

Energiahatékony versenyjármű első futómű alkatrészeinek topológiai optimalizálása

Írta:

Für Balázs

III. éves gépészmérnök BSc hallgató - Gépgyártástechnológia szakirány

Konzulens:

Pusztai Zoltán

Kivonat

A SZEenergy Team energiahatékony elektromos versenyjárművével, a SZEmissionnel végzett tesztek során, az első futóműben használt gömbszemek többször is eltörték az alkatrészek menetes száránál. Emellett a kerékdőlés vizsgálata során olyan eredmények születtek, melyek indokolták az első futómű teljes revízióját. A revízió során, a futómű-típusok feltérképezése után, több koncepció lett vizsgálva és optimalizálva. A koncepciók között elsősorban a tengelycsonkállvány összeállításában voltak jelentős különbségek, alkatrész szám, konstrukció és csapágyazás szempontjából. Végül két koncepció lett kiválasztva, melyek között a differenciálás végeelem módszeres szimuláció segítségével történt. A végeelemes vizsgálatok során a háló minősége és a számítási kapacitás mértéke voltak a legfőbb szempontok. A hálózás finomítása során az elemméret dinamikus változtatása és struktúrált háló létrehozása, a modellek háló paramétereinek optimális értéken tartásának megfelelően lettek változtatva. A számítási kapacitás csökkentése érdekében, a környező, a vizsgálat vagy topológiai optimalizálás szempontjából nem létfontosságú alkatrészek csomópontként modellezve lettek, így összeállítások helyett, csak alkatrészek kerültek a végeelem szoftverbe. A vizsgálatok és a topológiai optimalizálás elvégzése után, a teljes összeállításokkal történt analízisekből megállapítható, hogy az alkatrészek végeelemes modellezése kellően pontos volt, így a módszertan mellyel az alkatrészek modellezve voltak, megfelelő alternatívát jelent a nagy számítási kapacitást, és hosszú feldolgozási időt jelentő összeállítási modellek helyett. A végeelemes szimulációk segítségével sikerült jelentős konstrukcióbeli javulásokat elérni az első futómű revíziója során, a két koncepció különböző területeken sikerült javulásokat elérni. Emiatt a koncepciók további összehasonlítása szükséges statikus és dinamikus tesztek segítségével. Habár nem lehetett egyértelmű döntést hozni a végeelem módszeres szimulációk alapján, mindkét koncepció jelentős előrelépést jelent, merevség, tömeg és megbízhatóság szempontjából.

Tartalomjegyzék

1. Bevezetés	4
2. Futómű típusok	5
2.1. Merevhidas futómű konstrukciók	6
2.2. Csatolt hosszlegrőkaros futóművek	7
2.3. Független futóművek	8
2.4. A SZEmission futóműve	9
3. Végeselem módszeres szimuláció	10
3.1. Anyagmodellek	11
3.2. Háló minőség	12
3.3. Csatlakozó alkatrészek modellezése	14
3.4. Peremfeltételek	18
4. Geometria optimalizálása	23
5. Validáció	27
6. Konklúzió	31
7. Köszönetnyilvánítás	32
Hivatkozások	33

1. Bevezetés

A SZEmission a SZEenergy Team elektromos energiahatékony versenyjárműve, mellyel a világ legnagyobb energiahatékonsági versenyén indul a csapat, a Shell Eco-marathon-on. A jármű a városi koncepció kategóriában, az elektromos hajtás alkategóriában indul. A városi koncepció kategória szabályainak megfelelően, a jármű a közúton található járművekhez hasonlít berendezéseiben. Működőképes tompított fényszórókkal, irányjelzővel, vészvillogóval, ablaktörlővel, visszapillantóval és csomagtérrel is rendelkezik. A jármű az 1. ábrán látható. A kategória további sajátossága, hogy a verseny során minden körben meg kell állni egy stop táblánál, ezzel szimulálva a városi vezetés körülményeit. Az utóbbi két évben rendkívüli sikereket sikerült elérnie a csapatnak. 2022-ben 284 km/kWh energiamérleggel sikerült megnyerni a Shell Eco-marathont, valamint egy világrekordot felállítani. 2023-ban sikerült egy újabb világrekorddal nyerni, abban az évben 291 km/kWh energiamérleget sikerült elérni. [1]



1. ábra. A SZEmission versenyjármű

A sikerek ellenére, a tesztek során problémát jelentett az első futóműben található, menetes szárral rendelkező gömbszemek törése. A gömbszemek a tengelycsenkállványt rögzítik a lengőkarokhoz, és elengedhetetlenek a kanyarodás és rugózás biztosítása miatt. A törött alkatrészek mikroszkópos vizsgálatánál egyértelműen látszott a kifáradásra jellemző kagylós törési felület, a törés felülete a 2. ábrán látható. A futóműgeometria vizsgálata során világossá vált, hogy a kifáradást méretezési és geometriai problémák okozzák, ugyanis a menetes száron nyíróerők is hatnak, melynek felvételére nem alkalmasak, magátmérőjük nem megfelelő.



2. ábra. A gömbszemek törési felülete

Ezzel párhuzamosan a kerékdőlés fogyasztásra gyakorolt hatása is vizsgálva lett, dinamikus és statikus tesztekkel is. A dinamikus tesztek egyszerű kigurulásos tesztek voltak, ahol 40 km/h-ra történő gyorsítás után, az autó szabadon gurul míg meg nem áll. Ezek a tesztek a jelenlegi futóművel lettek elvégezve, mely konstrukció esetén a kerékdőlés $\pm 3^\circ$ -al állítható. Ennek a limitált állítási tartomány maximalizálásával, azaz 3° -os negatív kerékdőléssel is jelentős javulást sikerült elérni, mely átlagosan 5 %-al kisebb veszteségteljesítményt jelentett.

A statikus tesztek során az abroncsok tapadási ellipszise lett mérve, különböző kerékdőlések mellett. Ezen mérések alapján látszik, hogy a tapadási ellipszis mérete és a fogyasztás között nem egyenes arányosság van, így feltételezhető, hogy nagyobb kerékdőlés, és ezáltal kisebb tapadási ellipszis mellett, a jármű fogyasztása tovább csökkenne. Ezen eredmények és feltételezések miatt, szükségessé vált a futómű nagyobb mértékű állíthatóságának biztosítása.

2. Futómű típusok

A közúti gépjárművek számos futómű kivittel rendelkeznek. A kiviteleknek az adott előnyei és hátrányai, az adott alkalmazásnak megfelelően kerülnek mérlegelésre. A mérlegelés során a kinematikai paraméterek, a konstrukció bonyolultsága, a gyárthatóság, a tömeg, a karbantartási igény és a beépítési helyszükséglet a legfőbb szempontok. Alapvetően a futómű kiviteletet három fő típusba lehet sorolni, a merevhidas, a csatolt hosszlengőkaros és a független kerék-felfüggesztésű futóművek közé. A fő típusok meghatározása, a kerekek egymáshoz képesti mozgása alapján történik. Az 1. táblázatban a fő konstrukciók x,y,z tengely irányú, és x,y,z tengely körüli mozgásviszonyait ábrázolja. [2]

	X ↑	Y ↑	Z ↑	X ↻	Y ↻	Z ↻
Merevhidas futómű	-	-	-	-	-	-
Csatolt lengőkarú futómű	-	-	+	-	+	-
Független felfüggesztésű futómű	+	+	+	+	+	+

1. táblázat. Futómű konstrukciók szabadsági fokai [2]

Az 1. táblázatból jól látszik, hogy a merevhidas futóműveknek 0, a csatolt lengőkaros futóműveknek 2, míg a független felfüggesztésű futóműveknek 6 szabadsági foka van. A szabadsági fokok alapján is már látszanak az egyes futóművek előnyei. A merevhidas felfüggesztés a legegyszerűbb kivitelű konstrukció, azonban szabadsági fokai korlátozottak, jelentős mértékű állításra nincs lehetőség, míg a független felfüggesztés a legbonyolultabb konstrukciókat foglalja magába, jóval szabadabb állítással, ezáltal jobb járműdinamikai tulajdonságokkal bírnak. [2]

2.1. Merevhidas futómű konstrukciók

Egy merevhidas futómű szabadsági foka 0, azaz a kerekek egymáshoz viszonyítva nem képesek elmozdulni. Ezt a kerekek szilárdságilag merev összekötésével oldják meg. A futómű lengését különböző irányú rudak bekötésével korlátozzák, valamint rugóval szabályozzák. A merevhidas futóműveknél a legjelentősebb változó a rugó, mely típusa szerint osztályozzuk a merevhidas konstrukciókat. Ennek megfelelően megkülönböztetünk laprugós, tekercsrugós és lérugós merevhidas futóműveket.[2]

A laprugós merevhidas futóműveket elsősorban nagy teherbírású haszongépjárműveknél alkalmazzák. Egyszerű szerkezetük, strapabírásuk, vagy alacsony karbantartási igények ideális választássá teszi őket haszongépjárművek esetén. A tekercsrugós konstrukciónál a laprugóval ellentétben, a rugó nem képes a futómű szabadsági fokainak korlátozására, mivel csak tengelyirányban képes erők felvételére. A tekercsrugós kivitelnél a rugó csak a futómű lengéseinek szabályozására szolgál. A megfelelő futómű kinematika biztosítására lengőkarokat és rugókat alkalmaznak. A leggyakoribb konstrukció két hosszlengőkarból és egy keresztrúdból áll, melyet Panhard rúdnak is neveznek. A tekercsrugós merevhidas konstrukciót a kisebb személy- és teherautókban, valamint terepjáró gépjárművekben alkalmazzák. A tekercsrugóhoz hasonlóan, a lérugó csak a szimmetriatengelye mentén képes erők felvételére, így csak a futómű lengéseinek szabályozására képes. Ennek a kivitelnél ugyanúgy szükséges lengőkarok és rudak beépítése, a futómű kényszerzésére. A lérugós merevhidas futóművek elsősorban buszokban találhatóak meg, azonban egyre szélesebb körben alkalmazzák őket a tehergépjárműveknél is. Buszokba beépíthető, standardizált futóműtípusokat gyárt a ZF, melynek az egyik változata, az RL-82A, egy lérugós merevhidas futómű, mely a 3. ábrán látható. [2]



3. ábra. A ZF RL-82A típusú lérugós merevhidas első futóműve

2.2. Csatolt hosszlengőkaros futóművek

A csatolt hosszlengőkaros futómű, a merevhidas és a független futóművek között helyezkedik el, ezért félig független futóműnek is szokták nevezni. Kialakításra sokban hasonlítanak a merevhidas futóművekre, azonban a két hosszlengőkar között található csatlórúd nyílt keresztmetszetű. Ezáltal hajlításra és nyomásra merev, azonban csavarásra rugalmasan deformálódik. Ennek köszönhetően a kerekek képesek egymáshoz képest elmozdulni a csatolt hosszlengőkaros futóműveknél. Az ilyen konstrukcióval rendelkező futóművek dinamikus paraméterei kedvezőtlenek, azonban rendkívül megbízhatóak, költséghatékonyak és kis helyszükséglettel rendelkeznek, valamint karbantartási igényük is alacsony. Továbbá alacsony tömeggel rendelkeznek, és gyártástechnológiájuk is egyszerű. Ezen tulajdonságok miatt széleskörben elterjedtek a kis és közepes kategóriájú személyautóknál. A modern csatolt hosszlengőkaros futóműre látható egy példa a 4. ábrán. [2, 3]

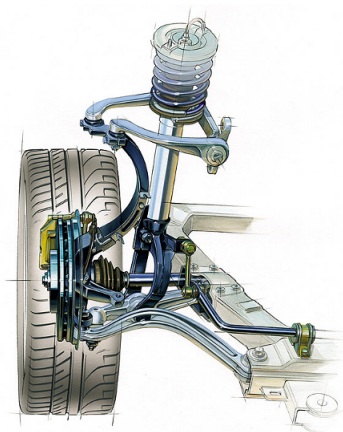


4. ábra. Csatolt hosszlengőkaros futómű

2.3. Független futóművek

A független futóművek esetében a kerekek képesek egymástól teljesen függetlenül mozogni, tehát 6 szabadsági fokkal rendelkezik a konstrukció. Számos változata létezik a független felfüggesztéseknek, melyek általában jó dinamikai tulajdonságokkal rendelkeznek, és nagy állíthatósággal bírnak, melynek köszönhetően az adott alkalmazásra kalibrálhatóak. Az egyik legegyszerűbb ilyen konstrukció a hosszleengőkaros futómű. Ez a konstrukció viszonylag egyszerű, azonban az ideális teljesítmény eléréséhez szükséges keresztstabilizálással és rugózással kiegészíteni. A ferde tengelyű hosszleengőkaros futóművek esetében a hosszleengőkar szöget zár be a jármű hosszanti tengelyével. Ezt leszámítva teljes mértékben megegyezik a hosszleengőkaros konstrukcióval, így a ferde hosszleengőkaros futóművek is egyszerű szerkezettel és könnyű gyárthatósággal bírnak. Közepes és nagy kategóriája személygépjárművekben alkalmazták, azonban mára már csak néhány járműtípusban található meg. A hosszleengőkaros és csatolt hosszleengőkaros konstrukciók legfejlettebb változata, a Wiessach futómű. Ennél a konstrukciónál megjelenik egy keresztirányú lengőrúd is. A futómű kialakításából adódóan jó állíthatósággal és kezdvező dinamikus paraméterekkel rendelkezik. Ezt a konstrukciót a mai napig alkalmazzák középkategóriás gépjárművekben. [2]

A kettős keresztleengőkaros futóművek, vagy más néven háromszög-trapéz keresztleengőkaros futóművek mára már széleskörben elterjedtek. A versenyjárművektől kezdve, a személygépjárműveken keresztül, egészen a buszokig is alkalmazzák őket. A helyes geometria megválasztásával igény szerint alakíthatóak a futómű dinamikus paraméterei. A konstrukció keresztirányú, háromszög alakú lengőkarokból és nyomtávrúdból vagy szabályozó rúdból áll. A multilink futómű a kettős keresztleengőkaros felfüggesztés továbbfejlesztett változata. Nevéből következik, hogy ez a kialakítás több felfüggesztő elemmel rendelkezik, mint amennyi indokolt. A további rögzítőelemek célja, a dinamikus paraméterek szabályozása, azok még pontosabb állítása. Két típusát különböztetjük meg, a duplacsuklós és a többbrudas kivitelét. A duplacsuklós futóművek szerkezete az 5. ábrán látható. [2]

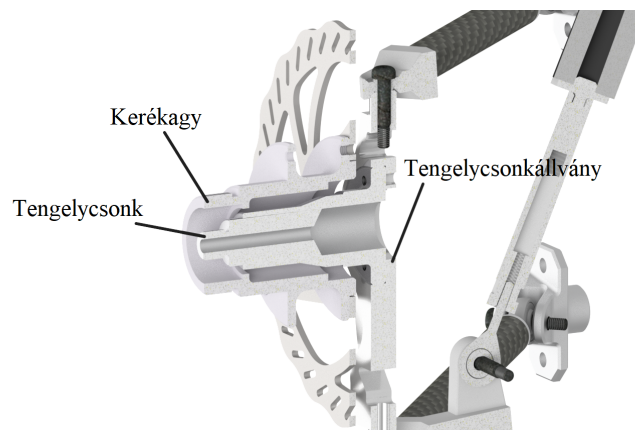


5. ábra. A Lancia Thesis duplacsuklós futóműve

A kettős keresztlengőkaros konstrukció legközelebbi vetélytársa a McPherson típusú futómű. A McPherson konstrukció egy alsó lengőkarból és egy rugóstagból áll, ezzel elhagyva egy lengőkart a kettős keresztlengőkaros kialakításhoz képest. A háromszög-trapéz keresztlengőkaros konstrukcióhoz képest jelentősen rosszabb dinamikai tulajdonságokkal rendelkezik, azonban jóval egyszerűbb konstrukció, mely kifejezetten előnyös az elől, keresztben elhelyezett motorok számára. [2]

2.4. A SZEmission futóműve

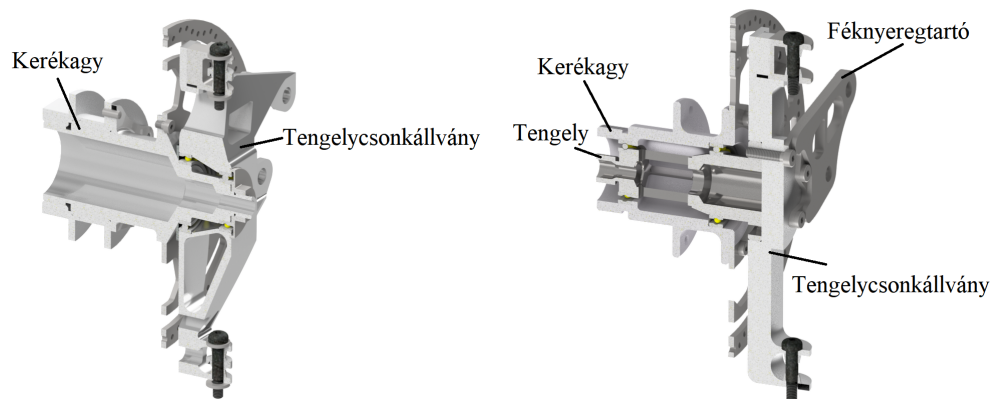
A SZEmission futóműve független, dupla keresztlengőkaros kialakítással rendelkezik. Ennek a kialakításnak legnagyobb előnye az állíthatóság, valamint a kedvező dinamikai tulajdonságok. A tengelycsonkállvány független kivitelű, azaz a lengőkarokhoz csuklóval csatlakozik, nem pedig mereven. Az ilyen kivitel további előnyökkel jár menetdinamikai szempontból, mint például a kedvező kerékdőlés változás. A SZEmission futóművének kerékagy összeállítása, az egyszerűbb gyártás és a csereszavatosság végett, más konstrukcióval rendelkezik, mint a forgalomban található járművek. A tengelycsonkállványon található egy tengelycsonk, melyre jön a kerékagy, míg általánosságban a tengelycsonkállványba csatlakozik a tengelycsonk, mely egyben a kerékagy is. A SZEmission futóművének felépítése a 6. ábrán látható.



6. ábra. A SZEmission jelenlegi futómű kialakítása

A futómű revíziója során két koncepció lett részletesen kidolgozva, szilárdsági vizsgálatoknak alávetve és topológiai optimalizálva. Az egyik konstrukció (továbbiakban RCC) a 6. ábrán demonstrált kerékagy konstrukciót követi. A legjelentősebb változtatás a tengelycsonk anyagválasztása, valamint a tengelycsonkállvány geometriája. A tengelycsonk az eddigi alumínium 7075 helyett, 42CrMo4 acélból készül. Erre a csapágyfelületek tartóssága és megbízhatósága miatt volt szükség. A tengelycsonkállvány geometriája jelentősen megváltozott, a korábban említett gömbcsapágyak miatt. További változás, hogy az RCC konstrukcióba az eddiginél kisebb csapágyak lettek tervezve, mellyel a gördülési ellenállás csökkentése a cél.

A másik változat (továbbiakban UC) a közúti járművek és egyéb versenysorozatokban, mint például a Formula Studentben [4] található járművek kerékagy kialakítását követi. Ennek megfelelően egy tengelycsonkállványból és tengelycsonkból áll, ahol a tengelycsonk a kerékagy szerepét is betölti. Ennél a kialakításnál minden alkatrész alumínium 7075-ből készül, és a féknyereg tartó a tengelycsonkállványba van integrálva. A két koncepció szerkezeti felépítése a 7. ábrán látható. [4]



7. ábra. Az UC (balra) és RCC (jobbra) koncepciók felépítése

3. Végelem módszeres szimuláció

A mérnöki gyakorlatban az alkatrészek túlnyomó többségben rugalmas anyagokból készülnek, és üzemi körülmények alatt lineárisan viselkednek. A klasszikus rugalmasságtan számos módszert dolgozott ki a homogén, izotróp anyagok viselkedésének számítására. A számításhoz szükséges parciális differenciális egyenletek megoldását nehezíti a peremfeltételek sokszínűsége, és ezért nem is sikerült kidolgozni egy általános, egzakt megoldást adó módszert. A végelem módszer kialakulását Courant [5] 1943-as tanulmánya jelentette, melyben szakaszonkénti csavarási feszültségfüggvényt approximált. 1956-ban Turner et al. [6] síkrugalmasságtani feladatot oldott meg ezzel az eljárással, majd 1960-ban Clough a végelem módszer nevet adta a módszertannak. [5–7]

Az elmúlt évtizedekben rohamos fejlődésen esett át a végelem módszer. A 60-as évek már többféle elemcsaládok kerültek kidolgozásra, mint például rugalmasságtani feladatok megoldására szolgáló elemek. Ezzel egyidőben megjelentek a sokoldalú modellezésre alkalmas végelem programok. A 70-es években elkezdődik a számítási hibák analízisének kutatása Babuska [8] cikkével, valamint 81-ben elindul a p-verziójú számítás Szabó Barna [9] javaslatára. Egyre több nemlineáris feladat vizsgálatára dolgoznak ki módszereket, valamint megjelennek a p-verziójú elemeket hordozó programok. A 80-as években megjelennek a CAD rendszerekkel összekapcsolt végelem szimulációs programok, melyek fejlődése mind a mai napig tart. A különböző programok fejlődésével, egyre bonyolultabb feladatok megoldására lettek képe-

sek, és a 90-es évek óta megjelentek az összekapcsolt, több fizikai területet (szilárdsági, hőtani, áramlástan, villamoságtani, stb.) lefedő feladatok megoldására alkalmas szoftverek. [7–9]

A számítógépek és a végelem módszer fejlődésével, a végelem módszeren alapuló szoftverek, az alapvető mechanikai tudást kiegészítve rendkívül hatékony eszközt biztosítanak a mérnököknek, ezáltal lehetővé téve a különböző alkatrészek, rendszerek fejlesztése során az adott elemek potenciáljának maximalizálását. [7]

Az első futómű alkatrészeinek topológiai optimalizálásához nélkülözhetetlen volt végelem módszeres szilárdsági szimulációk végzése. A topológiai optimalizálás a szilárdsági vizsgálatokból kinyert feszültségek és elmozdulások alapján történt. Majd a megfelelő célfüggvények definiálása, és az optimalizálás után, a kapott geometria validálása következett. Amennyiben a validációs szilárdsági vizsgálatok eredményei már egy bizonyos határértéket elérnek, vagy további anyag eltávolítására már nincs lehetőség, az optimalizációs eljárás a végéhez ért. Ellenkező esetben a folyamat folytatódik iterációs jelleggel.

3.1. Anyagmodellek

A szimulációk pontosságához szükséges jó minőségű anyagmodellek alkalmazása. A szimulációk során izortóp, alumínium 7075 és 42CrMo4 anyagminőségek lettek használva. Az alumínium 7075 az acélhoz képest alacsony sűrűséggel, valamint a többi alumínium ötvözethez képest magas folyáshatárral és szakítószilárdsággal rendelkezik. Egy energiahatékony versenyjárműben az alacsony sűrűsége miatt ideális választásnak bizonyul, ugyanis nem kell extrém igénybevételeknek megfelelnie, és létfontosságú az alacsony tömeg biztosítása. A 42CrMo4 első sorban merevség kritikus alkatrészeknél kerül alkalmazásra a SZEmissionben, ahol a tömeg másodlagos szempont. A merevség mellett jelentősen keményebb az alumíniumnál, így jobban tartja alakját. Ez olyan felületeknél fontos, mint például a csapágyak felfekvő felületei, ahol a sokszori, ismételt szerelés hatására könnyen zsugorodhat, illetve tágulhat az adott felület. [10, 11]

Az említett anyagminőségek mellett még 100Cr6 is vizsgálva volt a szimulációk során, bizonyos kötőelemek modellezésénél. Az irányítókar tengelycsonkállványhoz történő rögzítése egy csavar és két illesztőszeg segítségével valósul meg. Mivel az illesztőszegek szilárdan illeszkednek a tengelycsonkállványhoz, befolyásolják annak viselkedését terhelés hatására. Az említett 100Cr6 anyagminőség a DIN 6325 szabvány szerinti illesztőszegek anyagminősége. A szimulációk során használt anyagok tulajdonságai a 2. táblázatban láthatóak. [12]

	Al 7075	42CrMo4	100Cr6
Sűrűség [kg/m ³]	2810	7800	7800
Rugalmassági modulus [GPa]	71,7	210	208
Poisson tényező [-]	0,33	0,3	0,3
Kompressziós modulus [MPa]	70294	$1,75 \cdot 10^5$	$1,7333 \cdot 10^5$
Nyírási rugalmassági modulus [MPa]	26955	80769	80000
Folyáshatár [MPa]	503	650	1700
Szakítószilárdság [MPa]	572	900	2300

2. táblázat. Az alkalmazott anyagminőségek tulajdonságai [10–12]

3.2. Háló minőség

A végeelem módszeres szimulációk során, a végeelem háló minősége kulcsfontosságú az eredmény szempontjából. Egy jó minőségű hálóval pontos eredmények érhetőek el, melyek alapján megfelelő döntéseket hozni. Azonban ahhoz, hogy tudjuk milyen egy jó minőségű háló, definiálnunk kell a háló minőséget. Knupp 2003-ban [13] a háló minőségét a megoldás hibájához köti. Azonban beismeri, hogy a hálózás nehézsége miatt, nem járható út, hogy a háló minőségére csak a megoldás után derül fény. Ennek megfelelően 2007-ben [14] a háló minőséget már másként definiálja, mégpedig úgy, hogy a háló minőség azokra a háló paraméterekre vonatkozik, melyek megengedik egy bizonyos szimuláció számára a hatékony megoldást, az adott problémának megfelelő mértékű pontossággal. Ennek a definíciónak számos hiányossága van, legfőképpen az, hogy az adott problémához köti a háló minőségét. Emellett számos kritériumot kihagy, mint például azt, hogy a háló nem járulhat hozzá több, nagy sajátértékhez, melyek a konvergencia arány lassulását eredményezhetik. Ennek fényében látszik, hogy nincs egy átfogó definíció a háló minőségére, azonban általánosan elmondható, hogy a háló minősége az elemek geometriai alakjától függ. Azonban nincs általános számítási módja az elemek geometriai paramétereinek, így minden program máshogy számolja és értékeli őket. [13, 14]

Ennek ellenére számos kutatás született arra vonatkozóan, hogy a háló minősége hogyan befolyásolja a szimuláció eredményét. Javidinejad [15], majd később Nemade és Shikalgar [16] négyfajta hálózási stratégiát vizsgált. Az alacsony és a nagy sűrűségű szabad hálózást, valamint az alacsony és magas oldalviszonyú strukturált hálózást. Mindkét tanulmány eredménye az lett, hogy a háló strukturáltsága nem befolyásolja jelentősen az eredmény pontosságát. Az eredmények alapján a meghatározó tényező az elemméret, azonban a megfelelő elemméret strukturált hálóval párosulva pontosabb megoldást biztosít a szabad hálózásnál. [15, 16]

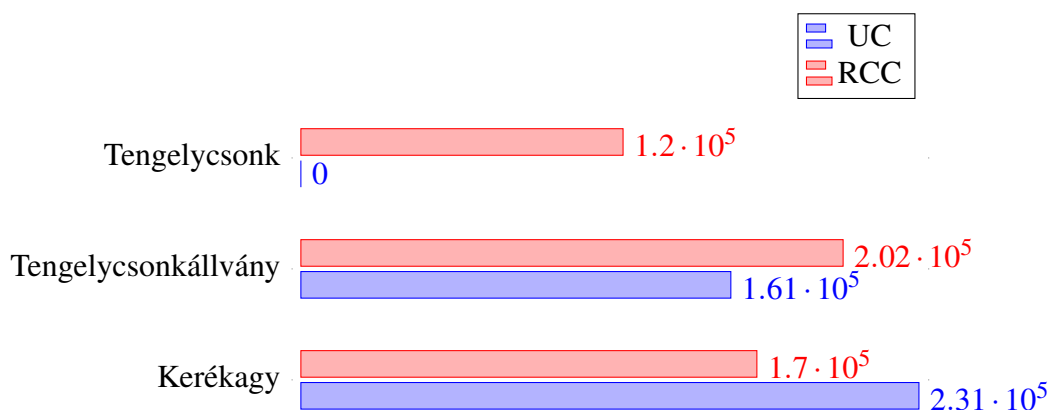
Ezek figyelembevételével elmondható, hogy a megfelelő elemméret megválasztásával, strukturált háló kialakításával, valamint a háló geometriai paraméterek figyelésével megfelelően pontos háló alakítható ki. A hálózás során az elemméret változtatásával, valamint a strukturált felületi hálók kialakításával a geometriai tulajdonságok értékeit a megfelelő értékek között lehet tartani,

megfelelően pontos eredményeket elérve. Az ANSYS Mechanical programban a 3. táblázatban látható paraméterek vizsgálata lehetséges.

	Figyelmeztetési határ	Hiba határ
Maximális oldalviszony [-]	5	1000
Minimális elem minőség [-]	0,05	$5 \cdot 10^{-4}$
Minimális Jacobi arány [-]	0,05	0,025
Maximális elem él hossz [mm]	102,995	205,989
Minimális elem él hossz [mm]	1,03	0,103
Maximális sarok szög [°]	150	170
Maximális torzulás [-]	0,9	0,999

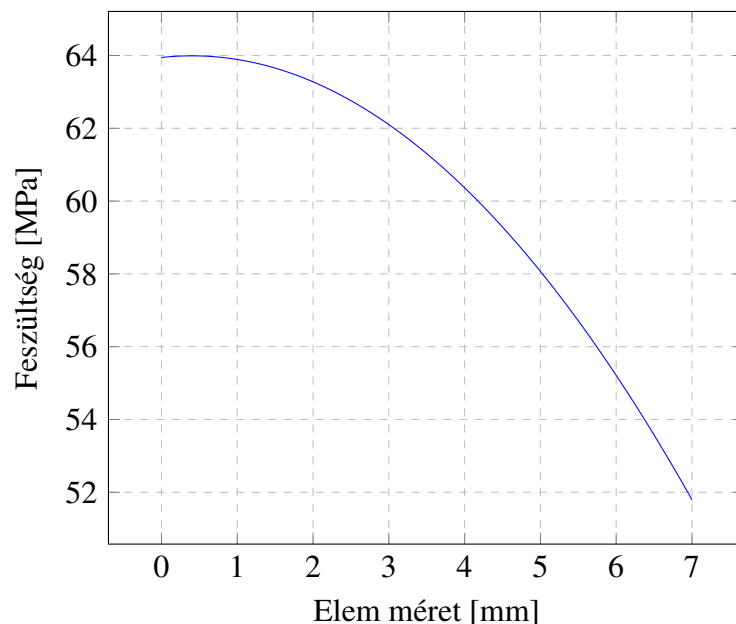
3. táblázat. Az ANSYS által vizsgált geometriai paraméterek

Az első futómű végeelem módszeres vizsgálata során 5 különböző alkatrész lett vizsgálva, a két különböző koncepciónak megfelelően. Az alkatrészek között jelentős geometriai eltérések vannak, így az egyes alkatrészeknél a hálózás is más problémákkal szembesül. A tengelycsonkállványok szimulálásához elengedhetetlen volt összeállítások használata, mivel máshogy nem lehetett vizsgálni az alkatrészt. Annak érdekében, hogy a tengelycsonkállványok nagyobb mérete és több alkatrész miatti nagyobb elem szám ne befolyásolja jelentős mértékben a szimuláció lefutási idejét, a csatlakozó felületeken a hálók egybevonásra kerültek. Ezzel együtt jár, hogy az alkatrészek mintegy egybekapcsolva viselkednek a továbbiakban. Mivel az alkatrészek csavarkötések révén csatlakoznak, ez a viselkedés megfelel a valóságnak. A hálózás során a 8. ábrán látható elemszámok alakultak ki. Az egyes alkatrészek elemszámait az elemek mérete és az alkatrész geometriája befolyásolta.



8. ábra. Az alkatrész modellek elemszámai

Az elemméret meghatározásához szükséges volt konvergencia vizsgálat elvégzése. A vizsgálatok minden alkatrésznél el lettek végezve, azonban közel azonos eredmények születtek. A vizsgálat eredményeire illesztett függvény a 9. ábrán látható. A 9. ábrán látható, hogy a szilárdsági vizsgálat eredményeként kapott redukált feszültség nagyjából 1 mm-es elem méret alatt konvergál. Ez alapján a végelem modellek építésénél a legkisebb használható elem méret az 1 mm. A hálózás során az elem méret többször is változtatva volt, a háló minőségének javítása végett, azonban az 1 mm-es nagyságot nem haladta meg, annál csak kisebb méretek lettek alkalmazva. A háló minőségét minimális változtatásokkal is lehetett javítani, ez átlagosan 0,1 mm-el kisebb elem méretet jelentett. Ezáltal a szimuláció megoldásához szükséges idő nem változott jelentős mértékben, azonban számottevően jobb minőségű hálót lehetett elérni. Az elemek nagyjából azonos mérete, a 8. ábrán szereplő elemszámok alapján is látszanak. A különböző alkatrészek elemszámában az eltérést elsősorban a geometria, azon belül a térfogat határozta meg.



9. ábra. Konvergencia vizsgálat eredménye

3.3. Csatlakozó alkatrészek modellezése

A számítási kapacitás további csökkentéséhez az is hozzájárult, hogy az egyes alkatrészek önmagukban lettek vizsgálva. A környező alkatrészek a peremfeltételekkel és bizonyos esetekben csomópontként lettek modellezve. A csatlakozó alkatrészek pontszerű testként történő modellezése, valamint az alkatrészek kiragadása a környezetből, jelentősen egyszerűbb végelem modelleket eredményezett alacsonyabb elemszámmal. Az alkatrészek vizsgálatához szükséges azok a kinematikai környezetének a megértése, és a vizsgálat céljából mérvadó erők meghatározása. A futóműre ható legfontosabb erő a talperő, mely nagyjából az abroncs érintkezési felületének középpontján ébred. A talperőt az abroncson és felnin keresztül veszi fel a kerékagy összeállítás. A felni alumínium méhsejtes karbon kompozitból készült, valamint jelentősen

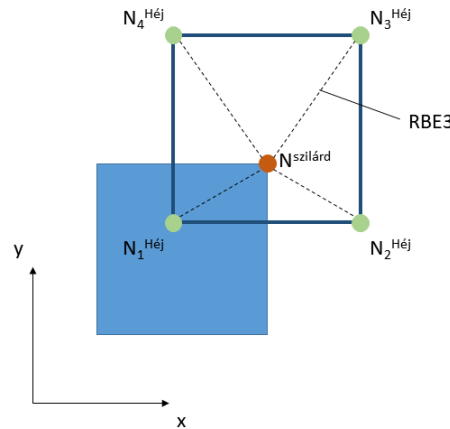
nagyobb sebességű és tömegű járművekhez készült, így feltételezhető, hogy az üzemi körülmények között fellépő, nagyjából 600 N nagyságú talperő hatására mereven viselkedik a felni. Ez azt jelenti, hogy az erő támadáspontja nem mozdul el jelentős mértékben. Az erő támadáspontját a futómű rugózása sem befolyásolja jelentős mértékben, ugyanis a beépített gumirugó mindösszesen pár milimétert tud összenyomódni, valamint a tengelycsonkállvány független a lengőkaroktól, azaz rugózás esetén nincs kerékdőlés változás. Így a megfelelő csatlakozó felületekkel összekötve, az erő támadáspontját megadva modellezhető a talperő.

A talperő mellett még két erő volt modellezve bizonyos alkatrészek vizsgálata esetén. A fékkel kapcsolatban egy erő és egy nyomaték, míg az irányítókarral kapcsolatban a kormányzásból származó erő lett definiálva. A fékezésből származó nyomaték a féktárcsára, valamint a féknyereg tartóra is hat, továbbá a féknyereg tömege is hat a féknyereg tartóra. A megfelelő fékezéshez elengedhetetlen egy merev féknyereg tartó, valamint a tartó merevsége azt is befolyásolja, hogy a fékpofák hozzáérnek-e a féktárcsához, amikor a fékpedál nincs benyomva. Egy alacsony merevségű tartó engedi a féknyereg olyan mértékű mozgását, hogy a fékpofák hozzáérjenek a féktárcsához, és mivel ez súrlódással jár, hozzájárul a jármű veszteségteljesítményéhez. Egy energiahatékony versenyjárműnél elengedhetetlen a veszteségteljesítmény minimalizálása, ezért mellőzni kell a fékpofák felesleges súrlódását. A megfelelő merevségű féknyereg tartó elérése érdekében, az optimalizációs iterációk között validációk során, a féknyereg tartó elmozdulása kritikus szempont volt.

Az első futóműnél az irányítókar is jelentős szerepet játszik a tengelycsonkállványban fellépő erőviszonyokban, a kormányzó erő közvetítésével. A kormányzó erő a kerékagy összeállításban szereplő alkatrészek közül, csak a tengelycsonkállványt befolyásolja, a többi alkatrészt nem érinti. Az irányítókar egy csavarral és egy illesztőszeggel csatlakozik a tengelycsonkállványhoz. Mivel az illesztőszegek szilárd illesztéssel kapcsolódnak, ezért ezek jelentősen befolyásolják a tengelycsonkállvány viselkedését. Emiatt az irányítókar kormányösszekötőhöz kapcsolódó pontján túl, az illesztőszegeket is figyelembe kell venni, ezért a modellezés során mindkét említett elem modellezve lett, pontszerű testként. Az irányítókar érintkezési felületének modellezésére egy 0,05 mm nagyságú bemélyedés lett létrehozva a tengelycsonkállványon, mely hálózási beállításokkal eltüntetésre került.

Az alkatrészek pontszerű testként történő modellezéséhez, szükséges meghatározni a pontszerű test helyzetét, ahol a rá ható erőket a legjobban modellezi, valamint az adott alkatrészhez csatlakozó felületek is szükségesek hozzá, ehhez a konstrukció felépítésének átlátása szükséges. A modellezés során, a csomópontok és a felületek összekapcsolása MPC, azaz több-pontos kényszer egyenletek segítségével történt. Az egyenletek létrehozásához, a pontszerű testet modellező csomópont MPC184 elemekkel kerül összekötésre, a csatlakozó felületen kijelölt csomópontokkal. Az MPC184 elem kinematikus kényszerek továbbítására alkalmas csomópontok között. Kuratani et. al [17] az MPC egyenletek létrehozását, ponthegesztések modellezésénél, RBE3 elemek alkalmazásával magyarázza. Az RBE3 elemek a csomóponton fellépő erőket és

nyomatékokat közvetíti a kijelölt felületekre, az MPC184-hez hasonlóan, azonban az RBE3 a csomópontok szabadsági fokait kapcsolja össze, míg az MPC184 egy konkrét elem típus, mint például a BEAM188 elem. Kuratani [17] egy olyan modellen vezette le az MPC egyenleteket, ahol összesen 5 csomópont van egy síkban, egy szilárd test csomópont és négy héj elem csomópont. A modellben a szilárd test pontjára ható erőket és a pont elmozdulásait az x,y és z irányban, a héj elemek csomópontjaira több pontos kényszer egyenletekkel közvetíti. A vizsgált modell a 10. ábrán látható. [17] [18]



10. ábra. Szilárd és héjszerű test csomópontjai RBE3 elemekkel összekötve

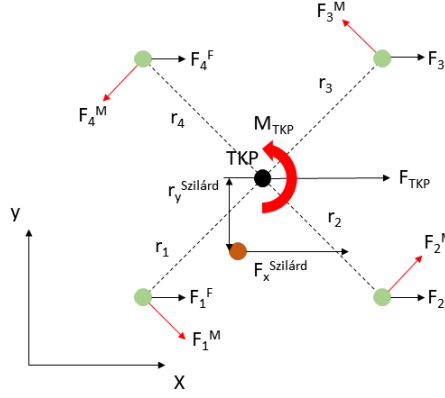
Ennél a modellenél, a szükséges egyenletek a következőképpen alakulnak,

$$u_x^{Szilárd} = \sum_{i=1}^4 \alpha_{xi} u_{xi}^{Héj} + \sum_{i=1}^4 \alpha_{yi} u_{yi}^{Héj} \quad (1)$$

$$u_y^{Szilárd} = \sum_{i=1}^4 \beta_{xi} u_{xi}^{Héj} + \sum_{i=1}^4 \beta_{yi} u_{yi}^{Héj} \quad (2)$$

$$u_z^{Szilárd} = \sum_{i=1}^4 \gamma_{xi} u_{xi}^{Héj} \quad (3)$$

ahol $u_x^{Szilárd}$, $u_y^{Szilárd}$, $u_z^{Szilárd}$ a szilárd test csomópontjának translációi, valamint $u_{xi}^{Héj}$, $u_{yi}^{Héj}$, $u_{zi}^{Héj}$ a héj elemek i-edik csomópontjainak translációi. Továbbá α_{xi} , α_{yi} , β_{xi} , β_{yi} és γ_{xi} a kényszer egyenletek tényezői. Az 1-3 egyenletekben a több pontos kényszer egyenleteknek három dimenzióban vett formái vannak definiálva, azonban az egyszerűség kedvéért vegyük az α_{xi} és α_{yi} esetét, ami egy, a síkban definiált, x irányú erőt jelent, mely a 11. ábrán látható. [17]



11. ábra. Síkban definiált, x irányú erő esete

Ebben az esetben a szilárd test pontjára megadott erő, a héjszerű test pontjainak tömegközéppontjára helyeződik át. Ennek hatására jön létre az egyenértékű F_{TKP} erő és M_{TKP} nyomaték, az alábbiak szerint,

$$F_{TKP} = F_x^{Szilárd} \quad (4)$$

$$M_{TKP} = r_y^{Szilárd} F_x^{Szilárd} \quad (5)$$

ahol $r_y^{Szilárd}$ a tömegközéppont és a szilárd test csomópontja közötti távolság, y irányban. Az F_{TKP} erő eloszlik a héj elemek csomópontjain, és ezt az F_i^F erőt az alábbi egyenlet szerint számoljuk,

$$F_i^F = \frac{w_i}{\sum w_k} F_{TKP} = \frac{w_i}{\sum w_k} F_x^{Szilárd} \quad (6)$$

ahol w_i egy kompenzációs tényező, ami általában az 1 értéket veszi fel. Az M_{TKP} nyomaték szintén eloszlik, és F_i^M erőként kerül megadásra a héjszerű test csomópontjain. Az F_i^M erő az i-edik csomóponton az alábbiak szerint alakul,

$$F_i^M = \frac{w_i r_i}{\sum w_k r_k^2} M_{TKP} = \frac{w_i r_i}{\sum w_k r_k^2} r_y^{Szilárd} F_x^{Szilárd} \quad (7)$$

ahol r_i az i-edik csomópont és a tömegközéppont távolsága. A csomópontokon eloszló teljes erőt úgy kapjuk, hogy kiszámoljuk az F_i^F és F_i^M vektorok összegét, majd a kapott eredményt felosztjuk x és y irányú tényezőkre, és így kapjuk a

$$\begin{bmatrix} F_x^{Szilárd} \\ F_y^{Szilárd} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \alpha_x \\ \alpha_y \end{bmatrix} F_x^{Szilárd} \quad (8)$$

kifejezést, amiből megkapjuk, α_{xi} és α_{yi} tényezőket, a 9 és 10 egyenletek alapján.

$$\alpha_{xi} = \frac{w_i}{\sum w_k} \pm r_y^{Szilárd} \left(\frac{w_i r_i}{\sum w_k r_k^2} \right)_x \quad (9)$$

$$\alpha_{yi} = \pm r_y^{Szilárd} \left(\frac{w_i r_i}{\sum w_k r_k^2} \right)_y \quad (10)$$

Kuratani et al. [17] levezetéséből látszik az általános elve a több pontos kényszer egyenleteknek, ahol a csomópontra megadott erők és nyomatékok közvetítve vannak a csatlakozó felületként megadott csomópontokra. Az erők és nyomatékok közvetítése bizonyos tényezők bevezetésével történik. Az Ansys szoftvercsalád hivatalos oktató anyagaiban [19], a több pontos kényszer egyenletek működését, jelentősen egyszerűbben magyarázzák. Ha van 3 ismeretlenünk A, B és C az $f(A, B, C) = 0$ egyenletben, és tudjuk, hogy $A = B + C$, akkor A-t behelyettesítve, és megoldva a $f(B + C, B, C) = 0$ egyenletet, megkapjuk B és C értékét, ezt követően pedig A-t is ki tudjuk számolni. A végeelem szoftver működésére átvittetve, az összes szabadsági fok egyenlő a független és az alárendelt szabadsági fokok számának összegével. Először megoldjuk az adott problémát az független szabadsági fokokra, majd ezek ismeretében, kiszámoljuk az alárendelt szabadsági fokokat. Mindkét magyarázat ugyanarra az eredményre jut, ugyanazzal a metodikával, annyi különbséggel, hogy Kuratani [17] egy konkrét probléma esetén vezeti le a kényszer egyenletek számolásának menetét, míg az oktatóanyagban [19] a levezetés elméleti háttérére fókuszálnak. [17, 19]

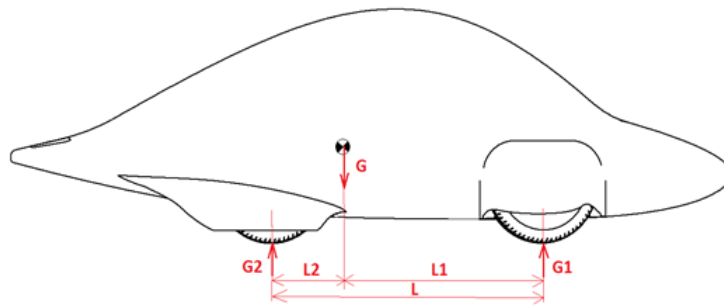
3.4. Peremfeltételek

A peremfeltételek megadása, a 3.3. fejezetben említetteknek megfelelően történt. Az erők megadásakor, több erő is a pontszerű testeken került megadásra, valamint a csatlakozó alkatrészek megfogásokként is modellezve lettek. Az erők megadásához, először szükséges azok értékének a megállapítása. A 3.3. fejezetben említett erők közül, a talperő a legkritikusabb a futómű alkatrészek szempontjából. A talperő értékének meghatározásához nem volt szükség számítások elvégzésére, ugyanis az autó talpereje mérhető, és ezek az értékek lettek felhasználva. Az első futóművön nagyjából 400 N nagyságú talperő ébred, tengelyenként. A megfelelő biztonsági tényező elérése végett, ezt az értéket felszoroztam 3-al, így kaptam eredménynek az 1200 N-os talperőt. Mivel a talperő fékezés hatására növekszik az első tengelyen, így szükséges ennek a növekedésnek is a meghatározása. A fékezésékor fellépő dinamikus tengelyterhelés az első tengelyen, a következő képpen számítható

$$G_1 = \frac{Gl_2 + F_i h}{l} = \frac{m}{l} (gl_2 + ah) \quad (11)$$

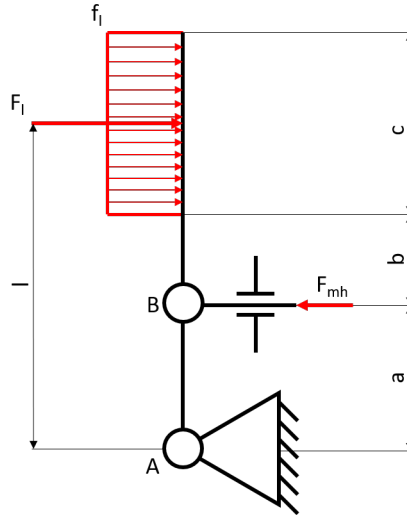
$$G_1 = \frac{170}{1,3} (9,81 \cdot 0,676 + 0,8 \cdot 0,1093) = 878,64 \text{ N} \quad (12)$$

ahol G a gépjármű súlyereje, l_2 a gépjármű tömegközéppontjának és hátsó tengelyének távolsága, F_t a jármű tehetetlenségi ereje és $F_t = ma$, h a tömegközéppont pozíciója z irányban, m a jármű tömege, l a tengelytáv, és a jármű gyorsulása fékezéskor. Mivel G_1 a jármű tengelyterhelését adja meg fékezéskor, ezért egy oldal terhelése, ennek nagyjából a fele, mivel a talperő mérések alapján, az első tengelyen a talperő közel 50% -ban oszlik el. Így kapjuk, hogy az első tengelyen, fékezéskor, egy oldal terhelése 439,32 N. Ez alapján látszik, hogy fékezéskor nem növekszik jelentős mértékben a talperő, így az 1200 N megfelelő érték a vizsgálatok elvégzéséhez, azonban a validáció során a talperő 600 és 1800 N között változott, azaz több mint négyszeres biztonsági tényezővel rendelkező terhelésre is validálva lettek az alkatrészek. A talperő minden alkatrészt érint, így minden alkatrész szimulálásánál definiálva lett. A 12. ábrán látható a SZEmission ábrája azokkal a méretekkel, melyek a dinamikus tengelyterhelés számolásához szükségesek. [2]



12. ábra. A SZEmission dinamikus tengelyterheléséhez szükséges méretek

A fékkel kapcsolatos erők meghatározásakor a féknyereg tömege és a fékezéskor fellépő súrlódási erőből származó nyomaték a mérvadó tényező. A féknyereg tömege mérések alapján kevesebb, mint 0,5 kg, a megfelelő biztonsági tényező alkalmazásával így a féknyereg tömege a végelelem modellben 10 N lett. A súrlódásból származó nyomaték meghatározásához, először is szükséges a fékerő meghatározása. Egy átlagos férfi, maximálisan 1335 N erőt képes kifejteni egy lábbal. A megfelelő üzemeltetéshez elengedhetetlen a konstans fékerő biztosítása minden használat során, ez úgy kivitelezhető, hogy a pilóta lába nem fárad el. Ennek a szempontnak megfelelő erő nagyjából 534 N, míg az optimális erő 356 N. A fékpedál kinematikai modellje a 13. ábrán látható. [20]



13. ábra. A fékpedál kinemataikai modellje

A fékerő meghatározásához először szükséges a munkahengerre ható erő meghatározása, majd a hidraulikus áttétellel számolva, meghatározható a féknyergekben fellépő erő. Ezt követően kiszámolható a súrlódási erő, majd annak eredményéből megállapítható a súrlódásból származó nyomaték. A szimulációk során elsőroban az 534 N-os erőre történt a méretezés, azonban az utolsó, validációs vizsgálatok során a maximális, 1335 N-os erővel is történtek ellenőrző vizsgálatok. A munkahengerek nyomórúdijában ébredő erőt, a következőképpen lehet meghatározni.

$$\sum M_A = 0 = F_{mh}a - F_l l \quad (13)$$

$$F_{mh} = \frac{F_l l}{a} \quad (14)$$

$$F_{mh} = \frac{534 \cdot 0,122}{0,025} \quad (15)$$

$$= 2605,92 \text{ N} \quad (16)$$

Ezt követően, a fékrendszer hidraulikus áttételével is szükséges számolni, melynek eredményeként megkapjuk az F_f fékerőt.

$$F_{mh}A_1 = F_f A_2 \quad (17)$$

$$F_f = F_{mh} \left(\frac{d}{D} \right)^2 \quad (18)$$

$$F_f = 2605,92 \cdot \left(\frac{0,03}{0,0254} \right)^2 \quad (19)$$

$$= 3635,27 \text{ N} \quad (20)$$

Mivel a fékpedállal két munkahegert, a munkahengerekkel pedig négy féknyeretet üzemeltetünk, ezért a kapott fékerőt el kell osztani négygyel, így kapjuk meg az egy féknyeregben ébredő, $F_{f1} = 906,32$ N fékerőt. A súrlódási erő meghatározásához szükséges a féktárcsa és a fékbetét közti súrlódási együttható ismerete, ez nagyjából 0,4-es értéket vesz fel. A súrlódási erő meghatározása az alábbiak szerint zajlik

$$F_s = \mu F_{f1} \quad (21)$$

$$F_s = 0,4 \cdot 906,32 \quad (22)$$

$$= 362,53 \text{ N} \quad (23)$$

A súrlódásból ébredő nyomaték meghatározásához szükséges a féktárcsa átmérőjének ismerete, mely 170 mm. A fékpofák érintkezési felületének középpontja, a féktárcsa szélétől beljebb, nagyjából 160 mm-es átmérőn van.

$$M = r_{\text{tárcsa}} F_s \quad (24)$$

$$M = 80 \cdot 362,53 \quad (25)$$

$$= 29002,4 \text{ Nmm} \quad (26)$$

A legrosszabb esetet, egy vészfékezést nézve, amikor maximális erőt fejt ki a pilóta, az 13-26 egyenletek segítségével szintén kiszámolható. Ekkor 1335 N-os erővel számolva, 72 705,2 Nmm-es értéket kapunk. A topológiai optimalizált modellek validálásánál a végelelemes vizsgálatok ezzel az értékkel történtek. A féknyereg tömege egyedül a tengelycsenkállványt vagy, konstrukciótól függően, a féknyeretartót érinti, míg a fékezésből származó nyomaték a tengelycsenkállványt vagy féknyeretartót, valamint a féktárcsán keresztül a kerékagyat is érinti.

A kormányzóerő meghatározásánál, a kormánymű összetettsége nem engedett pontos meghatározást. A kormánymű egy spirálpályás kormánymű, mely minden kanyarodási sugárnál optimális kormányzöget biztosít, mindkét keréken. Pusztai és Kőrös [21] cikke alapján, megtudjuk határozni a kormányösszekötőben fellépő, rúdirányú erőt, mely az irányítókaron keresztül kerül közvetítésre a tengelycsenkállványra.

$$P = \frac{W}{t} = \frac{F_k r}{t} \quad (27)$$

A 27 egyenletet átrendezve, kapjuk a következő kifejezést,

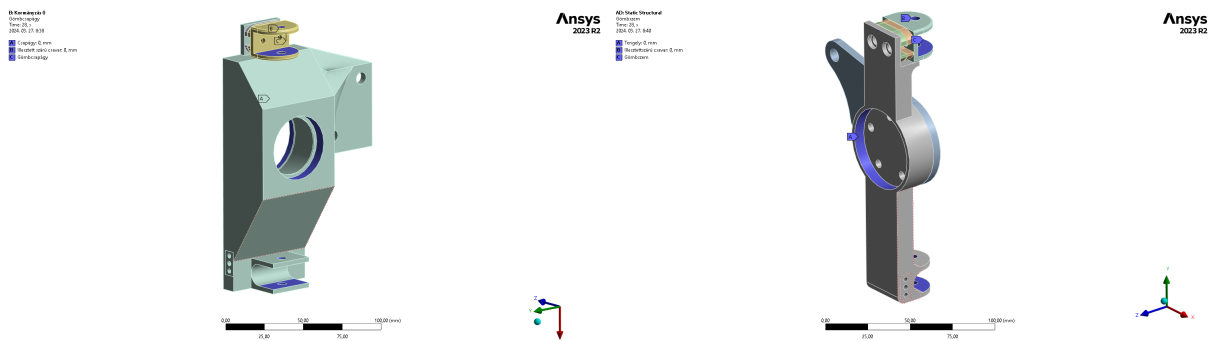
$$F_k = \frac{Pt}{r} = \frac{65,15 \cdot 0,15}{0,07} = 139,61 \text{ N} \quad (28)$$

ahol P a kormánymű működtetéséhez szükséges teljesítmény, t a kormányzás ideje, r a kor-

mányösszekötő elmozdulása, és F_k a kormányösszekötőben ébredő maximális, rúdirányú erő. Mivel normál esetben a tengelycsonkállványt nem fogja felvenni ezt az erőt, ugyanis elfordulásra fogja kényszeríteni, ezért a szimuláció során 175 N nagyságú erő lett megadva. A validáció során ez az erő -175 N-től 175 N-ig változott, annak érdekében, hogy a teljes kormányzási tartományban vizsgálva legyen az alkatrész. A kormányzóerő megadásával egy olyan legrosszabb eset lett szimulálva, amikor a kerék összeállítás valamilyen okból nem képes elfordulni. A kormányösszekötőben ébredő rúdirányú erő egyedül a tengelycsonkállvány befolyásolja, a többi alkatrésze nincs hatással, így csak ennek az alkatrésznek a vizsgálata során lett definiálva. [21]

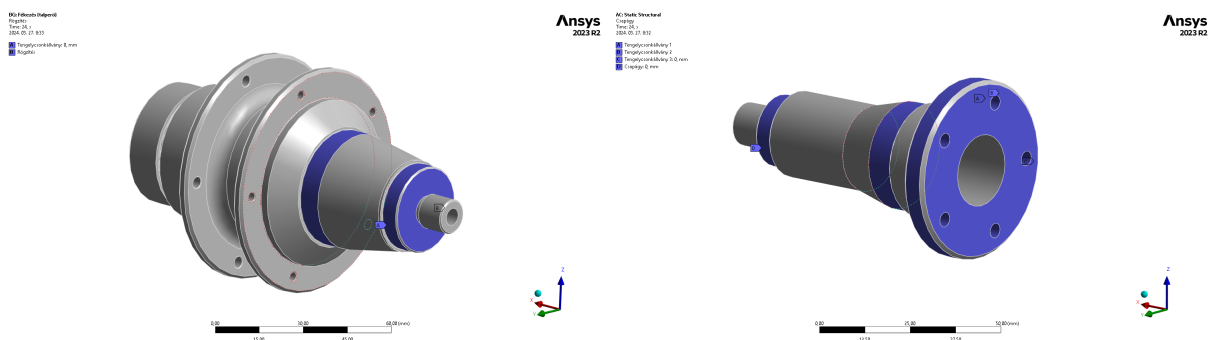
Az erők megadása több különböző esetnek megfelelően lett megadva. Ez általánosságban mondván a kormányzás, valamint a fékezés esete. A kormányzás esete kizárólag a tengelycsonkállványokon lett megadva, ekkor talperő, kormányzóerő és a féknyereg tömege lett definiálva. Ebben az esetben a féknyomaték azért nem lett definiálva, mivel túl sok ismeretlen lett volna a modellben, a program nem volt képes, vagy csak jelentős hibával tudta megoldani. A másik eset a fékezés, az előbb említett körülmények miatt szintén két esetre bomlik, egyre amelyikben a féknyereg tömege van megadva, és egyre amiben a féknyomaték van megadva a talperő mellett. A fékezés esete a tengelycsonkállványokon, valamint a kerékagyakon is megadásra került. Az RCC koncepciónál van egy tengelycsonk is, melynek a vizsgálatok során csak a talperő lett figyelembe véve, ugyanis más erő nem hat rá.

A megfogások meghatározásánál a valóságnak lehető legjobban megfelelő modellezés volt az elsődleges szempont, ezáltal a megfogások minden esetben biztosították szabadsági fokok kellő mértékű korlátozását. A tengelycsonkállványok a lengőkarokhoz gömbcsapágyakkal kapcsolódnak. Mivel ezek képesek forgó mozgás végzésére, és csavarkötés miatt egymással folyamatosan érintkeznek, súrlódásmentes kényszerként lettek modellezve a gömbcsapágyak. Ezzel a tengelycsonkállvány megfelelő felületére merőleges elmozdulásra nem képes a modell. Az említett csavarkötés illesztett szárú csavarokkal van létesítve, ezért a megfelelő furatokra hengeres támasz lett definiálva, mely tangenciális irányban szabad, azaz forgó mozgást tud végezni a modell. Az UC konstrukció tengelycsonkállványán a végső kényszer mely megadásra került, egy újabb hengeres támasz a csapágyfelületeken, mely axiális és radiális irányban szabad. Az RCC koncepció tengelycsonkállványán a tengelycsonkhoz csatlakozó felületek lettek kényszerként megadva, hengeres és súrlódásmentes támasszal. A tengelycsonkállványok megfogásai a 14. ábrán láthatóak.



14. ábra. UC tengelycsnkállvány (balra) és RCC tengelycsnkállvány megfogásai (jobbra)

A kerékagyak esetén a csapágyfelületek hengeres támasszal lettek megadva, melyek radiális és axiális irányban szabadon mozoghatnak. Ezen kívül a kerékagy rögzítése egy anya csavar segítségével történik, ez a csavarkötés súrlódásmentes felületként lett meghatározva a megfelelő felületen. Az RCC konstrukciónál a kerékagy kiegészül egy tengelycsnkkel. Ennél a kialakításnál a tengelycsnk a tengelycsnkállványhoz csatlakozik, csavarkötésekkel. Ennek megfelelően az érintkező felületek hengeres és súrlódásmentes támasszal lettek megadva, valamint a csavarkötést létesítő menetes furatok rögzített megfogással lettek definiálva. A tengelycsnkállványon a csapágyfelületek a korábbiakhoz hasonlóan hengeres támasszal lettek megadva, mely radiális és axiális irányban szabadon mozoghat. A kerékagyak és tengelycsnkok megfogásai a 15. ábrán láthatóak.



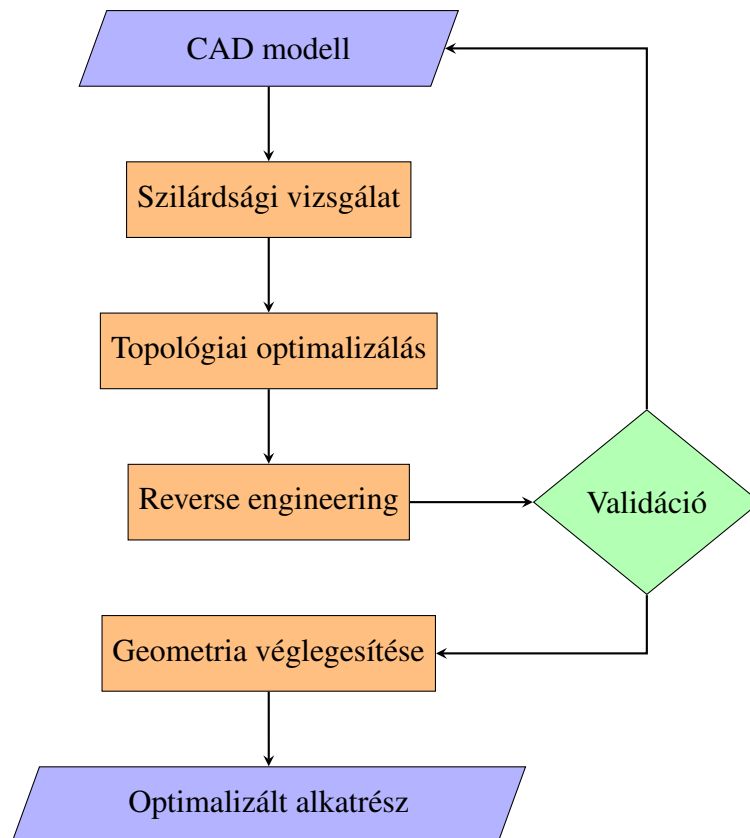
15. ábra. UC kerékagy (balra), RCC tengelycsnk megfogásai (jobbra)

4. Geometria optimalizálása

A szerkezet optimalizálás területén három különböző módszertan létezik, a méret, a topológiai és az alak optimalizálás. Ezek közül a méret optimalizálás a legegyszerűbb eljárás, ekkor egy változót optimalizálunk, például a lemezvastagságot, vagy rúd átmérőt. Egyszerűsége és limitációi miatt jelen esetben nem lenn célravezető alkalmazni. A topológiai optimalizálás egy rendkívül nagy múltra visszatekintő módszertan. A topológiai optimalizálás múltját Lógó és Ismail [22] Maxwell 1870-ben íródott cikkétől számítja. így már egy több mint 150 éve létező

eljárásról beszélünk. Ez idő alatt egy rendkívül megbízható, pontos és széleskörűen alkalmazható eljárást sikerült kifejleszteni, ennek köszönhetően előszeretettel alkalmazzák mind a mai napig. Topológiai optimalizálás során az optimális anyageloszlást határozzuk meg. Legnagyobb hátránya, hogy a kapott geometria nem gyártható, reverse engineering eszközökkel újra kell alkotni a geometriát, majd gyárthatósági szempontok szerint át kell alakítani. A topológiai optimalizálás egyik változata, a rács optimalizálás, az additív technológiák terjedésével egyre nagyobb népszerűségnek örvend. Rács optimalizálás során az optimalizálandó geometriát ismétlődő, sejtszerű egységekből építjük újra, mely geometria az optimalizálás végén egy rács-szerkezetre hasonlít. Ezzel az eljárással az alkatrész külalakja nem változik jelentős mértékben, csak belső struktúrája. Az alak optimalizálás egy számottevően újabb eljárás mint a topológiai optimalizálás. Az eljárás során az alkatrész hálójának csomópontjait mozgatjuk, míg el nem érjük az optimális geometriát. Mivel ennél a módszertannál a geometria CAD-es módszerekkel van reprezentálva, a kapott geometria gyártható, nem szükséges reverse engineering eszközök alkalmazása. Ezeket mérlegelve, a jelen problémára a legjobb módszertan a topológiai eljárás lesz, megbízhatósága és pontossága miatt. A topológiai optimalizáláson belül, a sűrűség alapú optimalizálás lett alkalmazva, mely eljárás Alvarez et al. [23] szerint a mérnöki gyakorlatban a leggyakrabban alkalmazott optimalizálási módszertan. [22–27]

A topológiai optimalizálás iteratív jelleggel zajlott a sűrűség alapú optimalizálás sajátosságai miatt. Tyflopoulos és Steinert [26] dokumentálta a sűrűség alapú optimalizálás sajátosságait, mely túlnyúlások megjelenését jelenti. Ezeket a reverse engineering folyamat során kell korrigálni, gyárthatósági szempontok szerint. Amennyiben az optimalizálás nagyjából 30% -os tömegcsökkentéssel zajlik, a túlnyúlások száma minimalizálható, ezáltal a reverse engineering folyamat egyszerűsödik. Azonban a kisebb tömegcsökkentés végett, több iterációra van szükség. Az optimalizációs eljárás során a végelem módszeres szilárdsági vizsgálatot követően, megtörténik az optimalizálás, majd a geometria újra alkotása reverse engineering módszerekkel. Ezt követően a validálás eredményei alapján vagy folytatódik az optimalizálás, vagy véglegesítésre kerül a geometria, és az alkatrész gyártásra kész állapotba kerül. Az optimalizációs eljárás folyamatábrája a 16. ábrán látható. [26]



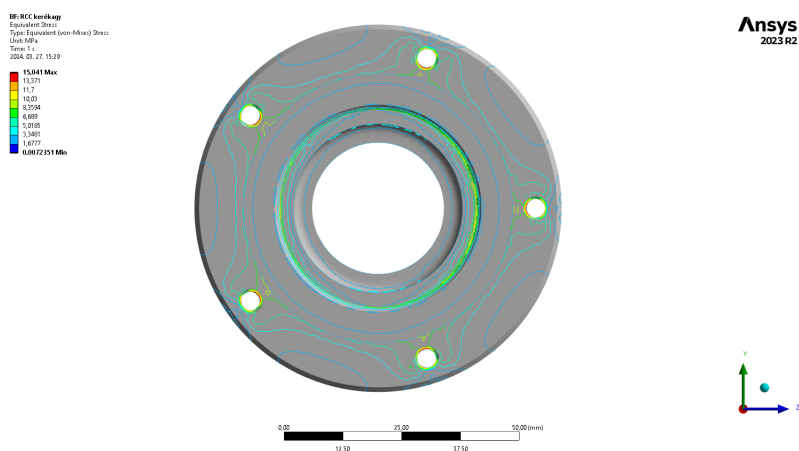
16. ábra. Az optimalizálás folyamatábrája

A validálás során a további optimalizációs iterációkról való döntésnél, elsősorban a maximális elmozdulás és redukált feszültség értékek voltak meghatározó szempontok. Ehhez az első szimulációk eredményei voltak meghatározóak, mely eredményekkel később összehasonlítva, és a változást figyelve, megállapítható, hogy lehetséges-e további optimalizáció elvégzése, vagy az alkatrész tömege tovább nem csökkenthető. A szilárdsági vizsgálat eredményei mellett, a gyárthatóság, valamint az anyagmennyiség is fontos szempont volt. Az optimalizálás során, három célfüggvény lett definiálva minden alkatrésznél. Ezek a célfüggvények a merevség maximalizálása, a tömeg minimalizálása és a feszültség minimalizálása. A célfüggvények mellett kényszerek is lettek megadva, a tömegre és elmozdulásra. A tömeg 40 és 80 % közötti értékre történő csökkentése, valamint a redukált feszültség maximális értékének 320 MPa alatt tartása. A kezdeti szilárdsági vizsgálatok eredményei a 4 táblázatban láthatóak. A korábban említetteknek megfelelően, egyes alkatrészek vizsgálatánál több eset lett létrehozva, emiatt a táblázatban az összes eset közül a legnagyobb értékek lettek beírva.

	Megnevezés	Tömeg [g]	Red. Fesz. [MPa]	Elmozdulás [mm]
UC	Tengelycsonkállvány	717	60,328	0,0291
	Kerékagy	369	92,061	0,0079
RCC	Tengelycsonkállvány	375	71,357	0,0351
	Kerékagy	207	15,041	0,0056
	Tengelycsonk	314	7,630	0,0003
	Féknyeretartó	131	60,236	0,0393

4. táblázat. Kezdeti szilárdsági vizsgálatok eredményei

A 4. táblázatban jól látszik, hogy az alkatrészekben minimális feszültség ébred. A maximális redukált feszültségeket összehasonlítva a 2. táblázatban található folyáshatárokkal, látszik, hogy bőven van lehetőség az optimalizálásra. Továbbá az alkatrészek elmozdulásai is minimálisak. Az optimalizálás során, az alkatrészek és peremfeltételek bonyolultságától függően eltérő mennyiségű iterációra volt szükség. A legbonyolultabb alkatrész, a tengelycsonkállvány optimalizálásához jelentősen több iterációra volt szükség, mint például a kerékagyak optimalizálásához. A kerékagyak példájánál maradva, a végleges geometria már a kezdeti szilárdsági vizsgálatoknál látszott, a feszültség szintvonalaiából, melyek a 17. ábrán láthatóak.



A 5. táblázatban látható az optimalizált futómű alkatrészek tömegének összehasonlítása, az eredeti futómű alkatrészekkel. Egyértelműen látszik, hogy mindkét új koncepció jelentős tömegcsökkentéssel jár az eredeti futóműhöz képest. A táblázatban szereplő összesített érték egy oldalra értendő, azaz a teljes első futómű tömege, a lengőkarok nélkül, ezeknek az értékeknek a duplája. Ezen értékek alapján, az UC koncepció összesen 572 grammal, azaz több mint fél kilóval könnyebb, mint az eredeti futómű, míg az RCC változat 314 grammal könnyebb az eredeti futóműnél. Az UC koncepciónak további előnye, hogy kevesebb alkatrészből áll össze, azaz szerelésteknikailag egyszerűbb konstrukció. Ennek ellenére, az RCC kialakításnak is

számos előnye van, mint például a kevesebb gördülő elemmel rendelkező csapágyak, melyek által feltételezhetően kisebb gördülési ellenállással rendelkeznek. Emellett a tengelycsont és féknyereg tartó acélból készül, melynek több előnye is van. A tengelycsontnál a csapágyfelületek minimális deformációja ismételt szerelések hatására, jelentősen kisebb mintha alumíniumból lenne a tengelycsont. A féknyereg tartónál pedig a nagyobb merevség, egyszerűbb geometriát jelent, mellyel ugyanolyan minimális elmozdulást lehet biztosítani. Az RCC koncepciónál az acél alkatrészek ellenére is sikerült jelentős tömegcsökkentést elérni. Az eredeti futóműhöz képest is sikerült tömegcsökkentést elérni, azonban a 4. táblázatban látott értékekhez képest jelentős tömegcsökkentést lehetett elérni a kezdeti alkatrészekhez mérten. Például az UC tengelycsontkállvány 68,5 %-al kisebb tömeggel rendelkezik az optimalizálás végén. A jelentős tömegcsökkenés az egyes alkatrészekben a kiinduló és végállapot között azért is lehetséges, mert a kezdeti modellek bizonyos részei elnagyoltak annak érdekében, hogy az optimalizálás során ideális geometriát lehessen elérni. A 5. táblázatban láthatóak olyan alkatrészek is melyek eddig nem voltak említve, név szerint az irányítókar, valamint a felső és alsó inzert. Ezek az alkatrész az új futómű konstrukció révén szükséges alkatrészek, azonban terheléseik egyszerűek, nincs különösebb ok részletes szilárdsági vizsgálatok és topológiai optimalizálás futtatásához. Ennek ellenére a futómű összeállítás tömegébe beletartoznak, és így a tömeget összesítő 5. táblázatban is szerepelnek.

	Eredeti	UC	RCC
Tengelycsontkállvány	101 g	226 g	158 g
Tengelycsont	113 g		137 g
Kerékagy	200 g	228 g	216 g
Féknyereg tartó	94 g		71 g
Irányítókar	23 g	16 g	17 g
Felső inzert	142 g	46 g	46 g
Alsó inzert	205 g	76 g	76 g
Összesen	878 g	592 g	721 g

5. táblázat. Az optimalizált alkatrészek tömegének összehasonlítása

5. Validáció

A validáció során a szilárdsági vizsgálatok, a 3.4. fejezetben említett függvényes erőmegadással történtek. Ennek oka a szélesebb terhelési tartomány vizsgálata, mellyel szélsőségesebb esetekben is vizsgálva van a futómű, ezáltal a lehető legtöbb eshetőségre ellenőrizve azt. A terhelések

függvényei a 29-31 egyenletekben láthatóak.

$$F_{talperő} = 50t + 600 \quad (29)$$

$$F_{kormányzóerő} = 12,5t - 175 \quad (30)$$

$$M_{féknyomaték} = 2530t - 12000 \quad (31)$$

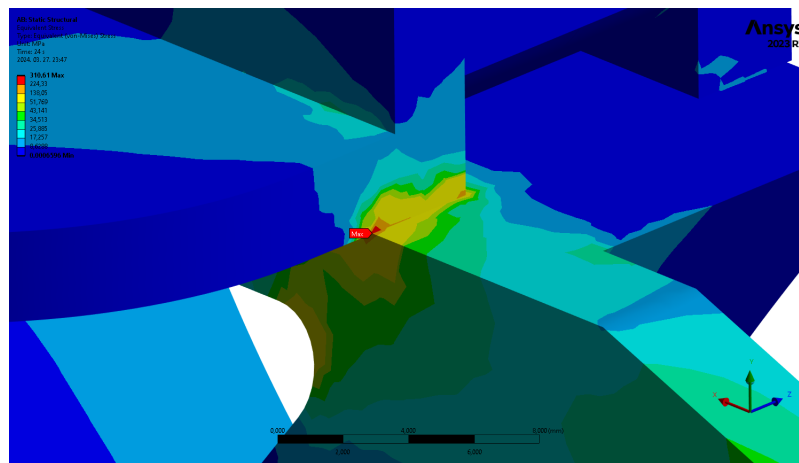
A validációs vizsgálatok eredményei a 6. táblázatban láthatóak. Látható, hogy a tömegek drasztikus csökkenése ellenére, a redukált feszültség és elmozdulás értékek nem nőttek jelentős mértékben, sőt a tengelycsonk valamint az UC kerékagy esetében csökkent a redukált feszültség értéke. Az elmozdulás értékek nem növekedtek jelentősen, azonban az UC tengelycsonkállványnál már eléri a 0,1 mm-t. Ezt az értéket a féknyereg tartónál éri el az alkatrész, és mivel a fékek kifejezetten érzékenyek az elmozdulásokra, ezért mindenképpen befolyásolja az alkatrészrel kapcsolatos döntéseket. Figyelembe véve, hogy ez a mértékű elmozdulás több mint négyszeres talperőnél, kétszeres féknyereg tömeggel és maximális féknyomaték mellett jelentkezik, kijelenthető, hogy az alkatrész kellően merev, a normál üzemi körülmények terheléseinek felvételére alkalmas, és szélsőséges esetekben is minimális elmozdulással rendelkezik. A többi alkatrésznél az elmozdulás szintén növekedett, azonban ez a növekedés mindössze pár század milimétert jelent. A tengelycsonkállványhoz képest, ezeknél az alkatrészeknél is jelentősen nagyobb terhelések lettek alkalmazva, így az alkatrészekről elmondható, hogy szilárdságilag megfelelnek.

	Megnevezés	Tömeg [g]	Red. Fesz. [MPa]	Elmozdulás [mm]
UC	Tengelycsonkállvány	226	310,61	0,1180
	Kerékagy	228	77,446	0,0211
RCC	Tengelycsonkállvány	158	159,82	0,0412
	Kerékagy	216	26,818	0,0117
	Tengelycsonk	137	6,749	0,0004
	Féknyereg tartó	71	86,224	0,0822

6. táblázat. A validációs szilárdsági vizsgálatok eredményei

A validációs szilárdsági vizsgálatok során, az UC tengelycsonkállvány vizsgálatakor egy érdekes értéket lehetett megfigyelni a tengelycsonkállványhoz csatlakozó C alakú, lengőkarhoz csatlakozó alkatrész érintkezési felületénél. Az alkatrész ebben a pontban éri el a feszültség maximális értékét, azonban a hiba jelenlétét jelzi az is, hogy az átlagos feszültségérték mindössze 4,848 MPa. A féknyereg tartóhoz közelebbi oldalon, egy bizonyos pontban rendkívül nagy feszültségek ébrednek, azonban a környezetében drasztikusan csökken a feszültség érték. Ez feltételezhetően a modell sajátosságaiból ered. Ebben a pontban két olyan él található, melyeken a valóságban élettörések lesznek, azonban a geometria egyszerűsítése végett a végelem

modellbe nem kerültek bele. Mivel a sarkos élek feszültséggyűjtő helyek, ezért feltételezhető, hogy ez okozza a feszültség értékek hirtelen növekedését. Továbbá az is okozhatja ezt a jelenséget, hogy az érintkezési felületen, a két alkatrész hálójának csomópontjai egyesítésre kerültek, azaz olyan mintha egy alkatrész lenne. Ezáltal egy újabb sarkos él keletkezik, mely feszültséggyűjtő helyként viselkedhet. A csomópontok egyesítésére a számítási kapacitás csökkentése miatt volt szükség, így a szimulációból nem nélkülözhető. Valamint a feltételezhető hibából eredő feszültség érték nem éri el az anyag folyáshatárát, így ha nem hibás eredményről van szó, az alkatrész szilárdságilag akkor is megfelel. Az 18. ábrán látható a feszültséggyűjtő hely környékén a feszültség eloszlás. Az ábrán a jobb láthatóság miatt, a feszültség skála nem egyenletes.



18. ábra. Az UC tengelycsonkállvány feszültséggyűjtő helye

A validáció során, a kapcsolódó alkatrészek pontszerű testként történő modellezése is ellenőrizve lett. Ehhez szükség volt a teljes kerékagy összeállításra. A vizsgálat eredményét összehasonlítva az egyes alkatrészek szimulációja során kapott eredményekkel, meghatározható a különbség a két módszertan eredménye között. Az összeállítások végeselem modellezésénél a háló minőségét jelentősen nehezebb volt finomhangolni, mint egy-egy alkatrész esetén. A szimuláció során használt összeállításban a csapágákat egyszerű gyűrűk helyettesítették, ezzel csökkentve a modell részletességét és számítási igényét. A modell további egyszerűsítése végett, a csapágák merev testként lettek definiálva, mivel a csapágák acélból készül, jelentősen nagyobb rugalmassági modulussal rendelkezik, mint a környező alkatrészek, így nem befolyásolja jelentős mértékben az eredményt, hogy merev testként van megadva, azonban a szimuláció lefutási idejét jelentősen csökkenti. A peremfeltételek megadása a 3.4. fejezetben említetteknek megfelelően történt. Ugyanazok a terhelések és megfogások lettek megadva, mint az alkatrészek szimulációja során.

Az összeállítással végzett szimulációk eredményeit összehasonlítva egyértelműen látszik, hogy bizonyos alkatrészek esetén nagyjából azonos feszültség és elmozdulás értékek keletkeztek,

azonban pár alkatrész vizsgálatánál jelentősen eltérő eredmények születtek. Az így kapott feszültségértékek továbbra sem érik el az alkatrészek anyagainak folyáshatárát. Az összeállítá-
sokkal végzett vizsgálatok eredményei a 7. táblázatban láthatóak. A 7. táblázatban az ered-
mények mellett, az alkatrészekkel végzett szilárdsági vizsgálatok eredményétől való eltérés is
szerepel. Azoknál az alkatrészeknél, ahol jelentős eltérés van az alkatrész önálló és összeál-
lításban történő vizsgálata között, több tényező is magyarázhatja a jelentős különbséget. Az
alkatrész modellezésénél a peremfeltételek nem megfelelő megadása, vezethet olyan kényszer
egyenletekhez, melyek torzítják a vizsgálat eredményeit. A differenciát okozhatja még az is,
hogy az összeállítás végelem modellje nem megfelelően lett felépítve. Például a kontakt felü-
letek helytelen, vagy elégtelen definiálása számottevően megváltoztathatja a szimulációs modell
viselkedését, és ezáltal az eredményeket is.

Megnevezés		Red. Fesz. [MPa]	Eltérés [MPa]	Elmozdulás [mm]	Eltérés [mm]
UC	Tengelycsonkállvány	313,38	+2,77	0,1074	-0,0106
	Kerékagy	60,789	-16,657	0,0384	+0,0173
RCC	Tengelycsonkállvány	43,646	-116,174	0,0154	-0,0258
	Kerékagy	29,021	+2,203	0,0187	+0,007
	Tengelycsonk	7,658	+0,909	0,0004	±0
	Féknyereg tartó	104,290	+18,066	0,0828	+0,0006

7. táblázat. A teljes összeállításokkal végzett szimulációk eredményei

Az eltérések ellenére számos előnye van az alkatrészek önálló vizsgálatának az összeállítások
elemzésével szemben. Az alkatrészek vizsgálatával egy jelentősen időtakarékosabb folyama-
tot lehet elvégezni, mely jelentősen egyszerűbb modellezési eszközökre hagyatkozik. Egy-egy
alkatrész vizsgálatánál a hálózás minőségére nagyobb figyelmet lehet szentelni, továbbá a kon-
takt régiók hiánya miatt, kevesebb hibázási lehetőség van a modell felépítésénél. Az összeállí-
tások végelem modelljének felépítésénél az alkatrészek hálómínősége rosszabb, valamint az
alkatrészek számának növekedésével a kontakt régiók száma és bonyolultsága is növekszik. A
több komponens és kényszer miatt, a modell preprocesszálása is több időt vesz igénybe. Mivel
a preprocesszálás idejét csak szubjektíven lehet mérni, a két módszertan között a szimuláció
megoldási idejével lehet különbséget tenni. Az alkatrészek szimulációja során a leghosszabb
megoldási idővel a tengelycsonkállványok rendelkeznek nagyjából 45 másodperces idővel, míg
a többi alkatrész átlagosan 15-20 másodperces megoldási idővel rendelkezik. Ebből kiszámol-
ható, hogy az UC koncepció összes alkatrésze 65 másodperces, míg az RCC konstrukció 105
másodperces megoldási idővel rendelkezik. Ezzel szemben a teljes összeállítással végzett
szimulációk során, az UC változat 377 másodperces, az RCC kialakítás pedig 263 másodper-
ces megoldási idővel rendelkezik. Látható, hogy jelentősen rövidebb megoldási idők mellett,
nagyjából azonos eredmények érhetőek el. Mivel a mérnöki gyakorlatban, különösen a fej-

lesztés területén, kifejezetten fontos a koncepciók gyors kidolgozása, ezért az idő rendkívüli fontossággal bír. A szimulációs eljárás időszükségletének csökkentésével, az egész folyamat kevesebb időt igényel, vagy több idő marad a tervezésre, a végleges konstrukció kialakítására. A szimuláció során, a csatlakozó alkatrészek csomópontként történő modellezése révén, jelentős idő szabadítható fel az eredmények kompromittálása nélkül, ezáltal egy hatékonyabbá téve a tervezési folyamatot.

6. Konklúzió

A SZEmission energiahatékony elektromos versenyjármű tesztelése során, a gömbszemek váratlan, kifáradásos törése, valamint a kerékdőlés hatásának vizsgálatára végzett tesztek eredményei miatt, szükségessé vált a jármű első futóművének revíziója. A futómű tervezéséhez szükséges első lépés, a különböző futóműtípusok vizsgálata, valamint összehasonlítása. Ez alapján a SZEmission futóműve független kettős keresztlengőkaros futómű. Ez a kialakítás számos előnnyel rendelkezik, mely ideális választás egy olyan gépjármű esetén, ahol minden alkatrész optimalizálása szükséges. Két koncepció készült az új első futóműre, ezek az UC és RCC nevet viselik, és teljesen eltérnek felépítésükben. A futómű alkatrészek kezdetleges geometriáinak kialakítása után következett az optimalizációs folyamat első lépése, a kezdeti szilárdsági vizsgálat. Ennek alapos megértéséhez szükséges volt az alkalmazott anyagmodellek áttekintése, a háló minőség definiálása, valamint a több pontos kényszer egyenletek működésének levezetése. A több pontos kényszer egyenletek a kapcsolódó alkatrészek pontszerű testként történő modellezésénél játszottak kulcsfontosságú szerepet, így nélkülözhetetlenek a szimuláció szempontjából. A szilárdsági vizsgálatához szükséges peremfeltételek definiálása valós fizikai jelenségek alapján történt, mint az autó talperekjének mérése, illetve dinamikus tengelyterhelésének számítása, vagy a fékrendszer aktuálásával keletkező féknyomaték meghatározása. A számítások eredménye alapján meghatározva, a talperő 1200 N, a féknyereg tömege 100 N, a kormányzóerő 150 N, míg a féknyomaték 55 800 Nmm értékeket vesz fel. A terhelések megadása mellett, a megfogások definiálására is jelentős hangsúly került, az alkatrészek megfelelő kényszerezése végett. A peremfeltételek részletes meghatározásával a valóság lehető legjobb modellezése volt a cél. A szilárdsági vizsgálatot topológiai optimalizálás követte, mely során jelentős tömegcsökkentést sikerült elérni. Az UC koncepcióval több mint 572 g, az RCC változattal pedig 314 g tömegcsökkentést sikerült elérni az eredeti futóműhöz képest. A validáció során végzett szilárdsági vizsgálatok eredményeiből látszik, hogy nem változtak jelentősen a reduált feszültség és elmozdulás értékek. A validáció során nem csak a topológiai optimalizált geometriák lettek ellenőrizve, hanem maga a módszertan is. Az optimalizált alkatrészekből készült összeállításokkal végzett szimulációk alapján elmondható, hogy a kapcsolódó alkatrészek pontszerű modellezése kellően pontos, és olyan jelentős előnyökkel bír, mint a rövidebb megoldási idők, valamint az egyszerűbb preprocessálás. Az említett előnyöknek köszönhetően, jelenetesen kevesebb idő szükséges a szimulációs feladatok elvégzéséhez. A vizsgált koncepciók esetén ez

átlagosan 235 másodperc, azaz majdnem 4 perc megtakarítást jelent. Ez alapján látható, hogy ezzel az eljárással a szimulációk időszükséglete számottevően csökkenthető, mely hatékonyabb tervezési folyamatot eredményez.

Az optimalizálási folyamat továbbfejlesztése egy véget nem érő feladat, és számos módon lehetséges. Dedikált preprocessor programok alkalmazásával a kényszer egyenletek, valamint a szabadsági fokok nagyobb precizitással állíthatóak, finomhangolhatóak. Ezáltal a szilárdsági vizsgálatok pontosabb eredményt adnának, mellyel a topológiai optimalizálás is nagyobb mértékű tömegcsökkentést képes elérni. Az optimalizálás során rács optimalizálás alkalmazásával további tömegcsökkentés lett volna elérhető, közel változatlan szilárdsági tulajdonságok mellett, így rács optimalizált alkatrészek létrehozása jelentős előnyökkel járhat. A validáció során alkalmazott összeállítások végeelem modelljének pontosabb, részletesebb felépítésével feltételezhetően kisebb eltérés lett volna a két módszertan eredménye között, így ez is egy lehetséges fejlesztési irány. Mivel a futtóművekre ismételt igénybevételek hatnak, a szilárdsági vizsgálatok kiegészítése kifáradásos szimulációkkal biztosíthatja az alkatrészek megfelelőségét.

7. Köszönetnyilvánítás

Szeretnék köszönetet mondani a konzulensemnek, Pusztai Zoltánnak a TMDK dolgozatom írásában nyújtott szakmai támogatásáért, valamint a Járműipari Kutatóközpontnak és a SZEenergy Teamnek a projekt megvalósításának támogatásában, továbbá az eCon Engineering Kft.-nek, az Ansys szoftvercsalád magyarországi képviselőjének, a végeelem szoftver biztosításáért a SZEenergy Team részére.

A TMDK dolgozatom témája az SZE - hallgatói versenycsapatok, technikai sport aktivitások támogatása program keretében, a Széchenyi István Egyetemért Alapítvány KFI Programtámogatási Rendszere finanszírozásával valósult meg.

Hivatkozások

- [1] SZEnergy Team. *A SZEnergy team-ről...* URL: <https://szenergy.hu/about/>.
- [2] Kádár Lehel, Dr. Varga Ferenc és Kőfalusi Pál. *Közúti járműrendszerek szerkezetana*. Szerk. BME MOGI. BME MOGI, 2014. febr.
- [3] Li-Hui Zhao, Song-Lin Zheng és Jin-Zhi Feng. „Failure mode analysis of torsion beam rear suspension under service conditions”. *Engineering Failure Analysis* 36 (2014. jan.), 39–48. old. ISSN: 13506307. DOI: [10.1016/j.engfailanal.2013.09.008](https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2013.09.008). URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1350630713002987>.
- [4] Óskar Kúld Pétursson. „Uprights, wheel hubs and brake system for a new Formula Student race car”. Dissz. 2016.
- [5] Richard Courant. „Variational methods for the solution of problems of equilibrium and vibrations”. (1943).
- [6] M Jon Turner és tsai. „Stiffness and deflection analysis of complex structures”. *Journal of the Aeronautical Sciences* 23.9 (1956), 805–823. old.
- [7] Páczelt István, Szabó Tamás és Baksa Attila. *A végeselem-módszer alapjai*. Szerk. Dr. Nándori Frigyes. Széchenyi István Egyetem, 2007.
- [8] Ivo Babuska. „The Finite Element Method with Penalty”. *MATHEMATICS OF COMPUTATION* 27.122 (1973).
- [9] Ivo Babuska, Barna A Szabo és I Norman Katz. „The p-version of the finite element method”. *SIAM journal on numerical analysis* 18.3 (1981), 515–545. old.
- [10] MatWeb LLC. *MatWeb Aluminum 7075-T6; 7075-T651*. URL: <https://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=4f19a42be94546b686bbf43f79c51b7d>.
- [11] OVAKO AB. *Material Data Sheet Steel grade 42CrMo4*. 2023. febr. URL: <https://steelnavigator.ovako.com/steel-grades/42crmo4/>.
- [12] OVAKO AB. *Material data sheet Steel grade 100Cr6*. 2023. jún. URL: <https://steelnavigator.ovako.com/steel-grades/100cr6/>.
- [13] Patrick M Knupp. „Algebraic mesh quality metrics for unstructured initial meshes”. *Finite Elements in Analysis and Design* 39.3 (2003), 217–241. old.
- [14] Patrick M Knupp. *Remarks on Mesh Quality*. Techn. jel. Sandia National Lab.(SNL-NM), Albuquerque, NM (United States), 2007.
- [15] Amir Javidinejad. „FEA practical illustration of mesh-quality-results differences between structured mesh and unstructured mesh”. *International Scholarly Research Notices* 2012 (2012).
- [16] Amit Nemade és Azim Shikalgar. „The mesh quality significance in finite element analysis”. *J. Mech. Civ. Eng* 17 (2020), 44–48. old.
- [17] Fumiyasu Kuratani, Kazuhei Matsubara és Takashi Yamauchi. „Finite element model for spot welds using multi-point constraints and its dynamic characteristics”. *Proceedings*

- of SAE 2011 Noise and Vibration Conference and Exhibition. 2011. köt. SAE. 2011, 1–1697. old.
- [18] ANSYS Inc. *Mechanical User's Guide*. Szerk. ANSYS Inc. ANSYS Inc., 2021. jan.
 - [19] Ansys Learning. *Utilizing Remote Points Properly Using Ansys Mechanical — Lesson 4*. 2021. dec. URL: <https://www.youtube.com/watch?v=MefaK1vpUYY&t=310s>.
 - [20] Wan Nor Maawa Wan Ghazali. „Design and Analysis of a Pedal Box System for FSAE 2010”. (2009).
 - [21] Pusztai Zoltán és Kőrös Péter. „STEERING MECHANISM DESIGN FOR LIGHTWEIGHT VEHICLE”. *GÉP* (2020).
 - [22] János Lógó és Hussein Ismail. „Milestones in the 150-Year history of topology optimization: A review”. *COMPUTER ASSISTED METHODS IN ENGINEERING AND SCIENCE* 27 (2020), 97–132. old. URL: <https://re.public.polimi.it/handle/11311/1190020?mode=complete>.
 - [23] Hugo A. Alvarez, Habib R. Zambrano és Olavo M. Silva. „Influence of Density-Based Topology Optimization Parameters on the Design of Periodic Cellular Materials”. *Materials* 12 (22 2019. nov.), 3736. old. ISSN: 1996-1944. DOI: [10.3390/ma12223736](https://doi.org/10.3390/ma12223736). URL: <https://www.ncbi.nlm.nih.gov/pmc/articles/PMC6888502/>.
 - [24] Peter W. Christensen és Anders Klarbring. *An Introduction to Structural Optimization*. Springer Science & Business Media, 2008. okt. ISBN: 9781402086663.
 - [25] D. Muñoz és tsai. „Allying topology and shape optimization through machine learning algorithms”. *Finite Elements in Analysis and Design* 204 (2022. júl.), 103719. old. ISSN: 0168874X. DOI: [10.1016/j.finel.2021.103719](https://doi.org/10.1016/j.finel.2021.103719). URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0168874X21001918>.
 - [26] Evangelos Tyflopoulos és Martin Steinert. „A comparative study between traditional topology optimization and lattice optimization for additive manufacturing”. *Material Design & Processing Communications* 2 (6 2020. dec.). ISSN: 2577-6576. DOI: [10.1002/mdp2.128](https://doi.org/10.1002/mdp2.128). URL: <https://onlinelibrary.wiley.com/doi/full/10.1002/mdp2.128>.
 - [27] Saurav Verma és tsai. „Additive manufacturing of lattice structures for high strength mechanical interlocking of metal and resin during injection molding”. *Additive Manufacturing* 49 (2022. jan.), 102463. old. ISSN: 22148604. DOI: [10.1016/j.addma.2021.102463](https://doi.org/10.1016/j.addma.2021.102463). URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S221486042100614X>.