

**Budapesti Műszaki  
és Gazdaságtudományi Egyetem  
Gépjárművek és Járműgyártás tanszék**

**MŰEGYETEM**



**GÉPJÁRMŰVEK  
TANSZÉK**

# **Kerékagymotoros Formula Student versenyautó fékrendszerének és tengelycsonkjainak tervezése és szilárdsági vizsgálata**

**Bodolai Péter HSBYTP**

**Csortán-Szilágyi György RNL41I**

**Konzulens: Dr. Varga Ferenc, Kádár Lehel,  
Dr. Balázs Gergely György**

2013.11.03.



**Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem Gépjárművek és Járműgyártás Tanszék**  
Budapest, XI. Stoczek u. 6. J. épület. Levélcím: Budapest, Pf. 1521, telefon: 463-1615, fax: 463-3978,  
e-posta: titkarsag@auto.bme.hu, web: www.auto.bme.hu

## TARTALOMJEGYZÉK

1.	Bevezetés .....	4
1.1.	Kerékgymotorok és a hajtásrendszer.....	5
1.2.	Futómű .....	6
1.3.	Kormányrendszer .....	7
1.4.	Járműváz .....	8
2.	Fékkrendszer tervezése .....	9
2.1.	Előzetes megfontolások.....	9
2.1.1.	Versenyszabályzat .....	9
2.1.2.	Rögzítőfék használata .....	10
2.1.3.	Féknyergek kiválasztása .....	10
2.1.3.1.	Első féknyergek .....	11
2.1.3.2.	Hátsó féknyergek.....	11
2.1.4.	A fékezés dinamikája.....	12
2.2.	Féktárcsák tervezése.....	22
2.2.1.	Első féktárcsa kialakítása.....	22
2.2.2.	Hátsó féktárcsa kialakítása.....	24
2.3.	Fékkrendszer felépítése .....	25
3.	Tengelycsonkok tervezése .....	25
3.1.	Tengelycsonk funkciója .....	25
3.2.	Tervezés menete.....	26
3.3.	Az első tengelycsonk kialakítása .....	27
3.3.1.	Anyagválasztás, gyártási eljárás: .....	29
3.3.2.	A végső modell geometriája .....	32
3.3.3.	Kerékdőlés változtatása .....	33
3.4.	Az első tengelycsonk szilárdsági analízise .....	35
3.4.1.	Terhelő erők meghatározása .....	35
3.4.2.	Terhelések definiálása.....	36
3.4.3.	Kényszerek definiálása .....	40
3.4.4.	Háló definiálása .....	42
3.4.5.	Eredmények értékelése .....	43
3.4.5.1.	Teljes deformáció .....	43
3.4.5.2.	Maximális feszültség .....	45
3.5.	Hátsó tengelycsonk tervezése .....	47
3.5.1.	Tengelycsonk beépítési környezetének vizsgálata .....	47
3.5.2.	A tengelycsonk geometriája.....	49
3.5.3.	A tengelycsonkot a motor állórészéhez rögzítő csavarok szilárdsági ellenőrzése .....	52
3.6.	A hátsó tengelycsonk szilárdsági analízise .....	53
3.6.1.	Terhelő erők meghatározása .....	53
3.6.2.	Terhelések definiálása.....	54
3.6.3.	Kényszerek definiálása .....	58
3.6.4.	Háló definiálása .....	60
3.6.5.	Eredmények értékelése .....	60
3.6.5.1.	Teljes alakváltozás.....	60

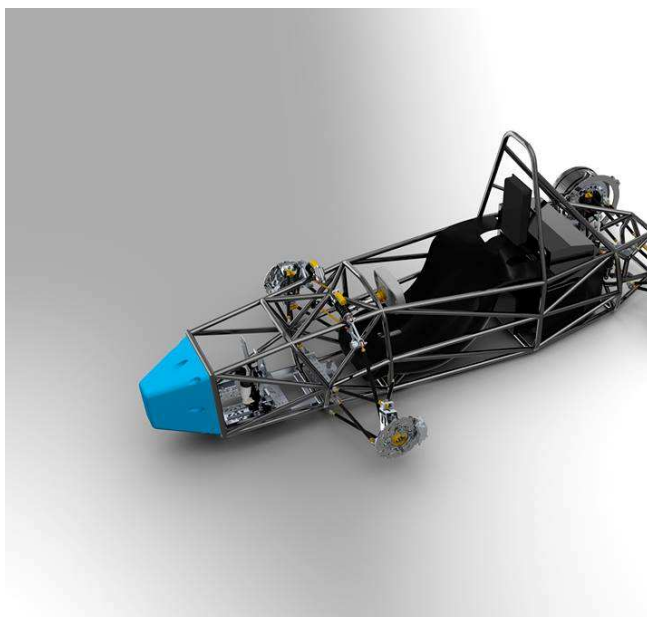
3.6.5.2. Maximális feszültség .....	61
4. Összefoglalás .....	62
Ábrajegyzék .....	64
Irodalom .....	67

## 1. Bevezetés

A BME-Motion egyetemi csapat 2010-ben alakult azzal a céllal, hogy hallgatók által elkészítsék az első magyar kerékagymotoros, elektromos meghajtású Formula Student versenyautót. Ez a koncepció egyedülállónak számít – a Formula Student világában még nem épült hallgatók által tervezett kerékagymotor, és ennek segítségével direkt meghajtású kerékagymotoros autó. A csapatban mintegy negyven gépész-, villamos- és közlekedésmérnök hallgató és oktató vesz részt. A versenyautó megépítése mellett a csapat célja, hogy a hazai alternatív hajtású járművek és a nemzetközi Formula Student sorozat versenyein is részt vegyen.

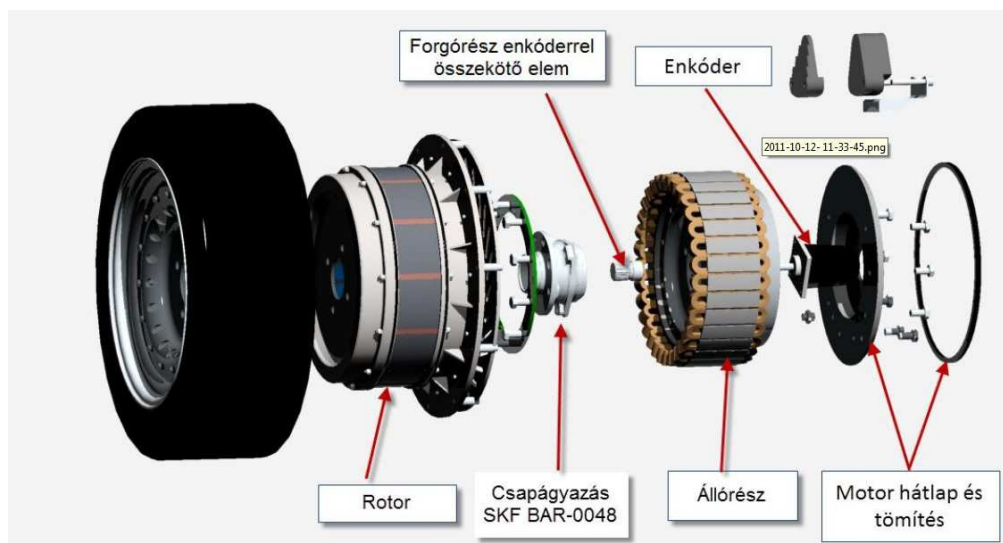
A jármű megépítésének a versenyen túlmutatóan célja, hogy a legújabb, leginnovatívabb autóiipari fejlesztéseket is megvalósítsuk. A kerékagymotorokon kívül ilyen elem még a jármű kormányműve, a kormánykereke, hűtőrendszere és a hátsó féknyereg kialakítása is.

A csapatba idén tavasszal csatlakoztunk, feladatunk a jármű tengelycsonkjainak megtervezése illetve a fékrendszer méretezése volt. A TDK munkánk során bemutatjuk magát az eddig megtervezett járművet, a tervezés folyamatát, az első- és hátsó tengelycsonk konstrukcióját és a fékrendszer kialakítását. A megtervezett alkatrészekon végelelemes szilárdságvizsgálatokat is végeztünk. Foglalkozunk továbbá az alkatrészek gyárthatóságával, szerelhetőségével illetve a futómű és a tengelycsonk optimális kapcsolatával.



1. ábra A tervezett jármű felépítése

## 1.1. Kerékagymotorok és a hajtásrendszer



2. ábra Kerékagymotor robbantott ábrája[1]

A mellékelt ábrán látható a kerékagymotor felépítése. A rotor szoros illesztéssel csatlakozik a versenyszabályzat által előírt 12"-os felnikbe. A rotor összefogott részében foglal helyet a mágneses forgórész. Az állórész és a forgórész között 0,8 mm légrés van.

A járműben két kerékagymotor foglal helyet a hátsó (nem kormányzott) kerekekben. A motorok hajtásrendszere két állandómágneses szinuszmegosztó szinkron kerékagymotorból, ezeket tápláló háromfázisú hídkapcsolású kétszintű feszültség inverterekből és a villamos energia tárolására szükséges LiFePO<sub>4</sub> akkumulátor modulból áll, továbbá mezőorientált áramvektor szabályozással vannak ellátva.

Az autóban elhelyezett szenzorok jeleinek feldolgozását, és magasabb szintű feldolgozási és vezérlési feladatokat a járművezérlő berendezés látja el. A motor hűtését passzív léghűtéssel és aktív vízhűtéssel oldjuk meg.

A megvalósítandó konstrukció előnye, hogy fejlett szabályozással a kerekekre jutó nyomaték intelligensen és dinamikusan szabályozható, valamint nagy forgatónyomaték érhető el alacsony fordulatszámon is, illetve a kompakt méret. Ráadásul a teljes erőátviteli rendszer (váltó, kardántengely, differenciálmű) szükségtelenné válik ellentétben a belsőégésű motoros hajtásokkal.

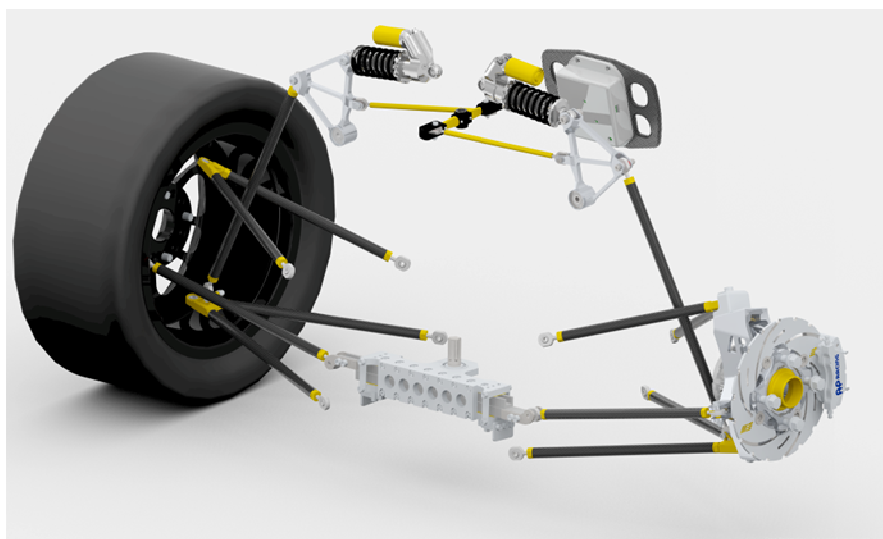
Tervezett maximális sebesség	100 km/h	
	Folyamatos üzem	Rövid idejű üzem
Látszólagos teljesítmény	21 kVA	57 kVA
Leadott hatásos teljesítmény	17 kW	22,5 KW
Névleges feszültség	270 V	
Névleges áram	48 A	120 A
Frekvencia	266,7 Hz	
Teljesítménytényező	0,79	0,46
Névleges fordulatszám	760 1/min	440 1/min
Hatásfok	0,96	0,86
Névleges nyomaték	215 Nm	485 Nm

**1. táblázat** A tervezett motorok paraméterei

## 1.2. Futómű

A felfüggesztés az autó szerves része, hiszen ez köti össze a kerekeket az autó vázával. A jármű kialakításának egyik alapja, amely komolyan befolyásolja az autó menetdinamikáját. A versenyautónkba elől és hátul egyaránt háromszög-trapéz lengőkaros (közismertebb nevén kettős keresztlengőkaros) felfüggesztés kerül, amely utcai autókban viszonylag ritka, versenyautókban viszont szinte szabványnak tekinthető. Elöl s hátul egyaránt nyomórudas típusú a felfüggesztés, amit a Formula-1-ben is láthatunk - a rugóstagok mind a karosszérián belülre rejtettek, a talajról ható erőket a nyomórúdon és egy himbán keresztül veszik fel. A megfelelő kanyardinamika elérése céljából keresztstabilizátorok találhatóak mindkét helyen.

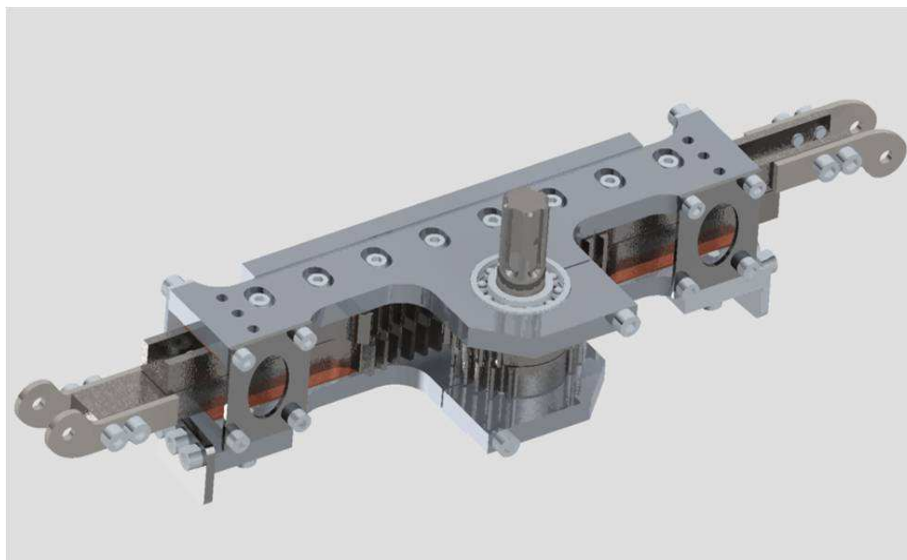
A felfüggesztés szoros kapcsolatban áll a kormányművel és a kerekek tengelycsonkjaival - ezek alap kialakítását mind a felfüggesztés geometriája szabja meg, melyet hosszas szimulációk alapján állapítottunk meg.

**3. ábra** Első futómű**4. ábra** Hátsó futómű

### 1.3. Kormányrendszer

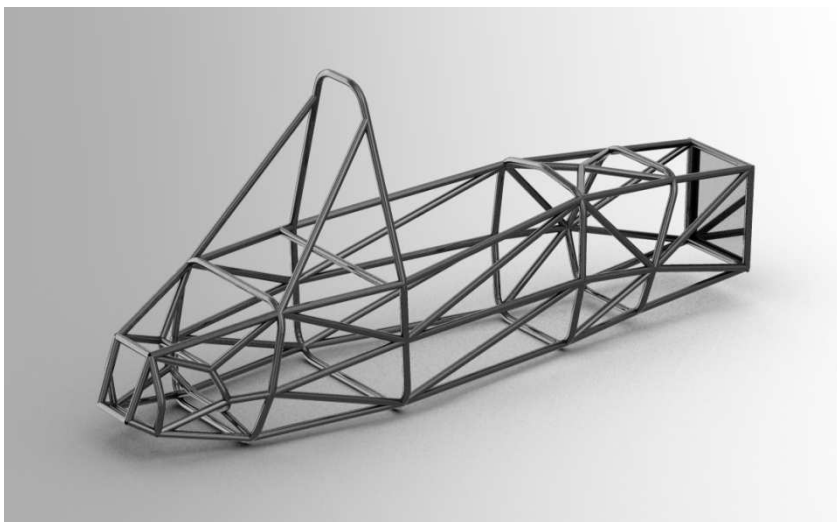
Járművünk kormányrendszere a kormánykerékből, kormánytengelyekből, a kormányműből és a kormányösszekötőkből áll. A pilóta a kormánykerékkel van kapcsolatban, annak elfordításával irányítja a járművet. A kormánytengelyek továbbítják a kormány forgó mozgását a kormányműnek. A kormánytengelyhez kormányzög szenzor is csatlakozik. A kormánymű a kormánytengely forgó mozgást alternáló mozgássá alakítja, ez az alternáló mozgás a kormányösszekötő rudazaton keresztül a kerékhez kapcsolódó, úgynevezett upright-ot forgatja el.

A kormánykerékünk korszerű technológiájú 3D nyomtatással készül, kétféle anyagból. Így egyetlen alkatrészként lehetővé teszi, hogy a nagyobb szilárdságú szerkezeti rész köré puhább anyagból markolat készüljön. Változó áttételű fogaskerék-fogasléc kapcsolattal valósul meg a kormányzás.



5. ábra Kormánymű

#### 1.4. Járműváz



6. ábra A jármű váza

Az autó egy térhálós acél vázszerkezetre épül. A Formula Student szabályzat szigorú követelményeket támaszt a geometriai és szilárdsági megfelelésére egyaránt.



A váz tervezésénél elsődleges cél egy olyan konstrukció kialakítása, amely képes ellátni a későbbiekben az összes funkcióját, elsősorban az autó fő szerkezeti egységeinek elhelyezését és a terhelések közvetítését, miközben törekedni kell a tömeg minimalizálására és a járműdinamikai paraméterek optimalizálására. A váz alapkövetelményeit a T3.2, geometriai előírásait a T3.10, az anyagkövetelményeket pedig a T3.4 szabályzati pont tartalmazza.

A vázszerkezetnek el kell viselnie a verseny és tesztek során az autót terhelő különböző hatásokat és meg kell védenie az autót vezető pilótát egy baleset során. A vázszerkezetben az autó összes alkatrészének megfelelő helyet kell biztosítani. A szerkezetnek meg kell felelnie az aktuális versenyszabályzatoknak.[2]

## 2. Fékrendszer tervezése

A fékrendszer kialakítását a versenyszabályzat írja elő. A fékrendszer tervezését jármű fékezéséhez szükséges paramétereinek összegyűjtésével és kiszámításával kezdtük. Ezt követően kezdtük keresni a megfelelő alkatrészeket, majd folytattuk a munkát a féktárcsák tervezésével és méretezésével. Az elkészült koncepciót összevetettük a eddig megtervezett járművel, a fék és a tengelycsonkok kapcsolataival.

### 2.1. Előzetes meggondolások

#### 2.1.1. Versenyszabályzat

A járművet a 2013-as SAE Formula Student versenyszabályzatnak[2] megfelelően tervezzük. Ez alapján fékrendszerre a következő követelmények vonatkoznak:

- A jármű mind a négy kereke fékezett kell legyen
- Két független hidraulikus fékkörrel kell, hogy rendelkezzen
- Fékkörönként külön fékfolyadék-tartály
- 'Brake-by-wire' rendszer nem megengedett
- Szigeteletlen műanyag fékcsovek nem használhatóak
- A fékrendszert védő borítással kell ellátni
- A fékrendszer nem érhet lejjebb a jármű vázánál

- A fékrendszer hibátlanul kell működjön 2000N fékpedálra kifejtett erő esetén is
- A fékpedál anyaga vas, alumínium vagy titán lehet
- Elektromos járművek esetén a fékpedálút első 90%-a regeneratív fékezésre használható fel a hidraulikus fékkör közbeavatkozása nélkül. Ha a pedálút túllépi a 90%-ot, akkor kell beavatkozzon a fékkör, de a regeneratív fékezés továbbra is fennállhat.
- A fékrendszer dinamikusan tesztelt, mind a négy kereket fékeznie kell egy egyenes vonalú pályán, meghatározott gyorsítás után
- Elektromos járművek esetén a fékezés csak a hajtásrendszer kikapcsolásával lehetséges
- Elektromos blokkolásgátló (ABS) nem megengedett
- Fékkör kiesés esetén meg kell akadályozni a fékpedál-túlfutást
- A járművet piros színű féklámpával kell ellátni a jármű vízszintes középvonala és a vezető vállmagasságának metszéspontjában

### 2.1.2. *Rögzítőfék használata*

A Formula Student és egyéb alternatív hajtású járművek versenyét teljesen sík pályán rendezik, így feltételezzük, hogy nem kell majd az autó lejtőn megálljon. A rögzítőfék használata Formula Student autókban nem elterjedt (pl. BME-FRT autókban sem használnak rögzítőféket), így a költségek és az összsúly csökkentése érdekében ennek használatától most eltekintünk.

### 2.1.3. *Féknyergek kiválasztása*

A féknyergek kiválasztásánál az alábbi követelményeknek megfelelő nyergeket kerestünk:

- Könnyű, kis helyigény
- Merevség
- Melegedéssel szemben érzéketlen
- Zajmentes, megbízható és biztonságos üzem üzem
- Egyszerű hidraulikatér, fékbetétekre azonos erők hassanak
- Egyszerűen cserélhető fékbetét

### 2.1.3.1. Első féknyergek

Az első tengelyen két darab négydugattyús fixnyerges féknyereg gondoskodik a fékezésről. Korábbi tapasztalatok alapján és jó vélemények alapján egy AP Racing CP4227 típusú féknyeret választottunk. Méretben, súlyban és a számításaink alapján teljesítményben is megfelelő az jármű számára. A nyereg következő főbb specifikációkkal bír: 4 dugattyú, egyenként 25,4 mm átmérőjű, megengedett legnagyobb féktárcsa átmérő: 220 mm, súlya 0,5 kg.



7. ábra A választott féknyereg

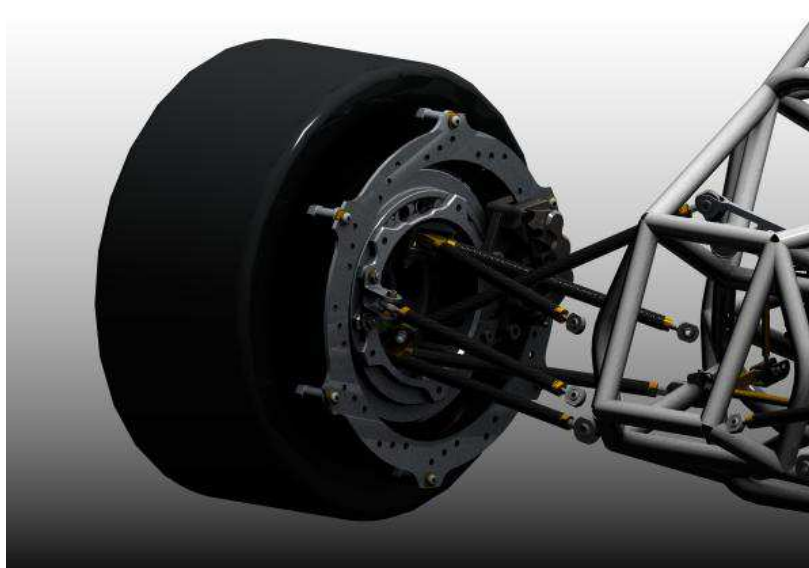
### 2.1.3.2. Hátsó féknyergek

A tengelycsonk és a futómű kapcsolata nem teszi lehetővé azt a klasszikus fékkonstrukciót, amit az első futóműnél alkalmazunk. A hely szűke miatt nem megoldható a féktárcsa kívülről történő megfogása, így a féknyergeket a tengelycsonkhoz rögzítve, belülről kapcsoljuk a kerék kerületén elhelyezkedő úszó féktárcsához.

Az ilyen fajta féknyereg-kialakítás rendkívül ritka a járműiparban. Egyedül a Buell motorgyártó cég alkalmazta a ZTL (ZeroTorsionalLoad) néven szabadalmaztatott féknyeret. A kialakítás előnye, hogy könnyebb, mint a hagyományos úszónyerges kivitel, tovább javítja a felfüggesztés rugózását és a jármű irányíthatóságát azáltal, hogy csökken a rugózatlan tömeg.[4]Önállóan, kereskedelmi forgalomban nem kapható, így egy már megvásárolt bontott Buell motor féknyergét fogjuk alkalmazni a hátsó kerekek lefékezésére. A féknyereg 6 dugattyús, dugattyúinak átmérője 10-13-15 mm.



**8. ábra** és A megvásárolt féknyereg és egy Buell motor első kerékfékének kialakítása



**9. ábra** A tervezett hátsó fékkonstrukció

#### 2.1.4. **A fékezés dinamikája**

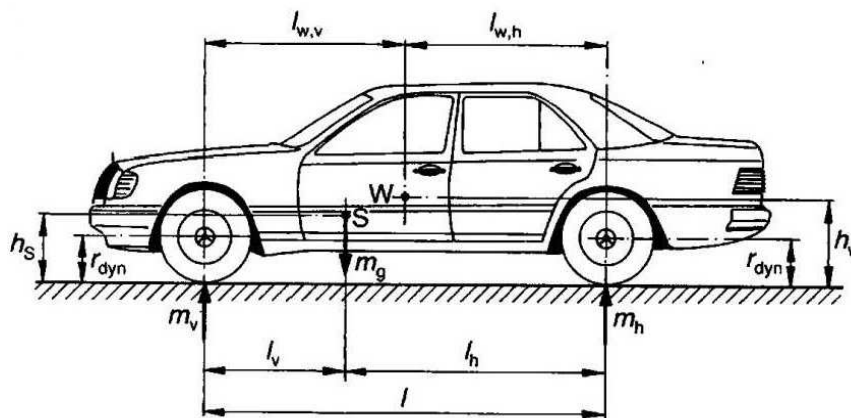
A következő számítások célja, hogy megállapítsuk a jármű viselkedését fékezés közben, továbbá, hogy meghatározzuk a hidraulikus fékkörben uralkodó maximális fékfolyadék-nyomást, illetve ehhez mérten választhatjuk ki a fékkör szükséges alkatrészeit.

A gépjárművek üzemi fékrendszereinek feladata, hogy jól tapadó útfelületen jó minőségű gumiabroncsokkal a lehető legnagyobb lassulást és lefékezettséget biztosítsa, a stabilitás és irányíthatóság megőrzése mellett. Az elérhető legnagyobb lassulás a talaj és a gumiabroncsok közötti tapadástól függ. Mozgás közben azonban a kerekek terhelése változhat statikusan (a jármű terhelésétől és az útpálya lejtésétől),

illetve dinamikusan (a tehetetlenségi erőktől és az útegyenetlenségektől). A legnagyobb lassulás csak úgy érhető el, ha az ehhez szükséges összfékerő felosztása az egyes kerekek között a tapadási feltételek szerint történik. A jármű tengelyei közötti fékerőfelosztás meghatározza a futóművek blokkolási sorrendjét.

Terveink alapján a jármű a következő paraméterekkel fog rendelkezni: (a későbbiekben ezekkel az adatokkal számolunk)

- Jármű súlya (vezetővel együtt):  $G = 3000N$
- Súlypontmagasság:  $h_s = 279 \text{ mm}$
- Tengelytávolság:  $l_t = 1670 \text{ mm}$
- Kerék gördülési sugara:  $R_{din} = 2500 \text{ mm}$
- Tengelyterhelés-megoszlás: 39-61 %



10. ábra A jármű paraméterei[3]

Fajlagos statikus tömegközéppont magasság:  $\chi = \frac{h_s}{l} = \frac{279}{1670} = 0,1670$

Fajlagos statikus hátsó tengelyterhelés:  $\psi = \frac{l_v}{l} = \frac{1036}{1670} = 0,62036$

Statikus tengelyterhelés elől/hátul:  $Y_{1s} = 0,39 * G = 1170 \text{ N}$ ;  $Y_{2s} = 0,61 * G = 1830 \text{ N}$

Tengelyenként fellépő fékerők meghatározása:

$$F_{x1} = K_1 * p_1$$

$$F_{x2} = K_2 * p_2$$

Ahol:

Az első/hátsó féktárcsára jellemző konstans:  $K_i$

Az első féktárcsa belső áttétele:  $C=0,7$

Az első féknyereg dugattyúinak felülete:  $A_1 = 2026,83 \text{ mm}^2$

A hátsó féknyereg dugattyúinak felülete:  $A_2 = 2026,83 \text{ mm}^2$

A fékezés hatásfoka:  $\eta_h=0,95$

A kerék dinamikus sugara:  $R_{din} = 500 \text{ mm}$

Az első féktárcsa hatásos sugara:  $R_{D1} = 97 \text{ mm}$

A hátsó féktárcsa hatásos sugara:  $R_{D2} = \text{mm}$

Féknyomás:  $p_i$

$$K_1 = \frac{2 * C * R_{D1} * A_1 * \eta_h}{R_{din}} = \frac{2 * 0,7 * 0,95 * 97 * 2026,83}{250} = 1045,93 \text{ mm}^2$$

$$K_2 = \frac{2 * C * R_{D2} * A_2 * \eta_h}{R_{din}} = \frac{2 * 0,7 * 0,95 * 97 * 2026,83}{250} = 1045,93 \text{ mm}^2$$

Ezt követően táblázatban meghatározható az első és hátsó keréken kifejtett fékerő, az összfékerő, a jármű lefékezettsége illetve a tengelyenkénti fajlagos lefékezettség. Első esetben azt vizsgáljuk meg, hogy szükséges-e féknyomás szabályozó.

$$\text{Lefékezettség: } z = \frac{\sum F}{G}$$

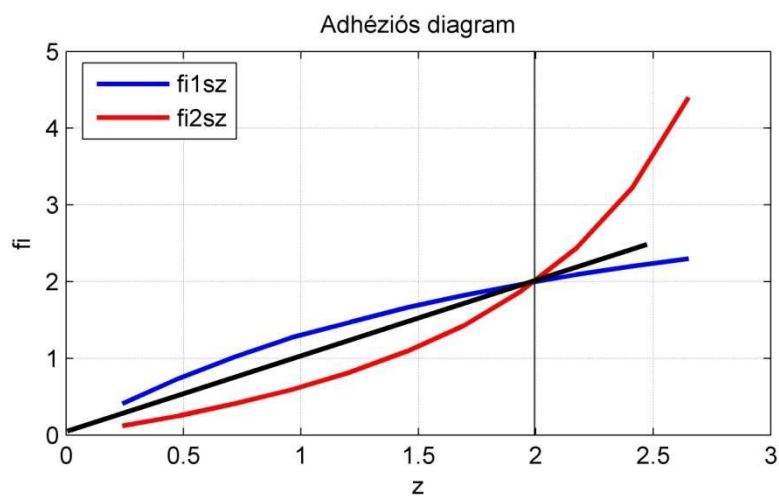
$$\text{Fajlagos lefékezettség: } \varphi_i = \frac{F_{xi}}{Y_{iD}}$$

$$\text{Dinamikus tengelyterhelés: } Y_{iD} = Y_{iS} + (G * \kappa * z)$$

$p_1$ [bar]	$p_2$ [bar]	$F_{x1}$ [N]	$F_{x2}$ [N]	$\Sigma F$ [N]	$z$	$Y_{1D}$ [N]	$Y_{2D}$ [N]	$\varphi_1$	$\varphi_2$
5	5	522,96	200,22	723,18	0,2	1290,8	1709,1	0,41	0,12
10	10	1045,9	400,43	1446,3	0,4	1411,6	1588,3	0,74	0,25
15	15	1568,8	600,65	2169,5	0,7	1532,4	1467,5	1,02	0,41
20	20	2091,8	800,87	2892,7	0,9	1653,2	1346,7	1,27	0,59
25	25	2614,8	1001,0	3615,9	1,2	1774,0	1225,9	1,47	0,82
30	30	3137,7	1201,3	4339,0	1,4	1894,9	1105,0	1,66	1,09
35	35	3660,7	1401,5	5062,2	1,6	2015,7	984,27	1,82	1,42
40	40	4183,7	1601,7	5785,4	1,9	2136,5	863,45	1,92	1,86
45	45	4706,6	1801,9	6508,6	2,1	2257,3	742,63	2,09	2,43
50	50	5229,6	2002,1	7231,7	2,4	2378,1	621,81	2,20	3,22

11. ábra Fékerők alakulása megegyező fékkör-nyomások esetén

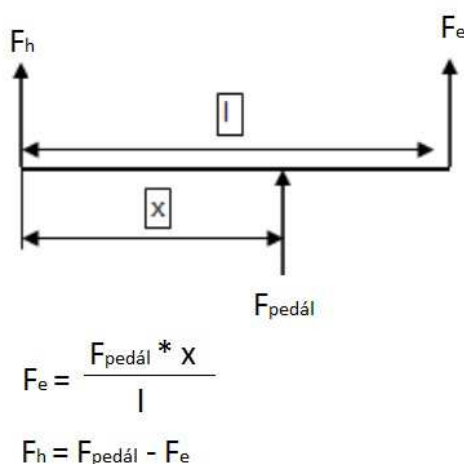
Futóművek alul-, illetve túlfékezetségeinek és általában a tapadás kihasználás szemléltetésére használják az ún. adhéziós diagramot, mely a tengelyek dinamikus lefékezetségét (tapadás kihasználását) ábrázolja, a jármű fajlagos lassulásának függvényében.



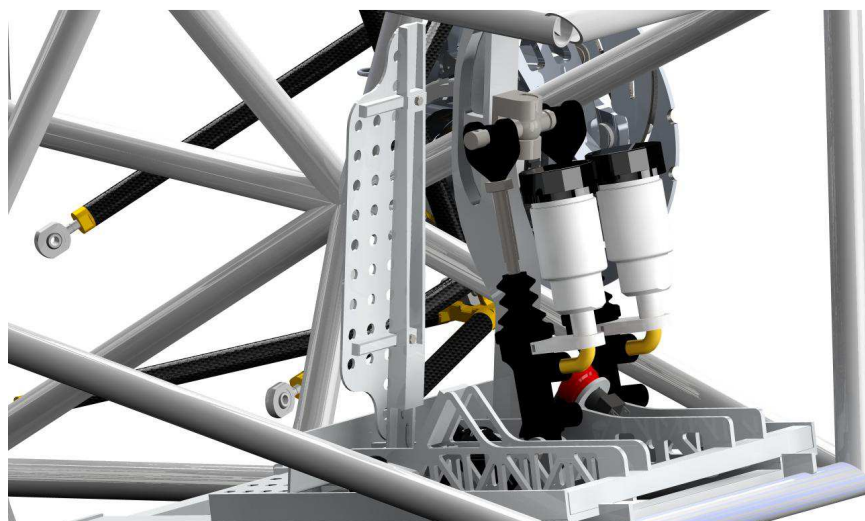
12. ábra Adhéziós diagram megegyező fékkör-nyomások esetén

Ebben az esetben látható, hogy a 12-es ábrán a kritikus lefékezetség, illetve a  $\varphi$ , mint szükséges tapadási tényező is rendkívül magas. Célszerűbb ennél alacsonyabb kritikus lefékezetséget tervezni az autó számára, hogy ki lehessen használni a maximális tapadási tényezőt. A megoldás erre a mechanikus fékegyensúly-állító.

Mechanikus fékegyensúly-állító (balance bar) lényege, hogy segítségével a pedálra kifejtett erőt meg lehet osztani a két főfékhenger között. Ez azt jelenti, hogy ha az egyik főfékhengerre több erő jut, akkor az ahhoz tartozó fékkörben nagyobb lesz a fékfolyadék-nyomás, így kedvezőbben befolyásolható a lefékezetség, mint szabályozás nélkül. Előnye, hogy fékkörönként különböző nyomás értékeket tudunk létrehozni vele. A működése a 13. ábra látható. A közepén lévő gyűrű elcsúsztatásával szabályozható a fékpedálról érkező erő eloszlása. A pilóta akár menet közben (fékpedál elengedésével) is állíthatja a fékegyensúly-állítót a 15. ábralátható állítókarral, így beállíthatja számára a legkedvezőbb pozíciót. Természetesen a számítások alapján ezt meg lehet határozni. Az állítókar a kormánykerék mellett a jármű műszerfalába lesz beépítve, hogy könnyen elérhető legyen.



13. ábra Balance bar elvi működése



14. ábra Balancebar-ral ellátott fékpedál



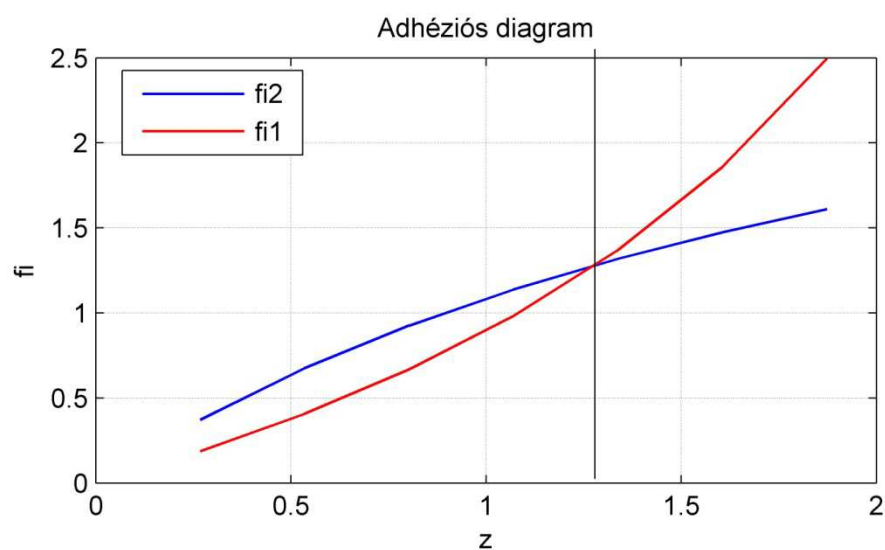


15. ábra Kézzel állítható fékegyensúly-állító kar

A balancebar-ral beállított nyomásértékek alapján a következő táblázat adódik:

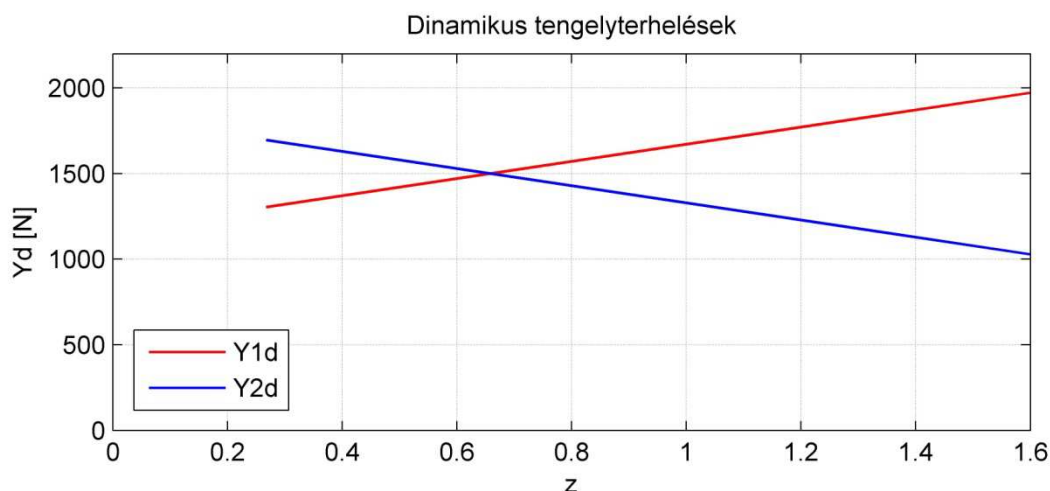
$p_1$ [bar]	$p_2$ [bar]	$F_{x1}$ [N]	$F_{x2}$ [N]	$\Sigma F$ [N]	$z$	$Y_{1D}$ [N]	$Y_{2D}$ [N]	$\varphi_1$	$\varphi_2$
5	4,5	485	318	802	0,26	1304	1695	0,37	0,18
10	9	970	635	1605	0,53	1438	1561	0,67	0,40
15	13,5	1455	953	2408	0,80	1572	1427	0,92	0,66
20	18	1940	1270	3210	1,07	1706	1293	1,13	0,98
<b>25</b>	<b>22,5</b>	<b>2426</b>	<b>1588</b>	<b>4014</b>	<b>1,33</b>	<b>1840</b>	<b>1159</b>	<b>1,31</b>	<b>1,37</b>
30	27	2911	1906	4817	1,60	1974	1025	1,47	1,85
35	31,5	3396	2223	5620	1,87	2108	891	1,61	2,49

16. ábra Fékerök alakulása balance bar-ral



17. ábra Adhéziós diagram balance bar-ral

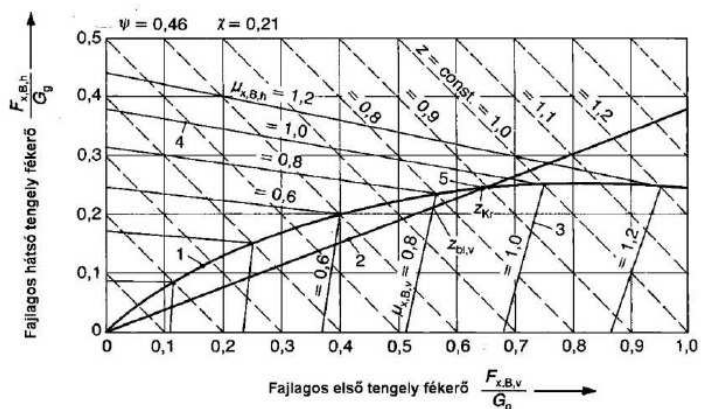
A 17. ábrán jól látszódik, hogy fékegyensúly-állítóval kedvezőbb karakterisztika érhető el. Így a jármű kritikus lefékezettsége  $z = 1,3$ -ra módosult, és ezt  $\varphi = 1,3$ -as tapadási tényezőnél érheti el. Egy versenypálya (adott esetben repülőtér) felületének tapadási tényezője elérheti az  $\varphi = 1,4$ -et is, így ez a mi járművünk esetében is kihasználható. A táblázatban a vastagon szedett sorban lévő értékekkel tudjuk ezt az eredményt elérni, így vészfékezésnél a  $p_1 = 25 \text{ bar}$ , a  $p_2 = 22,5 \text{ bar}$  lesz.



18. ábra Dinamikus tengelyterhelések balance bar-ral

A dinamikus tengelyterhelés diagramja megmutatja, hogy mekkora lefékezettségnél milyen az átterhelődés az első és a hátsó tengely között. Ez fontos az alkatrészek méretezése szempontjából, illetve azt is megmutatja, hogy megemelkedhet-e a hátsó tengely fékezés során.

A következő lépésben meghatározzuk a jármű ideális és effektív fékerő felosztási diagramját. Egy tengely kerekei akkor blokkolnak, amikor a megvalósított fékerő felosztás egyenese a gumiabroncs és az útfelület állandó tapadási tényező egyenesét metszi. Amennyiben az ilyen metszéspont az egyenessel az ideális fékerő felosztás parabolája alatt van, akkor először az első kerekek blokkolnak, ha a metszéspont e felett van, akkor a hátsó kerekek.



3.4. ábra: Ideális és effektív fékerő felosztási diagram. A fajlagos hátsó tengely fékereje a fajlagos első tengely fékerő függvényében van ábrázolva. Fix effektív fékerő arányú üres gépkocsira vonatkozik.  
 1 – az ideális fékerő felosztás parabolája  
 2 – a valóságos fékerő felosztás egyenese  
 3 – az állandó tapadási tényező egyenese az első tengelynél  
 4 – az állandó tapadási tényező egyenese a hátsó tengelynél  
 5 – a kritikus lefékezettségi  $z_{kr}$

19. ábra Ideális és effektív fékerő felosztási diagram[5]

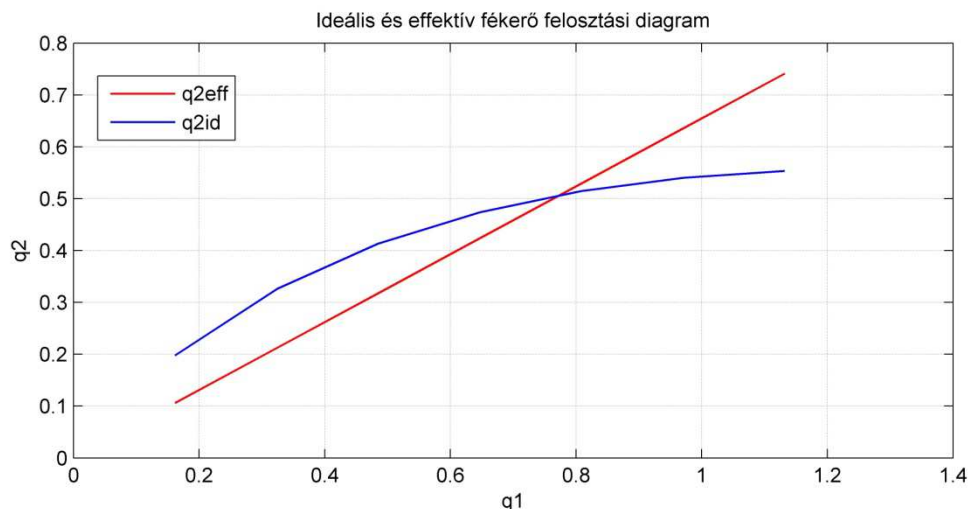
Fajlagos fékerő:  $q_{ei} = \frac{F_{xi}}{G}$

Ideális fajlagos fékerő:  $q_{2id} = -q_1 - \frac{\psi_1}{2\kappa} + \sqrt{\frac{q_1}{\kappa} + \left(\frac{\psi_1}{2\kappa}\right)^2}$

$p_1$ [bar]	$p_2$ [bar]	$q_{1e}$	$q_{2e}$	$q_{2id}$
5	4,5	0,16	0,11	0,19
10	9	0,32	0,21	0,32
15	13,5	0,48	0,31	0,41
20	18	0,64	0,42	0,47
25	22,5	0,80	0,53	0,51
30	27	0,97	0,63	0,54
35	31,5	1,13	0,74	0,55

20. ábra Fajlagos fékerő és tapadási számítása

A kapott értékek alapján a következő diagramot keletkezik:



**21. ábra** Ideális és effektív fékerő felosztás balance bar-ral

Az ábrán látszik a különbség az ideális és effektív fékerő közt. Minél nagyobb a piros görbe alatti terület, annál jobb a fékerő felosztás.

A fékezés hatásfokát javítani lehet fékerő vezérlő berendezésekkel. Feladatuk, hogy a gépjárműnél megvalósított effektív fékerő felosztás minél közelebb hozza az ideális fékerő felosztás parabolájához. Fékerő vezérlő berendezések lehetnek nyomáshatároló vagy és nyomásaránytartó felépítésűek. Az effektív fékerő felosztási diagramban meg kell határozni egy kapcsolópontot, ahol megváltozik a karakterisztikája. A fékerő határolónál az átkapcsolási pont elérése után további nyomásnövekedés ugyanis nem lehetséges. Az átkapcsolás lehet fékező nyomás, terhelés vagy lassulásfüggő.

A számítások során meghatározható az első és hátsó tengelyen ébredő fékezőnyomaték, az első és hátsó tárcsára ható fékezőerő. Ezeket az értékeket a vesszük a továbbiakban a tengelycsonkok tervezésénél alapul.

$p_1$ [bar]	5	10	15	20	25	30	35	40
$p_2$ [bar]	4,5	9	13,5	18	22,5	27	31,5	36
Mf1 [Nm]	121	243	364	485	607	728	849	970
Mf2 [Nm]	88	176	265	353	388	388	388	388
Mf1e [Nm]	61	121	182	243	303	364	425	485
F első féktárcsa [N]	674	1348	2022	2696	3370	4044	4717	5391
F hátsó féktárcsa [N]	258	516	774	1032	1135	1135	1135	1135

**22. ábra** Fékezés során ébredő erők számítása

A fékrendszer működtetéséhez szükséges hidraulikus nyomást a főfékhenger hozza létre, mely a fék-munkahengereket megfelelő mennyiség fékfolyadékkal látja el. A gépkocsivezető a nyomás változtatásával szabályozza a fékezési folyamatot. Főfékhenger feladatai továbbá az egyik fékkör kiesése esetén a másikkal létre lehessen hozni a biztonsági fék hatásosságának megfelelő nyomást. A választott alkatrészünk egy AP Racing CP7855 típusú főfékhenger. A főfékhenger végén csapágyazott – ez lehetővé teszi számunkra a kedvező beépíthetőséget a pedálboxba. Több fajta dugattyúátmérővel kapható a modell, így meg kellett határozni, hogy a már kiszámított fékkör nyomást milyen átmérőjű főfékhenger-dugattyú képes létrehozni.

$$\frac{F_p * i}{A_{f\delta}} \leq p_{max}$$

Ahol:

$i$ : A főfékhengerre jellemző konstans

$F_p$ : A kifejtett pedálerő

$A_{f\delta}$ : A főfékhenger dugattyújának átmérője

$p_{max}$ : A fékkörben megengedett maximális fékfolyadék-nyomás

A piacon kapható főfékhengerek alapján a következő értékek születtek:

$D$	14	15	15,9	16,8	17,8	19,1	20,6	22,2	23,8	25,4
$A_{f\delta}$	153,94	176,71	198,56	221,67	248,85	286,52	333,29	387,08	444,88	506,71
$p_f$	113,68	99,03	88,14	78,95	70,32	61,08	52,51	45,21	39,34	34,54

2. táblázat A főfékhenger kiválasztása

A korábbi számítások alapján az első fékkörbe  $p_1 = 25 \text{ bar}$ , a hátsó fékkörbe  $p_2 = 22,5 \text{ bar}$  maximális nyomás ébredhet, így az ehhez tartozó főfékhenger dugattyúja a 25,4 mm átmérőjű legyen.



23. ábra A beépítendő főfékhenger

## 2.2. Féktárcsák tervezése

A féktárcsa feladata, hogy lassítsa vagy megállítsa a kereket mozgás közben. Mivel nagy sebességről történő 'lefékezés', vészfékezés esetén nagy igénybevételeknek van kitéve a tárcsa, ezért tervezése nagy körültekintést igényel.

### 2.2.1. Első féktárcsa kialakítása

Fékezés során a tárcsa és a betét egymással érintkező felületén plasztikus mikordeformációk jönnek létre, miközben az erőhatások a gépkocsi mozgási energiáját hővé alakítják. A féktárcsa ezt a súrlódó felületről továbbvezeti, és jelentős részét egy bizonyos ideig tárolja, majd ventiláció révén a környezetének átadja.

Féktárcsával szemben támasztott főbb követelmények:

- Melegedés okozta hőfeszültség nem okozhat maradandó alakváltozást vagy olyan belső feszültséget, mely károsítja a féktárcsát
- Kis tömeg, lehetőleg minél kisebb hőbb adjon át a környezetében lévő alkatrészeknek fékezés után
- Egyszerű megmunkálhatóság, kedvező ár
- Fékbetét és féktárcsa közti súrlódási tényező fékezés során ne változzon
- Súrlódó felület öntisztulásának biztosítása
- Korrozióállóság biztosítása



24. ábra A tervezett féktárcsa

A féktárcsa egyik előnye, hogy működésénél fogva lehetővé teszi a féktárcsára kerülő szennyeződések kipörgését a forgás közben létrejövő centripetális erő következtében. A barázdák elhelyezkedése lehetővé teszi tovább a tárcsa egyenletes hűtését, a féktárcsára kerülő szennyeződések kilökődését.

A keréktárcsába beszerelhető féktárcsa átmérője alapvetően a keréktárcsa átmérőjétől, a kormány legördülési sugarától illetve a féknyereg konstrukciótól függ. A féknyereghez gyárilag ajánlott féktárcsaátmérőt alapul véve 220 mm átmérőre terveztük.

A féktárcsa rögzítése a motorsportban már bevált, úgynevezett úszótárcsás rögzítéssel történik. A kerékagy és a féktárcsák között a 'brake pin' létesít kapcsolatot, amely lehetővé teszi, hogy radiális irányban ne mozduljon el a féktárcsa. Csak axiális irányban engedi, hogy néhány tized millimétert mozduljon a féktárcsa, hogy a féknyereg mindkét oldalról kis játékkal tudjon felfeküdni a tárcsára. Ezért van az, hogy ha megmozgatjuk, akkor egy picit úgy érezzük, hogy lötyög. Előnye továbbá, hogy meggátolja a hőátadást a felmelegedett féktárcsáról a kerékagyra, ami lehetővé teszi, hogy a tárcsa táguljon anélkül, hogy feszültséget ébresztene az agyban. Ezek a csapok Zeger gyűrűs rögzítéssel és egy rugós lemezes alátéttel lesznek előfeszítve, így biztosítva szorosabb kapcsolatot az agy és a tárcsa közt.



25. ábra Féktárcsa rögzítése a kerékagyhoz

A féktárcsa anyagának megválasztása egy további fontos lépés, a következő tényezőket vettem figyelembe:

- Fajsúly

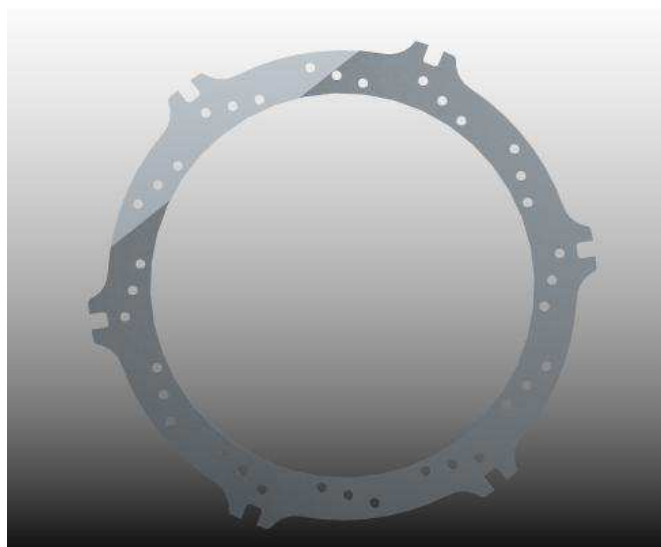
- Hősokk állóság
- Súrlódási tényező
- Kopásállóság
- Nyomószilárdság
- Ár

A tényezők figyelembe vételével a [12] hivatkozás alapján féktárcsa anyagának a legmegfelelőbb az egy AlCu ötvözet 20%-os SiC tartalommal.

### 2.2.2. **Hátsó féktárcsa kialakítása**

A már megvásárolt hátsó féknyereghez tartozó használt féktárcsát fogjuk az autóba beépíteni. Itt is megfigyelhető a hűtőfuratok elhelyezkedése. A féktárcsa átmérője 375 mm, vastagsága 6 mm, anyaga öntött vas.

A hátsó féktárcsa a motor forgórészéhez hat darab csappal lesz rögzítve, amit a 27. ábrán is láthatunk. A csap egy alakzáró négyszögletű elemmel kapcsolódik a féktárcsához.



26. ábra A hátsó féktárcsa





27. ábra A hátsó féktárcsa rögzítése a forgórészhez

### 2.3. Fékrendszer felépítése

A tervezett fékrendszer a következő elemekből épül fel:

- 2db AP CP4227 féknyereg
- 2db Buell ZTL féknyereg
- 2db AP CP7855 főfékhenger
- 2db fékfolyadék tartály
- 2db első / 2db hátsó féktárcsa
- 1db fékerő-elosztó
- 1db manuális fékerő-elosztó kar
- 3m fékcső
- Adapterek a fékcső és a féknyereg csatlakoztatásához

## 3. Tengelycsonkok tervezése

### 3.1. Tengelycsonk funkciója

A tengelycsonk (upright) a gépjármű futóművének talán az egyik legbonyolultabb eleme. Feladata a jármű kerekének összekapcsolása a futóművel. Magában foglalja a kerékagyat, amelyhez a felni kerül rögzítésre négy darab csavarral. A kerékagy és a tengelycsonk között két darab mélyhornyú golyóscsapágy teremt kapcsolatot. A tengelycsonkon találhatóak a futómű lengőkarjainak illetve a kormányrúd bekötési pontjai. Itt találhatóak a hidraulikus féknyereg rögzítési pontjai. A jármű egyes

kerekeinek szögsebességét az erre a célra kialakított konzolra szerelhető szenzor segítségével állapíthatjuk meg.

A tengelycsonknak biztosítani kell a futómű egyes paramétereinek állítási lehetőségét: kerékdőlést, kerékösszetartást.



28. ábra Első futómű és tengelycsonk

### 3.2. Tervezés menete

A tervezést az alkatrész céljának meghatározásával kezdtem, ez alapján állítottam fel vele szemben a követelményeket. Nagy hangsúlyt fektettem az alkatrész maximális merevségére lehetőség szerint minimális tömeggel, a gyárthatóság figyelembevételével.

A tervezés során megvizsgáltam az eddigi Formula Student versenyautókban alkalmazott tengelycsonkokat, az alkalmazott gyártási technológiákat illetve anyagokat. Ezen paraméterek figyelembe vételével választottam ki a leginkább megfelelő anyagot és gyártási módot, és alakítottam ki a szükséges geometriát. A CAD modellezést CreoParametric 2.0, a szilárdsági végelemesanalízist ANSYS 14.0 program segítségével készítettem.

### 3.3. Az első tengelycsonk kialakítása



30. ábra [7]



29. ábra [6]

A tengelycsonk tervezésének első lépése a futómű bekötési pontjainak meghatározása. A megtervezett bekötési pontoknak köszönhetően a futómű a tervező által kigondolt karakterisztikákat valósítja meg. Jelen esetben a bekötési pontokat az első- és hátsó futóművet tervező hallgatók határozták meg.

A 12. és 13. ábrákon látható az első tengelycsonk, amelyhez az alábbi alkatrészek csatlakoznak:



31. ábra Első tengelycsonk a hozzá csatlakozó alkatrészekkel, előlnézet



32. ábra Első tengelycsonk a hozzá csatlakozó alkatrészekkel, hátnézet

- *kerékcsavarak*: Négy darab M12X1,5 „ricnis” csavar, amelyekhez anyával kerül rögzítésre a jármű felnije
- *agy*: acélból forgácsolással készített agyon helyezkednek el az SKF soros mélyhornyú golyóscsapágiai, *SKF 61816 2RS1, SKF 61817 2RS1*
- *csapágyanya*: *KM 14, MB 14 biztosítólemezzel* a csapágy axiális megtámasztására
- *induktív fordulatszám mérő szenzor* a hozzá tartozó gyűrűvel
- *APRACING 4227* négydugattyús hidraulikus féknyereg
- $\varnothing 220$  mm úszótárcsás *féktárcsa*

### 3.3.1. *Anyagválasztás, gyártási eljárás:*

A Formula versenyautókban sokféle tengelycsenk kialakítást alkalmaznak. Az egyre fejlődő anyagoknak (kompozit) illetve anyagmegmunkálási eljárásoknak köszönhetően egyre kisebb tömegű alkatrészek készíthetők nagy szilárdsággal. Az adott megmunkáláshoz megfelelően választott anyag társul. Ezekből a leggyakrabban előfordulók következők:

- alumínium, acél, titániumalkatrész hegesztéssel
- alumínium, acél, titánium alkatrész gyártása CNC megmunkálással
- magnézium, alumínium, titánium öntvények
- kovácsolt acél alkatrész
- 3D nyomtatással gyors prototípusgyártás (Rapid prototyping)
- Carbon-fiber-reinforcedpolymer (CFRP) kompozit anyaggyártás[8]

A gyártás- és anyag kiválasztásakor a legfontosabb szerepet az játszotta, hogy milyen lehetőségek állnak szponzoraink által a csapat rendelkezésére.

A Dendrit Kft.-nek köszönhetően CNC eljárással, marással fogják gyártani a járműhöz szükséges alkatrészeket. Az alacsony tömeg érdekében EN AW 7075 T6 (AlZn5,5MgCu) alumíniumötvözetből készülnek mind az első, mind a hátsó tengelycsonkok.

Legfontosabb anyagjellemzők:

Sűrűség ( $kg/m^3$ )	2810
Brinell keménység	150
Rugalmassági modulus (GPa)	71,7
Poisson tényező (-)	0,33
Csúsztató rugalmassági modulusz (GPa)	26,9
Nyírószilárdság (MPa)	331
Szakítószilárdság (MPa)	572*
Folyáshatár (MPa)	503*

3. táblázat [9]

\*Az anyagtulajdonság szempontjából talán legfontosabbak a szakítószilárdság illetve a folyáshatár értékei. Ezek az értékek azonban jelentősen függenek a hőterheléstől illetve az anyag vastagságától. A következő oldalon található **Hiba! A hivatkozási forrás nem található.** megtalálhatóak a folyáshatár értékek különböző hőmérséklet, illetve anyagvastagság esetére.

A villamos motor vízhűtéssel van ellátva. A motor hőérzékelőkkel van felszerelve, amely a hűtőrendszerrel van összekötésben.

A motorhoz csatlakozó tengelycsonk hőmérséklete a hűtőberendezés által körülbelül 45 C° lehet.

**A Hiba! A hivatkozási forrás nem található.** fejezetben ismertetésre kerülő számítás alapján a maximális feszültség helyén a falvastagság 5 mm

Ehhez a falvastagsághoz tartozó folyáshatár értéke 476 Mpa.



A 45 C° - hoz tartozó folyáshatár értéke **aHiba! A hivatkozási forrás nem található.** alapján interpolálva:

$$R_{EH\ 45C^\circ} = 503 - \frac{503 - 448}{100 - 24} \cdot (45 - 24) = 487,8\ Mpa$$

A különbség 15,2 Mpa.

Ezzel az értékkel csökkentve az 5mm-es falvastagsághoz tartozó folyáshatár értéket:

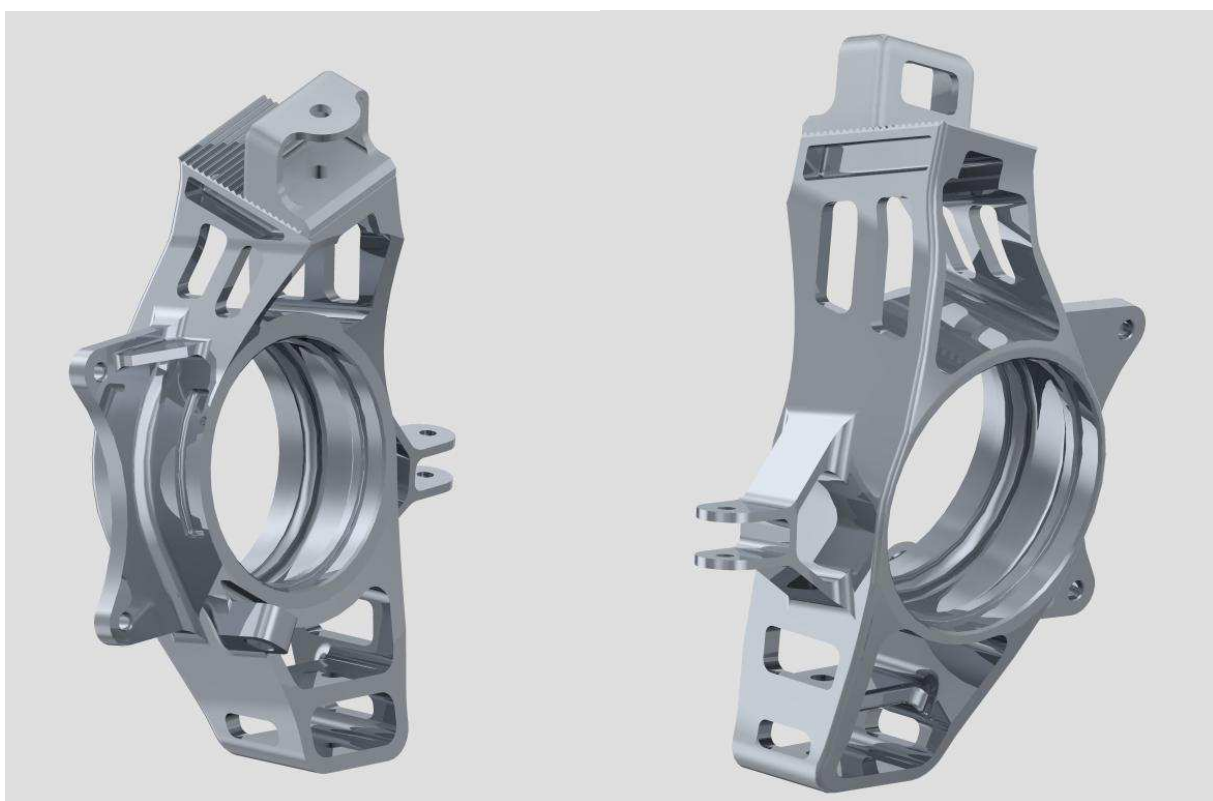
$$R_{EH}=476 - 15,2 = 460,8 \text{ Mpa}$$

Tensile Strength, Yield	503 MPa
	>= 372 MPa
	@Thickness 88.93 - 102 mm
	>= 400 MPa
	@Thickness 76.23 - 88.9 mm
	>= 421 MPa
	@Thickness 63.53 - 76.2 mm
	>= 434 MPa
	@Thickness 0.203 - 0.279 mm
	>= 441 MPa
	@Thickness 50.83 - 63.5 mm
	>= 462 MPa
	@Thickness 0.305 - 0.991 mm
	>= 462 MPa
	@Thickness 6.35 - 12.7 mm
	>= 462 MPa
	@Thickness 25.43 - 50.8 mm
	>= 469 MPa
	@Thickness 1.02 - 3.17 mm
	>= 469 MPa
	@Thickness 12.7 - 25.4 mm
	>= 476 MPa
	@Thickness 3.20 - 6.32 mm
	32.0 MPa
	@Strain 0.200 %, Temperature 271 °C
	45.0 MPa
	@Strain 0.200 %, Temperature 316 °C
	62.0 MPa
	@Strain 0.200 %, Temperature 260 °C
	87.0 MPa
	@Strain 0.200 %, Temperature 204 °C
	186 MPa
	@Strain 0.200 %, Temperature 149 °C
	448 MPa
	@Strain 0.200 %, Temperature 100 °C
	503 MPa
	@Strain 0.200 %, Temperature 24.0 °C
	517 MPa
	@Strain 0.200 %, Temperature -28.0 °C

33. ábra Folyáshatár értékek [9]

### 3.3.2. A végső modell geometriája

A végső modell egy hosszú iterációs folyamat eredményeként jöhetett létre. Az eddig alkalmazott tengelycsonkok alapos vizsgálata, az egyes kialakítások megfigyelése alapján elkészítettem az első modellt. Ezt követően végeselemes szilárdsági analízisek során folyamatosan változtattam az alkatrész geometriáján, a feszültségmentes helyeken könnyítéseket alkalmaztam, a feszültséggyűjtő pontokat megerősítettem. Így készült el a jelenlegi végső modell, amelynek tömege 817 gramm. Az alkatrész szilárdsági analízisét a következő fejezetben



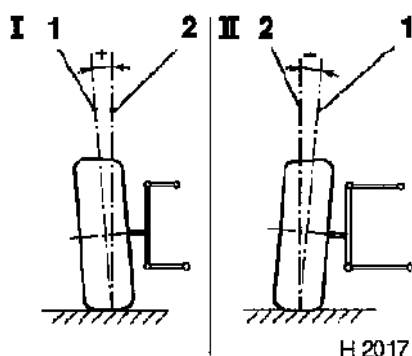
részletesen ismertetem.



### 3.3.3. Kerékdőlés változtatása

A kerékdőlés a korszerű gépjárműveknél az egyik legfontosabb paraméter.

A kerékdőlésegység kerék kerék-középsíkja (1) és egy a pályasíkra merőleges egyenes (2)



35. ábra Pozitív- illetve negatív kerékdőlés

által bezárt szög.

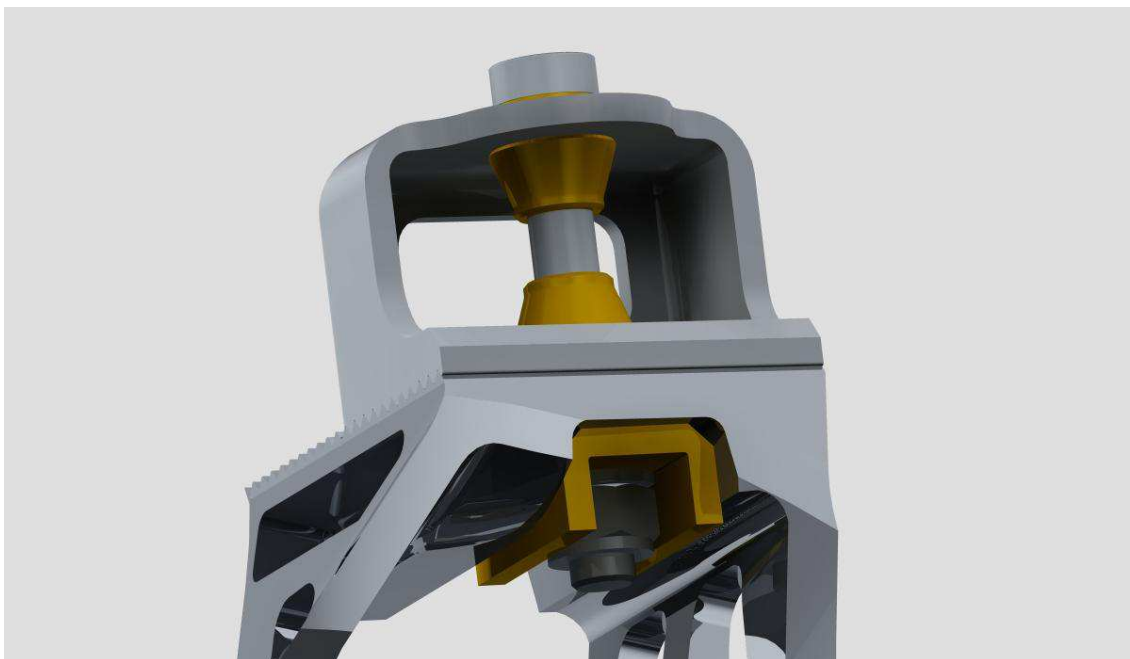
Pozitív a kerékdőlés (I), ha a kerék-középsík a merőlegestől kifelé tart. Negatív a kerékdőlés (II), ha a merőlegeshez képest befelé tart. [10]

A nagyobb teljesítményű személygépkocsiknál és valamennyi versenyautónál negatív értékek a jellemzőek. Más a követelmény a kerékdőléssel szemben kanyarodáskor és egyenes haladáskor.

Kanyarodás közben a külső keréknek a keresztirányú átlóterhelődés következtében megnő a függőleges terhelése, vagyis dominánssá válik. A negatív dőlésszögű külső kerék így a nagyobb leszorító erő és a negatív dőlésszög miatt nagyobb oldalerőt képes felvenni. A belső oldali kerék is negatív szögű a kocsitesthez viszonyítva, de a kerék teteje kifelé dől a kanyarodás középpontjához viszonyítva, így az oldalerő felvétel szempontjából pozitívszögűnek minősül, ami kedvezőtlenül hat a jármű kanyarstabilitására. [11]

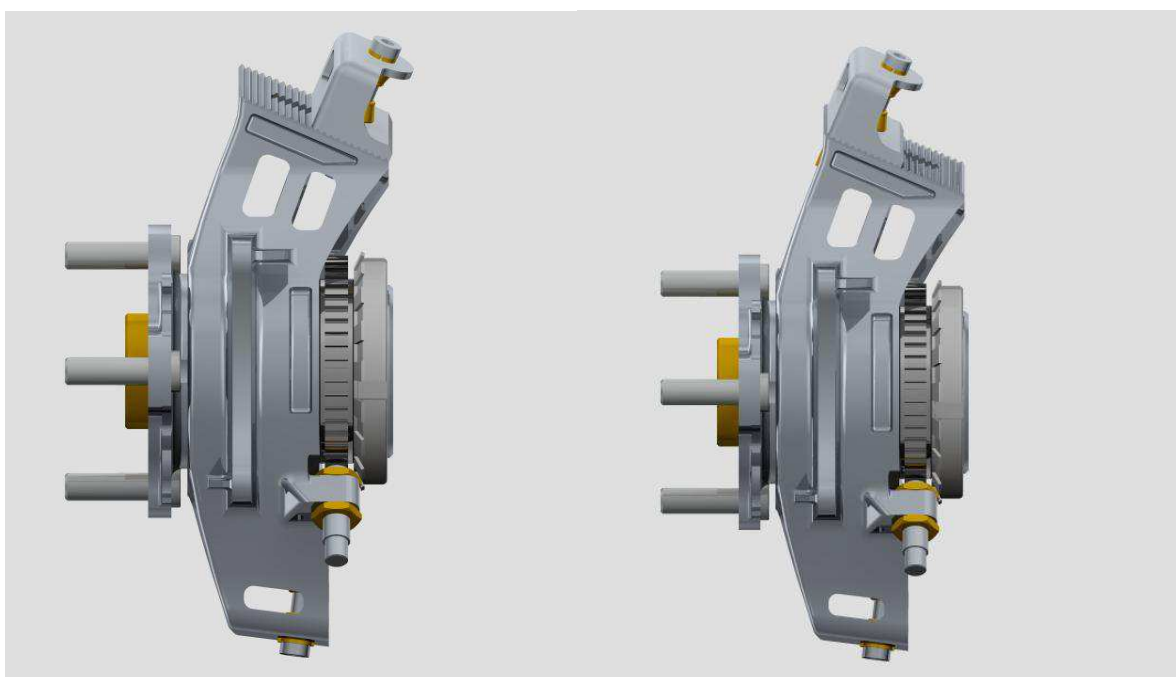
Az első tengelycsonk úgy lett kialakítva, hogy annak felső részén egy alakzáró kapcsolat segítségével 0-tól  $\sim -4,7^\circ$ -ig változtatható a kerékdőlés. Csak negatív kerékdőlés valósítható meg, ami a versenysport céljára megfelelő a fentebb említett nagyobb oldalerő felvevő képessége miatt.

A 16. ábrán látható a tervezett kialakítás. Ezt a fajta állíthatósági lehetőséget Székely Béla gondolta ki és alkalmazta a BME-FormulaRacing Team versenyautóiban.



**36. ábra** Kerékdőlés változtatása

Működési elve a következő: Az M8X1,25 belső kulcsnyílású csavar felülről történő meglazításával a tengelycsonkhoz kapcsolódó felső lengőkart befogó alkatrész a neutrális ( $\gamma = 0^\circ$  kerékdőlés) helyzetéből elmozdítható, a szükséges kerékdőlés megvalósítható. Az alsó részen található U alakú profil az önzáró anyát nem engedi elfordulni. Szereléskor így nem szükséges az anyának kulccsal ellentartani, amely a hely szűkössége miatt nehezen lenne megvalósítható.



**37. ábra** Neutrális helyzet (bal oldal) illetve maximális kerékdőlés (jobb oldal)

### 3.4. Az első tengelycsonk szilárdsági analízise

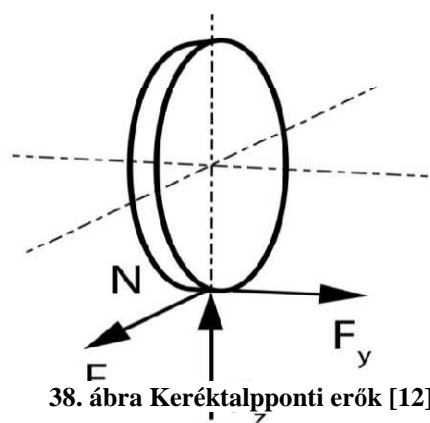
#### 3.4.1. Terhelő erők meghatározása

A jármű kerekeire ható erőket IPG programmal történő szimulációval határoztuk meg.

A programban a futóművet tervező hallgatók egy járműmodell építettek fel, amelyben a pontos futómű paraméterek, illetve a jármű tömege kerültek meghatározásra.

Ezek után a jármű egy beállított pályán, a megcsúszás határáig megengedhető maximális sebességgel haladt végig, eközben vizsgálva a kerék talppontjában ébredő erőket. A szilárdsági analízist a maximális talpponti erőre végeztem el, maximális fékerő mellett feltételezett jobbra történő kanyarodás esetét vizsgálva.

A kapott keréktalpponti erőkomponensek:



38. ábra Keréktalpponti erők [12]

$$F_x = -1700 \text{ N}$$

$$F_y = -2100 \text{ N}$$

$$F_z = 1300 \text{ N}$$

ahol  $F_x$  a jármű menetirányával megegyező hosszirányú-,  $F_y$  a keresztirányú-,  $F_z$  a függőleges irányú erőkomponens.

ANSYS programmal történő vizsgálat esetén nem a járműtechnikában használt koordináta-rendszert alkalmazza a szoftver, ezért a terhelések megadásánál nem a fent meghatározott koordináta-rendszer szerint kerültek megadásra az erők.

Maximális fékerő:

A fékrendszer számítását tartalmazó táblázatban látható, hogy a maximális tapadási tényezőhöz tartozó féknyomaték egy első kerékre 363,92 Nm.

A súrlódási erő karja ( $Rd_1$ ) 90 mm.

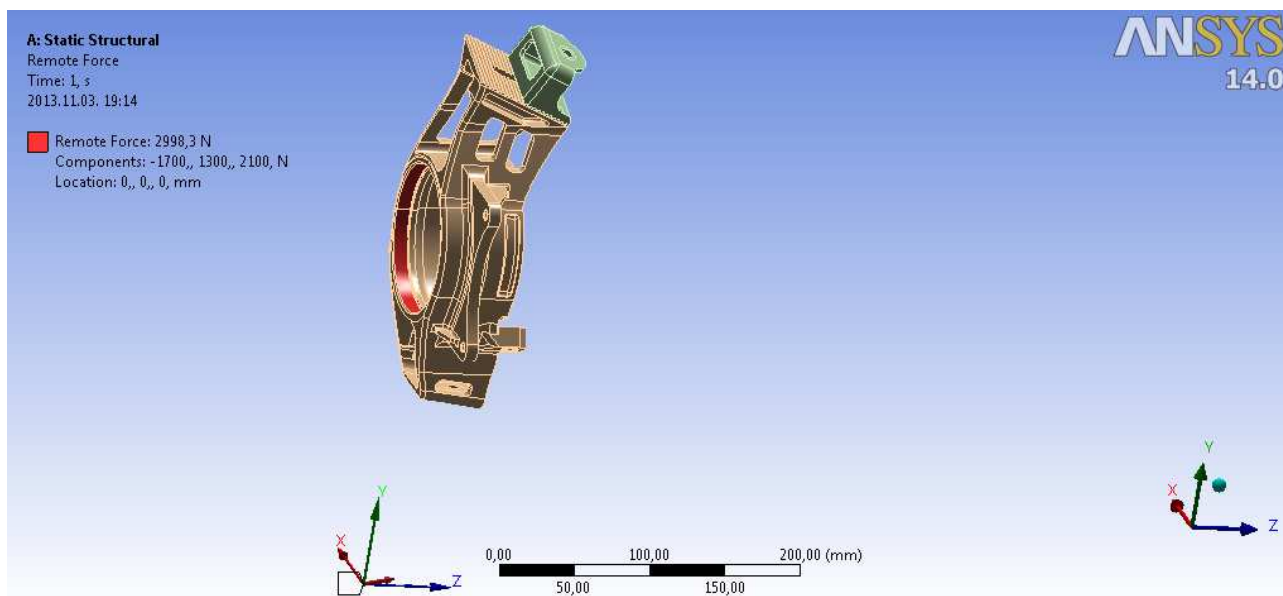
Ebből kiszámítható a féktárcsán ébredő fékerő:  $F_{fék} = \frac{363,92}{0,09} = 4043,5 \text{ N}$

### 3.4.2. Terhelések definiálása

#### 1. Keréktalpponti erő:

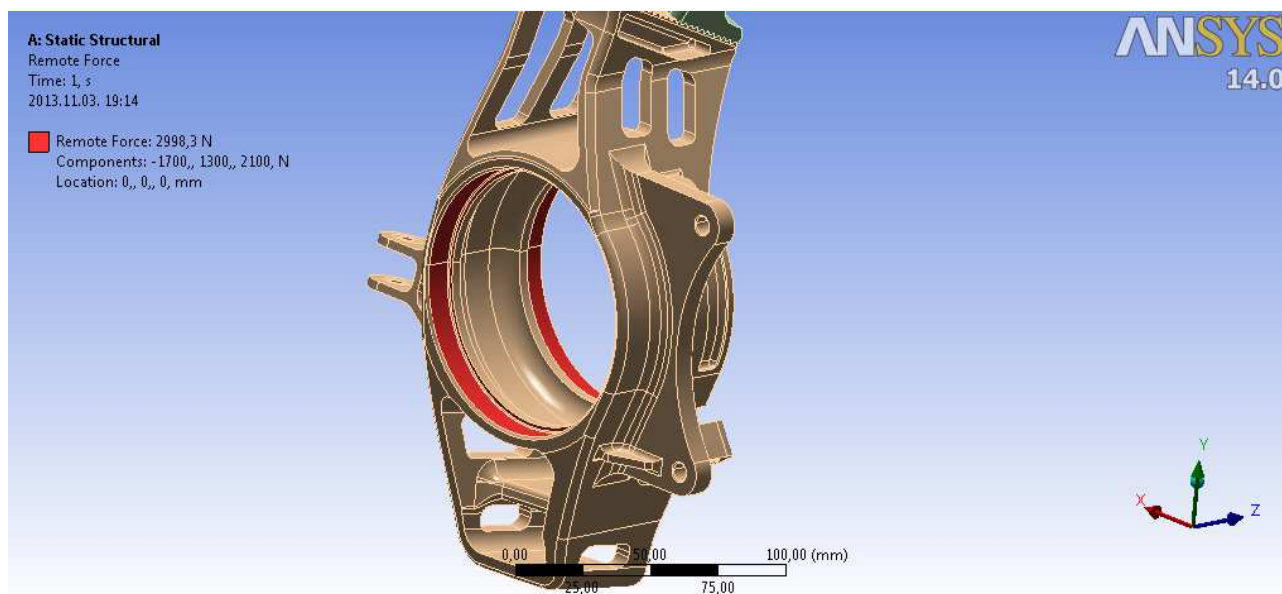
Az IPG programból kapott keréktalpponti erőt definiáltam külpontos erőként.

(Remote force) 39. ábra **Keréktalpponti erő**



39. ábra Keréktalpponti erő

Ezt az erőt a csapágyak közvetítik a tengelycsonkra. Ezért az erő a csapággal radiálisan és axiálisan érintkező felületeken hat, 40. ábra Felületek kiválasztása

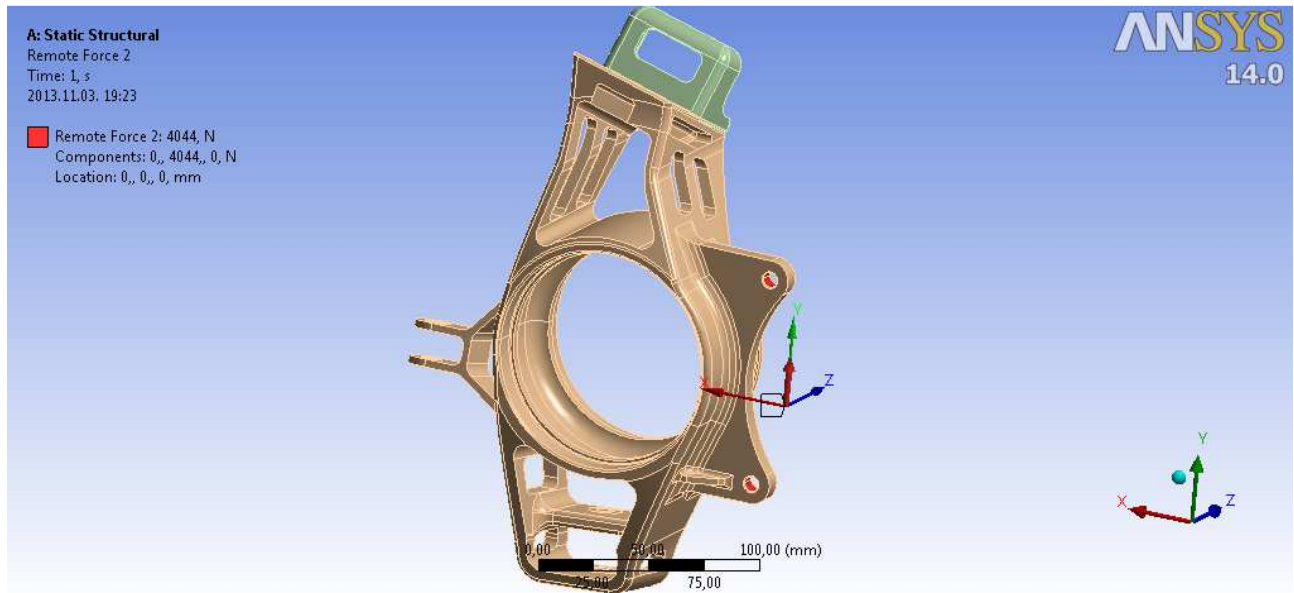


40. ábra Felületek kiválasztása

## 2. Fékerő definiálása

A fékerőt a féknyereg dugattyúinak középpontjában definiáltam. Szintén külpontos erőként.

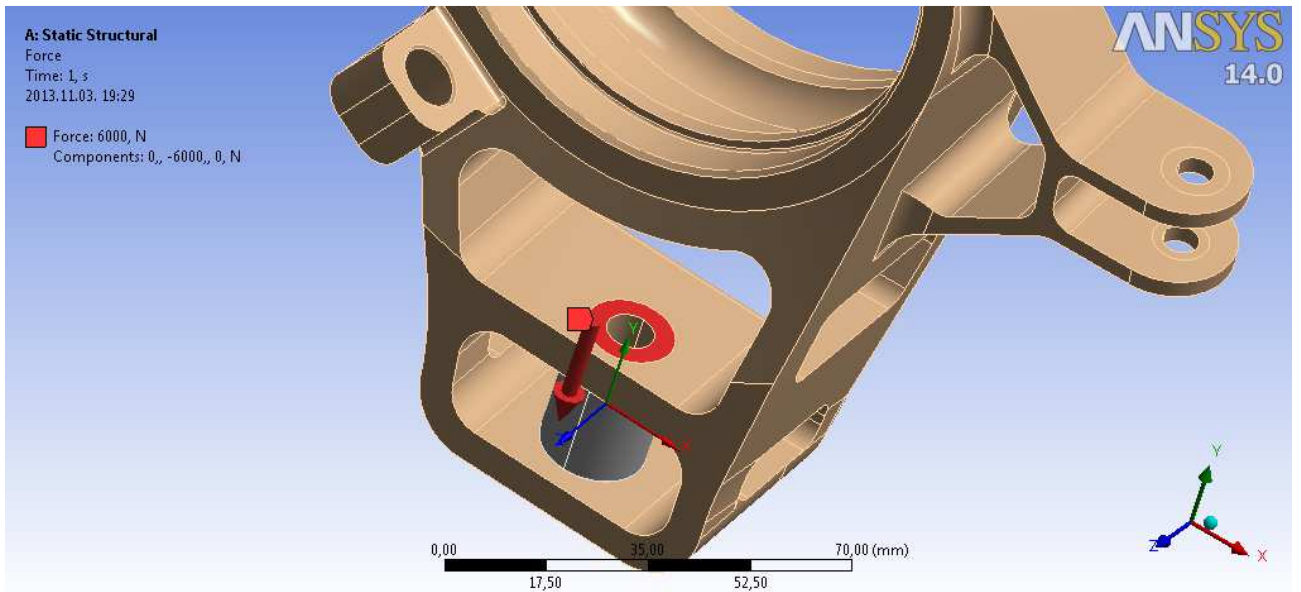
A felület amelyre erő hat a féknyereg csavarjának menetes furatja, 41. ábra



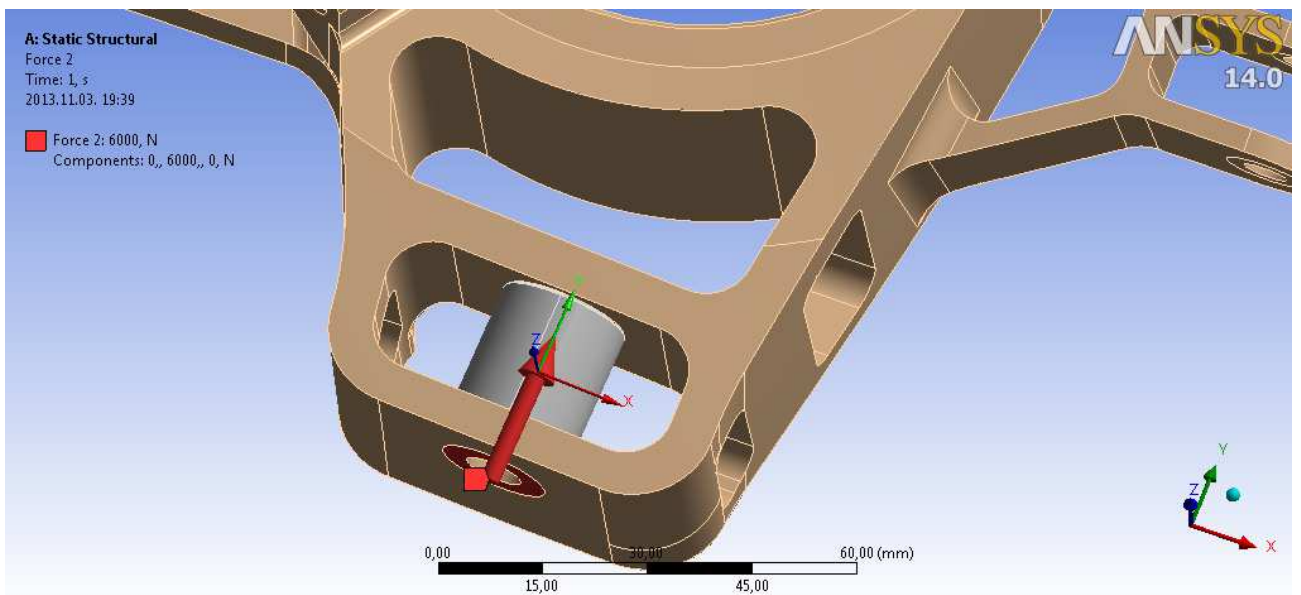
41. ábra Fékerő definiálása

## 3. Csavarok előfeszítő erejének definiálása

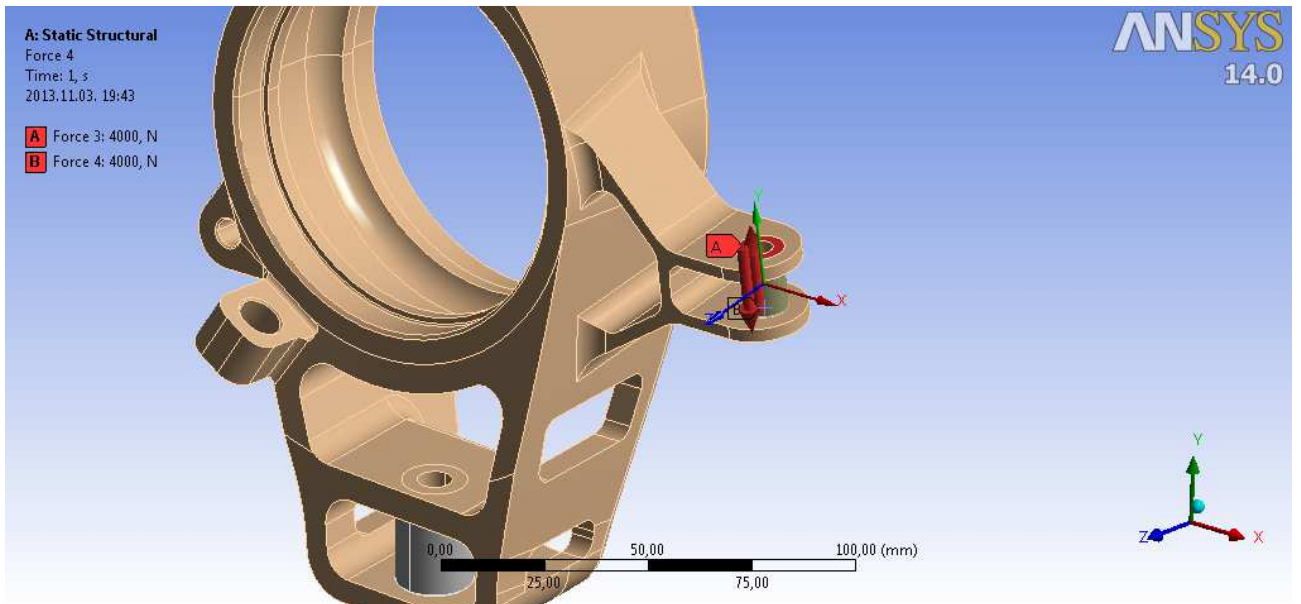
A tengelycsonk bekötési pontjainál a csavar feje, illetve az anya alatti felületen a csavar előfeszítő ereje hat. A valóságban a gömbcsukló és az ahhoz csatlakozó támaszok tartanak ellen a csavarok erejének. A pontosabb szimuláció érdekében ezen támaszok definiálására nem befogást alkalmaztam, hanem egy, a támasz átmérőjével megegyező méretű titánium hengert helyeztem támaszként a befogások helyére.



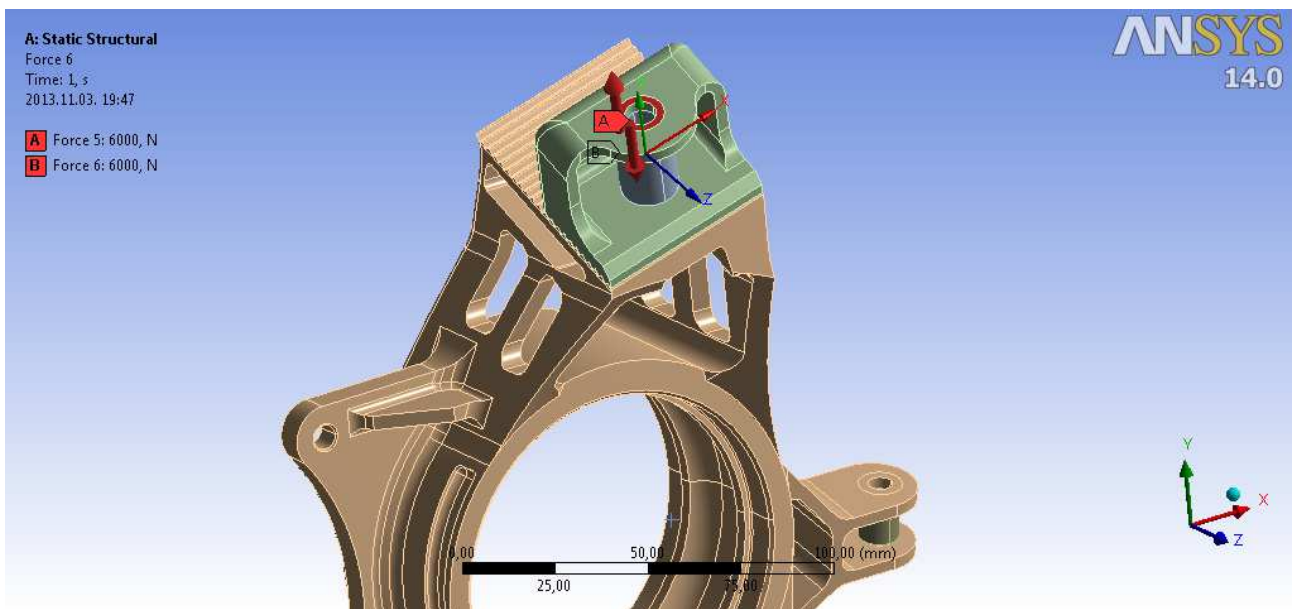
42. ábra Csavarerő definiálása az alsó bekötési pontban 1



43. ábra Csavarerő definiálása az alsó bekötési pontban 2



44. ábra Csavarerő definiálása a kormányrúd bekötésénél

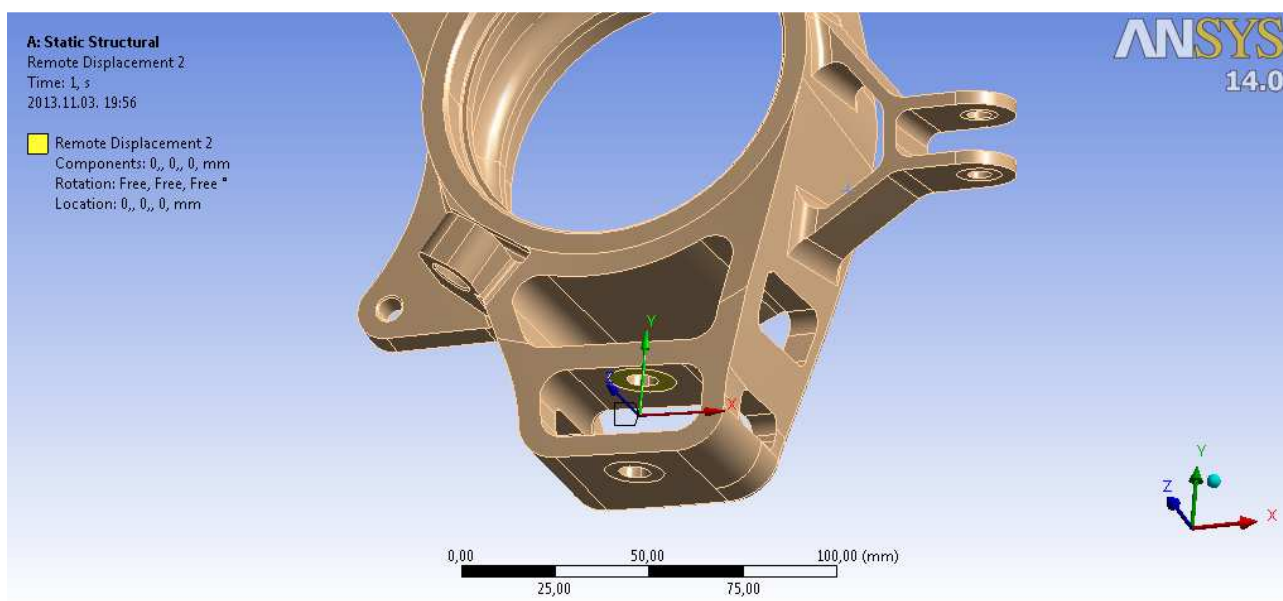


45. ábra Csavarerő a felső bekötési pontban

### 3.4.3. Kényszerek definiálása

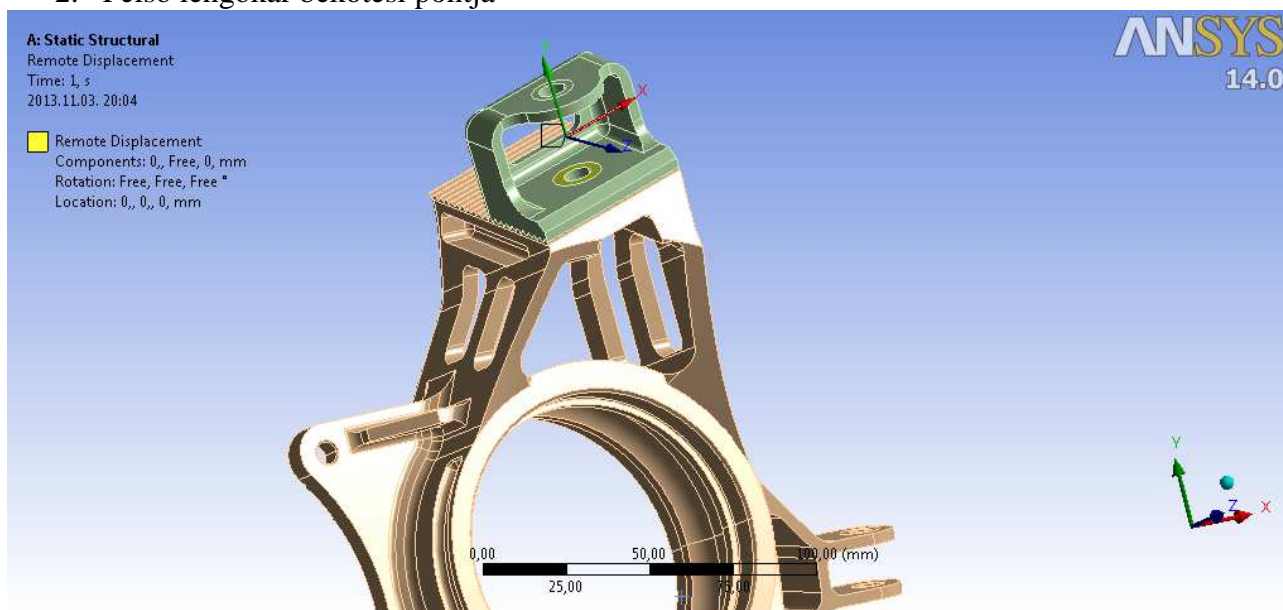
A tengelycsonk három helyen van kényszerezve. A gömbcsuklók középpontjára definiált koordináta-rendszer origójához rendeltém Remotedisplacement parancsot. Ezáltal egy ponthoz lettek azokat a felületeket hozzárendelve, amelyek x,y vagy z irányba nem mozdulhatnak el. Ezzel a kényszerezéssel jól közelíthető a gömbcsuklóval történő befogás.

#### 1. Alsó lengőkar bekötési pontja



46. ábra Alsó lengőkar befogás; x, y, z irányban nem enged elmozdulást

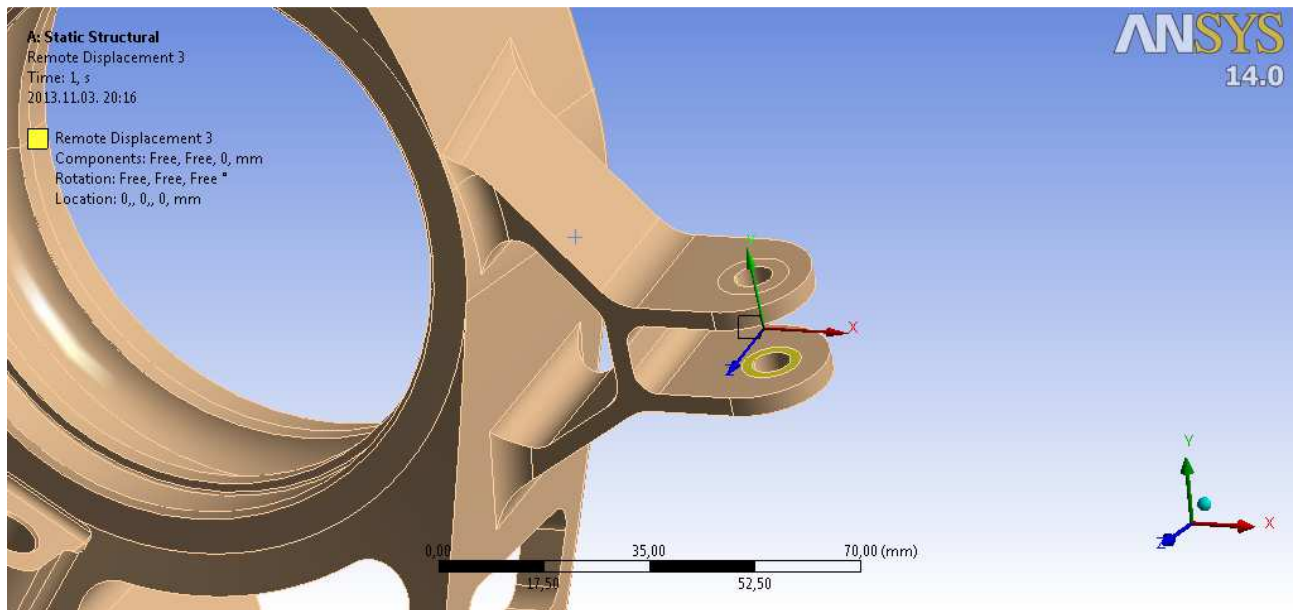
#### 2. Felső lengőkar bekötési pontja



47. ábra Felső lengőkar befogása; x, z irányba nem enged elmozdulást



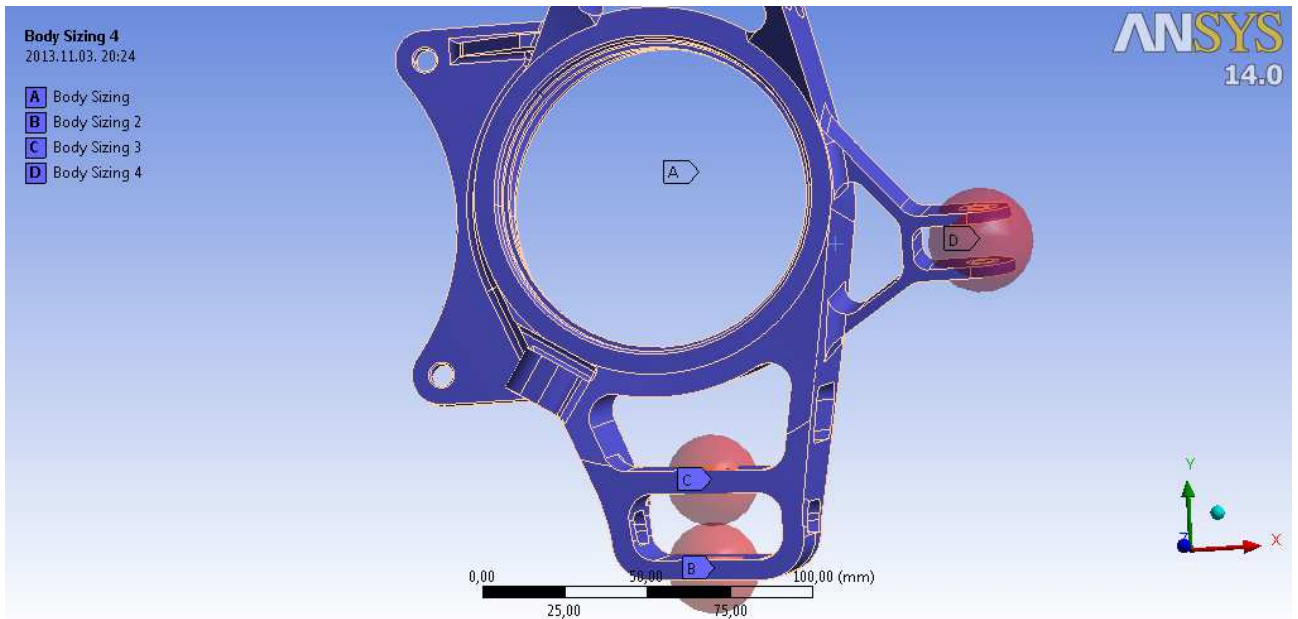
### 3. Kormányrúd bekötési pontja



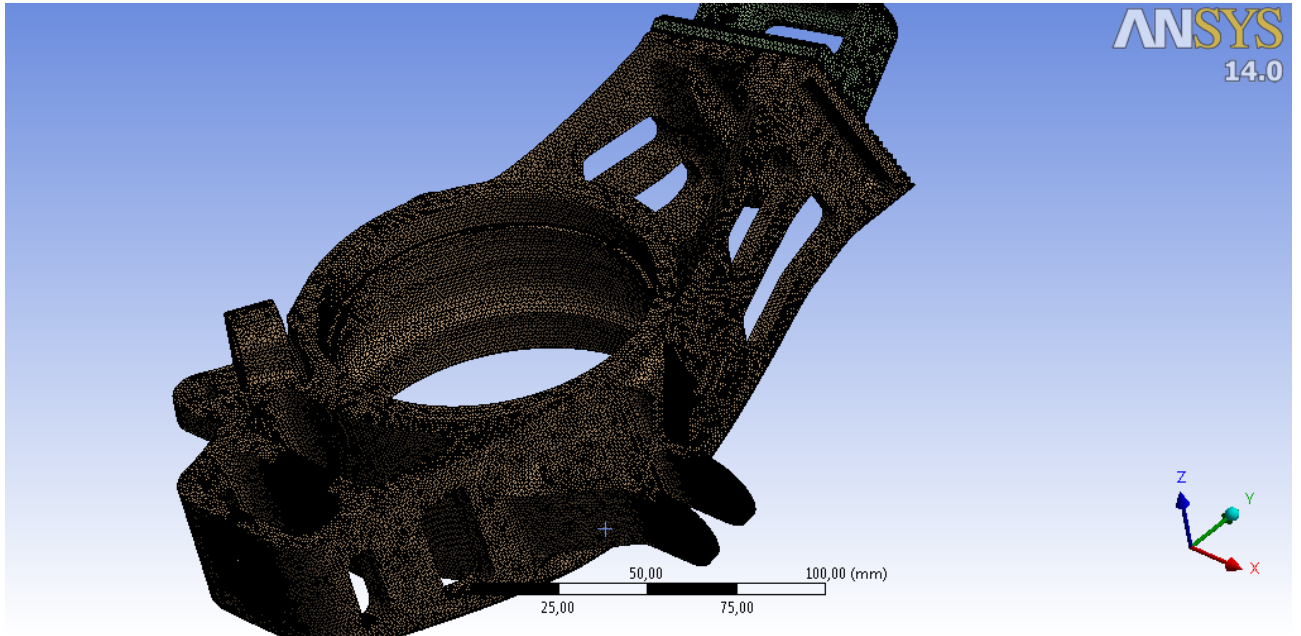
48. ábra Kormányrúd bekötési pontja; z irányba nem enged elmozdulást

### 3.4.4. Háló definiálása

A modellre 1,3 mm-es hálót definiáltam. A csavaroknál történő befogásoknál Body sizing, Sphere of influence paranccsal egy meghatározott átmérőjű gömb segítségével finomítottam az élhosszat 0,5 mm-re.



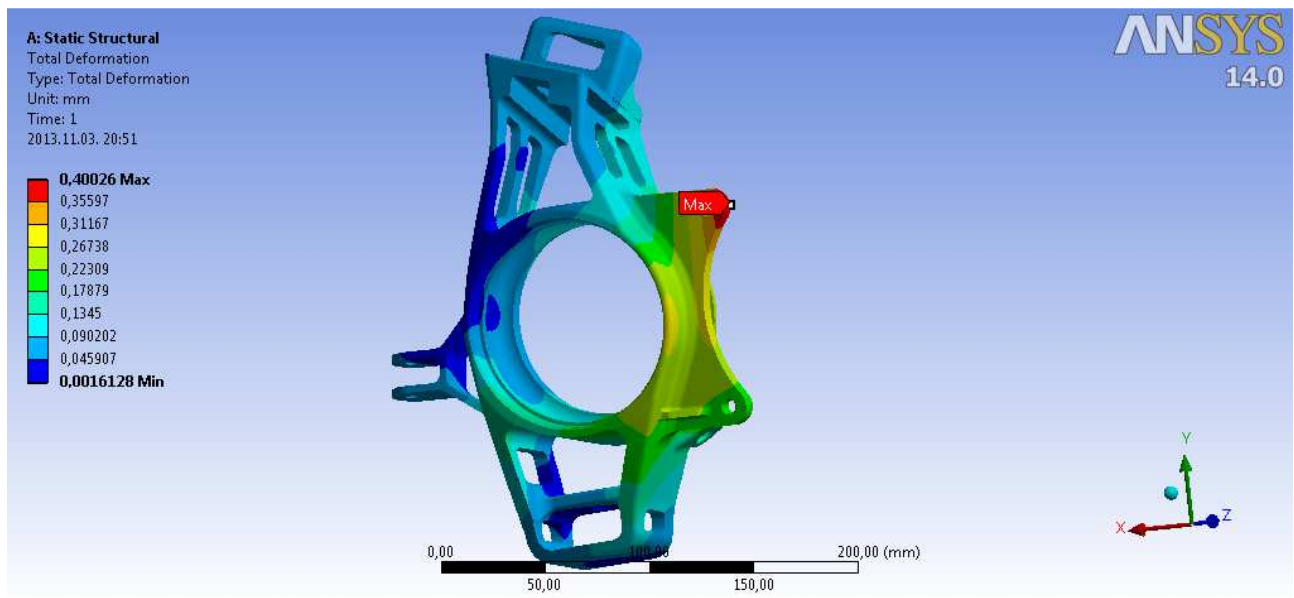
49. ábra Háló definiálása



50. ábra Az elkészített 2025525 elemszámú háló

### 3.4.5. *Eredmények értékelése*

#### 3.4.5.1. *Teljes deformáció*

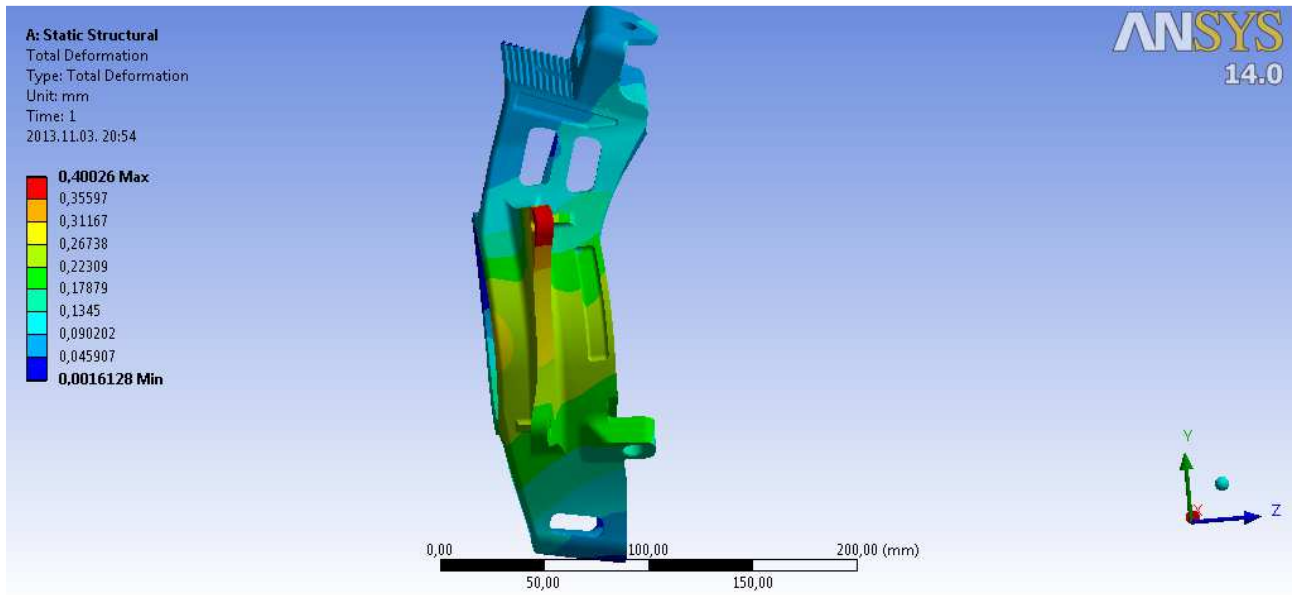


51. ábra Teljes deformáció

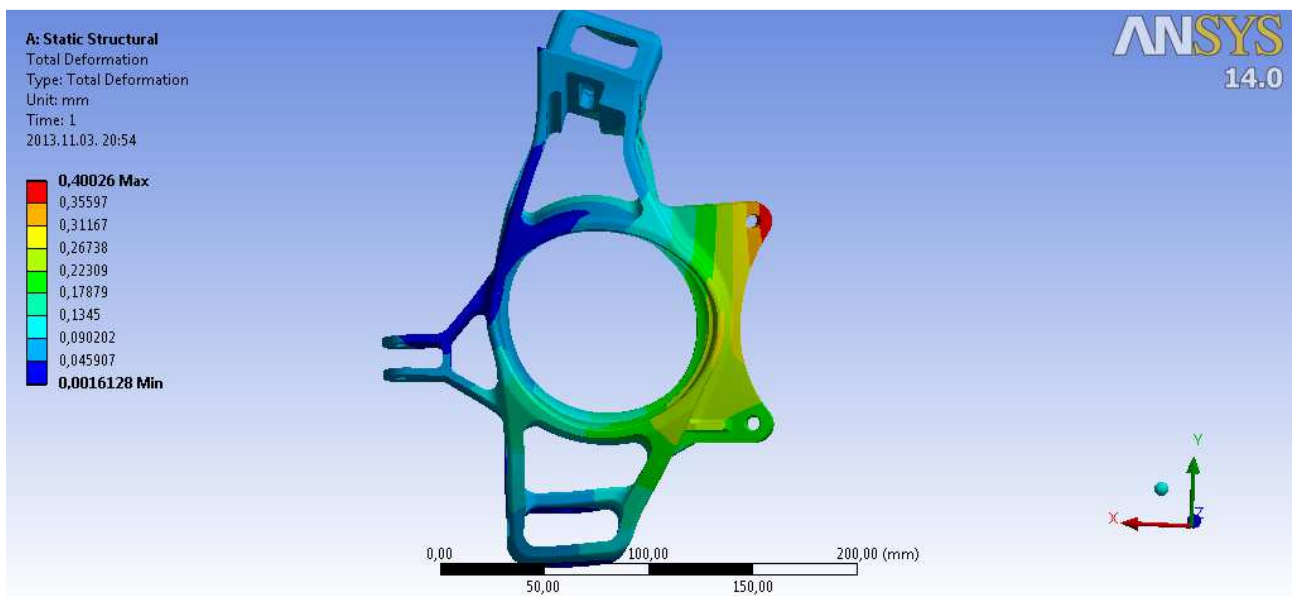
A maximális elmozdulás a féknyereg konzol felső részén következik be, mértéke 0,4mm.

Ez az érték elfogadható, ugyanis a vizsgálat során azt nem vettem figyelembe, hogy maga a féknyereg is merevíti az alkatrészt két ponton történő rögzítése révén.

Teljes deformáció 42-szeres nagyításban:

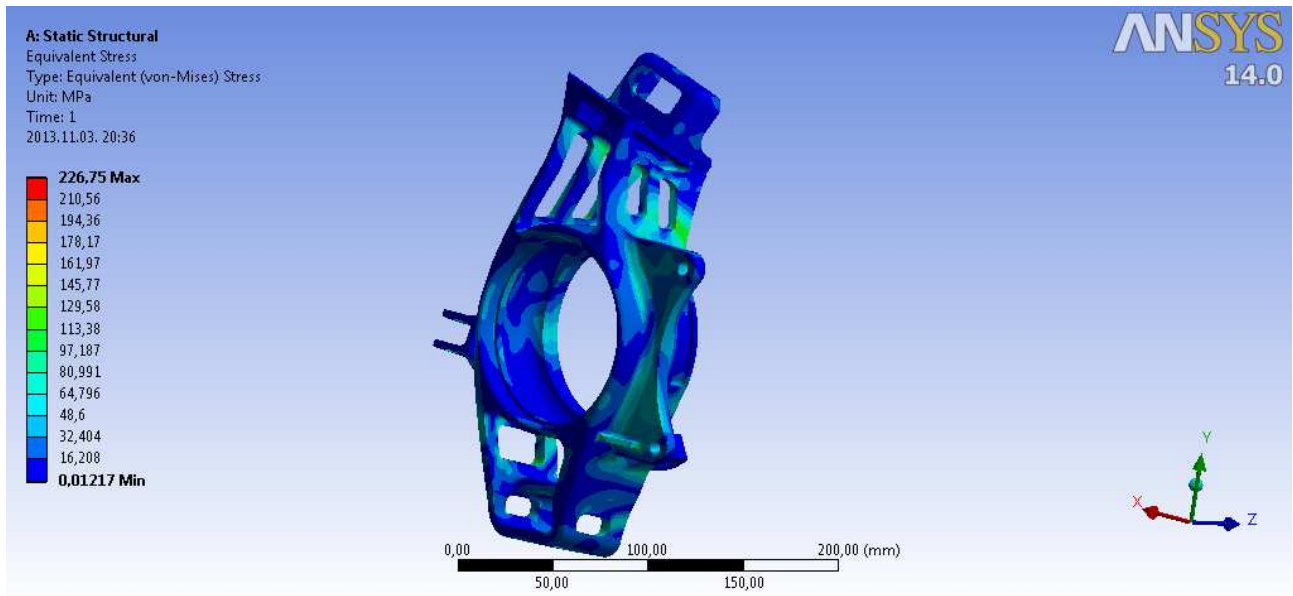


52. ábra Teljes deformáció 42x nagyításban, 1

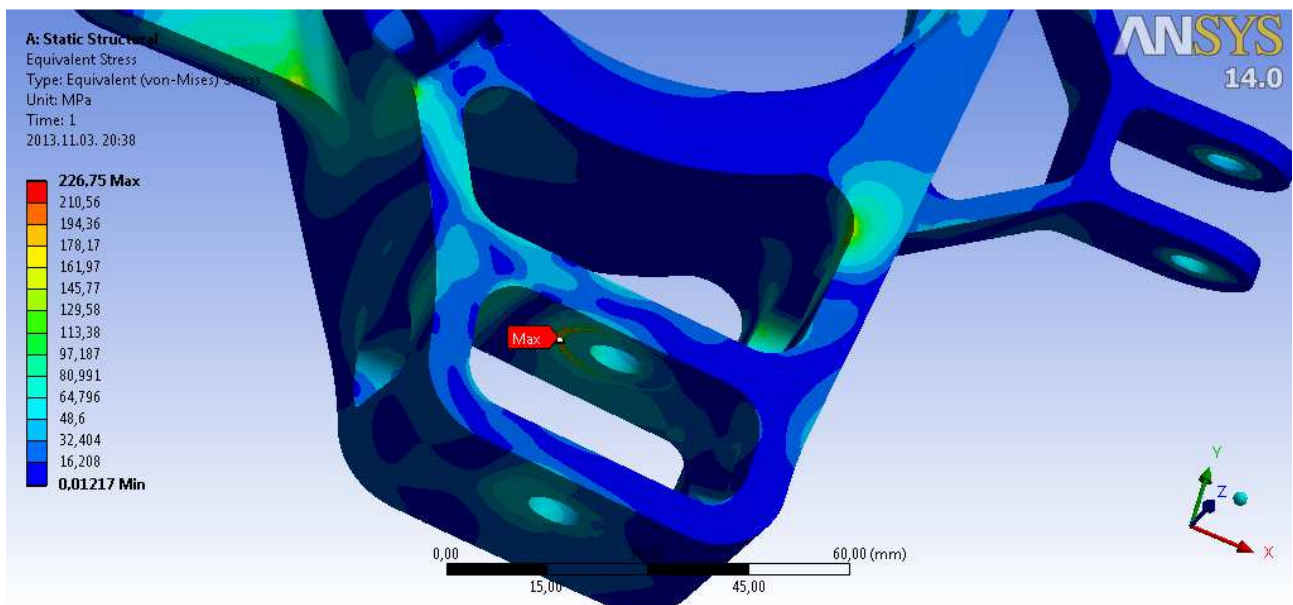


53. ábra Teljes deformáció 42x nagyításban, 2

### 3.4.5.2. Maximális feszültség

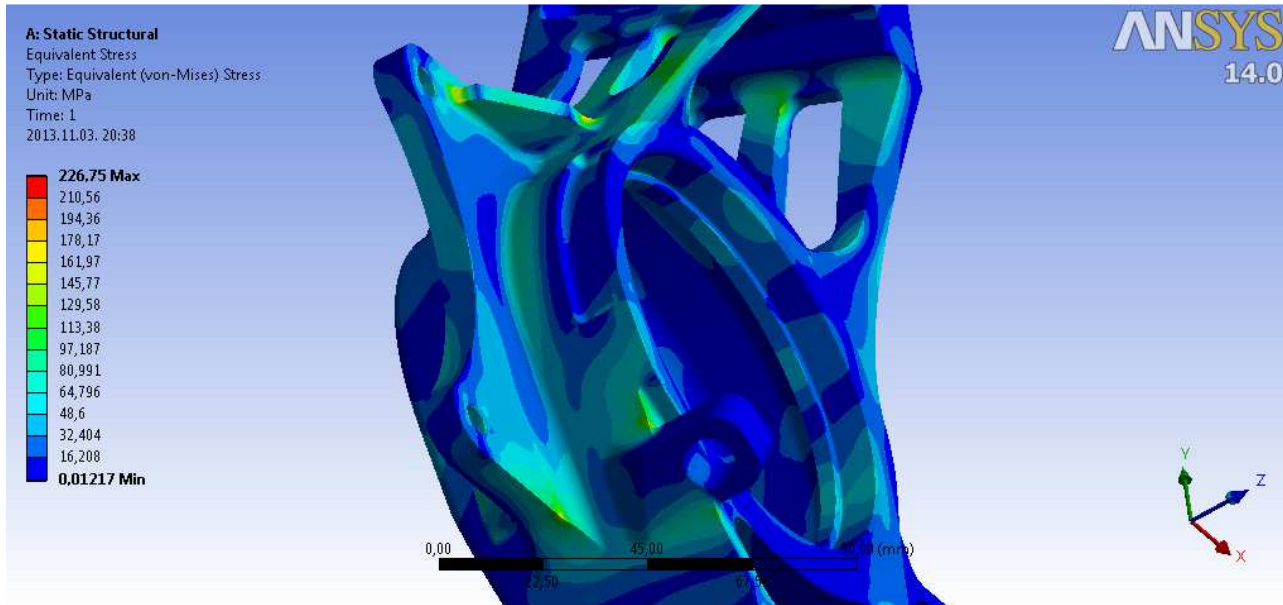


54. ábra Von-Mises feszültség



55. ábra Maximális feszültség helye, értéke 226,75 Mpa

A féknyereg konzolban a korábbi modellekben jelentős feszültség keletkezett, melynek kiküszöbölésére bordát helyeztem el. Így a feszültségeloszlás sokkal egyenletesebb lett, a feszültséggyűjtő hely megszűnt, 56. ábra.



56. ábra Fékonzol merevítő bordával

Az alkatrészben ébredő maximális feszültség értéke 226,75 Mpa. Az anyagra meghatározott folyáshatár értéke a 3.3.1. fejezetben leírt számítás alapján 460,8 Mpa.

Az így számított biztonsági tényező:

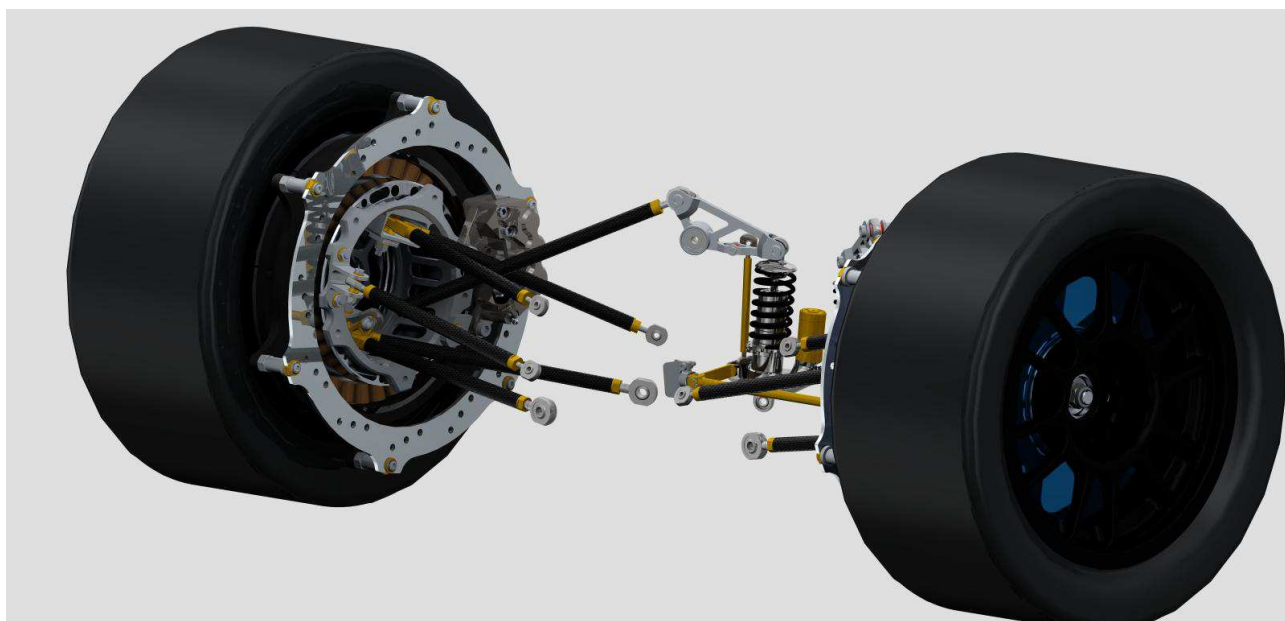
$$s = \frac{R_{EH}}{\sigma_{max}} = \frac{460,8}{226,75} = 2,03$$

Tehát az alkatrész szilárdságilag megfelelő.

### 3.5. Hátsó tengelycsonk tervezése

A hátsó tengelycsonk az elsőhöz képest teljesen más kialakítású. Kerékagymotoros hajtás révén a normál járművekben alkalmazott tengelycsonk ebben az esetben nem alkalmazható.

#### 3.5.1. Tengelycsonk beépítési környezetének vizsgálata



57. ábra Hátsó futómű és tengelycsonk

A 19. ábrán látható a villamos motor és a hozzá csatlakozó futómű.

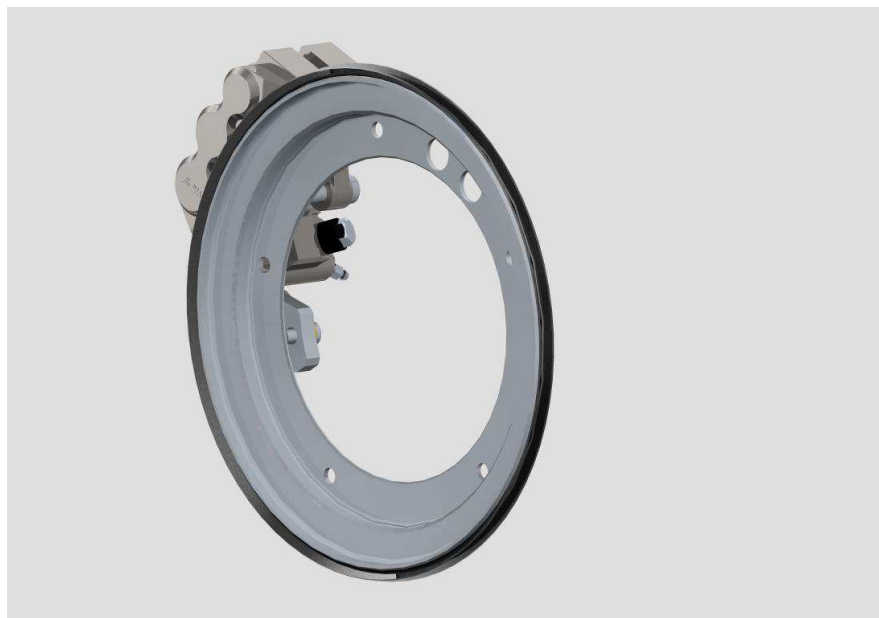
A kerékagymotor állórészében van csapágyazva egy féltengely, amelyhez csatlakozik a motor forgórésze. Ehhez a forgórészhez 6 darab csavarral rögzül a hátsó féktárcsa, amely így a motorral együtt tud forogni. Mivel a motor forgórészének, így a felhínek is a csapágyazása az állórészben van kialakítva, további csapágyazás a tengelycsonkban nem szükséges. Ezáltal a tengelycsonk a motor állórészéhez 5 darab M8X1,25 csavarral került rögzítésre.

A villanymotor melegezésének elkerülése végett folyadékűtést alkalmazunk, 51. ábra. A motor állórészébe lett belemarva egy körpaláston végigfutó horony. A hűtőcsövek csatlakozási céljából lett kialakítva két M14-es furat amely csatlakozik egy bemenő, illetve egy kimenő folyadékot szállító cső.



**58. ábra** Villanymotor állórész

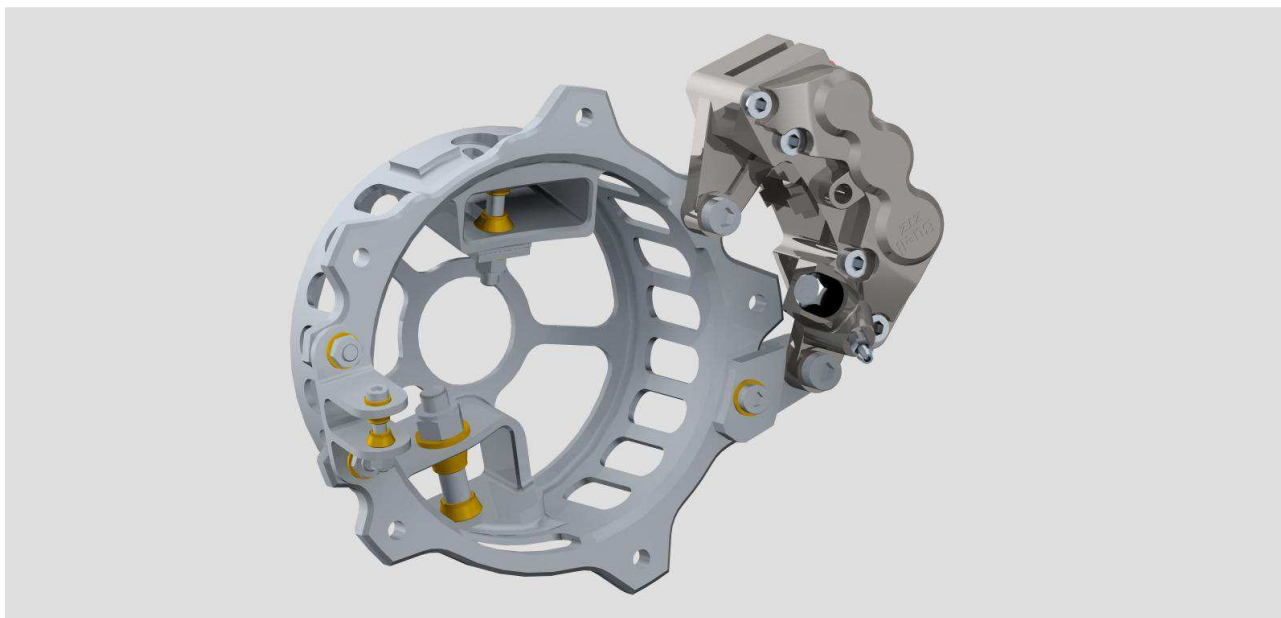
A motor forgó- illetve állórésze között tömítést kell alkalmazni (52.ábra) az esetleges folyadék illetve szennyeződések bejutása ellen. A tömítés megvalósítására pontosan ekkora méretű radiális tömítés hiányában axiális tömítést alkalmaztam. Az axiális tömítés típusa: SKF 275 VLV



**59. ábra** Axiális tömítés



### 3.5.2. A tengelycsonk geometriája



60. ábra Hátsó tengelycsonk

A hátsó tengelycsonk az elsőhöz hasonlóan egy tömbből lesz marással elkészítve, EN AW 7075 T6 (AlZn5,5MgCu) alumínium ötvözetből.

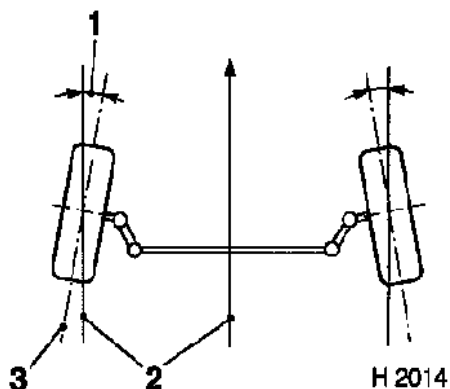
Az hátsó tengelycsonk úgy lett kialakítva, hogy annak belső, felső részén egy alakzáró kapcsolat segítségével 0-tól  $\sim -3,9^\circ$ -ig változtatható legyen a kerékdőlés.



61. ábra Kerékdőlés változtatás

Kerékdőlésen felül szintén fontos a kerékösszetartás változtatásának lehetősége, 55.ábra.

Ez a nyomtávruđ segítségével valósítható meg. A váz úgy lett kialakítva, hogy ahhoz a nyomtávruđ több furathoz tudjon csatlakozni, így változtatható lesz a kerekek összetartása.

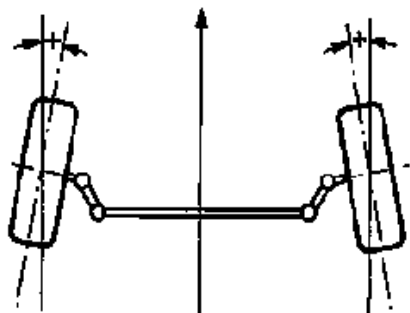


A kerékösszetartás (1) az a szög, amely álló járműnél a kerék-középsíkok metszsvonala (3) és a párhuzamosan eltoltt geometriai menettengely (2) között adódik. Pozitív kerékösszetartás esetén a kerék mellső része a geometriai menettengely felé fordul, 56. ábra. [10]

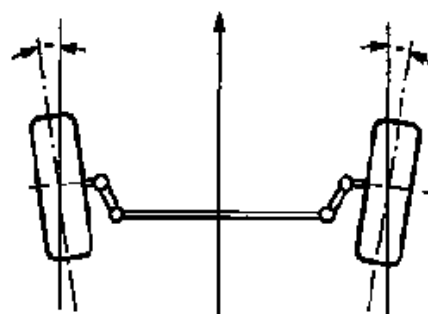
62. ábra Kerékösszetartás

Negatív kerékösszetartás esetén a kerék hátsó része fordul a geometriai menettengely felé, 57. ábra.

Az összetartás menet közbeni szabályozása is a jármű stabilitásának megtartását, növelését szolgálja elsősorban a jármű saját kormányzási viselkedésének ellenőrzése, befolyásolása révén. A jármű túlkormányzottá válását kell megakadályozni. Ennek megfelelően a kanyarodás közben a hátsó futóműnél a külső kereket befelé, az összetartás irányába kell kormányozni. [11]

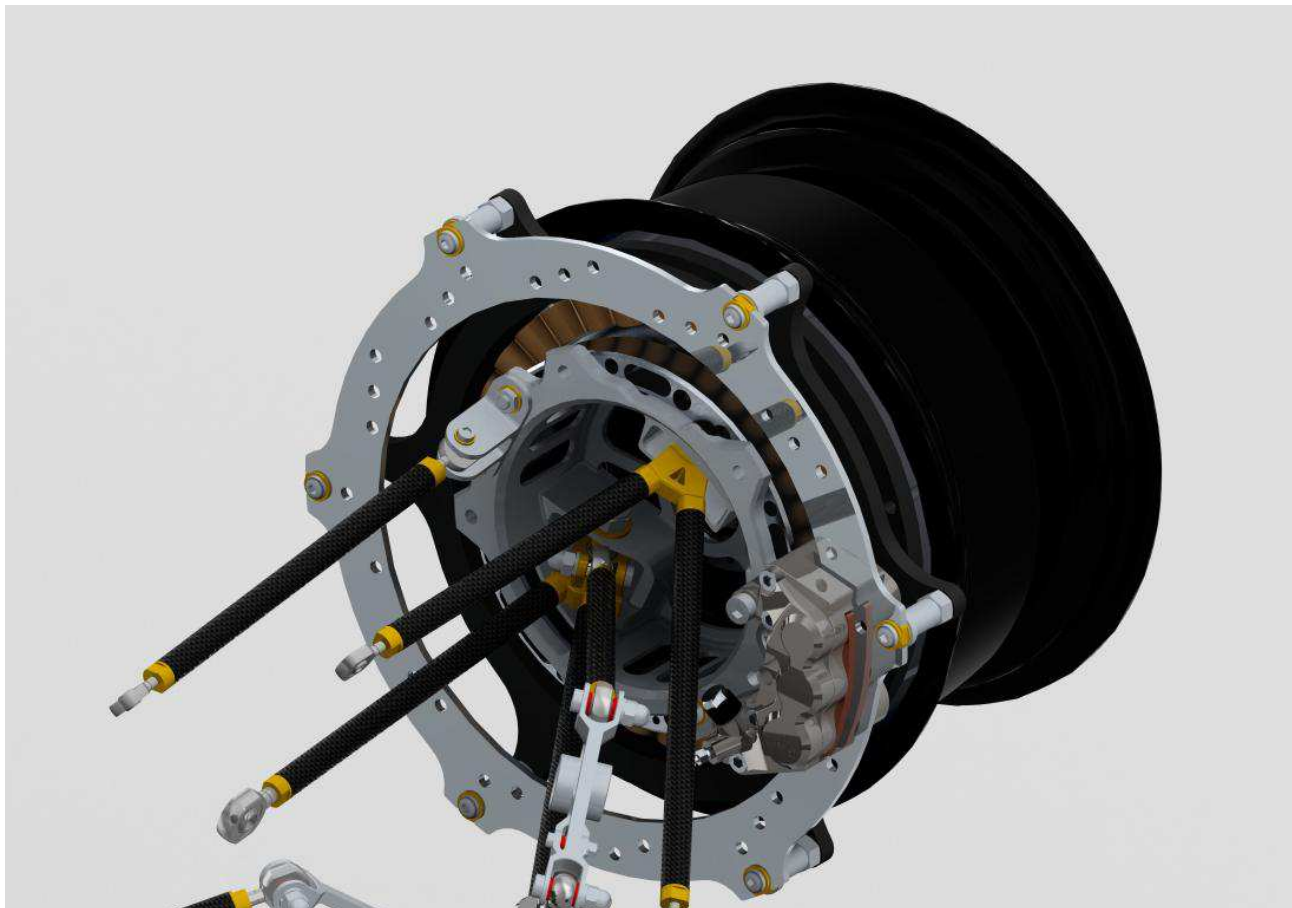


64. ábra Pozitív kerékösszetartás [11]



63. ábra Negatív kerékösszetartás [11]

A tengelycsonkon található még a hátsó hidraulikus féknyereg. Egy hatdugattyús Buell versenymotor féknyerge került felszerelésre, amelynek érdekessége, hogy nem a járműiparban megszokott módon helyezkedik el. A féktárcsát a belső átmérője felől fogja meg, 58.ábra.



65. ábra Hátsó fék kialakítása

### 3.5.3. A tengelycsontot a motor állórészéhez rögzítő csavarok szilárdsági ellenőrzése

5 db M8X1,25 csavar szükséges meghúzási nyomatéka 475 Nm maximális nyomaték átviteléhez:

$$M_s = 2 \cdot \pi \cdot \mu \cdot p \cdot [r^3]_{r_1}^2$$

ahol  $\mu$  a súrlódási tényező

$p$  a dugattyúk által kifejtett nyomás

$r_2, r_1$  a féktárcsa körgyűrű sugarai

$$p = \frac{F_N}{A}$$

$$F_N = \frac{M_s \cdot A}{2 \cdot \pi \cdot \mu \cdot [r^3]_{r_1}^2} = \frac{450 \cdot 0.0007759}{2 \cdot \pi \cdot 1.05 \cdot \left( \frac{0.098^3}{3} - \frac{0.095^3}{3} \right)} = 1894.25 \text{ N}$$

Egy csavarra számított előfeszítő erő:  $F_{N1} = \frac{F_N}{5} = 378.5 \text{ N}$

A kapott előfeszítő erőhöz szükséges meghúzási nyomaték számítása:

$$T = F_{N1} \cdot \left[ \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varrho') + d_3 \cdot \mu \right]$$

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{1.25}{7.188 \cdot \pi} \alpha = 3.168^\circ$$

$$\operatorname{tg} \varrho' = \frac{\mu}{\cos \frac{\beta}{2}} = \frac{0.4}{\cos 30^\circ} \varrho' = 24.79^\circ$$

$T = 1,67 \text{ Nm}$

Alumínium-alumínium súrlódása esetén  $\mu$  értéke 1,05 értéket elérheti. Ebből adódóan nagyon kis meghúzási nyomaték is elegendő a motornyomaték átvitelére. Azonban a biztonságra törekedve, minimum 10Nm- es meghúzási nyomatékkal rögzítjük a csavarokat.

Ebben az esetben keletkező csavaró nyomaték 8.8-as csavaroknál:

$$\tau_{meg} = \frac{R_{EH}}{\sqrt{3}} = \frac{640}{\sqrt{3}} = 369.5 \text{ MPa}$$

$$\tau = \frac{10}{\frac{d^3 \cdot \pi}{16}} = \frac{10}{0.006466^3 \cdot \pi \cdot \frac{1}{16}} = 188.39 \text{ Mpa}$$

Tehát a csavarok szilárdsága megfelelő.

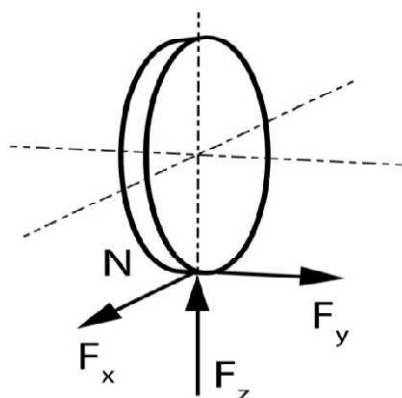
### 3.6. A hátsó tengelycsonk szilárdsági analízise

#### 3.6.1. Terhelő erők meghatározása

A jármű kerekeire ható erőket IPG programmal történő szimulációval határoztuk meg.

A szilárdsági analízist a maximális talpponti erőre végeztem el, maximális fékerő mellett feltételezett jobbra történő kanyarodás esetét vizsgálva. A motor maximális nyomatéka 475 Nm túlterhelt esetben. Szilárdsági vizsgálatok azt mutatták, hogy nem a motor gyorsítása vagy lassítása során keletkező 475 Nm nyomaték okoz nagyobb igénybevételt, hanem hidraulikus tárcsafékkal történő fékezés. Ennek oka hogy a motor nyomatéka egy nagyobb körgyűrű felületen adódik át a tengelycsonkra, míg a fékerő a féknyereg csavarjain keresztül.

A kapott keréktalpponti erőkomponensek:



66. ábra Keréktalpponti erők [12]

$$F_x = -1800 \text{ N}$$

$$F_y = -2100 \text{ N}$$

$$F_z = 1600 \text{ N}$$

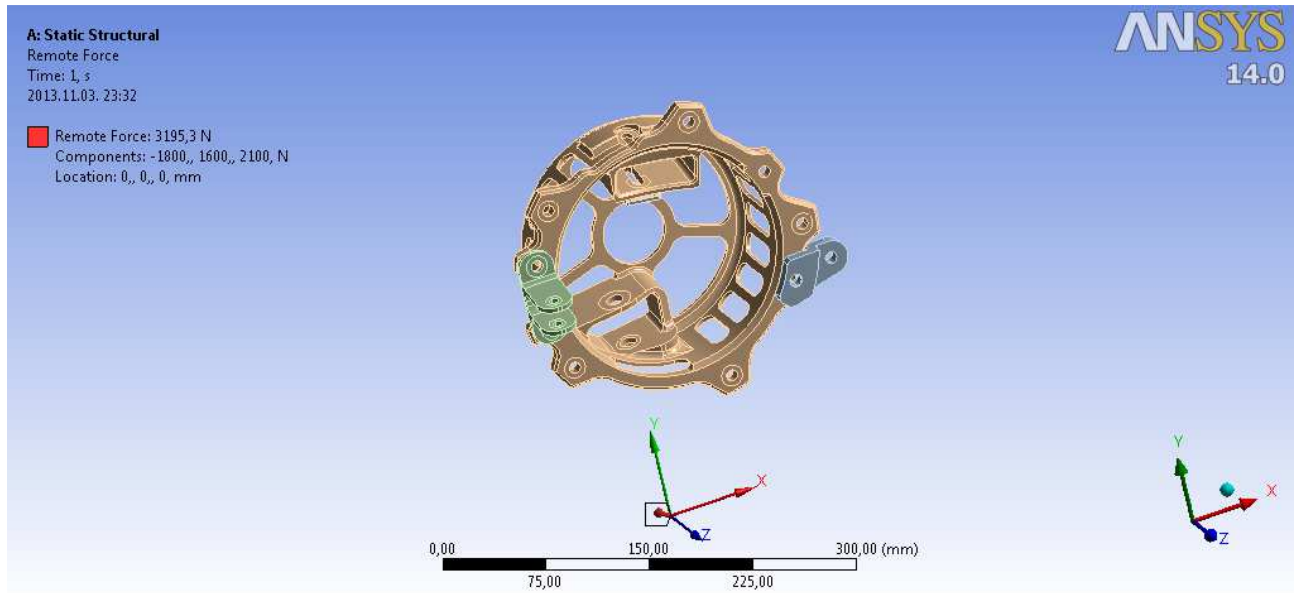
ahol  $F_x$  a jármű menetirányával megegyező hosszirányú-,  $F_y$  a keresztirányú-,  $F_z$  a függőleges irányú erőkomponens.

ANSYS programmal történő vizsgálat esetén nem a járműtechnikában használt koordinátarendszert alkalmazza a szoftver, ezért a terhelések megadásánál nem a fent meghatározott koordinátarendszer szerint kerülnek megadásra az erők.

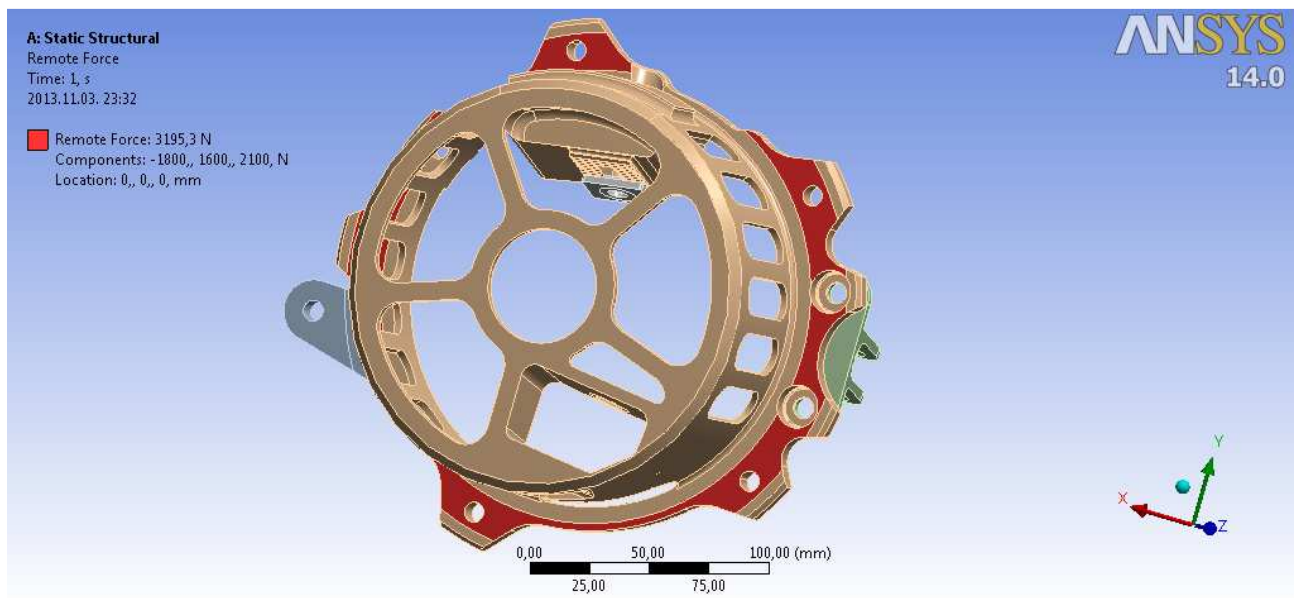
Maximális fékerő a féktárcsán:  $F_{fék} = 1136 \text{ N}$

### 3.6.2. Terhelések definiálása

#### 1. Keréktalpponti erő meghatározása



67. ábra Talpponti erő meghatározása

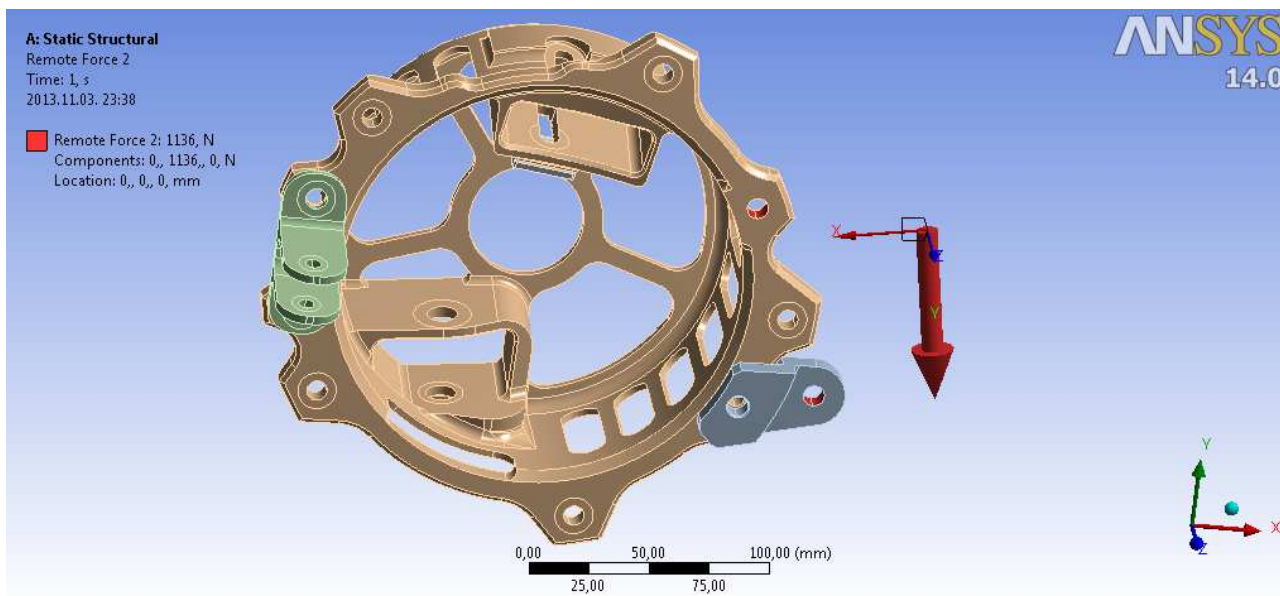


68. ábra Talpponti erőhöz felület kiválasztása

A talppontban ébredő erő a kerékgymoton keresztül a tengelycsokra adódik át.

A tengelycsokk 5 darab csavarral csatlakozik az állórészhez. Tehát a fellépő erőt is csak azon a súrlódó felületen tudja átadni.

## 2. Fékerő definiálása

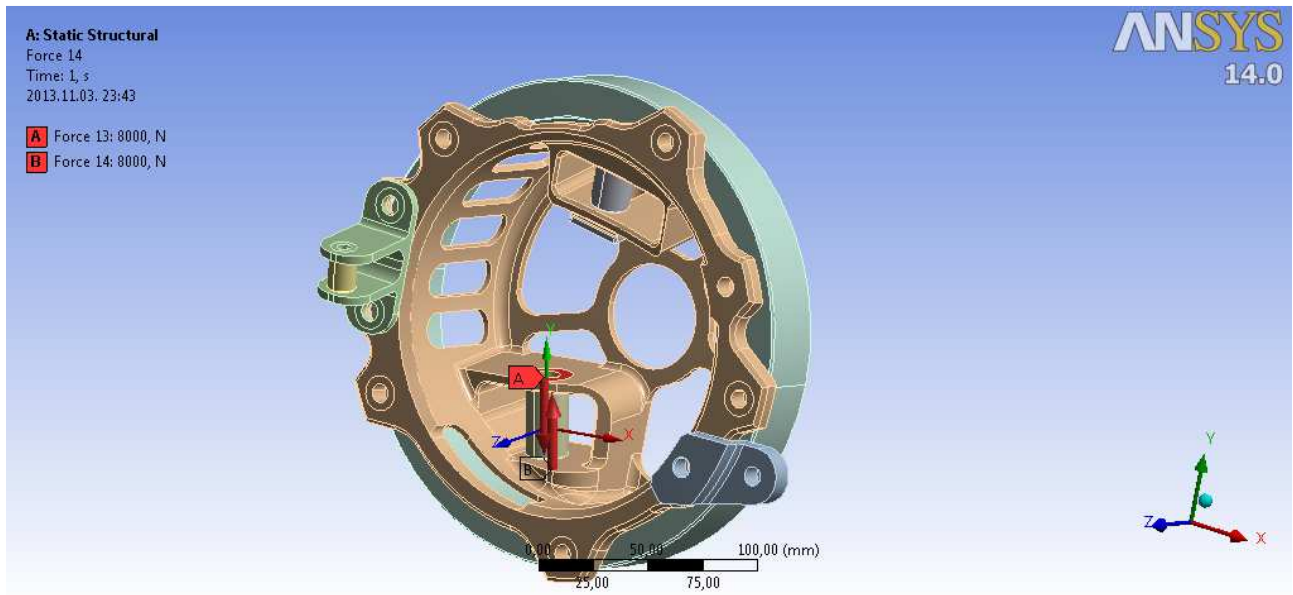


**69. ábra** Fékerő definiálása

A fékerő külpontos erőként hat a féknyereg rögzítési funkcióján.

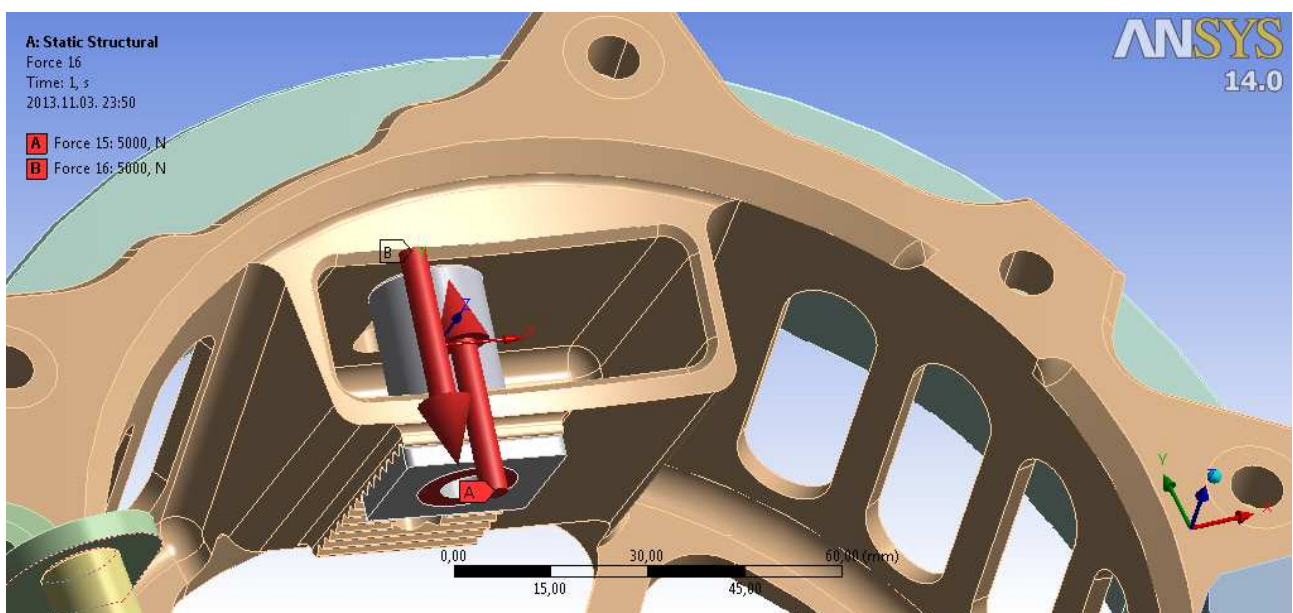
## 3. Csavarok előfeszítő erejének számítása

A tengelycsonk bekötési pontjainál a csavar feje alatt, illetve az anya alatt felületen a csavar előfeszítő ereje hat. A valóságban a gömbcsukló és az ahhoz csatlakozó támaszok tartanak ellen a csavarok erejének. A pontosabb szimuláció érdekében ezen támaszok definiálására nem befogást alkalmaztam, hanem egy, a támasz átmérőjével megegyező méretű titánium hengert helyeztem támaszként a befogások helyére.



70. ábra Csavar előfeszítő erő az alsó futóművön

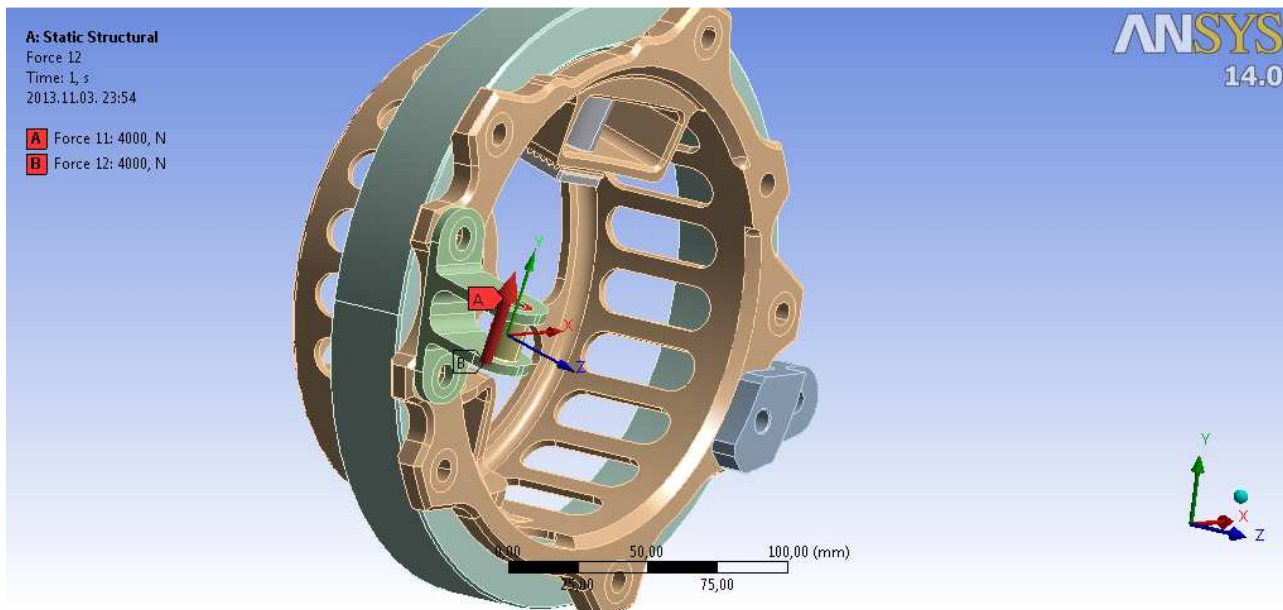
#### 4. Felső lengőkar bekötési pontja



71. ábra Felső lengőkar kényszer kialakítás

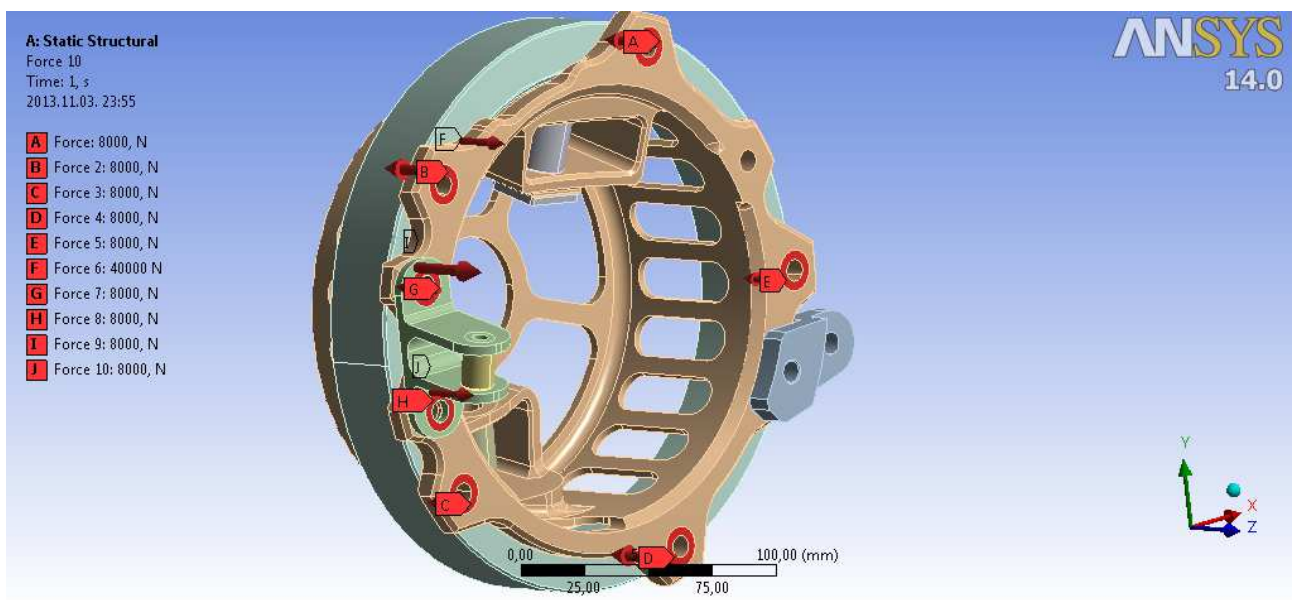


## 5. Nyomtávrúd bekötési pontja



72. ábra Nyomtávrúd bekötési pontja

## 6. Csavarelőfeszítő erők



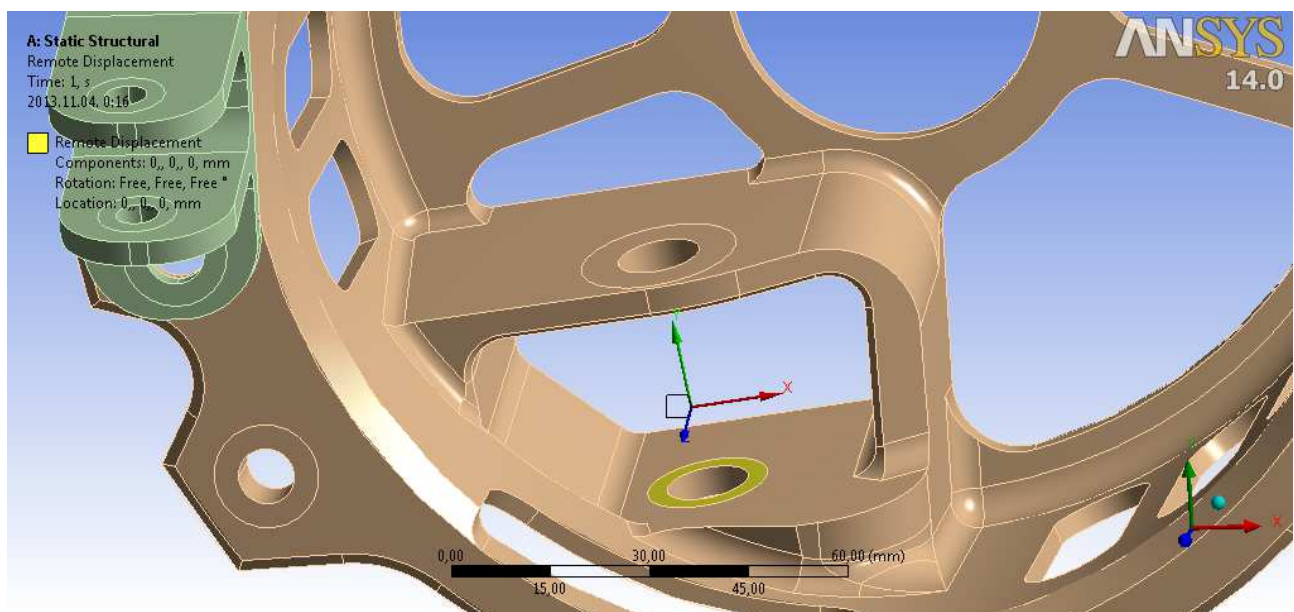
73. ábra Csavarok előfeszítő erői

A csavarok feje alatti alátét átmérőjének ismeretében körgyűrű alakú felületeket készítettem. Ezeken a felületeken hatnak a csavarelőfeszítő erők. Az 53. ábrán látható nagy gyűrű tart ellen az előbbieken definiáltelőfeszítő erőknek. Nagy gyűrűre értelemszerűen ötszörös csavarelőfeszítő erő hat ellenerőként.

### 3.6.3. Kényszerek definiálása

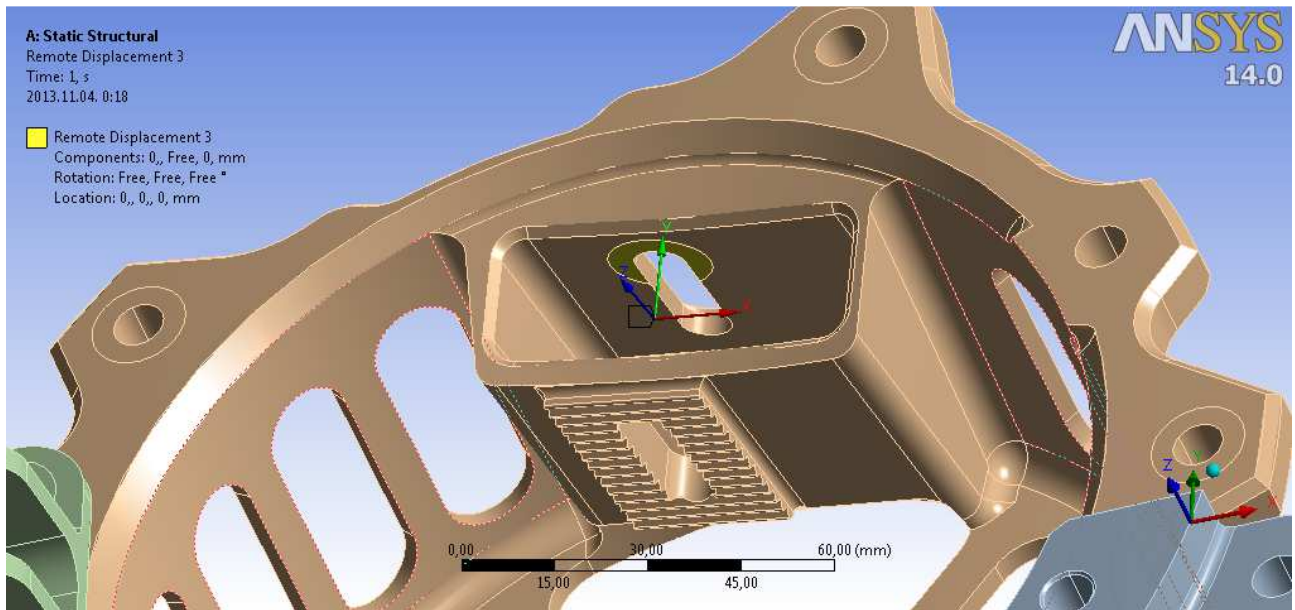
A tengelycsuk három helyen van kényszerezve. A gömbcsuklók középpontjára definiált koordináta-rendszer origójához rendeltém Remotedisplacement parancsot. Ezáltal egy ponthoz lettek azokat a felületeket hozzárendelve, amelyek x,y vagy z irányba nem mozdulhatnak el.

#### 1. Alsó lengőkar bekötési pontja



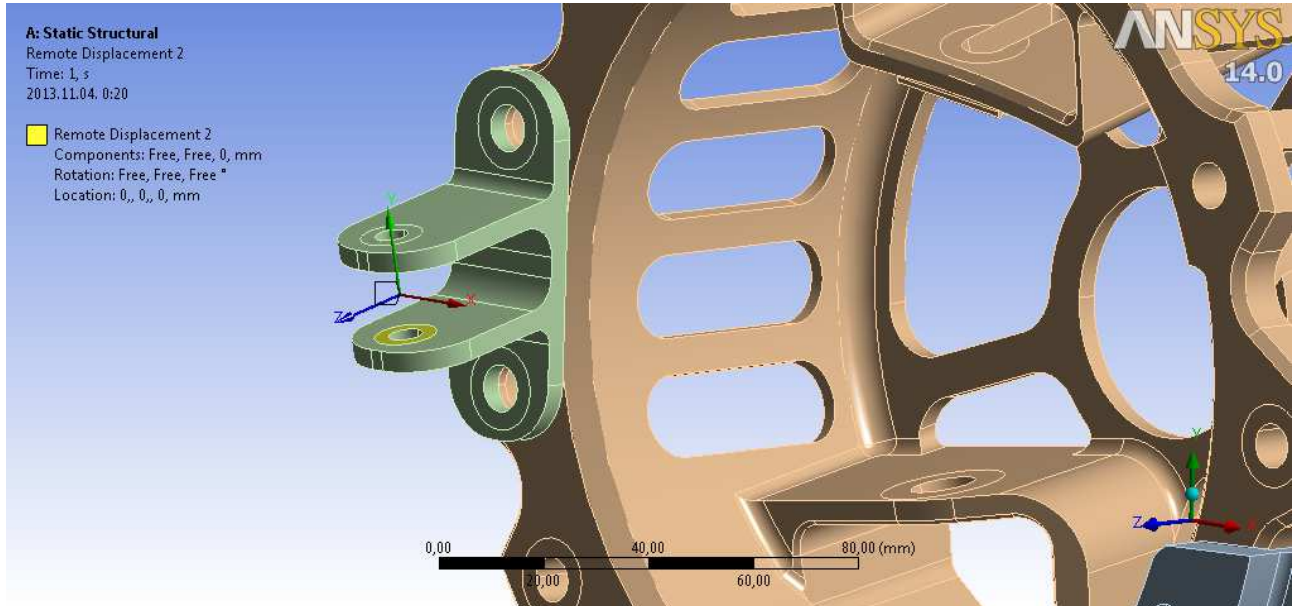
74. ábra Alsó lengőkar bekötési pontja; x,y,z irányba nem lehet elmozdulás

## 2. Felső lengőkar bekötési pontja



75. ábra Alsó lengőkar bekötési pontja; x, z irányba nem lehet elmozdulás

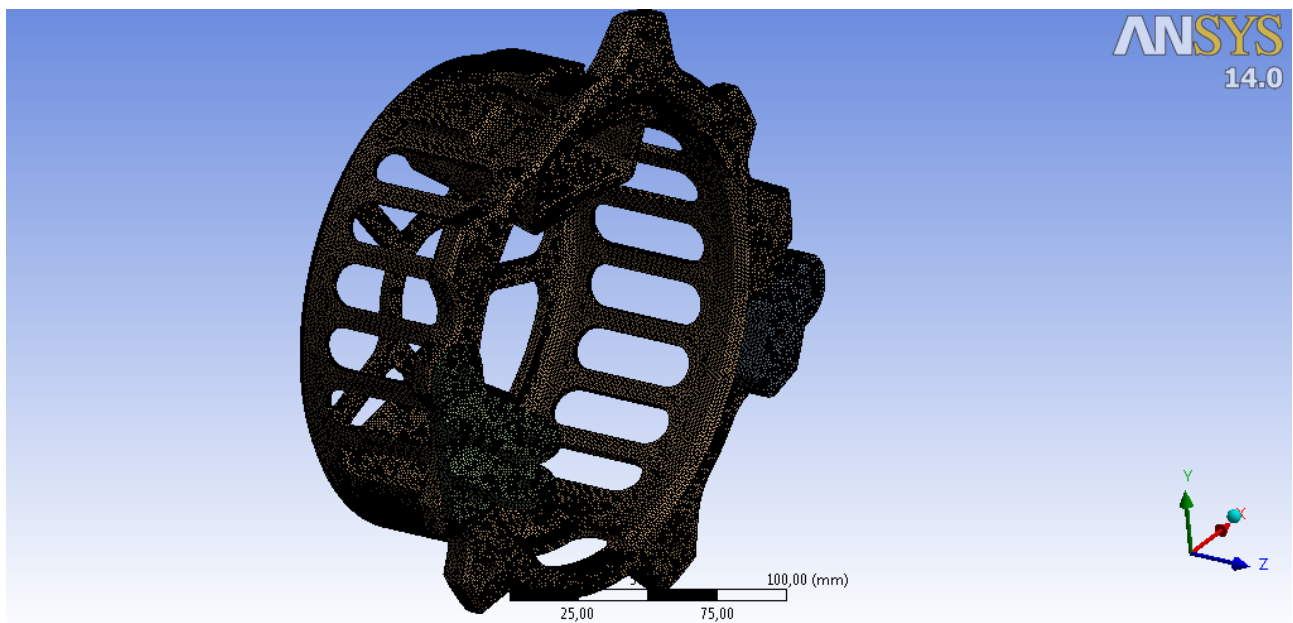
## 3. Nyomtávrúd bekötési pontja



76. ábra Nyomtávrúd bekötési pontja; z irányba nem lehet elmozdulás

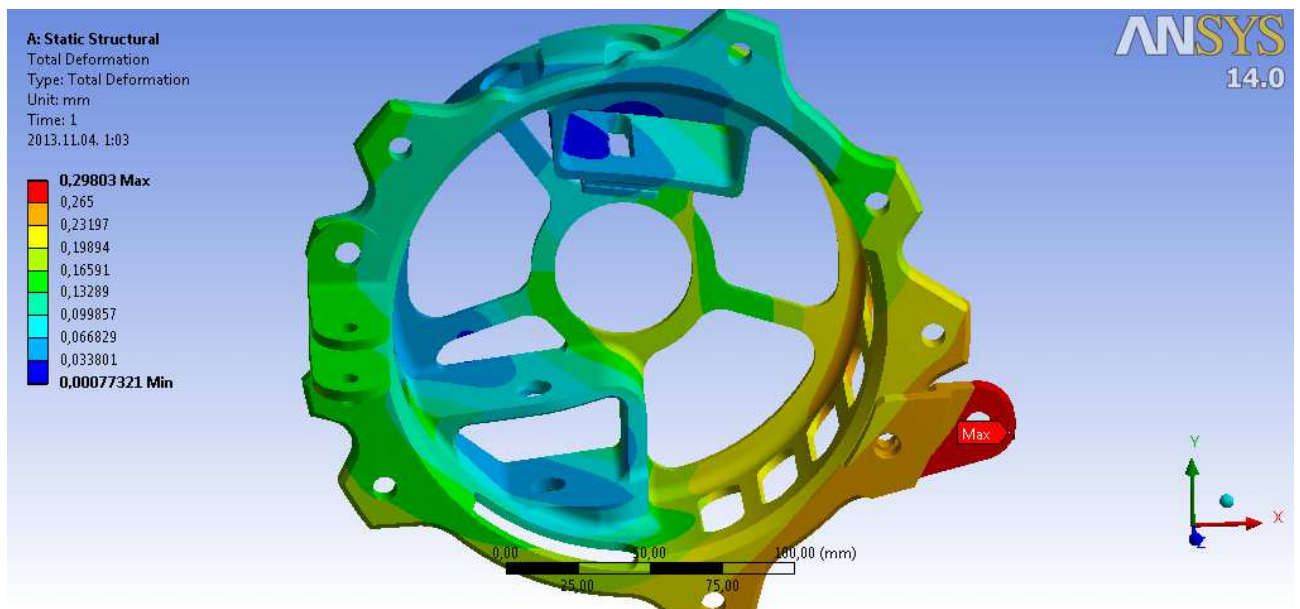
### 3.6.4. Háló definiálása

A definiált 1,5mm élhosszúság, 1959574 elemszámú háló



### 3.6.5. Eredmények értékelése

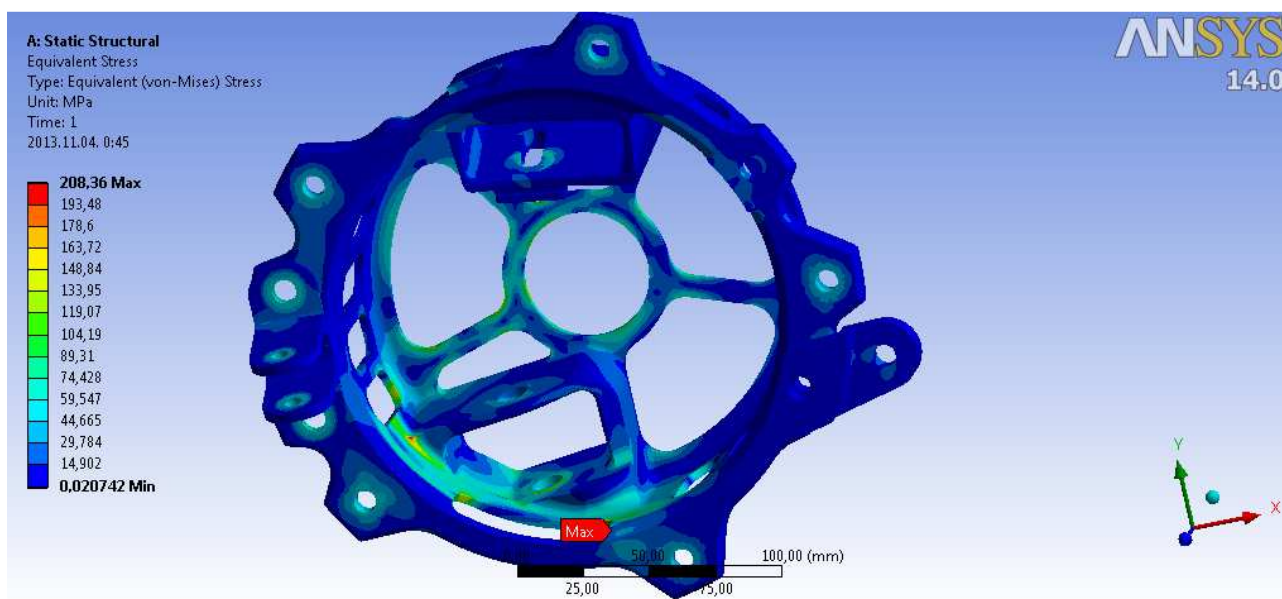
#### 3.6.5.1. Teljes alakváltozás



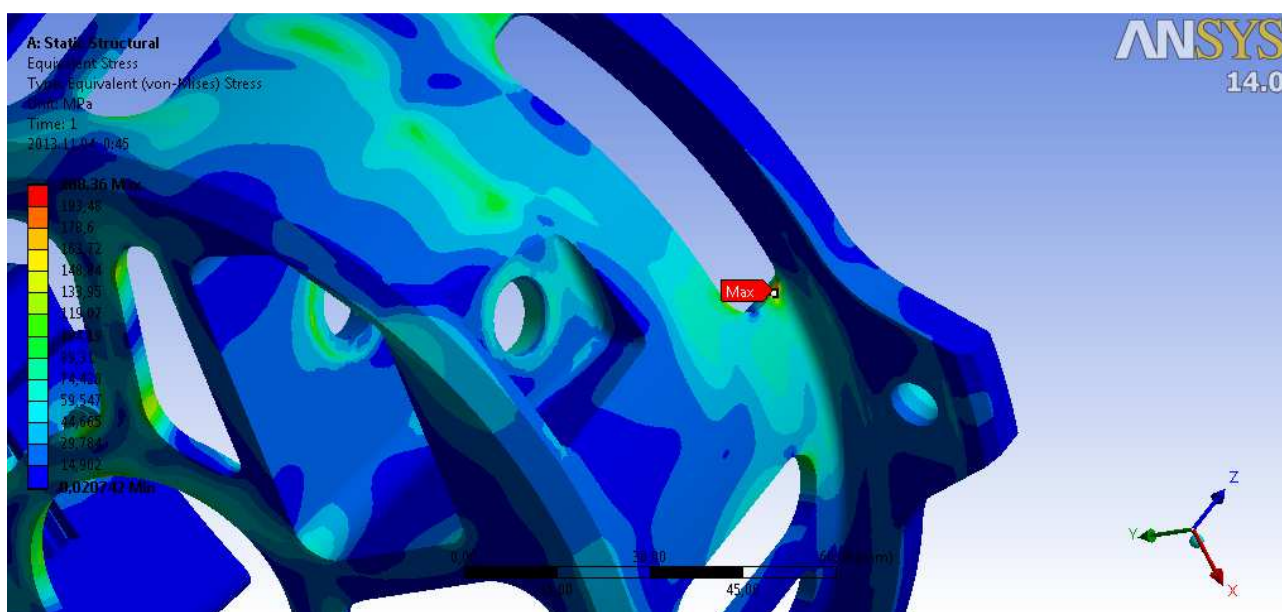
77. ábra Teljes alakváltozás

A maximális deformáció 0,29 mm, amely érték számunkra elfogadható és megfelelő.

### 3.6.5.2. Maximális feszültség



78. ábra Von-Mises feszültség meghatározására



79. ábra Maximális feszültség

Az alkatrészben ébredő maximális feszültség értéke 208,36 Mpa. Az anyagra meghatározott folyáshatár értéke a 3.3.1. fejezetben leírt számítás alapján 460,8 Mpa.

Az így számított biztonsági tényező:

$$s = \frac{R_{EH}}{\sigma_{max}} = \frac{460,8}{208,36} = 2,21$$

Tehát az alkatrész szilárdságilag megfelelő.

## 4. Összefoglalás

Csортán-Szilágyi György:

Dolgozatomban a kerékagymotoros versenyautó fékrendszerének tervezésével foglalkoztam. A fékrendszer felel a jármű biztonságos megállásáért, így ez kiemelt fontosságú. A tervezés során megvizsgáltam az autó felépítését, a fékrendszer beépíthetőségét, bővíthetőségét és járművel való kapcsolatát. A járműdinamikai számítások után pedig a megfelelő alkatrészek mértezésével és modellezésével foglalkoztam együttműködve a csapattársaimmal. A munka után további feladatunk a tervezett részegységek legyártása és megrendelése majd pedig a rendszer felállítása és üzemelése.

Bodolai Péter:

Dolgozatomban egy kerékagymotoros Formula Student versenyautó első és hátsó tengelycsonkjainak tervezésével foglalkoztam. A tengelycsonk létesít kapcsolatot a jármű kereke és a futómű között. A tervezés során megvizsgáltam az eddig alkalmazott kialakításokat, gyártási eljárásokat, anyagokat, majd ezek közül kiválasztottam azt, amely a leoptimalisabb, és támogatók által rendelkezésre áll. Az alkatrész végső formája hosszú iterációs folyamat eredményeként készült el, folyamatos végelelemes vizsgálattal. Bemutatásra került az első és hátsó tengelycsonk beépítési környezete, a hozzá kapcsolódó alkatrészek.

A jelenlegi helyzet alapján várhatóan tavasszal már működőképes lesz a jármű és terveink szerint jövő nyáron már részt tudunk venni a Formula Student versenysorozatban.



**80. ábra** A tervezett autó látványterve

A csapat elérhetősége: <https://www.facebook.com/BME.motion>

## Ábrajegyzék

1. ábra A tervezett jármű .....	4
2. ábra Kerékagymotor robbantott ábrája .....	5
3. ábra Első futómű .....	7
4. ábra Hátsó futómű .....	7
5. ábra Kormánymű .....	8
6. ábra A jármű váza .....	8
10. ábra A jármű paraméterei[3] .....	13
7. ábra A választott féknyereg .....	11
10. ábra A jármű paraméterei[3] .....	13
9. ábra A tervezett hátsó fékkonstrukció .....	12
10. ábra A jármű paraméterei[3] .....	13
11. ábra Fékerők alakulása megegyező fékkör-nyomások esetén .....	15
12. ábra Adhéziós diagram megegyező fékkör-nyomások esetén .....	15
13. ábra Balance bar elvi működése .....	16
14. ábra Balancebar-ral ellátott fékpedál .....	16
15. ábra Kézzel állítható fékegyensúly-állító kar .....	17
16. ábra Fékerők alakulása balance bar-ral .....	17
17. ábra Adhéziós diagram balance bar-ral .....	17
18. ábra Dinamikus tengelyterhelések balance bar-ral .....	18
19. ábra Ideális és effektív fékerő felosztási diagram[5] .....	19
20. ábra Fajlagos fékerő és tapadási számítása .....	19
21. ábra Ideális és effektív fékerő felosztás balance bar-ral .....	20
22. ábra Fékezés során ébredő erők számítása .....	20
23. ábra A beépítendő főfékhenger .....	21
24. ábra A tervezett féktárcsa .....	22
25. ábra Féktárcsa rögzítése a kerékagyhoz .....	23
26. ábra A hátsó féktárcsa .....	24
27. ábra A hátsó féktárcsa rögzítése a forgórészhez .....	25
28. ábra Első futómű és tengelycsonk .....	26
29. ábra [6] .....	27
30. ábra [7] .....	27
31. ábra Első tengelycsonk a hozzá csatlakozó alkatrészekkel, előlnézet .....	28
32. ábra Első tengelycsonk a hozzá csatlakozó alkatrészekkel, hátulnézet .....	28
33. ábra Folyáshatár értékek [9] .....	31
34. ábra Első tengelycsonk végső kialakítása .....	32
35. ábra Pozitív- illetve negatív kerékdőlés .....	33
36. ábra Kerékdőlés változtatása .....	34



37. ábra Neutrális helyzet (bal oldal) illetve maximális kerékdőlés (jobb oldal).....	34
38. ábra Keréktalpponti erők [12].....	35
39. ábra Keréktalpponti erő.....	36
40. ábra Felületek kiválasztása .....	36
41. ábra Fékerő definiálása .....	37
42. ábra Csavarerő definiálása az alsó bekötési pontban 1 .....	38
43. ábra Csavarerő definiálása az alsó bekötési pontban 2 .....	38
44. ábraCsavarerő definiálása a kormányrúd bekötésénél .....	39
45. ábra Csavarerő a felső bekötési pontban.....	39
45. ábra Csavarerő a felső bekötési pontban.....	39
46. ábra Alsó lengőkar befogás;x ,y, z iránybanem enged elmozdulást .....	40
47. ábra Felső lengőkar befogása; x,z irányba nem enged elmozdulást.....	40
48. ábra Kormányrúd bekötési pontja; z irányba nem enged elmozdulást.....	41
49. ábra Háló definiálása .....	42
50. ábra Az elkészített 2025525 elemszámú háló .....	43
51. ábra Teljes deformáció.....	43
52. ábra Teljes deformáció 42x nagyításban, 1 .....	44
53. ábra Teljes deformáció 42x nagyításban, 2.....	44
54. ábra Von-Mises feszültség.....	45
55. ábra Maximális feszültség helye, értéke226,75 Mpa .....	45
56. ábra Fékkonzol merevítő bordával.....	46
57. ábra Hátsó futómű és tengelycsonk .....	47
58. ábra Villanymotor állórész.....	48
59. ábra Axiális tömítés .....	48
60. ábra Hátsó tengelycsonk .....	49
61. ábra Kerékdőlés változtatás .....	49
62. ábra Kerékösszetartás .....	50
63. ábra Negatív kerékösszetartás [11] .....	50
64. ábra Pozitív kerékösszetartás [11].....	50
65. ábra Hátsó fék kialakítása .....	51
66. ábra Keréktalpponti erők [12].....	53
67. ábra Talpponti erő meghatározása .....	54
67. ábra Talpponti erő meghatározása .....	54
68. ábra Talpponti erőhöz felület kiválasztása .....	54
69. ábra Fékerő definiálása .....	55
70. ábra Csavar előfeszítő erő az alsó futóművön.....	56
71. ábra Felső lengőkar kényszer kialakítás.....	56
72. ábra Nyomtávrúd bekötési pontja .....	57
73. ábra Csavarok előfeszítő erői.....	57

74. ábra Alsó lengőkar bekötési pontja; x,y,z irányba nem lehet elmozdulás.....	58
75. ábra Alsó lengőkar bekötési pontja; x, z irányba nem lehet elmozdulás.....	59
76. ábra Nyomtávrúd bekötési pontja; z irányba nem lehet elmozdulás.....	59
77. ábra Teljes alakváltozás .....	60
78. ábra Von-Mises feszültség meghatározására .....	61
79. ábra Maximális feszültség.....	61
80. ábra A tervezett autó látványterve .....	63
1. táblázat A tervezett motorok paramétereit .....	6
2. táblázat A főfékhenger kiválasztása.....	21
3. táblázat [9] .....	30

## Irodalom

- [1] Dr. Balázs Gergely György, Dr. Kohári Zsolt, Nádudvari Zoltán, Nardai Gergely, Somogyi Zoltán; FRT Villamos hajtású versenyautó műszaki leírása; 2013
- [2] 2013 Formula SAE Rules;  
<http://students.sae.org/cds/formulaseries/rules/2013fsaerules.pdf>
- [3] Manfred Burckhardt; Fahrwerktechnik: Bremsdynamik und Pkw-Bremsanlagen; 1991
- [4] [http://en.wikipedia.org/wiki/Buell\\_Motorcycle\\_Company](http://en.wikipedia.org/wiki/Buell_Motorcycle_Company)
- [5] Kőfalusy Pál, Dr. Szócs Károly, Dr. Varga Ferenc; Fékrendszerek; 2004
- [6] <http://www.parametricdesign.com/wp-content/uploads/2012/02/Creo-Parametric.png>
- [7] <http://www.cadfem.de/fileadmin/news/2011/img/ANSYS-14.jpg>
- [8] Székely Béla; Designing suspension parts of Formula Student Racecar; 2012
- [9] <http://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=4f19a42be94546b686bbf43f79c51b7d>
- [10] Opel TIS szervízprogram
- [11] Kádár Lehel: Járművek és mobil gépek I., Budapest; 2012
- [12] Maleque, S. Dyuti, Rahman; Material Selection Method in the Design of Brake Discs; 2010; [http://www.iaeng.org/publication/WCE2010/WCE2010\\_pp2322-2326.pdf](http://www.iaeng.org/publication/WCE2010/WCE2010_pp2322-2326.pdf)
- [13] William F. Milliken, Douglas L. Milliken; Race Car Vehicle Dynamics
- [14] Prof. Dr.-Ing. Karlheinz H. Bill; Design and construction of the brake systems for the 'Formula Student' Racing Cars BRC08/BRC 09; 2010