amely csökkentés helyett növeli a súrlódási tényezőt a két felület között. Ez azért fontos, mert a lánckerekeket felfogató csavarok méretezésében nagy szerepet játszik.

Súrlódási erővel az átvihető nyomaték hengeres felületen:

$$T = \frac{dk}{2} \cdot \mu \cdot Fa$$

ahol:

- dk : A közös súrlódó felületek középmérete.
- μ : A súrlódó felületek között fellépő súrlódási tényező.
- Fa : A két felületet összeszorító normál irányú erő.

A súrlódó felület középméretének a számítása:

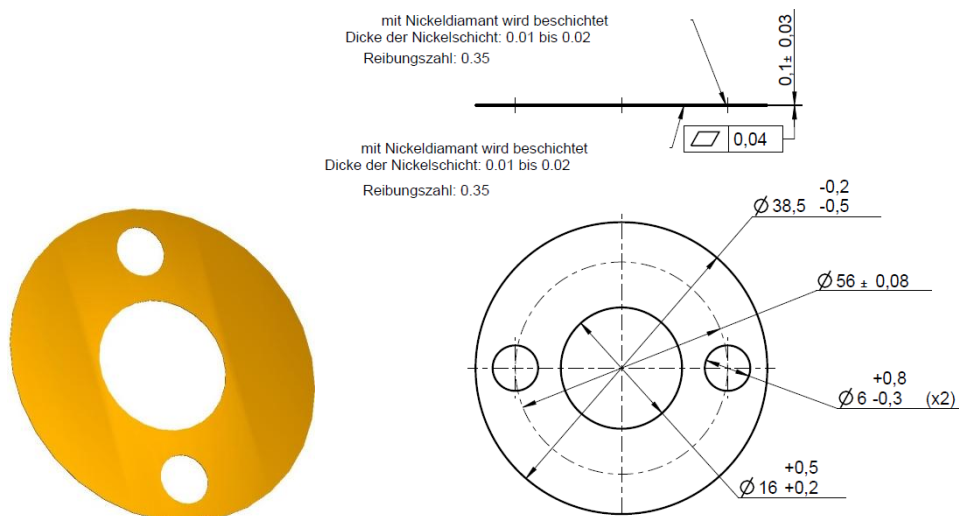
$$dk = \frac{D + d}{2}$$

ahol:

- D : A súrlódó felület nagyobbik átmérője.
- d : A súrlódó felület kisebbik átmérője.

A képletben a súrlódási tényező növelésével ugyan akkora nyomatékátvitel mellett kisebb erőt kell kifejteniük a csavaroknak, így kisebb csavarok is megfelelnek a kötés biztosítására. Ez azért előnyös, mivel a csavarok plusz tömeget és nagyobb helyigényt jelentenek.

Ennek érdekében olyan bevonatot kerestem a két alkatrész közé, amely növeli a súrlódási tényezőt a két felület között. Erre a célra találtam egy olyan bevonatot, amely egy Nikkel-gyémánt bevonat és 0,35-ös súrlódási tényezőt biztosít a felületek között. Ennek a bevonatnak ez elkészítése miatt felvettem a kapcsolatot egy német céggel, akik ilyen bevonatolással foglalkoznak. Ez a cég olyan lemezeket gyártanak, amik ezzel az anyaggal vannak bevonva. Így a két alkatrész közé a súrlódási tényező növelése érdekében egy ilyen lemezt terveztem, ami rendelkezik ilyen nikkel-gyémánt bevonattal.



12.1. ábra: Nikkel-gyémánt bevonattal rendelkező súrlódó betét



12.2. ábra: Nikkel-gyémánt bevonattal rendelkező felület kinagyítva

Nikkel-gyémánt bevonat nélkül a szükséges összeszorító erő:

$$D = 38,5 \text{ mm}$$

$$d = 16 \text{ mm}$$

$$T = 30 \text{ Nm} *$$

$$\mu = 0,2 **$$

$$dk = \frac{D + d}{2} = \frac{38,5 + 16}{2} = 27,25 \text{ mm}$$

$$Fa = \frac{2 \cdot T}{\mu \cdot dk} = \frac{2 \cdot 30 \cdot 1000}{0,2 \cdot 27,25} = 11009,17 \text{ N} \approx 11010 \text{ N}$$

A képletekbe helyettesítés után kiszámolható, hogy mekkora összeszorító erő szükséges a csavarok által ahhoz, hogy a kötés megfelelő legyen. 0,2-es súrlódási tényező esetén 11010 N szükséges ahhoz, hogy a kötés megfelelő legyen.

*A rugóerő következtében kialakuló maximális csavaró nyomaték a szívó oldali vezérműtengelyen.

**Körülbelüli érték súrlódási tényezőre két fém között.

Nikkel-gyémánt bevonat használatával a szükséges összeszorító erő:

$$D = 38,5 \text{ mm}$$

$$d = 16 \text{ mm}$$

$$T = 30 \text{ Nm}$$

$$\mu = 0.35$$

$$dk = 27,25 \text{ mm}$$

$$Fa = \frac{2 \cdot T}{\mu \cdot dk} = \frac{2 \cdot 30 \cdot 1000}{0,35 \cdot 27,25} = 6290,95 \text{ N} \approx 6300 \text{ N}$$

Nikkel-gyémánt bevonat alkalmazásával ~4700 N erőt lehet levenni a csavarokról, amely lehetővé teszi kisebb csavarok alkalmazását a láncok rögzítésére.

13. Vezérműtengely nitridálása, anyagi tulajdonságok

A tervezés során az alkatrész anyagának tulajdonsága nagy szerepet játszik, hiszen az anyag tulajdonságának ismerete nélkül nem tudhatjuk, hogy az adott alkatrész bírja-e a rá ható terheléseket. Éppen ezért fontos a megfelelő anyagkiválasztás, illetve hogy a tulajdonságai függvényében méretezzük az alkatrészt. Ebben a fejezetben a kiválasztott anyag tulajdonságait, különböző

hőkezelési eljárásokat, melyek gyakoriak a vezérműtengelyekre, és a kiválasztott hőkezelési eljárást mutatom be.

13.1. Anyag bemutatása

A vezérműtengelyeknél olyan anyagot választottam, amely lehetőleg minél nagyobb szilárdságú legyen, nagy legyen a keménysége, főleg a bütyök felületeken, és kicsi a kopása.

A választott vezérműtengely anyagom: 42CrMo4, ahol:

- C: 0,38 - 0,45 % között van a széntartalma
- Si: max. 0,40 % a szilícium tartalma
- Mn: 0,60 - 0,90 % között van a mangán tartalma
- P: max. 0,025 % lehet a foszfor tartalma
- S: max. 0,035 % lehet a kén tartalma
- Cr: 0,90 - 1,20 % között van a króm tartalma
- Mo: 0,15 - 0,30 % között van a molibdén tartalma
- Fe: bázisötvözet

Az ötvözetek ismerete fontos, mivel azok ismeretében, következtethetünk arra, hogy milyen tulajdonságokkal rendelkezik az adott anyag.

Tulajdonság \ Elem	Mn	Si	Cr	Ni	W	V	Mo	Co	Al
Keménység	+	+	++	+	+	+	+	+	≈
Nyúlás	≈	—	—	+	—	≈	—	—	—
Ütőmunka	≈	—	—	++	≈	+	+	—	—
Hőállóság	≈	+	+	+	++	++	++	++	≈
Nitridálhatóság	≈	—	++	—	+	+	+	—	++
Forgácsolhatóság	≈	—	—	—	—	—	—	—	≈
Kopásállóság	≈	+	+	— —	++	++	++	≈	≈
Hűlési sebesség	— —	—	— —	— —	— —	— —	— —	+	≈
Karbidképződés	≈	—	++	—	++	++	++	≈	—

+ növekedés ++ erős növekedés ≈ nem változik — csökkenés — — erős csökkenés

13.1.1. ábra: Az ötvözők hatásai az anyagra

A kiválasztott anyagnál, alkalmazás szempontjából a fontosabb tulajdonságok a keménység, a nitridálhatóság, és a kopásállóság. Az anyagban azok az ötvözetek, amelyek a vezérműtengely számára kedvezőek, azok nagyobb mennyiségben fordulnak elő. A többi elem nem ötvözőként szerepel az anyagban, hanem szennyezőként szerepel. Az egyik ötvöző a króm, amely a keménységet, a nitridálhatóságot, és a kopásállóságot is egyaránt növeli, míg a forgácsolhatóságot csökkenti, bár ez működés közben nem fontos. A másik ötvöző a molibdén, amely szintén javítja az anyag keménységét, a nitridálhatóságot is valamelyest, a kopásállóságot viszont jelentősen. A szilícium az anyag keménységét és a kopásállóságot növeli, viszont a nitridálhatóságot, illetve a forgácsolhatóságot rontja. A szennyezők az anyagban a kén és a foszfor, melyeknek a tartalma szinte elenyésző a kiválasztott anyagban.

42CrMo4 fontosabb tulajdonságai:

- Young modulus; 210000 MPa
- Szakítószilárdság; 1000...1200 MPa
- Nyúlás; 11%
- Nyúlás feszültség; 550...800 MPa
- Sűrűség; 7830 kg/m³
- Hőtágulás; 12,3 e-6/K
- Hővezető képesség; 46 W/mK
- Fajhő; 500 J/kgK
- Olvadáspont; 1540 °C
- Folyáshatár; 750 MPa (nemesített állapotban)

A vezérműtengelyek hőkezelésére szintén sokféle megoldás van. Általában nemesítés után, függően az anyagtól, gyakran alkalmaznak lángedzést, indukciós edzést, nitridálást, és betétedzést.

A lángedzés alkalmazásával az alkatrészek kopása csökken, illetve nő az edzett felület keménysége. Ezzel az eljárással 54...60 HRC-s felületi keménységet lehet elérni. A felületen kialakuló kéreg

vastagsága 1,5 és 5 mm közötti lehet. Edzés után a darabot megereszti a kialakuló belső feszültségek eltüntetése végett. Előnye, hogy gazdaságos, így kis darabszám esetén is kedvező az alkalmazása.

Indukciós edzés esetén a kis darabszám már viszont gazdaságtalan, így inkább sorozatgyártásban jellemző.

Nitridálás esetén az alkatrész egy olyan kemencébe kerül, ahol az 500...600 °C-os hőmérsékleten a nitridáló közegből nitrogént vesz fel a felület. A nitrogén egy része a kezelés pillanatában az acél felületén megtapad, majd azon átáramlik és tovább diffundál, a másik része megtapadni nem képes molekulává egyesül. Ez az eljárás csak nagy darabszám esetén gazdaságos. A nitridálásra alkalmas acélok a króm, a vanádium, alumínium, és a molibdén. Ezek által az elérhető felületi keménység 62-67 HRC lehet. A nitridálást megelőzően az alkatrészeket nemesíteni kell, méghozzá úgy, hogy a nemesítési hőmérséklet nagyobb legyen, mint a nitridálásé. A nitrid réteg vastagsága 0,2...0,8 mm.

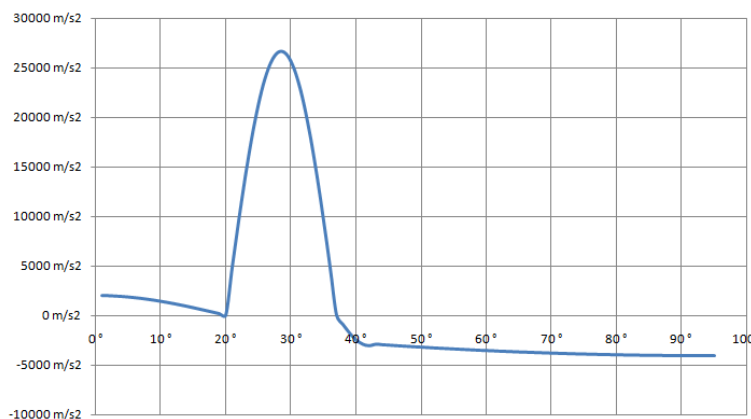
A betétben edzésnél szintén a kopásállóság, a felületi keménység a cél, melyet úgy érnek el, hogy a kis szén tartalmú anyagok felületét karbonnal dúsítják, melynek köszönhetően edzhetővé válik. A dúsítás után a felületet cementálják 880...980 °C-on. Ezzel az eljárással 0,5-0,9 mm vastag kopásálló felületet lehet létrehozni.

Az általam választott edzés végül a nitridálás lett, mert ezzel az eljárással rendkívül kemény (62...67HRC) felületi keménységet lehet elérni, mely rendkívül kopásálló is egyben.

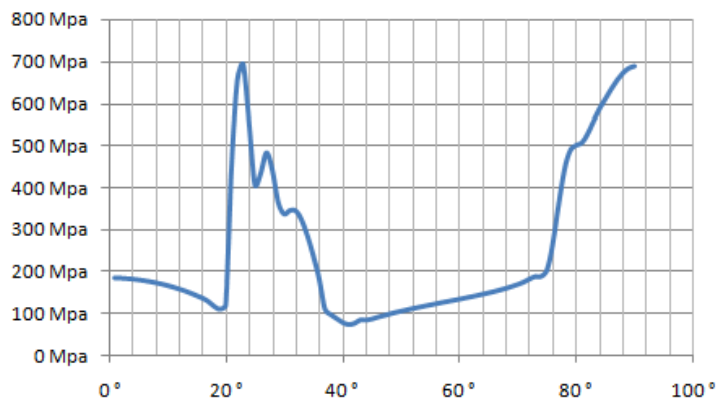
13.2. Nitrid réteg jelentősége

A vezérműtengelyek tervezése során az anyag felületén a folyáshatár egyre nagyobb szerepet játszott. Egy felület folyáshatárának meghatározására viszont nincs számomra nincs megoldás. A felületi réteg folyáshatárának meghatározására az ötlet, hogy legyártatok egy próbatestet, aminek vastagsága 2 mm, mely ugyan abból az anyagból van, mint a vezérműtengely. A próbatestet szintén benitridáljuk úgy, hogy a kialakuló nitridréteg vastagsága 0,4...0,5 mm közé essen. Nitridálás előtt természetesen ezt a darab is nemesítve van. Majd pedig szakítógépen elszakítjuk a próbatesteket. Mivel a próbatest keresztmetszete nagy részben nitridált réteg, a szakítás eredményéből már kaphatunk olyan eredményt, amely igaz hogy nem lesz pontos, de a bütyökprofil tervezése szempontjából már használható információt kaphatok. A vezérműtengelyek felületi folyáshatárának meghatározása a motor

szelepvezérlése miatt van szükség. A csapatban a legtöbb alkatrész tervezése egyidejűleg zajlott, és az alkatrészek között szoros kapcsolat áll fenn. Ebből kifolyólag a hengerfej öntvénye és a vezérműtengely tervezése is egy időben haladt. A szeleprugók tervezése viszont csak a vezérműtengelyek bütykeinek tervezése után kezdődött el. Míg a hengerfejöntvény konstrukciója elérte a végleges formát, addig a vezérműtengely bütykeinek a tervezése is elérte a majdnem végleges verziót. Mikor elkezdődött a szeleprugók tervezése, addigra már a hengerfejöntvényben meg volt a kialakított hely a rugók számára. A rugók méretezése során kiderült viszont, hogy a rugók számára fenntartott hely kicsi. A rugók méretezésénél döntő szerepet játszik a vezérműtengelyeken kialakított bütykök profilja, mivel ezekről függ a rugókra ható erők nagysága. Ha a bütyökre kisebb erő hat, akkor a rugót viszont nagyobb erő terheli, és ez ugyan így van fordítva is. Ha olyan rugót szeretnénk alkalmazni, amelyik elfér a hengerfejben kialakított helyen, ahhoz el kell érni, hogy a rugókra kisebb terhelés hasson. Ezt a bütyökprofilok tervezésénél meg lehet valósítani, viszont így a bütykök felületén kialakuló Hertz-feszültségek nagyobbak lesznek üzem közben. A vezérműtengelyek bütykei úgy lettek kialakítva, hogy azok Hertz-feszültségei 700MPa-os folyáshatárra lettek maximalizálva. A 700MPa-os folyáshatár viszont nem a felület folyáshatára, hanem a 42CrMo4-es anyag folyáshatára. A felület folyáshatára viszont a nitridréteg miatt ennél valószínűleg nagyobb, illetve a nitridálás miatt a felület annyira rideggé válik, hogy annak jóformán nincs is folyáshatára. Ha a szakításból sikerül kideríteni, hogy hozzávetőlegesen mekkora a folyáshatár, akkor a bütykök profiljait úgy lehetne tervezni, hogy szeleprugókra kisebb erő hasson. Ennek eredményeként pedig elég kisebb rugót is tervezni, amely beférne a hengerfejben a rugók számára kialakított helyre.



12.2.1. ábra: A Szívó oldali szelep gyorsulás függvénye



13.2.1. ábra: A szívó oldali vezérműtengely bütykein kialakuló Hertz feszültség diagramja

A szelepek gyorsulása és a bütykök felületén kialakuló Hertz feszültségek között szoros kapcsolat van. Ha a szelepgyorsulás pozitív része nő, akkor a bütykök felületén kialakuló Hertz feszültség maximuma szintén nőni fog. A bütyök profilja pedig a szelep gyorsulását befolyásolja.

A cél tehát az, hogy a próbatestek szakításaiból kiderítsem, hogy esetlegesen akár 700MPa fölötti Hertz-feszültség esetén is megfelel-e a vezérműtengely üzem közben. Ha szakításból kiderül, hogy a nitridréteg miatt nagyobb Hertz-feszültség is érheti a vezérműtengelyt, akkor a bütők profilját módosítani lehet úgy, hogy arra nagyobb erő hasson, míg a rugókra kisebb erő jut. Ha pedig a rugókra kisebb erő hat, akkor kisebb rugót is lehet tervezni, amelynek a méretei már megfelelőek lennének arra, hogy beépíthetők legyenek a hengerfejbe.

13.3. Folyáshatár meghatározása

A szakítóvizsgálat során a szakító próbatestet növekvő húzóterhelésnek vetjük alá, amíg el nem szakad. A szakítás diagramjából meghatározható az anyag szakítószilárdsága, a folyáshatára, és a szakadási nyúlása.

Az anyag tulajdonságaihoz tartozó paraméterek:

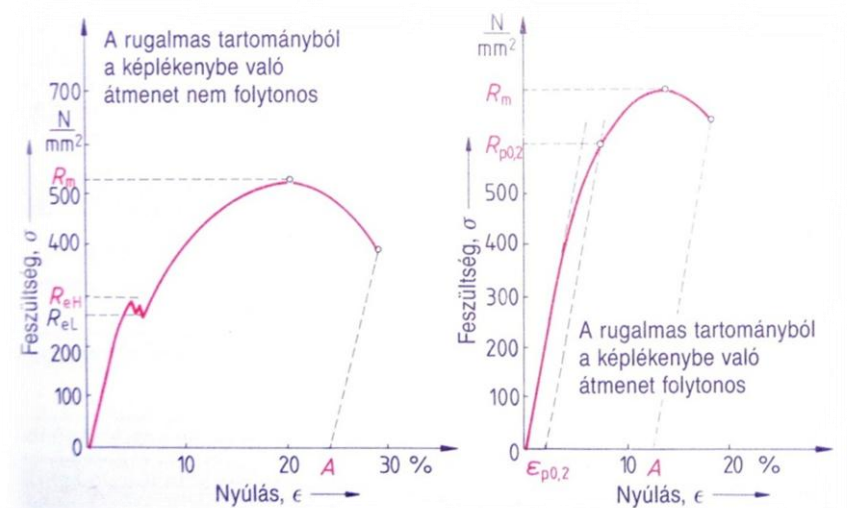
- Szakítószilárdság: R_m (N/mm²)
- Rugalmassági határ: R_p (N/mm²)
- Folyáshatár felső értéke: R_{eh} (N/mm²)
- Folyáshatár alsó értéke: R_{el} (N/mm²)
- Szakadási nyúlás: A (%)

$$R_m = \frac{F_m}{S_0}$$

$$R_{el} = \frac{F_{el}}{S_0}$$

$$R_{eh} = \frac{F_{eh}}{S_0}$$

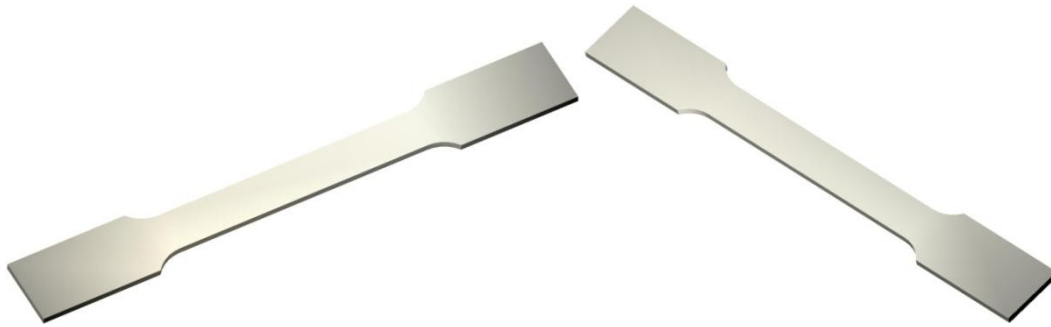
$$A = \frac{L_u - L_0}{L_0} \cdot 100$$



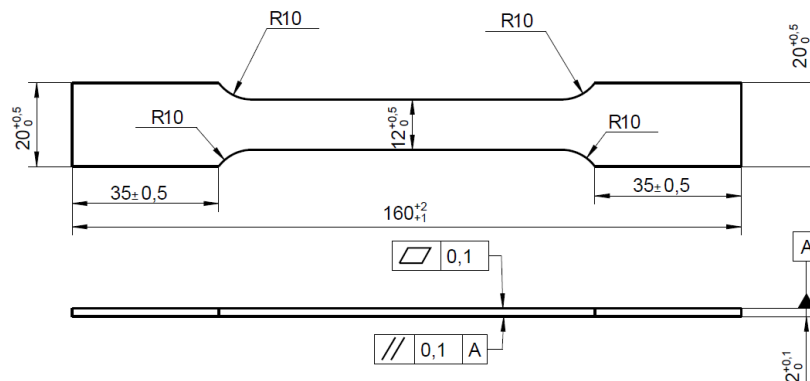
13.3.1. ábra: Szakítódigramok

13.4. Próbatétel bemutatása

A próbatest ugyan abból az anyagból készült, mint a vezérműtengely anyaga, vagyis 42CrMo4-ból, mely szintén nitridálva van nemesítés után. A próbatest vastagsága 2 mm, a nitridréteg vastagsága pedig 0,5mm a próbatest egész felületén. Ennek az a célja, hogy a nitridréteg az egész próbatest keresztmetszetében minél nagyobb helyet foglaljon el. Ennek hátránya viszont az, hogy ha túl nagy részt foglal el a nitridált réteg a keresztmetszethől, akkor fenn áll a veszélye annak, hogy a belső feszültségek miatt elreped a próbatest, és így használhatatlanná válik. Mivel a nitridréteg nagyon rideg, túl kicsi magkeresztmetszet esetén könnyen törékennyé válhat a próbatest.



13.4.1. ábra: A nitridált próbatest modellje



13.4.2. ábra: A szakító próbatest méretei

A dokumentációmban a szakítás eredményét nem tudom bemutatni a szűkös határidők miatt, vagyis a dokumentációm leadása előtt nem volt időm a testeket elszakíttatni, mivel azok gyártása későn fejeződött be. Ettől függetlenül a próbatestek el lesznek szakítva, és a kapott eredményeket a vezérműtengelyeken lévő bütyökprofilok tervezésében fel lehet használni.

14. Büttyökprofil tervezése

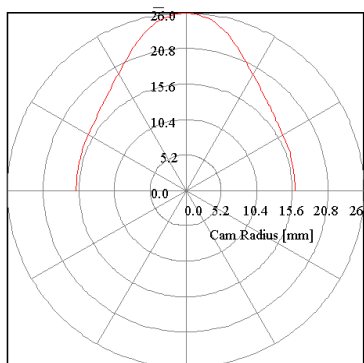
Az egyedi bütyökprofil tervezése egy másik csapattagom feladata volt, aki idő közben befejezte az egyetemi tanulmányait, így a feladatai a későbbiekben már hozzám tartoztak. A bütyökprofil tervezését tehát nem a nulláról kellett elkezdenem, hanem már volt számomra egy alap profil, amiből kiindulhattam.

Az egyedi bütökprofil tervezésénél az alábbi dolgokra kellett oda figyelnem:

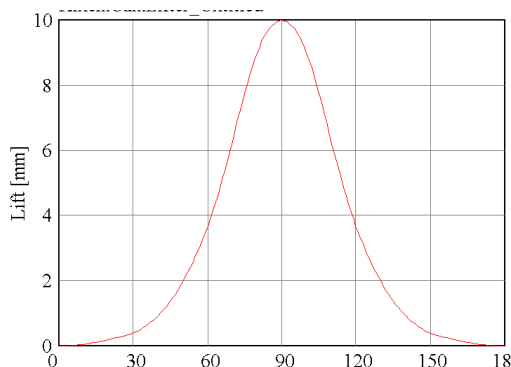
- A maximális szelepnýtás szívó oldalnál 10mm, kipufogó oldalnál pedig 8mm legyen.

- Az általam módosított bütyökprofil ne csökkenjen jelentős mértékben a motor nyomaték görbéje.
- Lehetőleg olyan legyen a bütyökprofil geometriája, hogy üzem közben minél kisebb rugóerőre legyen szükség.
- A felületen kialakuló Hertz-feszültség maximuma ne legyen nagyobb a felület folyáshatáránál.
- Szelepösszenyitáskor a szelepek ne érintkezzenek egymással.

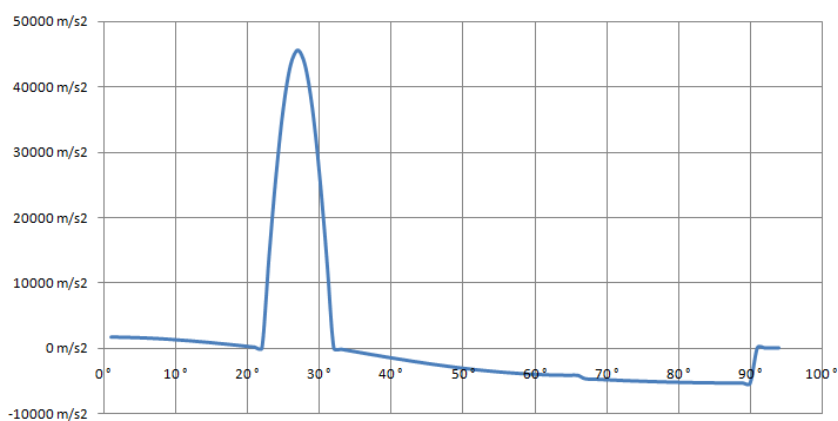
14.1. Eredeti bütyökprofil



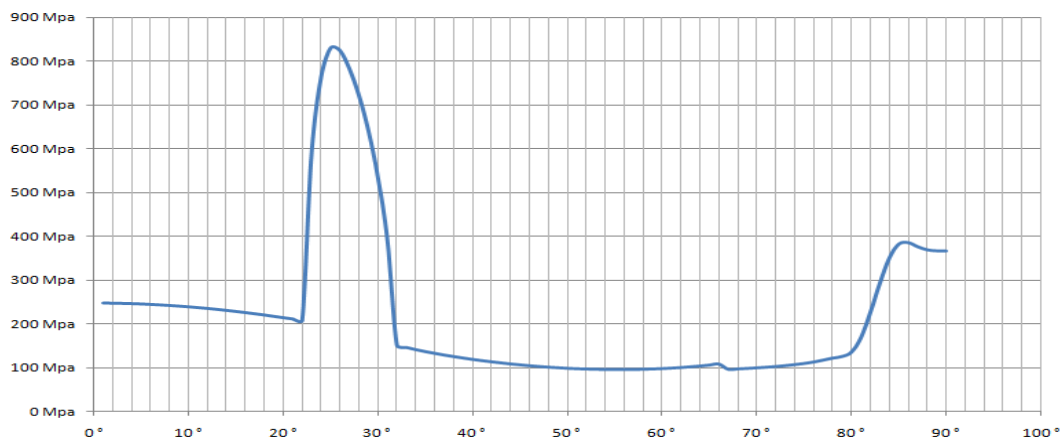
14.1.1. ábra Szívó bütyökprofil



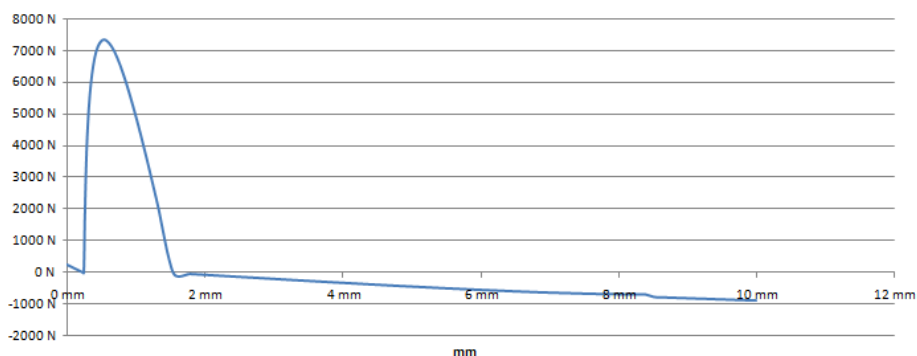
14.1.2. ábra Szelepnyitás



14.1.3. ábra Szelepgyorsulás



14.1.4. ábra Hertz-feszültség kialakulása



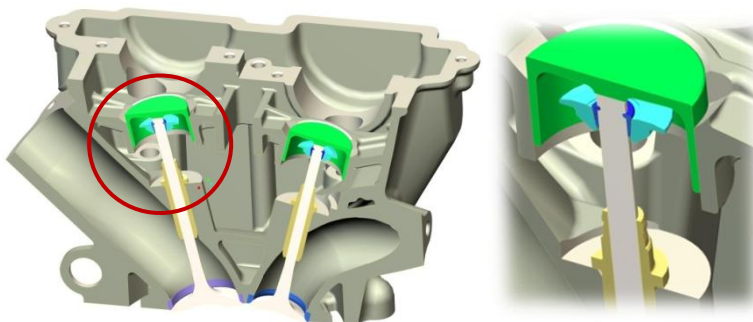
14.1.6. Tömegelő a szelepnnyítás függvényében

Értékei:

- Maximális szelepnnyítás: 10 mm
- Maximális szelepgyorsulás: 46000 m/s^2
- Maximális Hertz-feszültség: 843 MPa
- Legnagyobb tömegelő: 7350 N

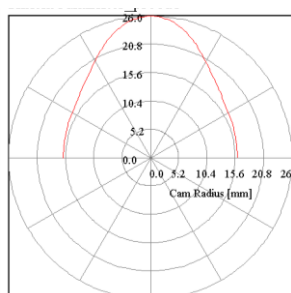
14.2. Módosított bütyökprofil

Mikor elkészült az első véglegesnek mondható bütyökprofil, elkezdődött a szeleprugók tervezése, aminél a későbbiekben kiderült, hogy a hengerfejben kevés hely lett kialakítva a rugók számára. Több szimuláció és számolás után kiderült, hogy nem tervezhető a szeleprugók számára fenntartott helyre olyan szeleprugó, amely 6000 fordulat/perces fordulatszámra alkalmazható lenne a számunkra. A problémára megoldás, hogy a bütyökprofil módosítottam olyan mértékben, hogy a szeleprugókat minél kisebb erő érje üzem közben. Ennek viszont az a hátránya, hogy a bütyök felületén kialakuló Hertz-feszültség értéke megnő. Ennek függvényeként módosítottam a bütyök modelljét.

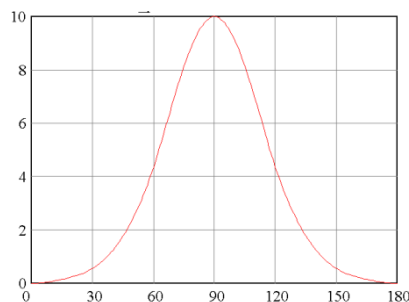


14.2.1. ábra A rugó számára kialakított hely

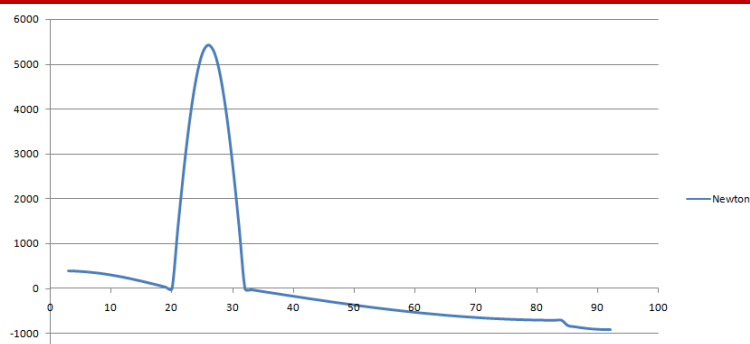
Szívó oldali bütyökprofil



14.2.2. ábra Szívó bütyökprofil



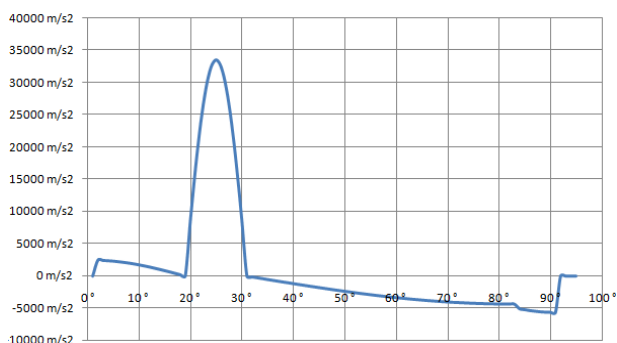
14.2.3. ábra Szelepnnyítás függvénye



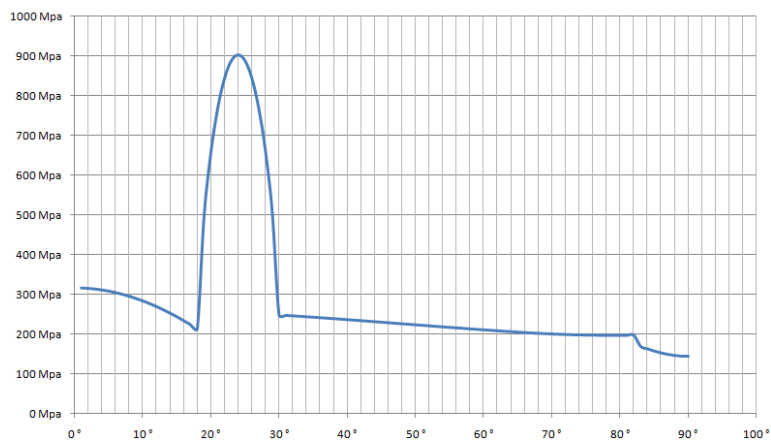
14.2.3. ábra Tömegelőők

Értékei:

- Maximális szelepnýtás: 10 mm
- Maximális szelepgyorsulás: 33400 m/s^2
- Maximális Hertz-feszültség: 903 MPa
- Legnagyobb tömegelőő: 5470 N

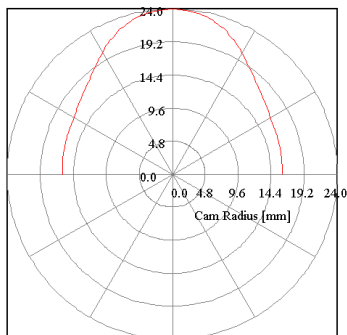


14.2.4. ábra Szelepgyorsulás

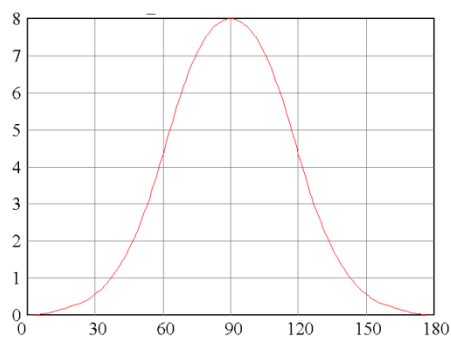


14.2.5. ábra Hertz-feszültség

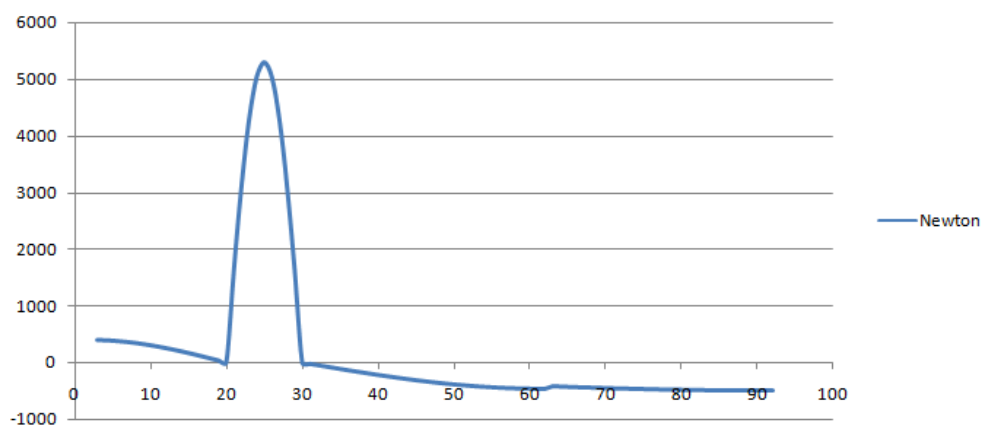
Kipufogó oldali bütőkprofil



14.2.6. ábra Kipufogó bütőkprofil



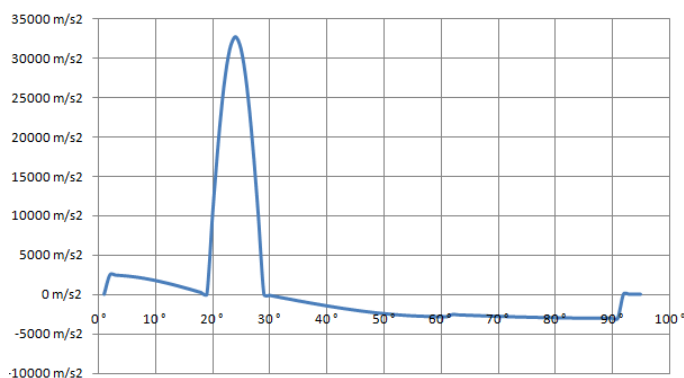
14.2.7. Szelepnýtás függvénye



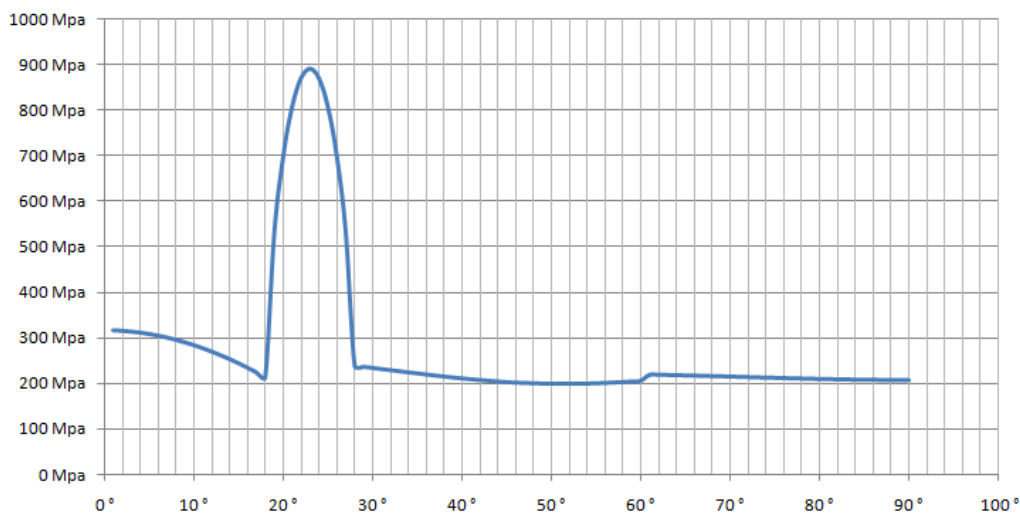
14.2.8. ábra Tömegerők

Értékei:

- Maximális szelepnyitás: 8 mm
- Maximális szelepgyorsulás: 32700 m/s²
- Maximális Hertz-feszültség: 892 MPa
- Legnagyobb tömegelő: 5290 N



14.2.9. ábra Szelepgyorsulás



14.2.10. ábra Hertz-feszültség

15. Legyártott alkatrészek

A vezérműtengely kapcsolatos feladataim nagy részét már elvégeztem. Pár feladat maradt hátra amiket még meg kell csinálnom, illetve a vezérműtengely tesztelése és annak a későbbi továbbfejlesztése. Így pár alkatrészem már el is készült, illetve félig készen is vannak.



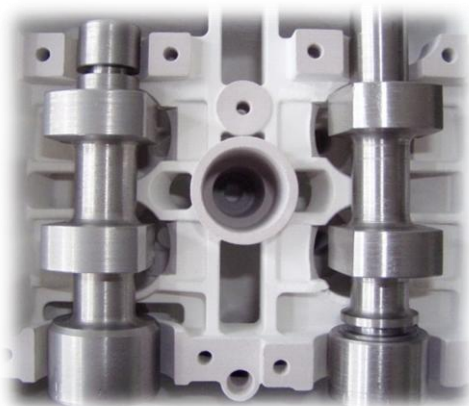
15.1. ábra: Vezérműtengelyek félkészén



15.2. ábra: Csapágyak csapágyfedelekkkel



15.3. ábra: A vezérműtengelyek és a hozzájuk kapcsolódó alkatrészek



15.4. ábra: A vezérműtengelyek, csapágyak, csapágyfedelek a hengerfej Rapid prototyp-os modelljén

16. Hátralévő feladatok

A vezérműtengelyekkel kapcsolatban a feladat nem áll meg a gyártásnál. A legyártott alkatrészeket össze is kell szerelni, majd tesztelni is kell őket és a tesztelésből pedig következtetéseket kell levonni

arról, hogy megfelelően működik-e, ha igen akkor hogyan lehetne tovább fejleszteni az alkatrészeket, mind tömeg, és mind teljesítmény szempontjából. Természetesen az alkatrészek élettartama is fontos, bár versenysportban a teljesítmény játszik döntőbb szerepet. Ha pedig tesztelés következtében meghibásodna valamelyik alkatrész, akkor pedig ki kell értékelni, hogy mi a hiba, újra kell tervezni az alkatrészt, melyet le is kell gyártani. Ez a folyamat egészen addig tart, míg az alkatrészek működése megfelelő nem lesz. A vezérműtengelyek tervezésénél rengeteg olyan irányzat van, melyek alkalmazásával hatékonyabbá válnak a tengelyek.



16.1. ábra: További feladatok a vezérműtengellyel

17. Felhasznált irodalom

- [1] <http://students.sae.org/competitions/formulaseries/rules/2010fsaerules.pdf>; 2010 hivatalos Formula SAE® Szabályzat
- [2] Michael Trzesniowski; Rennwagenteknik; Wiesbaden 2008; ISBN 978-3-8348-0484-6
- [3] Eduard Köhler-Rudolf Flier; Verbrennungsmotoren; Wiesbaden 2006; ISBN-10 3-528-43108-3
- [4] Bohner-Gscheidle-Leyer-Pichler-Saier-Schmidt-Siegmayer-Zwickel; Gépjárműszerkezetek; Budapest 2008; ISBN 978-963-16-1867-9
- [5] Ocskó Gyula; Gépjárműtechnikai szakrajz; Budapest 2006; ISBN 963 9005 746
- [6] Frischherz-Dax-Gundelfinger-Häffner-Itschner-Kotsch-Staniczek; Fémtechnológiai Táblázatok
- [7] Needle roller bearings SKF; SKF Group 2010
- [8] Háromi Ferenc-Kovács Gáborné; Gépszerkezettan 1. Műszaki ábrázolás; 2006
- [9] Bider Zsolt-Lászlóné Pozsgai Anna- Tóth József; Gépszerkezettan 2. Gépelemek; 2006
- [10] Balogh Tibor-Bukoveczky György-Lászlóné Pozsgai Anna-Veres Miroslav; Gépszerkezettan 3.; 2006
- [11] <http://www.matbase.com/material/ferrous-metals/high-grade-steel/42crmo4/properties>
- [12] Csizmazia Ferencné dr.; Hőkezelés; Győr 2003