

Szent István Egyetem

TUDOMÁNYOS DIÁKKÖRI DOLGOZAT

Versenycélokra tervezett és optimalizált alumínium féknyereg

*Készítette: **HORVÁTH ÁDÁM TAMÁS***

V. évf. gépészmérnök hallgató

Témavezetők:

DR. ANDÓ MÁTYÁS

egyetemi tanársegéd

CSÍK ZOLTÁN

ügyvezető igazgató



GÖDÖLLŐ

2011

1.	Irodalmi áttekintés.....	3
1.1.	Új termékek tervezése, kifejlesztése és piaci bevezetése [22]	3
1.1.1.	Az új termékek fejlesztési folyamata és innovációs lehetőségek.....	3
1.1.2.	A termékkonceptió és a marketingkonceptió kifejlesztése és kidolgozása	4
1.1.3.	Az újtermék műszaki-technológiai fejlesztése és piaci bevetése	6
1.2.	Innováció.....	8
1.3.	Fékek és csoportosításuk.....	9
1.4.	Gépkocsikban használatos hidraulikus fékrendszer.....	10
1.4.1.	Felépítésük és működésük.....	10
1.4.2.	Dobfékek	12
1.4.3.	Tárcsafékek	13
1.5.	Számítógépes szimuláció és modellezés	16
1.5.1.	Végeselem módszer.....	17
2.	Féknyereg fejlesztése	20
2.1.	Jelenlegi féknyergek konstrukciós elemzése.....	20
2.2.	Tervezés alapjául szolgáló peremfeltételek.....	21
2.3.	Féknyereg alapanyaga	23
2.4.	Első modell kialakítása és szimulációja.....	24
2.5.	Fejlesztett modell kialakítása és szimulációja.....	29
2.6.	Prototípus gyártása CAM programmal	32
2.7.	Prototípus vizsgálata	35
2.8.	Szimulációs modell identifikációja	39
2.9.	Végleges modell megalkotása	43
2.10.	A végeleges modell szimulációja.....	47
2.11.	Dugattyúk méreteinek meghatározása szimuláció segítségével.....	48
	Összefoglalás.....	53
	Irodalom jegyzék.....	55

1. Irodalmi áttekintés

Ebben a fejezetben bemutatom azokat a témákat, melyek kapcsolatban állnak a fékekkel, fékezéssel, illetve a műszaki fejlesztésekkel. Az idevonatkozó mérnöki ismeretek mellett, a kapcsolódó gazdasági témakörökről is áttekintést adok.

1.1. Új termékek tervezése, kifejlesztése és piaci bevezetése [22]

1.1.1. Az új termékek fejlesztési folyamata és innovációs lehetőségek

Az új termékek azok, amelyek a gazdaságot és a piacot mozgásban tartják. Létrehozásukra irányuló tevékenység fontos stratégiai terület, mely kreatív gondolkodásmódot igényel.

Az új termékek fejlesztési folyamatát több szakaszra bonthatjuk. A lehetőségek feltárásának szakasza, amely magába foglalja a „lehetőségek” elemzését és kutatását, az új termékekre vonatkozó vállalati politika irányainak meghatározását, az új termékekre vonatkozó ötletek létrehozását és gyűjtését, továbbá az ötletek szűrését.

Az újtermék-konceptió kifejlesztése és tesztelése magában foglalja a termékkonceptió kifejlesztését, tesztelését és marketingkonceptióját. A termékfejlesztésbe beletartozik a termék tényleges kifejlesztése és tesztelése, valamint a termék marketingprogramjának kialakítása.

A piaci bevezetés áll a termék tömegtermelésének megszervezéséből, a bevezetés piaci teszteléséből, a marketingprogramjának véglegesítéséből, és a lefolytatásából.

Az innovációs lehetőségek feltárása alapvetően két folyamatszakaszt foglal magában:

a) az innovációs lehetőségek feltárásának és az újtermék-politika célmeghatározása: A vállalat stratégiai terve adja meg az újtermék-politika irányvonalát azáltal, hogy meghatározza a vállalat piaci és pénzügyi céljait, növekedési elképzeléseit. Az innovációs szükségleteket helyzetelemzéssel és piackutatással határozzák meg. Elemeznie kell a vállalat környezetét, a termékkörét jellemző piaci és technológiai tendenciákat, a versenyhelyzetet, és meg kell határoznia a vállalat erős és gyenge pontjait. A vállalatnak ki kell jelölnie a potenciális termék-piaci körök és technológiai területek közül azokat, amelyekre az ötletek kutatása koncentrálódik.

b) az újtermék-ötletek összegyűjtésének és értékelésének folyamatszakaszát. Minél több ötlet áll rendelkezésre, annál nagyobb a valószínűsége annak, hogy azok közül néhány sikeres új termék legyen fejleszthető. Az ötletteremtésnek többféle

szisztematikus módszere ismert. Egyik csoportosítás szerint három fő csoportot különböztethetünk meg: (1) szisztematikus elemző technikák, amelyek során a problémát részeire bontva elemzik, (2) asszociatív technikák, ilyen például a brainstorming, és (3) analógiai technikák, ilyen például a szinektika.

Bármelyik módszert is vesszük alapul első lépésként ötleteket gyűjtünk, majd az új ötletek közül ki kell választani legjobbakat, legéletképesebbeket ezt nevezzük az ötletek szűrésnek (screening). A „durva” szűrés a rendelkezésre álló újtermékötletek selejtezését jelenti, a „finom szűrés” során a megmaradt ötleteknek az előre meghatározott kritériumok szerinti értékelése, majd ezen értékelések alapján megvalósított rangsorolása valósul meg (1. ábra).

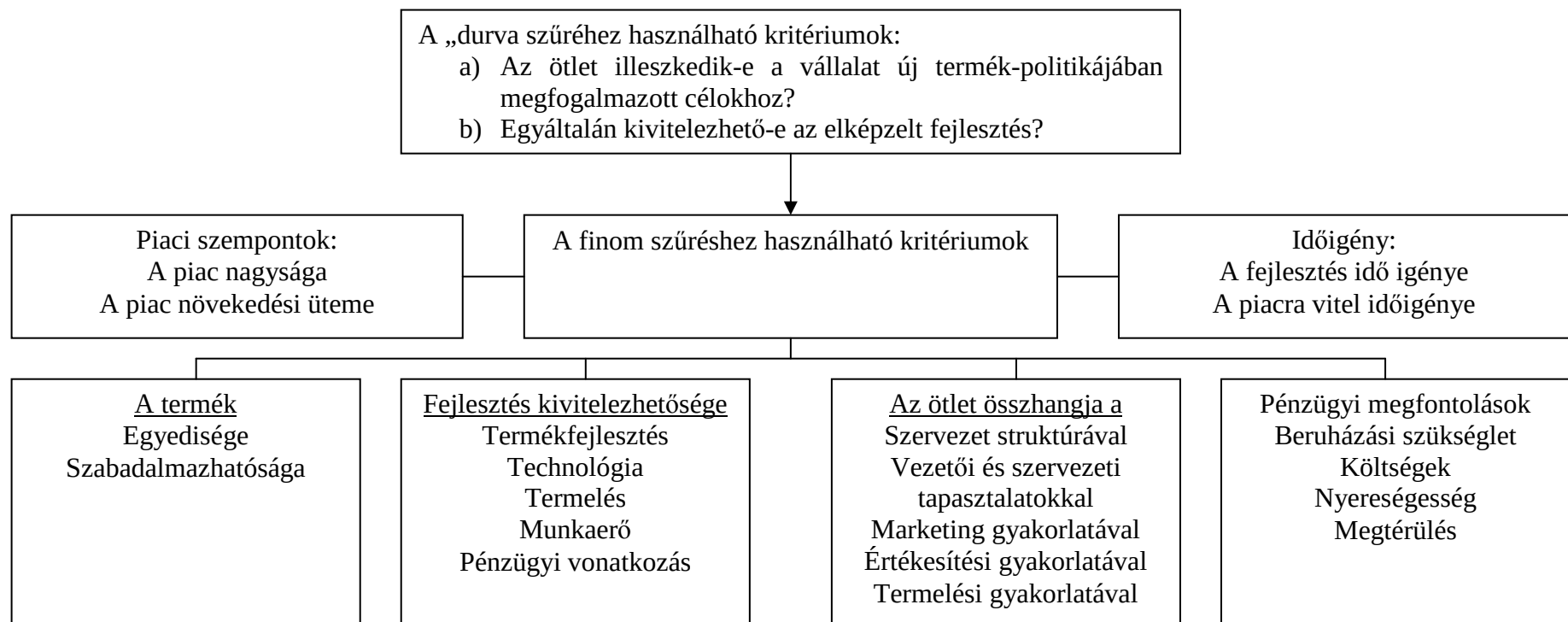
1.1.2. A termékkonceptió és a marketingkonceptió kifejtése és kidolgozása

A termékkonceptió a termékötlet kidolgozott változata, amely a fogyasztó számára kézzelfogható formában jelenik meg. A termékkonceptiónak a következőket kell tartalmaznia:

- a) A termék definiálása a használatából származó előnyök, a fogyasztói szükségletek kielégítése, használatának egyszerűsége vagy bonyolultsága, továbbá a biztonság, a szerviz, az eldobhatóság és a környezetvédelem vonatkozásában.
- b) A termék szerkezetének és az alkatrészek legfontosabb előállítási technológiáinak leírása.
- c) A termék célpiaca.
- d) Rá kell világítani a termék jellegére, „személyiségére”, imázsára, a termékérzetre és a külső megjelenésre, amelyek a fogyasztók számára pszichológiai előnyöket jelentenek.

A fogyasztó szempontjából a sikeres termékkonceptió a fenti dimenziók mindegyikét magában foglalja. A termékfejlesztőnek azonban további tényezőket is figyelembe kell vennie a termékkonceptió kidolgozásakor: a gyárthatóság és az összeszerelés, a terméktesztelés, a jövőbeli innováció, a gyors piaci elfogadás, a szétszerelhetőség, az eldobhatóság és a környezetvédelem, a profitabilitás és a versenyképesség.

A termékkonceptió műszaki leírásával párhuzamosan el kell készíteni az új termék marketingstratégiáját, amit a készülség ezen szakaszában még csak marketingkonceptiónak nevezhetünk.

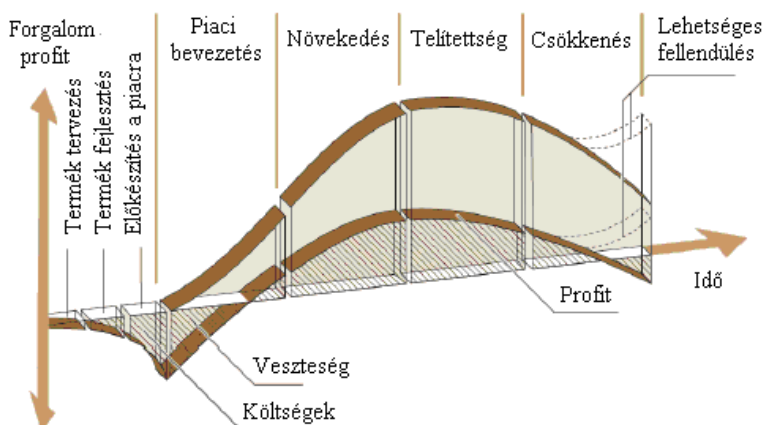


1. ábra: Szűrési kritériumok

A terméknek illeszkednie kell a vállalat termékpolitikájához és a vállalat jelenlegi termékeihez. A terméknel meg kell vizsgálni a versenyelőnyöket és pozícionálni kell a piacon, majd meg kell határozni a várható életgörbéjét.

A marketing stratégia kidolgozása után, ki kell dolgozni, elemezni és értékelni kell a termék nagyvonalú üzleti tervét. Ezek csak előzetes tervek, a fejlesztés későbbi szakaszában még finomításra, véglegesítésre szorulnak.

Az új termékek piacra bocsátásának szigorú pénzügyi és gazdasági követelményei vannak. Az 2. ábrán a termékek életpályája látható. Megfigyelhető, hogy a fejlesztés elején csak a költségek jelennek meg, amelyek a műszaki fejlesztéssel kapcsolatosak. Ha egy műszaki fejlesztés nem lesz sikeres, akkor a vállalat a rá fordított erőforrásait elveszti. Ez anyagi veszteség mellett, főként idővesztéssel is jelent, vagyis a versenytársakhoz képest lemaradást okozhat, ami középtávon is piacvesztéssel jár. Ha a piaci bevezetés megvalósul, akkor a kezdeti bevételek fedezik a fejlesztés kiadásait, majd a növekedés és a telítettség piaci helyzete alatt a fejlesztés nyereségessé válhat.



2. ábra: Termékek életpályája

1.1.3. Az újtermék műszaki-technológiai fejlesztése és piaci bevetése

Az újtermék-konceptió kifejlesztését és tesztelését követően a projekt a tényleges fejlesztés szakaszába kerül. A koncepcióról világos és egyértelmű képük van, és üzleti terv nagyvonalú kidolgozása során már azt is tudjuk, hogy milyen áron és milyen mennyiségben fog a piacra kerülni.

A fejlesztési tevékenység első „produktuma” a prototípus. A prototípus még nem a végső termék, funkciója az, hogy a maga fizikai megjelenésében is ellenőrizhető legyen. A

prototípus fogyasztói tesztelésének a célja az, hogy ellenőrizzük a koncepciótesztek eredményét, ha az megfelelő, akkor a gyártmányfejlesztés mellett már a gyártásfejlesztés is kiemelt szerepet kap. A tesztek célja, hogy megállapítsák, vajon az új termék mennyire felel meg követelményeknek és hogyan viszonyulnak a piacon lévő hasonló termékekéhez, emellett milyen terméktulajdonságokat kedvelnek a felhasználók és melyeket nem.

Az új terméket először általában a vállalatban belül tesztelik. Szükséges az is, hogy az új terméket a vállalatban kívül, valós piaci feltételek között, a potenciális felhasználók is értékeljék.

A termékteszt során a tesztet kezdeményező cég arra kíváncsi, hogy a fogyasztók kedvelik-e az új terméket és mely terméktulajdonságokat tartják jónak és melyekkel nincsenek megelégedve. A teszt összesített eredményei visszakerülnek a fejlesztési részleghez, ahol végrehajtják a terméken szükséges módosításokat.

Az új termék-fejlesztési folyamat két fő csatornán folyik: a termék fizikai összetevőinek fejlesztése mellett ki kell dolgozni az új termék marketingtervét is.

A piaci tesztek eredményei módosíthatják az eredeti elképzeléseket, bővíthet a fogyasztói kör, más felhasználási, alkalmazási területek is szóba jöhetnek. A célpiac konkrétabb definiálása módosíthatja a terméket és pontosabb előrejelzést adhat a piaci keresletről.

A célpiac, a versenyhelyzet, a pozicionálási stratégia és fejlesztés során már konkrétabban megismerhető várható költségek ismeretében meg kell határozni az induló termék árszintjét, az árengedmények rendszerét, és az árpromóció lehetséges területeit.

Ha a fejlesztési folyamat végére értünk, akkor a termék készen áll a piaci bevezetésre.

Az újtermék-fejlesztési folyamat utolsó fázisa két részből tevődik össze:

- a) a piaci bevezetés előkészítésének szakasza, és
- b) a teljes körű piaci bevezetés szakasza.

Egy-egy termék teljes körű piaci bevezetése nagy befektetést igényel, ami nagy a kockázattal jár, a piaci tesztek ezt a kockázatot hivatottak csökkenteni.

A célpiac nagyságát a szóba jöhető (potenciális) vevők száma, illetve a vásárlás (használat) gyakorisága határozza meg. Az új termék piaci sikere attól függ, hogy mennyien és milyen gyorsan szereznek tudomást az új termék létezéséről, továbbá azok közül, akik tudomást szereztek a termékről, mennyien próbálják azt ki, és végül azok közül, akik kipróbálták, mennyien válnak a termék rendszeres használójává.

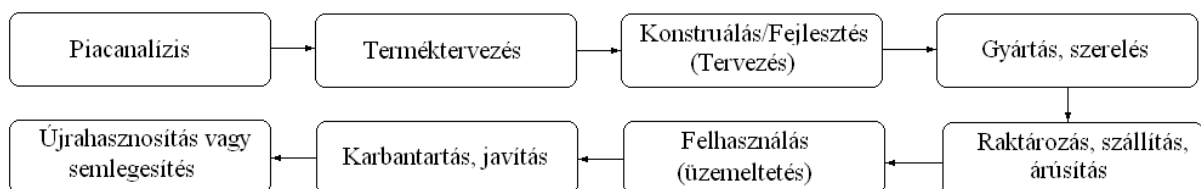
1.2. Innováció

A termékfunkciók szakadatlan változása az innováció. Innováció csoportosítása:

- a) Az egész világon új termékek, amelyek a felfedezéshez kapcsolódó innovációk eredményeként jönnek létre
- b) Új termékkonceptión, vagy rendszerkonceptión alapuló innováció
- c) Már létező termék vagy rendszer radikális módosítást célzó innováció
- d) Már létező termék vagy rendszer nem lényegi, de minőségi módosítása
- e) Termék vagy rendszer funkciójavítását eredményező fejlesztés

Terméktervezés több részből tevődik össze. A helyzetelemzés a piac és a vállalat kapcsolatában (meglévő termékkel új piacon, új termékkel meglévő piacokon és új termékkel új piacokon megjelenni). A következő lépés a kutatási stratégiák kijelölése, ahol meg kell határozni a kutatási területet, ahol érdemes a befektetni és az új termékelképzelések kidolgozni. Gazdasági- műszaki megfontolások alapján a kiválasztott kutatási területen termék elképzeléseket kell kidolgozni. A kiválasztott elképzelések még pontosításra kerülnek, és végül rögzítődik, mint termékjavaslat.

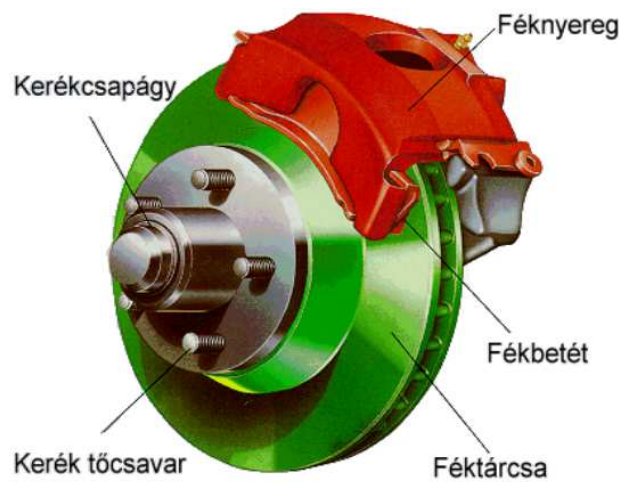
A terméktervezésnél meg kell határozni, hogy az elkészítendő termék mennyibe fog kerülni. A költségekbe beletartozik a gyártási-, üzemeltetési-, karbantartási-, javítási és semlegesítési költségek. A költségek mellett fontos meghatározni, hogy egyedi vagy tömeggyártásban fogjuk termelni az új terméket. A termékeknél fontos meghatározni még a gyártási határidejét, a méretpontosságát, a súlyát, a teljesítményét és a hatásfokát. A termékek tervezésénél fontos figyelembe venni a környezeti hatásokat és a biztonsági előírásokat is. A tervezés egyéb fontos szempontjai, hogy a termék gyártható legyen, a felhasználás során könnyen és egyszerűen javítható és a selejtezés után újrafelhasználható legyen. (3. ábra)



3. ábra: Termékek életpályája

1.3. Fékek és csoportosításuk

A fékek a jármű lassítására, megállítására és rögzítésre szolgálnak (4. ábra). A gépjármű fékrendszerének tekinthető valamennyi fékezésre és lassításra alkalmas felszerelés. A fék mellett minden fékrendszerhez hozzá tartozik az energia ellátás, a működtető- és az átviteli szerkezet. A ma használatos fékek általában súrlódásos elven működnek.



4. ábra: Féktárcsa féknyereggel

A jármű-fékrendszereket általában a használat szerint csoportosítjuk [3]:

- a) *Üzemi fékberendezés*: a jármű sebességét szükség esetén csökkentenie kell, adott körülmények között egészen a megállásig. Ennek során a gépjármű ne változtassa meg a nyomvonalát. Az üzemi féket a vezető lábbal működteti, ami az összes kerékre hat. További követelmény, hogy a fékerőnek folyamatosan változtathatónak kell lennie.
- b) *Biztonsági fékberendezés*: az üzemi fék hibája esetén annak feladatait kell ellátnia. A helyettesítéshez kétkörös üzemi fékberendezés működőképes fékköre vagy folyamatosan változtatható hatású, rögzítő fékberendezés is elegendő.
- c) *Rögzítő fékberendezés*: álló vagy leállított jármű elgurulását kell megakadályoznia lejtős úton, a vezető távollétében is.
- d) *Tartósan működtethető lassító fékberendezés*: feladata, hogy a hosszabb ideig tartó lejtőn haladáskor a jármű sebességét meghatározott állandó értéken tartsa.

A fékrendszereket csoportosíthatjuk más szempontok alapján is, például az energiaellátás és az energiaátvitel alapján:

a) *Izomerővel működtetett fékberendezések*: Fékezéskor minden fékezett kerekék kerületén fékezőerő lép fel. Ennek működtetése a kezelő személy izomerejétől függ. A jármű fékezését úgy kell biztosítani, hogy a kezelőszemély által kifejtett erő nem haladhatja meg a jármű összsúlyától függő mértékét. Ezért a fékezőerőt előállító, a vezető lábának izmaival kifejtett erőt (személygépkocsinál kb. 500 N, tehergépkocsinál 700 N) mechanikus fékeknél áttétellel, hidraulikus féknél hidraulikai áttétellel növelni lehet.

b) *Segédenergiát hasznosító fékberendezések* (fékrásegítők): Ha a láb izmaival kifejtett erő az áttételezéssel együtt sem elegendő nagyságú fékezőerők előállítására, akkor más forrásból származó segéderőket (pl.: depresszió, hidraulikus tároló nyomása vagy levegőnyomás) kell igénybe venni. Ennek során gondoskodni kell arról, hogy a segéderő kimaradása (üzemzavara) esetén a jármű még fékezhető maradjon úgy, hogy a lábbal kifejtett izomerő, ne haladja meg a 700 N-t.

c) *Külső energiát hasznosító fékberendezések* (sűrített levegővel működő fékberendezések): A fékezőerő előállítására külső energiaforrás, pl.: sűrített levegő is használható (ebben az esetben például a vezető a fékpedállal csak vezérli a sűrített levegő áramlását).

1.4. Gépkocsikban használatos hidraulikus fékrendszer

Személygépkocsikban legelterjedtebben hidraulikus fékrendszert használnak [3, 17], ezért a következőkben ezt a típusút mutatom be részletesen.

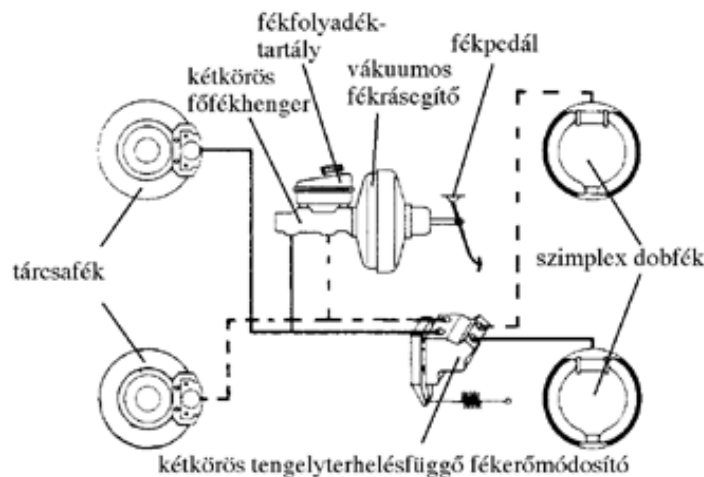
1.4.1. Felépítésük és működésük

A hidraulikus fékberendezés a fékpedálból, a kettős főfékhengerből, a rásegítőből, a csővezetékrendszerből, a fékmunkahengerből és a súrlódóalkatrészpárból áll. A fékpedálra kifejtett erő általában fékrásegítőn keresztül jut a főfékhengerre, amely kis működtető izomerővel nagy fékerőt hoz létre. A fékrendszerbe fékerő-szabályzókat is szerelnek. A személygépkocsik esetén az első kerekeknél általában tárcsafékeket, a hátsókban dobfékeket alkalmaznak, vagy minden kerékhez tárcsaféket szerelnek. Haszongépjárművekben általában dobféket alkalmaznak.

A fékberendezést biztonsági okokból szinte mindig két fékkörre osztják, amelyet ezért kétkörös fékberendezésnek neveznek. Ehhez kettős (tandem) főfékhenger szükséges. Az egyik fékkör működésképtelensége esetén a jármű a másik fékkörrel még lefékezhető.

Egyetlen hidraulikus fékkört és egyszerű főfékhengert alkalmazó, egykörös fékrendszereket csak régi személygépkocsikban találhatunk.

A kétkörös fékrendszer elrendezéseire a következő szabványos (DIN 74 000) rövidítéseket használják (5. ábra):



5. ábra: Kétkörös fékrendszer elvi felépítése

a) *TT jelű elrendezés*: az első és hátsó tengely egy-egy önálló fékkört alkot. Ezt a felosztást lépcsőzött tandem főfékhenger esetén alkalmazva, az első tengely fékjeinek hibájakor alig nagyobb pedálerővel a hátsó tengelyen még kielégítő fékhatás adódik.

Valamennyi keréken használható dob- vagy tárcsafék, vagy az első tengelyen tárcsafékek és a hátsó tengelyen dobfékek. A fékerő eloszlása az első és hátsó tengelyek között: 70% - 30%.

b) *K jelű elrendezés*: egy-egy első kerék és vele átlósan lévő hátsó kerék alkot egy fékkört. Az egyik fékkör üzemzavara esetén az ehhez tartozó kerekek oldalirányú vezetőerőket visznek át, ha a hibátlan fékkörhöz tartozó kerekek blokkolnak. Ugyanazok a féktípusok használhatók, mint a TT elrendezésnél. A fékerő eloszlása az első és második kör között: 50% - 50%.

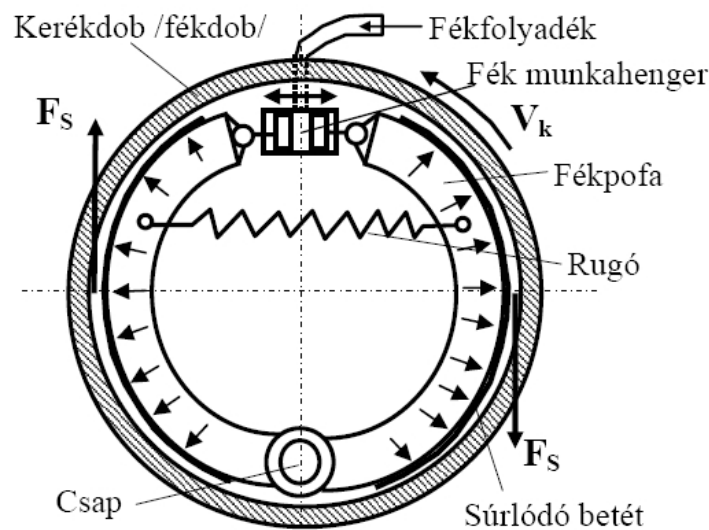
c) *LL jelű elrendezés*: az első tengelyen négydugattyús tárcsafékeket használva minden fékkör az első tengelyre és az egyik hátsó kerékre hat. A fékerő eloszlása az első és második kör között: 50% - 50%.

d) *HT jelű elrendezés (négy-kettő)*: ritkábban használatos, az első tengelyen négy munkahengeres tárcsafékeket alkalmaznak. Az egyik kör a 4 első és a hátsó tengelyre hat, a másik csak a 2 első tengelyre.

e) *HH jelű elrendezés* (négy-négy): akkor alkalmazzák, ha minden keréken négy munkahengeres tárcsafék van. Minden kerék egy-egy munkahenger párja alkotja a 4 egyik fékkört, a fennmaradó munkahengerpárok a 4 második fékkörhöz tartoznak.

1.4.2. Dobfékek

A járművekben használatos dobfékek belső pofás kivitelűek. Lényegesebb alkatrészei a fékdob, a tartólemez, a fékpofák és a működtető szerkezet (pl.: munkahenger) (6. ábra) [17].



6. ábra: Dobfék felépítése és működési elve

A fékdob a kerékhez van rögzítve, és azzal együtt forog. A fékpofák és a nyomóerőt létrehozó részek a tartólemezen vannak, amit a csonkállványhoz rögzítenek. Fékezésnél a feszítőszerkezet a fékpofákat a fékdob belső falához szorítja. A fékpofák a rajtuk lévő fékbetétekkel hozzák létre a fékezéshez szükséges súrlódást. A nyomóerőt munkahengerekkel, hidraulikus úton (üzemi fék), vagy bowdenhuzallal és feszítőkarral, illetve feszítőkulccsal (rögzítő fék) lehet létrehozni.

A dobfék egyik fontos tulajdonsága az, hogy önerősítő hatása, illetve szervo hatása van, amely a fékpofák megfelelő elhelyezkedése esetén nagyon nagy lehet. A keletkező súrlódási erő nyomatókat kelt, amely a felfutó pofát még jobban rányomja a dob hengeres felületére és erősíti a fékhatást, a lefutó pofát pedig emeli a fékdobtól és a fékdobhoz szorító erő csökken.

Szennyeződés ellen védetten helyezkedik el a keréktárcsa belsejében. A rögzítő fék egyszerűen elhelyezhető és a fékbetétek élettartama viszonylag nagy, de a méretét a kerék nagysága korlátozza. A karbantartás és a fékbetét cseréje viszonylag munkaigényes. A hőleadás rossz, ezért hosszú ideig tartó fékezéskor a fékhatás csökkenhet. A fékbetét súrlódási

tényezője nagy hőmérsékleten vagy nagy csúszási sebességen csökken. Erős melegedés hatására a fékdob tölcsérszerűen kitágulhat, mert az agy felé jobb a hővezetés.

A dobfékeket a fékpofák működtetése és megtámasztása alapján szimplex, duplex, duó-duplex, szervó- és duó-szervofékeket különböztethetünk meg.

a) A *szimplex fék* a dobfék legegyszerűbb szerkezetű változata. Egy felfutó és egy lefutó fékpofája van. A fékpofákat egy közös elem pl.: kettős hatású munkahenger, fékkulcs, feszítőfék vagy feszítő kar feszíti.

b) A *duplex fék*: Két felfutó fékpofája van. Ehhez mindegyik fékpofához külön nyomószerkezet szükséges. Általában csak hidraulikus működésre készítik és egyszeresen ható kerékmunkahengert tartalmaz.

c) A *duó-duplex fékekben* két kettős hatású munkahenger van. Fékhatásuk mindkét menetirányban egyformán jó.

d) A *duó-szervofékekben* a felfutó fékpofa önerősítését a második, ugyancsak felfutó pofa szorításának növelésére használják. Gyakran alkalmazzák tárcsafékek mellett rögzítőfékként.

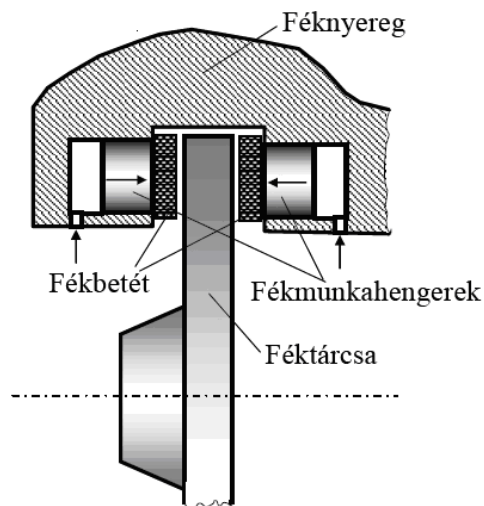
1.4.3. Tárcsafékek

A tárcsafékek kiváló hatékonyságú rendszerek, és emellett tökéletesen oszlatják el a hőt. Ezért alkalmazzák az első fékekhez [20]. Hátrányként lehet megemlíteni a szerkezet bonyolultságát és az ebből adódó költségét. További hátránya, hogy rögzítőfékként külön szerkezetet kell használni. A tárcsaféknek két alapvető változatát alkalmazzák: a merev nyerges és úszó nyerges szerkezetet [3, 17, 18]. A *merev nyerges tárcsafék* rögzített nyergének mindkét oldalában vannak fékdugattyúk. Ezek a fékezés során mindkét oldalról a féktárcsához szorítják a fékbetéteket. Az úszónyerges tárcsafékben a nyereg, illetve a keret a rögzített tartóban elmozdulhat. A *úszónyerges féknyeregben* lévő dugattyú a hozzá tartozó fékbetétet a féktárcsához szorítja. A reakcióerő hatására a nyereg illetve a keret eltolódik és a másik fékbetétet is a féktárcsához húzza. A nyereg az egymással összezsavarozott fedélházból és a peremes házból áll. A ház mindkét részében egy illetve két fékhenger furat van, amelyben a tömítőgyűrűs fékdugattyú, a védősapka és a szorítógyűrű helyezkedik el. A fékdugattyúkat csatornák kötik össze egymással. A tárcsafékeknek a következő fontos tulajdonságaik vannak:

a) a síkfelületek következtében a dobfékekkel szemben itt nincs önerősítő hatás. Így nagyobb nyomóerők szükségesek, ezért a dobfékek munkahengereiben használatosaknál nagyobb (40..50 mm átmérőjű) dugattyúkat szokás alkalmazni és általában fékrásegítőkre is szükség van.

- b) A fékek alig húznak félre, mivel önerősítő hatás hiányában és a súrlódási tényező csekély változásai következtében alig lépnek fel fékerő-ingadozások.
- c) Hosszabb idejű fékezés közben a fékhatás alig csökken, bár a kis fékfelületek és a nagy szorítóerők miatt helyileg nagyobb hőmérséklet is kialakulhat.
- d) A fékbetétek gyorsabban kopnak, a karbantartás és a fékbetétek cseréje azonban egyszerű.
- e) A légrés utánállítása automatikus.
- f) A fékhatás a haladási iránytól független.
- g) Jó az öntisztító hatás (a centrifugális erő hatására).
- h) A rendszer hajlamos gőzbuborékok képzésére, mivel a fékdugattyúk nagyon közel vannak az esetlegesen forróbb fékbetétekhez.
- i) Rögzítőfék csak viszonylag nehézkesen helyezhető el. Ezért a hátsó tengelyeken gyakran inkább dobfékeket alkalmaznak vagy a fazék alakú tárcsába dobféket szerelnek fel rögzítőfékként.

Merev nyerges tárcsafékekeken belül megkülönböztetünk két és több munkahengeres merev nyerges tárcsafékeket. Fékezéskor a fékfolyadék a munkahengerek dugattyúit a betétekhez nyomja, ennek következtében két oldalról egy-egy betét nyomódik a féktárcsához (7. ábra).



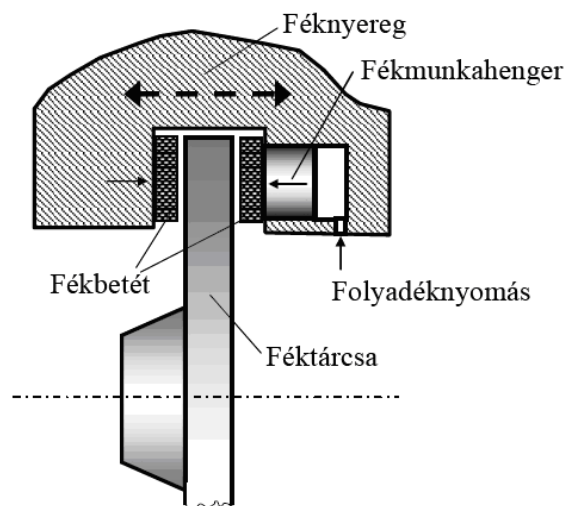
7. ábra: Merev nyerges tárcsafék felépítése

A tárcsafékek működésekor az egyik lényeges tulajdonság a kialakuló légrés mérete. A fékhenger hornyában kör keresztmetszetű, gumi tömítőgyűrű van, amely a dugattyút tömíti. A tömítőgyűrű belső átmérője valamivel kisebb a dugattyú átmérőjénél, tehát szorosan fogja közre a dugattyút. A dugattyú fékező mozgása során a tömítőgyűrű súrlódása és a dugattyú

elmozdulása következtében rugalmasan megfeszül. A tömítőgyűrű ekkor erőt tárol. A fékfolyadék nyomásának csökkenésekor a tárolt erő hatására a dugattyúgyűrű felveszi eredeti alakját, és a dugattyú is alaphelyzetbe tér vissza. Ez azonban csak akkor lehetséges, ha a tárcsafék csőrendszerben teljesen megszűnik a nyomás, ezért alapnyomásnak nem szabad fennmaradnia. A dugattyú visszahúzódásának útja a légrés, amelynek nagysága csak kb. 0,15 mm. Ez elegendő a tárcsafék oldásához, mivel kis maradó súrlódás esetén sem lép fel önerősítés.

A terpesztőrugó használata esetén a rugó a dugattyúhoz nyomja a fékbetéteket, és így a fékezés során megakadályozza a betétek ütését, a haladás során a rögzítésüket, a fékbetéteket a dugattyúhoz nyomva a nyomás csökkenésekor segíti a dugattyúk visszatérését alaphelyzetükbe.

Úszónyerges tárcsaféknek általában egy munkahengere van, amelynek dugattyúja fékezéskor csak az egyik oldalról nyomja a fékbetétet a féktárcsához (8. ábra). A fellépő reakcióerő eltolja a fékhengert, amely az úszókereten megtámaszkodva addig tolja el a keretet, amíg a szemben lévő fékbetét a másik oldalról a féktárcsához nyomódik. A keretet kör alakú hornyok vezetik a tartóban. A tartó a kerékfelfüggesztéshez van csavarozva. A keret és a tartó közötti vezetőrugó a zörgést akadályozza meg. A fékbetétek keskeny oldalfelületeikkel fekszenek a tartón, és így adják át a fékezőnyomatéktól származó kerületi erőket (fékerőket).

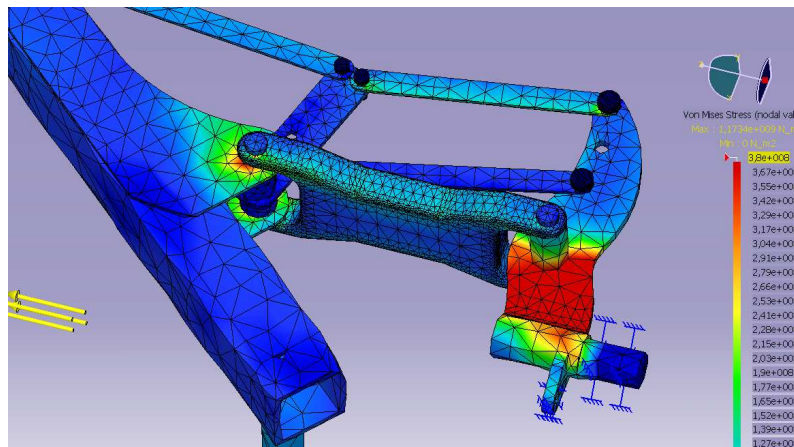


8. ábra: Úszónyerges tárcsafék felépítése

További előny, hogy a fékfolyadék kevésbé melegszik, mivel csak egy dugattyúfelület viszi át közvetlenül a hőt. Hátrány azonban, hogy karbantartás során a hengert kell kicserélni.

1.5. Számítógépes szimuláció és modellezés

Nem létezik olyan tudományterület, ahol a számítógépes szimulációknak ne lenne kiemelt jelentősége és szerepe napjainkban (9. ábra) [21]. A szimulációs eszközök a 70-es évek közepe óta látványosan fejlődnek, mára képessé váltak arra, hogy a műszaki tudományoktól a gazdasági életen át minden olyan folyamatot modellezhetővé tegyenek a virtuális térben, ami megfogalmazható és leírható a matematika nyelvén. A számítógépes szimulációknak kiemelt jelentősége van a következő szakterületeken: biotechnológia, műszaki tudományok, logisztika, mezőgazdaság. Az informatika gyors ütemű fejlődésének köszönhetően a dinamikus fejlődő hardver egyre komplexebb eljárásokat használó szolgáltatást kínál és hatásosan hozzájárul a szimulációs programok fejlesztéséhez. A szimuláció egyike azoknak az eljárásoknak, amelyeknek az erőforrásigénye esetenként nagyon nagy lehet és továbbfejlesztésüknek komoly akadálya lehet az, ha a hardver nem fejlődik megfelelő ütemben. A szimulációnak kulcsfontosságú szerepe van a küszöbön álló műszaki és technológiai reformokban.



9. ábra: Műszaki probléma megoldása szimulációs szoftver segítségével

A számítógépes szimuláció előnyei és hátrányai

A szimuláció előnyei:

- a) hibátűrő rendszert eredményez;
- b) a beruházás költsége kisebb;
- c) alkalmazásával a fejlesztési idő jelentős mértékben lecsökken.

Régebben hátrányaként emlegették a lassúságot. A Wiskonsin kísérlet azt mutatta ki, hogy a szimuláció esetében hozzávetőleg 10000-szeres sebességcsökkenéssel kell számolni a valós idejű folyamatokhoz képest. Ez azt jelenti, hogy egy perces valós idejű esemény hozzávetőleg

7 nap szimulációs időnek felel. Ez ma már nem állja meg a helyét, gépi erőforrások gyors növekedésének köszönhetően. A valós idejű szimuláció feltételei ma adottak. De érdemes megjegyezni, hogy bizonyos késleltetéssel minden esetben számolni kell, hiszen végtelenül nagy műveleti sebességről nem beszélhetünk. Jobb esetben is csak olyan szimulációs eljárásról lehet szó, amely esetében az eredmények változatlan késleltetéssel kinyerhetők.

Többféle eljárás létezik, amely a hibák korrekcióját igyekszik megvalósítani, de ma még egyik sem tekinthető tökéletesnek. Külön kutatás tárgyát képezhetnék azok az eljárások, amelyekről a felhasználó semmit sem tud, de évtizedek óta komoly feladat elé állítja a matematikusokat. Ezek a nehézségek a folyamatos, analóg jelek, digitalizálása, vagyis diszkrét jelekké történő átalakítása nyomán merülnek fel.

A hibaarány csökkentése csak úgy lehetséges, ha részletekbe menően ismertek a folyamatok háttérében meghúzódó fizikai jelenségek és tudni lehet, hogy a matematikai modellek mennyire pontosan írják le azokat.

1.5.1. Végeselem módszer

A végeselem módszer (VEM) angol rövidítéssel FEM (Finite Element Method) a véges differenciák módszerének általánosítása [2]. Az eljárás lényege az, hogy a vizsgálandó objektumot diszkrétgeometriai elemekre (elements) bont, amelyek csomópontokban (nodes) érintkeznek, az objektum csomópontjain terhelések (loads) vagy kényszerek (constraints) hatnak. Az egyensúly feltételéből kiindulva matematikai módszerekkel az objektum belsejében lévő csomópontok viselkedése meghatározható.

A vizsgált objektumok lehetnek egydimenziósak (vonalak), ekkor a csomópontok a vonalszakaszokat választják el egymástól, kétdimenziósak vagy térbeli alakzatok. A kétdimenziós alakzatok esetén a felbontás 3-4 oldalú síkidomokkal történik, a háromdimenziós alakzatoknál háromszögekkel vagy négyszögekkel határolt testekkel (poliéderekkel). Ezt a folyamatot nevezzük a testek hálózásának.

A terhelésen nem csupán erők értendők, hanem hőmérséklet, elektromos potenciál stb. is. A kényszerek lehetnek különböző megfogások vagy egyéb kötöttségek. A program futtatási eredményeként mechanikai rendszereknél a csomópontokban ébredő erők, valamint elmozdulások, feszültségek, fajlagos nyúlások jelennek meg, hőtechnikai rendszereknél a csomópontok hőmérséklete stb.

A vizsgált folyamatok lehetnek időben állandósultak, dinamikus folyamatok vagy tranziens jelenségek.

A következőkben áttekintem a modellalkotás folyamatát, illetve annak főbb elvi és gyakorlati kérdéseit mechanikai folyamatokra vonatkozóan.

A végeselemes modellalkotás főbb szakaszai:

- a) a geometriai modell (a csomópontok és elemkapcsolódások),
- b) az anyagmodell (a vizsgált test lineáris vagy nem lineáris anyagjellemzői, esetleg altartományként),
- c) terhelési modell (a test belsejében vagy annak peremén megoszló erőrendszer, hőterhelés stb.),
- d) a peremfeltételek (a test peremének azon része, ahol a csomópontok bizonyos szabadságfokai megfogottak).

A vázolt folyamatot meg kell előznie a mechanikai modellalkotásnak. El kell dönteni, hogy a térbeli feladat helyett milyen egyszerűbb mechanikai modell alkalmazható.

A végeselem számítási idejének, valamint a szükséges memória és háttérkapacitások csökkentése érdekében érdemes egyszerűsíteni a modelleket. Ilyen egyszerűsítés lehet a szimmetria tulajdonságok megadása és a durvább hálózás.

Az eljárás pontosságát befolyásoló tényezők az elemek alakja, a numerikus pontosság, valamint a szerkezethez kapcsolódó pontosság. A síkbeli torzult elemalakok mellett a térbeli és a héjelemek esetében a görbült elemalak is lényegesen lerontja az elemek pontosságát, különösen kétszeresen görbült alak esetében. Általános tapasztalat, hogy a szabályos alakú elemek lényegesen pontosabbak, mint a szabálytalanok, továbbá a magasabb rendű elemek pontosabbak szabálytalan elemalak esetén is.

Nem lineáris vizsgálatok során, amikor a szerkezet megváltozott alakját követjük nyomon, az eredetileg szabályos elemek jelentős alaktorzulást szenvednek és ezért az eredmények hibája egyre nagyobb lesz. E problémán is segíti a lényegesebb sűrűbb elemfelosztás.

Az alkalmazott különféle numerikus algoritmusok lényegesen befolyásolják az eredmények pontosságát. A számábrázolás hosszúsága (leggyakrabban szimpla vagy dupla pontos lehet) döntő kérdés, minthogy a „szerkezeti merevségi mátrix” eltérő méretű és anyagú elemek esetén (különösen anizotrop anyagtörvény mellett) több nagyságrendben eltérő elemeket tartalmaz. Más esetben a rosszul kondicionált mátrixok okoznak nehézségeket, különösen azok invertálásakor.

A numerikus pontosság szempontjából nagyobb figyelmet követelnek meg a héjelemek, a különféle nemlineáris algoritmusok, valamint az anizotrop anyagtörvényű testek vizsgálatai. Valamennyi háló akkor tekinthető megfelelőnek, ha a háló további sűrítése már nem módosítja az eredményeket.

A fentiek miatt nem célszerű egyszeri számítással, egyetlen véges elemes modell alapján vizsgálni valamely feladatot. Természetesen e szemlélet a számítások idő- és munkaigényét érzékelhetően megnöveli.

2. Féknyereg fejlesztése

2.1. Jelenlegi féknyergek konstrukciós elemzése

A féknyereg fejlesztését meglévő termékek elemzésével kezdtem. Először megvizsgáltam az alapanyagot, a felépítést, a dugattyúkat, a betéteket és az alkalmazott kikönnyítéseket [7, 8, 13].

A féknyergek anyaga lehet alumínium (10. ábra), öntöttvas és magnézium. A gyártás egyszerűsítése és gazdaságossága miatt sorozatgyártásban előnyben részesítik az öntöttvas féknyergeket.



10. ábra: Alumínium féknyereg

A gyári autókhoz általában öntési technológiával készült féknyergeket használnak, amik általánosan megfelelő tulajdonsággal rendelkeznek. Ezek a féknyergek általában két-dugattyús, úszónyerges kivitelben készülnek. Alumínium alapanyagot akkor alkalmaznak, amikor a súlycsökkentés az elsődleges szempont. Ezeket az alumínium féknyergeket szintén öntéssel állítják elő. Az alumínium nem nagyon terjedt el az általános használatban, mert drágábbak, mint az öntöttvas féknyergek, így az alumínium féknyergeket csak speciális esetekben használják. Ritkán alkalmaznak még magnéziumból készült féknyergeket, mert piaci elterjedésüket nagyban korlátozza a magnézium alapanyag drágasága. Azonban ezek is könnyűek, mint az alumíniumból készült társaik, ráadásul nagy szilárdsággal rendelkeznek és hőállóságuk is kiváló. Ezeket a féknyergeket szinte kizárólag csak versenyautóknál alkalmazzák.

A versenyautókhoz készített féknyergek lehetnek 2, 4, 6, 8 dugattyúsak. (11. ábra). A dugattyúk számának növelésével növekszik a féknyereg befoglaló mérete is. A nagyobb

féknyergeket, nagyobb féktárcsákkal is használják, ami befolyásolja a féknyereg belső jellemző méreteit is (ívek, dugattyúhelyzetek).

A dugattyúknál vizsgáltam a dugattyúk átmérőjét és kialakítását. A többdugattyús féknyergek esetén mindig különbség van a dugattyúk átmérője között. A váltózó dugattyú-



11. ábra: 6 és 4 dugattyús féknyereg

átmérők segítségével változó nyomást tudnak a fékbetétek különböző részeire adni, aminek köszönhetően a fékbetét egyenletesebben kopik. A futásirány szerinti utolsó fékdugattyú mindig nagyobb, mert a fékbetétnek ez az oldala hozzácsorul a féknyereghez. Az ott keletkező súrlódó erő legyőzéséhez szükséges erő az utolsó dugattyú átmérőjének növelésével kompenzálható.

Vagyis a súrlódó erővel arányosan nagyobb dugattyút kell az utolsó helyre tervezni, hogy a fékbetét ezen része is ugyanakkora nyomással nyomódjon a féktárcsának. A dugattyúk kialakításánál az is fontos, hogy a dugattyúk megfelelően legyenek megvezetve. A dugattyúk megvezetését a furat mélységével és a dugattyúkon található tömítések helyzetével lehet befolyásolni. További szempont, hogy a dugattyúk magassági méretének akkorának kell lennie, hogy kopott fékbetét esetén is megfelelően ellássa funkcióit. Az új féknyereg tervezésnél figyelembe veszem azt is, hogy milyen fékbetéteket lehet kapni. A fékbetétek eltérő befoglaló geometriákkal készülnek. A geometriájukon kívül a rögzítési módszerek is változatosak, melyek rendszerint egy-egy gyártó féknyergeihez igazodnak.

2.2. Tervezés alapjául szolgáló peremfeltételek

A féknyereg tervezésénél fontos szempont a súlycsökkentés [1, 9, 13]. Ennek során végeelem program segítségével megkerestem az olyan részeket (falvastagságokat), melynek eltávolításával a féknyereg szilárdsága nem csökken, de az összes funkcionális felület megmarad, és megbízhatóan működik.

A féknyereg kialakítását megköti a beszerezhető fékbetét geometriája. A partnercéggel konzultálva a először Mitsubishi Lancer Evo /Subaru Impreza típus fékbetét geometriáját tekintettem alapnak (12. ábra), mert ennek a fékbetétnek megfelelő fékteljesítménye és egyszerű rögzítési geometriája van (befoglaló méretek: 130,3×77×16 mm) [7, 8].



12. ábra: Féknyereghez választott Mitsubishi Lancer Evo /Subaru Impreza típusú fékbetét

Féknyereg további lényeges eleme a megfelelő variálhatóság. Alapvető követelmény, hogy különböző átmérőjű és vastagságú féktárcsák esetén is alkalmazható nyeregípust tervezzek. Ezt úgy valósítottam meg, hogy olyan modellt alkottam, aminél kis változtatásokkal (1-2 paraméter átírásával) alkalmassá tudom tenni adott átmérőjű féktárcsákhoz. Az ilyen rugalmas modellszemlélettel egy komplett alkatrészcsaládot is létre tudok hozni.

A tervezés lényeges eleme az is, hogy a féknyeret úgy kellett elkészíteni, hogy elférjen az autó felniájában és kanyarodás közben ne ütközzön neki a karosszériának. A féknyereg rögzítéséhez külön konzolt kellett készíteni, mert minden gépjárműtípuson más-más helyen vannak a rögzítő pontok. Ennek megfelelően a féknyeregpre készített rögzítő furatok helyzete olyan, hogy több autótípushoz is könnyen illeszthető legyen, külön konzolokkal tudom biztosítani azt is, hogy a féknyereg rögzítése nem fogja hátrányosan befolyásolni a szilárdságot.

A féknyereg geometriáját alapjaiban befolyásolja a gyártási technika, példáulöntési eljárásoknál az alámetszéseket kerülni kell. Az öntési technológia gazdaságosan nem használható egyedileg készített féknyereg esetén, ezért forgácsolással fognak elkészülni a darabok. A féknyereg kialakításánál ezért figyelembe vettem, hogy az egy 3 tengelyes megmunkáló gépen fog elkészülni (13. ábra). Ezért kerültem a szabad felületeket, a bonyolult geometriai formákat, valamint az alámetszéseket, a kis lekerekítéseket és felesleges oldalferdeséget is [5, 15]. Oda figyeltem arra is, hogy a kialakított felületeket merev (legalább Ø10 mm-es) szabványos szerszámokkal ki lehessen alakítani.



13. ábra: Deckel Maho Gildemeister DMC 635 V 3 tengelyes CNC marógép

2.3. Féknyereg alapanyaga

A féknyereg alapanyagával szemben követelmény a megfelelő mechanikai és termodinamikai tulajdonságok, illetve a minél kisebb sűrűség [19]. Ez azért fontos, mert így kisebb rugózatlan tömeg érhető el. Adott térfogatú darab tömege harmada, ha öntöttvas helyett alumíniumból készítjük. A követelményeknek megfelelően a 7075-T6-os alumíniumot választottam. Ebből beszerezhető adott vastagságú lemez, mely megfelelő alapot nyújt a megmunkáláshoz.

Ez egy jó minőségű alumínium és kiváló nagy teherbírású, ezért olyan helyeken alkalmazzák ahol a szerkezeti elemek nagy feszültségnek vannak kitéve. Ilyenek lehetnek a repülőgép-szelvények, fogaskerék tengelyek, rakéta alkatrészek, kerékpáralkatrész, kulcsok és verseny alkatrészek. A felhasznált alumínium tulajdonságait az 1. táblázat, az összetételét pedig 2. táblázat foglalja össze.

1. táblázat. 7075-T6 alumínium tulajdonságai

Fizikai tulajdonságok	7075T6
Sűrűség	2,81 g/cm ³
Brinell keménység	150
Rockwell A keménység	53,5
Vickers keménység	175
Szakítószilárdság	572 MPa
Folyáshatár	503 MPa
Szakadási nyúlás	11%
Rugalmassági modulus	71,7 GPa
Poisson tényező	0,33
Termikus tulajdonságok	
Hőtágulási együttható	2,36 1/°C×10 ⁻³
Hőtágulási együttható	0,960 J/g×°C
Hővezető képesség	130 W/m×K

2. táblázat. 7075-T6 alumínium összetétele

Ötvözőanyagok	részarány
Alumínium, Al	87,1-91,4 %
Króm, Cr	0,18-0,28 %
Réz, Cu	1,20-2,0 %
Vas, Fe	≤0,50 %
Magnézium, Mg	2,10-2,90 %
Mangán, Mn	≤0,30 %
egyéb, mindegyik	≤0,050 %
egyéb, összes	≤0,15 %
Szilícium, Si	≤0,40 %
Titán, Ti	≤0,20 %
Cink, Zn	5,10-6,10 %

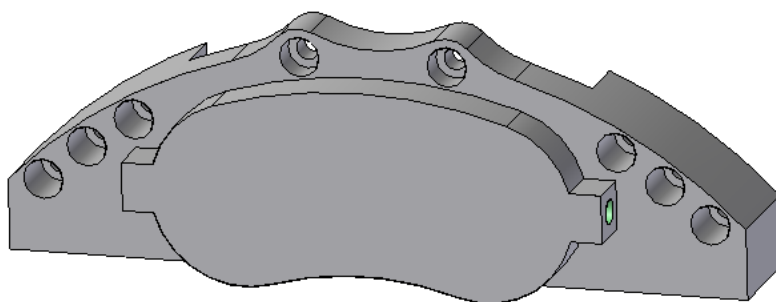
2.4. Első modell kialakítása és szimulációja

A tervezés első lépéseként egy egyszerűsített funkcionális féknyerget terveztem. Ennek a modellnek a segítségével megfelelő alapadatokhoz jutok, amihez később viszonyítani tudom az eredményeket. A modellt a Solid Edge V20 programban készítettem el. Ez a program 3D-s felületet biztosít, valamint a testmodellek könnyen elkészíthetők benne. Ezeket a térbeli modelleket később rugalmasan változtathatom.

Az első modell megalkotásánál arra törekedtem, hogy funkcionálisan megfelelően működjön a szerkezet. Ennek a modellnek tervezésénél íveket és lekerekítéseket még nem alkalmaztam, továbbá nem csináltam kikönnnyítéseket annak érdekében, hogy egyszerűbb szerkezetet hozzak létre.

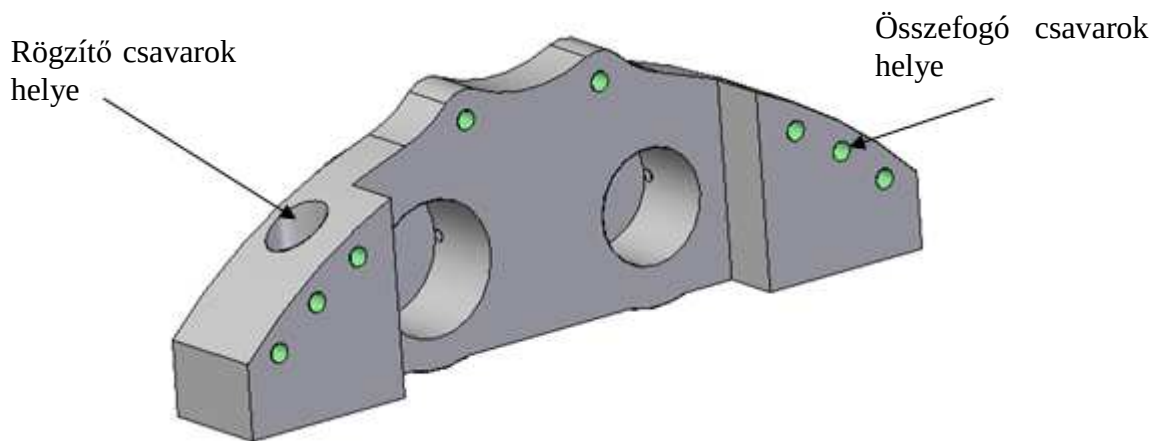
A modellt úgy alakítottam ki, hogy készítettem egy alapgeometriát kihúzással, és ehhez képest csináltam meg a többi kihúzást vagy kivágást. Az alapgeometriára kihúzással készítettem el a dugattyúk megvezetéséhez szükséges anyagvastagságot, amelybe kivágással kerül kialakításra a dugattyúk furata. A modell 2-2 dugattyúval készült, melyeknek más-más az átmérőjük. Az egyik dugattyú 38,1 mm átmérővel készült, míg a másik dugattyú 44,5 mm átmérőjű. Munkám során megvizsgáltam a dugattyúk átmérőjének hatását a fékbetétre, ezt később fogom bemutatni.

Az alapgeometria másik felére kihúzással készítettem el a fékbetéteket megtámasztó vállakat. Ezután ugyancsak kihúzással készítettem el a fékbetét rögzítéséhez szükséges furatok kialakítására szolgáló részt is. Ezt követően alakítottam ki a furatokat és a dugattyúkat összekötő csatornákat. A két oldala a féknyeregnek nagyon hasonló, de vannak funkcionális eltérések. Az egyik oldalon süllyesztett furatok vannak, mert ezekbe illeszkednek a belső kulcsnyílású csavarok fejei (14. ábra).



14. ábra: Féknyereg külső fele

A másik oldalon menetes zsákfuratok vannak. Erre az oldalra kerültek a felfogáshoz szükséges süllyesztett furatok is (15. ábra). Azért, hogy a féknyereg oldalai között megfelelő távolság legyen, távtartót kell használni. Távtartó használata azért előnyös, mert a féknyereg szélessége könnyen változtatható féktárcsa vastagságától függően. A távtartókat kihúzással készítettem el. Azért, hogy a geometria és a furatok teljes mértékben illeszkedjenek a féknyereg oldalaihoz a távtartókat a féknyereg oldalmodelljeire készítettem el, majd



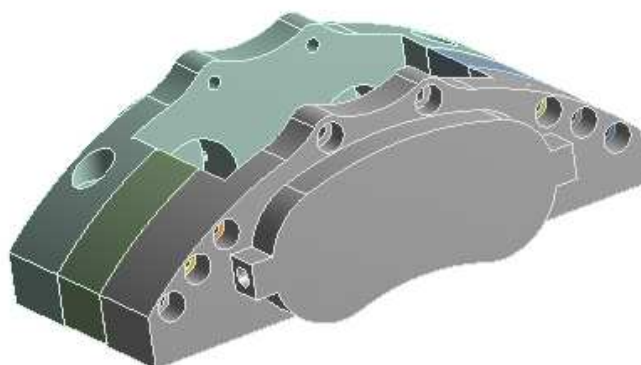
15. ábra: Féknyereg felfogó oldala

kivágással eltüntettem a féknyereg oldalát és csak a távtartó maradt a modell térben. A távtartókba készített furatok átmérőjét a csavar névleges méreténél 0,5 mm nagyobbra terveztem.

Az első modellnél hat darab M8-as csavarokat használtam a megfelelő rögzítés és szilárdság miatt. A hat csavarból két csavart rövidebbre készítettem, mert a középső két csavar helyénél vannak a rögzítő csavaroknak készített furatok. A féknyereg alumínium testének védelme érdekében borítólemezt készítettem, amin a fékbetétek súrlódhatnak és a lokális felületi nyomást eloszlatják. Ez az alkatrész nemcsak a féknyerget védi a fékbetétől, de a fékbetétet is rögzíti a féknyeregben. Ezeket a lemezeket kis csavarokkal rögzítettem a féknyereghez. A féknyereg 4 dugattyúval készült, ezért a dugattyúkat is megterveztem.

A jelenlegi tervezési folyamatban sűrűn használnak különböző szimulációs programokat. Ahhoz, hogy minél gyorsabb és olcsóbb legyen a gyártás, én is egy szimulációs programot használtam. Az általam elkészített féknyereg modelljét Ansys Workbench 11.0 programban elemeztem. Ebben a programba be lehet importálni különböző geometriákat a CAD rendszerekből. Ez nagyban megkönnyítette a feladatot, mert a Solid Edge-ben megrajzolt modellt egyszerűen átimportáltam a végelem programba, így nem kellett a programon belül újra létrehozni a modellt. Ebben a programban lehetőség van különböző esetek szimulálására (statikus és dinamikus igénybevételek, és termikus hatások).

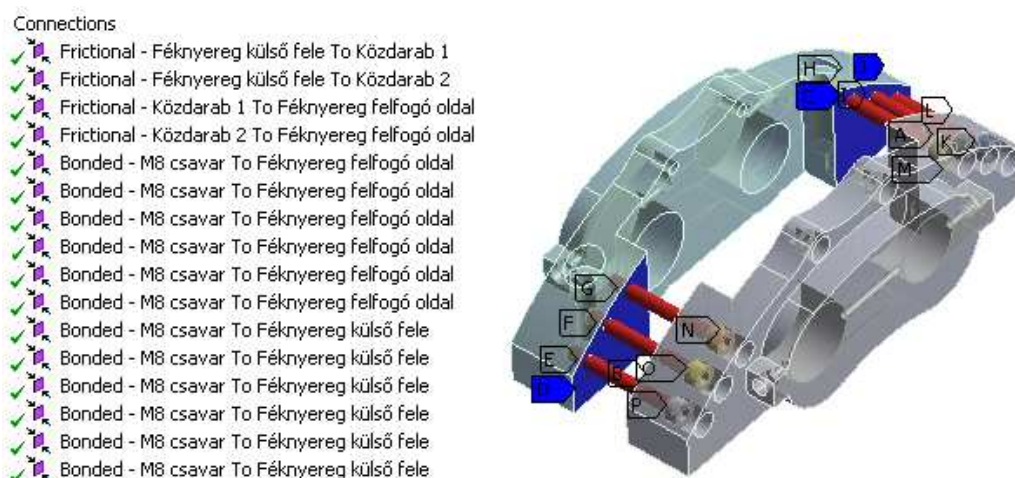
Az általam készített féknyeregénél statikus igénybevétellel terheltem és elemeztem a szerkezet viselkedését. A szimulációs programba nem importáltam át az egész szerkezetet, azokat az elemeket, amelyek nem befolyásolták az eredményeket, eltávolítottam a modelltől (16. ábra). Ilyen elemek voltak a védőlemez és ennek a lemeznek a rögzítő csavarjai, illetve a dugattyúk.



16. ábra: Solid Edge-ből importált modell

A program szimulációs részében meg kellett adni az egyes elemek anyagaira vonatkozó jellemzőket. Külön meg kellett adni az alumínium és a csavarok rugalmassági modulusát és a Poisson-tényezőt. Az alumínium rugalmassági modulusa $7,14 \cdot 10^{10}$ Pa és a Poisson-tényezője 0,33. Ezek az adatok a féknyereg két oldalára és a két távtartóra vonatkoztak. A csavarok acélból készültek, az acélra vonatkozó jellemzők: rugalmassági modulus $2,1 \cdot 10^{10}$ és a Poisson-tényezője 0,3.

A szimulációs peremfeltételek megadása az egyes elemek közötti kapcsolatok definiálásával folytatódott. Meg kellett adnom, hogy milyen kapcsolat van a féknyereg oldala és a közdarabok között illetve, hogy milyen kapcsolat van a féknyereg egyes elemei és a csavarok között. Az alumínium elemek között súrlódásos kapcsolat van, míg a csavar és a féknyereg oldalai között csavarkapcsolat van (17. ábra).



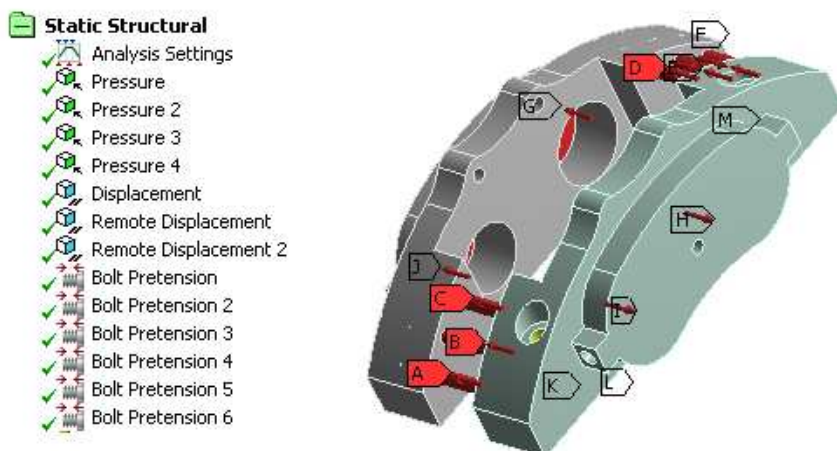
17. ábra: Egyes elemek közötti kapcsolatok

Az elemek közötti kapcsolatok definiálása után, be lehet hálózni azokat. A kezdeti modelleken érdemes ritkább hálózást generálni, mert a kevesebb elemszám miatt a végelem program gyorsabban tud számolni (18. ábra). Ritkább hálózás esetén az eredmények megbízhatósága csökken, ezért a végleges modellen végzett szimulációknál a hálózást majd sűrűbbre állítottam.



18. ábra: Elemek hálózása

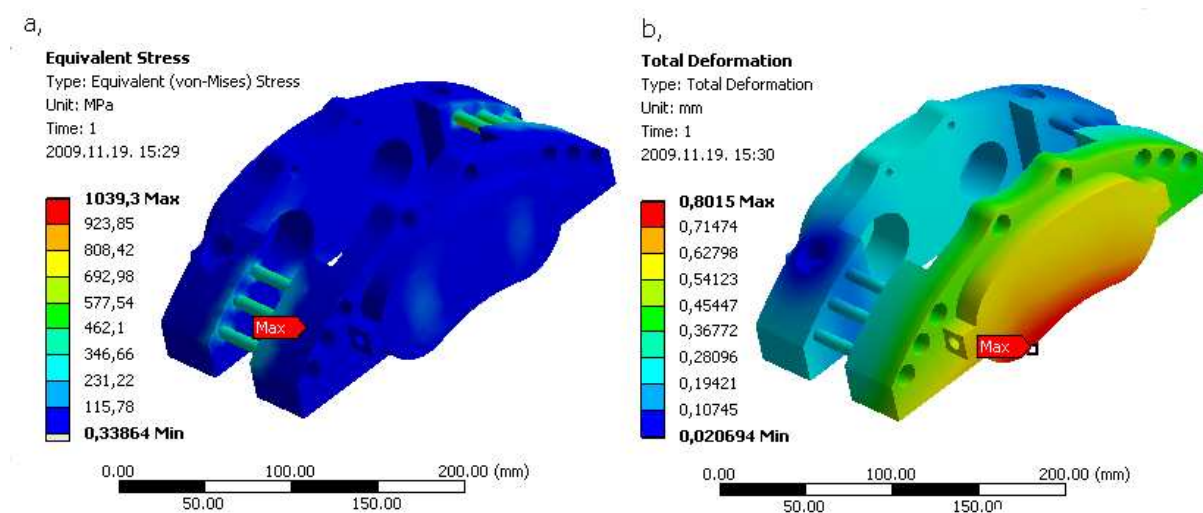
A hálózás után meg kell adni a szerkezetet terhelő erőket és a külső kényszereket. A féknyergek két csavarral vannak felfogva a konzolra, ebből adódóan a csavarok nem engedik elmozdulni a szerkezetet X és Y irányba, továbbá nem engedi elfordulni X és Y tengely körül (remote displacement – K, M). Konzolra való csavarozás miatt a kontaktfelületeken a Z irányú elmozdulást nem engedélyezem (displacement - L) (19. ábra).



19. ábra: Féknyereg igénybevételei

A külső kényszerek megadását követően megadtam a féknyerget terhelő féknyomást (pressure – G, H, I, J – 14 MPa). Ezeket a nyomásokat a dugattyú alatt elhelyezkedő körfelületekre definiáltam. Utolsó terhelésként megadtam a csavarok előfeszítését (bolt pretension – A, B, C, D, E, F), mert a 8.8-as anyagminőségű M8 csavarok meghúzási nyomatéka 25 Nm, ami 16200 N előfeszítő erőt jelent [4, 6, 10].

A végeselem programból a feszültségállapotot és a deformációt kérdeztem le. A feszültségállapot eredménye azt mutatta meg, hogy hol van esetlegesen felesleges anyagrész a modellen (20/a. ábra). A deformáció ellenőrzése azért fontos, mert a fékek működése során a túlzott szétnyílás a határozott fékpont elvesztésével és a fékút megnövekedésével jár (20/b. ábra).



20. ábra: a) Féknyereg feszültségei, b) Féknyereg deformációja

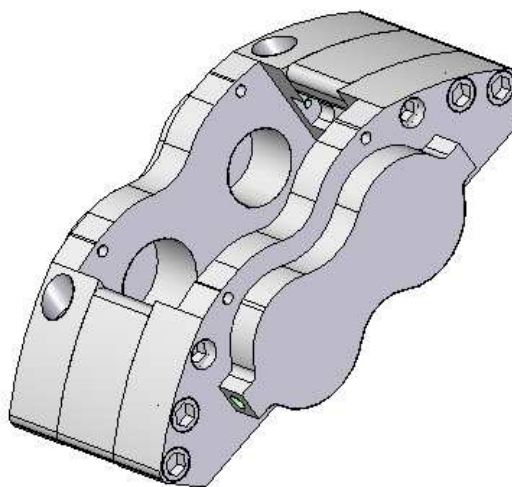
A 20. ábra „a” részén jól látszik, hogy a legnagyobb feszültség (1039 MPa) a csavarokban keletkezik, ami főként a hajlítás következménye. Az alumínium elemek terhelése jelentősen kisebb (369 MPa). A szimulációból az is kiderül, hogy a féknyereg maximális deformációja 0,8 mm és a betéteknél tapasztalható maximális szétnyílás pedig 0,745 mm 14 MPa terhelés esetén.

2.5. Fejlesztett modell kialakítása és szimulációja

Az első modellre lefuttatott szimuláció fontos információkat adott a következő modellek elkészítéséhez. Az újabb fejlesztett modell kialakítása több lépésben történt (modellváltoztatás – szimuláció – módelfváltoztatás...). A szimulációknál vizsgáltam a feszültségállapot, mely alapján megállapítható volt, hogy sok terheletlen terület van a

féknyergen, ami feleslegesen növeli a szerkezet súlyát. Ezeket a területeket eltávolítottam, de ügyeltem arra, hogy a féknyereg összes funkciója megmaradjon. A kapott eredményből az is látszódott, hogy a legnagyobb feszültség a csavarokban keletkezik. A keletkezett feszültség nem érte el az alumínium folyáshatárát ($R_{eH}=503$ MPa), de a csavarok esetében a feszültség meghaladta az anyagra jellemző folyáshatárt ($R_{eH}=640$ MPa). Ezért a fejlesztett modellnél M8 csavarok helyett M10 csavarokat használok és a csavarokban keletkező nagy feszültség miatt, a továbbiakban 8.8-as csavarok helyett 10.9-es csavarokat használok, melynek folyáshatára 900 MPa [4, 6, 14].

Az első modell tervezésekor még nem volt jelentősége a fékbetét pontos rögzítésének kidolgozásában. A további modelleknél már figyelembe tudtam venni a feszültségeket és a deformációt, így a katalógusból úgy tudtam fékbetétet választani, amelyet optimálisan lehet rögzíteni a féknyeregben. A fékbetéthez megfelelő védőlemez és rögzítését is terveztem. A fejlesztett modellnél már a furatok helyzetét is megváltoztattam, hogy a csavarok minél inkább a húzásra legyenek igénybe véve és ne hajlításra. A létrehozott új fejlesztett féknyereg modelljét a 21. ábra mutatja be.



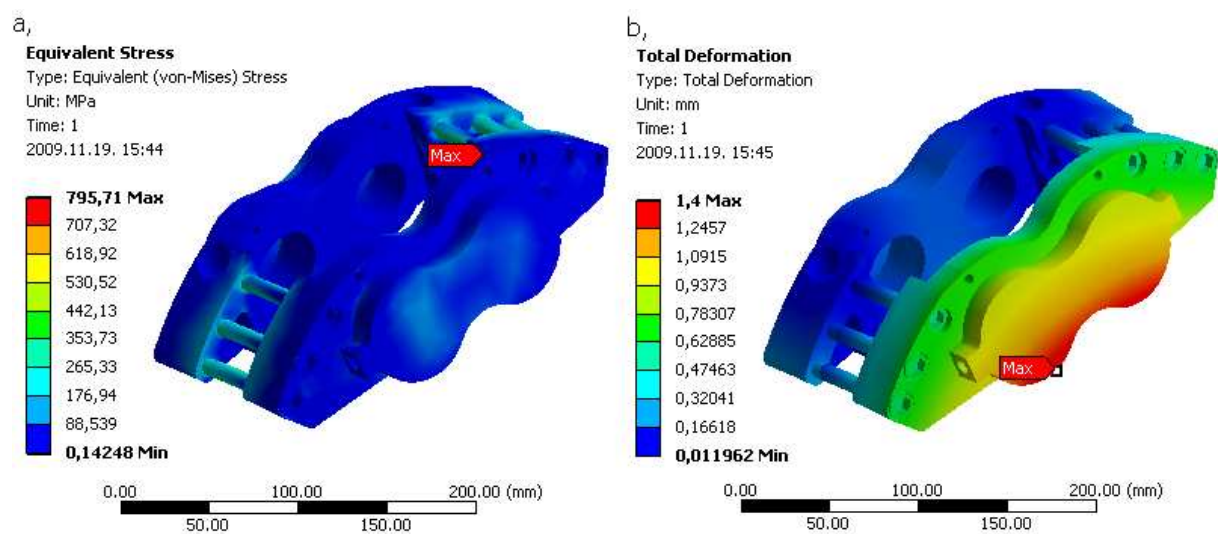
21. ábra: A fejlesztett modell geometriája

A fejlesztett modell esetében a megváltoztatott geometriát szintén beimportáltam az végeelem programba. Ennél a modellnél a pontosabb eredmény miatt, megváltoztattam az elemek hálózását (22. ábra) és azonos peremfeltételek mellett elvégeztem a szimulációt.



22. ábra: A fejlesztett modellnél alkalmazott hálózás

Ennél a modellnél elsődlegesen azt vizsgáltam, hogy miként viselkedik a modell a kikönnnyítések, lekerekítések és a csavarok anyagminőségének megváltoztatásának hatására. A változtatások hatására nőtt a deformáció (1,4 mm), de a feszültség mértéke csökkent (800 MPa). Az eltávolított anyagrészek ellenére a feszültség az alumínium esetében nem haladta meg az anyagra jellemző folyáshatárt. A csavaroknál azonban sikeresen csökkenteni tudtam a feszültség értékét, és így már a csavarok terhelő feszültsége is kisebb volt, mint a megengedett maximális feszültség. A szimuláció eredményét a 23. ábra mutatja be.



23. ábra: a) Féknyereg feszültségei, b) Féknyereg deformációja

2.6. Prototípus gyártása CAM programmal

A szimulációs programok eredménye önmagában nem fogadható el, mert a valóságot csak közelítőleg írja le, de azt is csak akkor, ha megfelelő peremfeltételeket használunk [5, 15]. Ilyen esetekben elengedhetetlenül fontos, hogy a szimulált eredményeket a valóságban ellenőrizzük. Ezért a következő lépésben létrehoztam a modell legyártásához szükséges CNC programot CAM rendszer segítségével. A CAM rendszer használata azért szükséges, hogy a modellen bekövetkező későbbi változásokat a CNC program is lekövesse.

A CAM rendszer használatának peremfeltételeként tekinthető, hogy a féknyereg elemei háromtengelyes marógépen készülnek el, megfelelő merevségű szabványos szerszámokkal. A programozáshoz az EDGE CAM szoftvert választottam, mert a SolidEDGE-ből könnyen beimportálhatóak a modellek és megfelelő Siemens postprocesszor rendelkezésre áll.

A CAM rendszer használata a modell beimportálásával kezdődik, majd az előgyártmány megadásával folytatódik. Ahhoz, hogy a szerszám pályákat el tudjam készíteni fel kellettennem egy null pontot is. A null pont kiválasztása után a műveleti sorrendnek megfelelően kiválasztottam az első szerszám pályához szükséges szerszámot (3. táblázat) a szerszámtárból [14, 16].

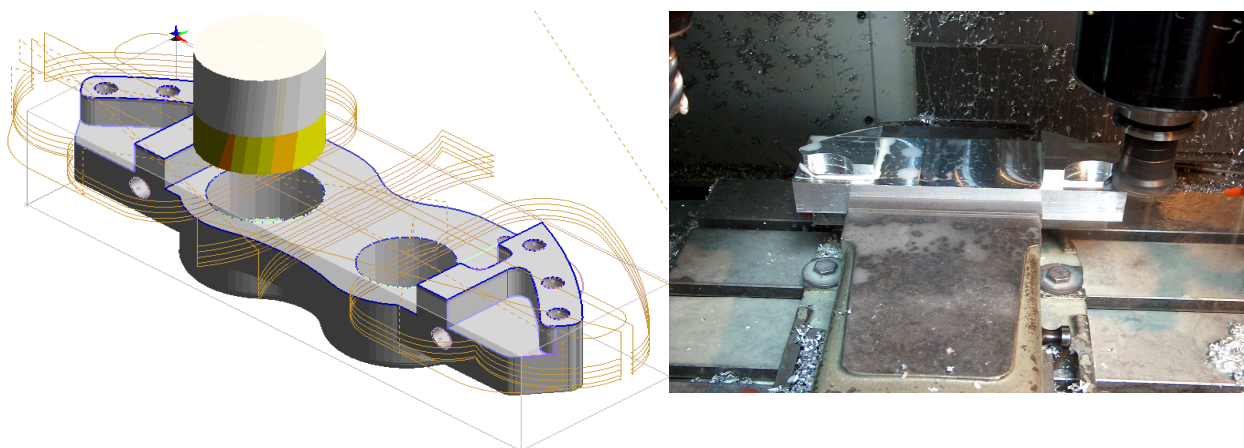
3. táblázat 50 mm átmérőjű koronamaró adatai

Koronamaró	
Megnevezés	Square 6-220.96-0050-08-5A
Szerszám átmérő (D_c)	50 mm
Szerszám hosszúsága (l)	40 mm
Fogásmélység (a)	3 mm
Fordulatszám	3000 ford/min
Előtolás	0,18 mm/ford
Vágósebesség	200 m/min
Lapka típusa	XNEX0806
Fogazás	Sűrű
Lapka száma	5
Súly	0,3 kg

A szerszám kiválasztása után meg kellett adni, a marási stratégiát, és egyéb forgácsolási adatokat is. A program ezek után elkészítette a szerszám pályát. A CAM rendszerek nagy

előnye, hogy lehetőségünk van leszimulálni az elkészült szerszámpályát, így ha valamilyen hibát tapasztalunk, akkor a beállításokat megváltoztathatjuk.

Az első művelet egy síkmarás, amit a felső felületen hajtottam végre koronamaróval ($\varnothing 50$ mm). A síkmarás után nem cseréltem le a szerszámot, mert ezzel a szerszámmal körbe lehet nagyolni a munkadarabot (24. ábra).



24. ábra: Munkadarab nagyolása 50 mm átmérőjű szerszámmal

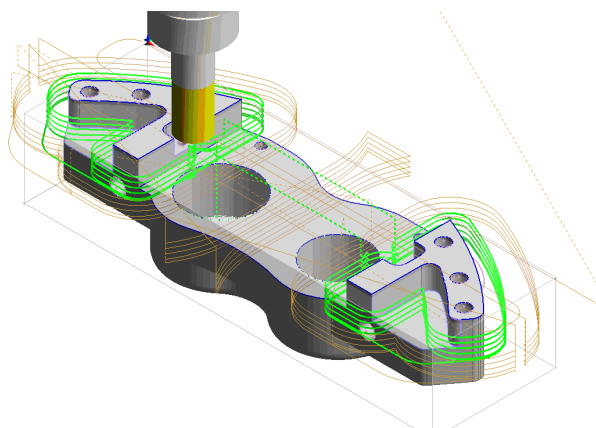
A nagyoló megmunkálás után egy kisebb átmérőjű szerszámmal ($\approx \varnothing 20$ mm) (4. táblázat) végleges méretre munkáltam a legtöbb felületet (25. ábra).

4. táblázat 20 mm átmérőjű ujjmaró adatai

Ujjmaró	
Megnevezés	JS553 200R100Z3.0-SIRON-AW
Forgácsoló rész átmérő (D_c)	20 mm
Szerszámszár átmérő (d_{m_m})	20 mm
Szerszám hosszúsága (l)	110 mm
Fogásmélység (a)	5 mm
Fordulatszám (n)	5500 ford/min
Előtolás (f_z)	0,223 mm/fog
Vágósebesség (v_c)	600 m/min

A tervezésemnek megfelelően az utolsó simítási megmunkálást $\varnothing 10$ mm-es szerszámmal (5. táblázat) végeztem el. Ezzel a szerszámmal eltávolítottam azokat az anyagrészeket, melyet a $\varnothing 20$ mm-es szerszám nem tudott eltávolítani. Utolsó lépésként a furatokat alakítottam ki $\varnothing 8,5$ mm-es fúróval. A meneteket külön felfogásban készítettem el.

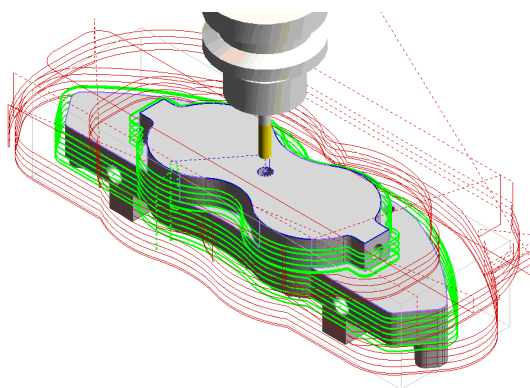
Az alkatész másik oldalának megmunkálása szintén egy síkmarással kezdődött, majd koronamaróval történő megmunkálással folytatódott. A nagyoló megmunkálás után kisebb szerszámmal ($\varnothing 10\text{ mm}$) elvégezhető az összes simítás (26. ábra). A megmunkálása során a fúrás mellett süllyesztés is alkalmaztam, hogy a belső kulcsnyílású csavarok feje elférjen.



25. ábra: A második szerszámpálya megadása

5. táblázat 10 mm átmérőjű ujjmaró adatai

Ujjmaró	
Megnevezés	JS553 100Z3.0-SIRON-AW
Forgácsoló rész átmérő (D_c)	10 mm
Szerszámszár átmérő (d_{m_m})	10mm
Szerszám hosszúsága (l)	70 mm
Fogásmélység (a)	3 mm
Fordulatszám (n)	7200 ford/min
Előtolás (f_z)	0,112 mm/fog
Vágósebesség (v_c)	750 m/min



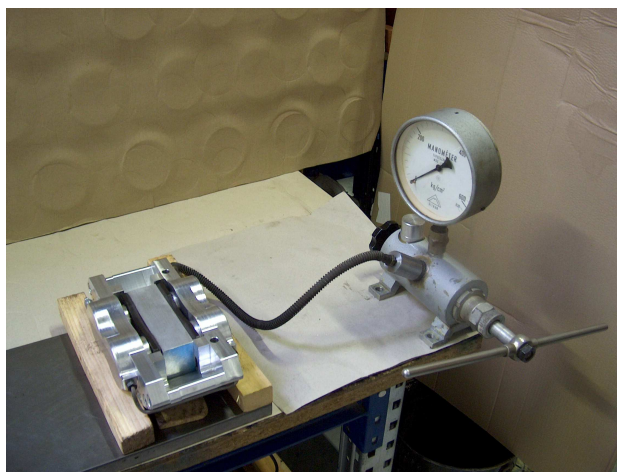
26. ábra: Simító eljárás szerszámpályái

A CNC programok elkészítése után a háromtengelyes megmunkáló gép a programoknak megfelelően elkészítette a darabokat. Egy komplett féknyereg elkészítése 5 órát vett igénybe, azonban a további gyártásoknál a darabidő csökkenthető.

2.7. Prototípus vizsgálata

A féknyereg fejlesztés következő lépése a prototípus terheléses vizsgálata volt. A terheléses vizsgálat eredményei alapján ellenőrizhetővé vált a szimulációk során kapott eredmények helyessége.

A mérési rendszert a 27. ábra mutatja be. A mérési rendszer fő részei: féknyereg, féktárcsát helyettesítő fékdarab, olajvezetékek, nyomásfokozó és nyomásmérő óra. A féknyereg terhelését egy mechanikus nyomásfokozó segítségével állítottam elő. A féknyereg és a nyomásfokozó összekapcsolása után a féknyeregben elhelyeztem a fékbetéteket és a féktárcsát helyettesítő megfelelő merevségű fémtömböt.



27. ábra: Mérési rendszer

A munkahengert és a féknyeret feltöltöttem fékfolyadékkal, majd légmentesítettem a mérőrendszert. A légtelenítés után kezdeti nyomással terheltem a rendszert, hogy megvizsgáljam a tömítések megfelelő működését. A mérések megkezdése előtt többször ráadtam a maximális terhelést, hogy a féknyereg üzemi állapotba kerüljön. A méréseket 17 MPa-ig végeztem, ez megfelelő biztonságot adott, mert kis arányú lassításhoz 0,3-0,5 MPa, nagyobb fékezéshez 1-2 MPa, vészfékezéshez 4-5 MPa szükséges. Kisteherautó szervó fékrendszerénél is a maximálisan elérhető nyomás 10 MPa (nem üzemszerű körülmények között), kisteherautó esetén a maximális féknyomás 14 MPa volt (41. ábra), amiről méréssel meggyőződtem.



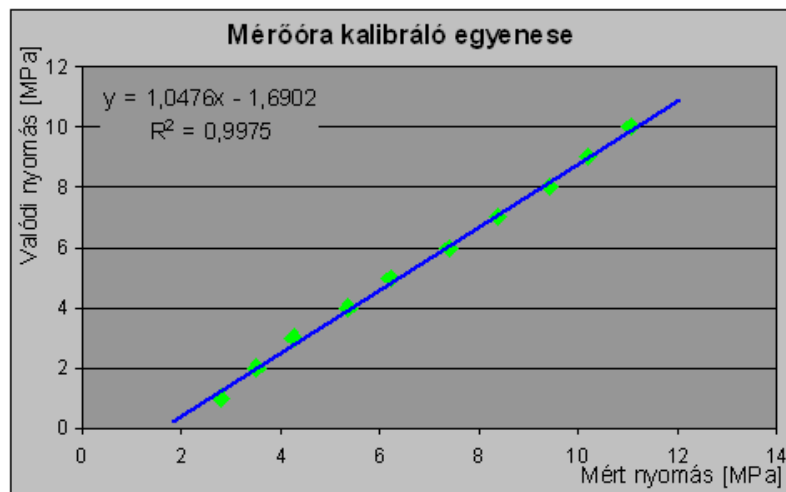
28. ábra: Kisteherautó féknyomásának mérése

A féknyereg kinyílásának mérése előtt a mérőrendszerben lévő nyomás mérésére használt nyomásmérőórát egy kisebb méréshatárú (10 MPa), de hitelesített órával kalibráltam (29. ábra).



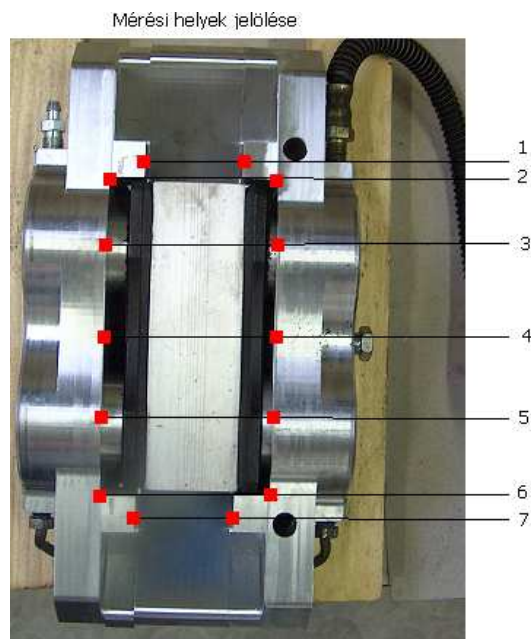
29. ábra: Mérőrendszer kalibrálása

A mérés sorozat eredményeként meghatároztam a mérőóra kalibrálóegyenését, mely a 30. ábrán látható. Megállapítottam, hogy a nagyobb méréshatárú óra 1,7 MPa nullponti hibával és közel 5 %-os meredekségi hibával rendelkezik. A kalibrálás után az órával megfelelő pontosságú méréseket lehet elvégezni 10 MPa-os tartomány felett, mert a nyomásmérőóra linearitása megfelelő ($R^2=0,99$ felett van).



30. ábra: Kalibrációs egyenes

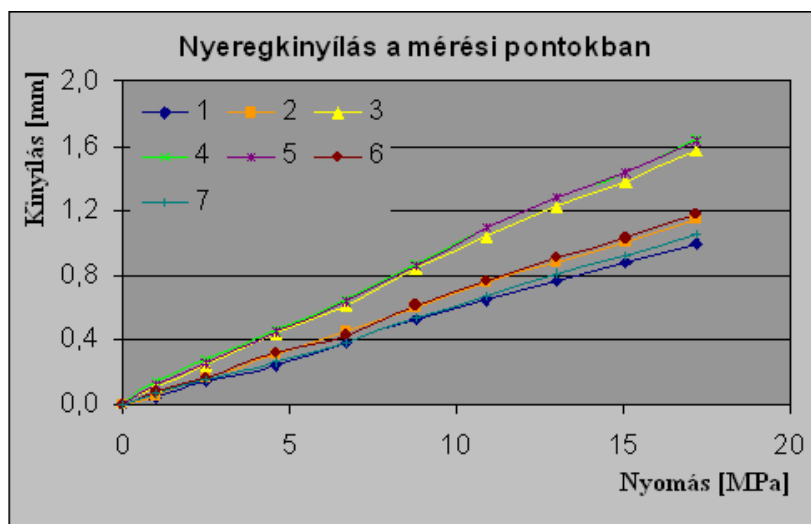
Az első távolságméréseket a féknyereg adott pontjai között a terhelés ráadása előtt végeztem. Ezek az adatok képzik a viszonyítás alapját, amelyek megfelelnek a modellezett értéknek is. A féknyereg szétnyílását 2 MPa-onkénti lépcsőben vizsgáltam. A mérést 1 MPa-on kezdtem és 17 MPa-ig mértem a szétnyílást. A féknyereg szétnyílását a nyereg teljes hosszában 7 kijelölt keresztmetszetben ellenőriztem Mitutoyo digitális tolómérő segítségével (31. ábra) [11].



31. ábra: Mérési keresztmetszetek jelölése

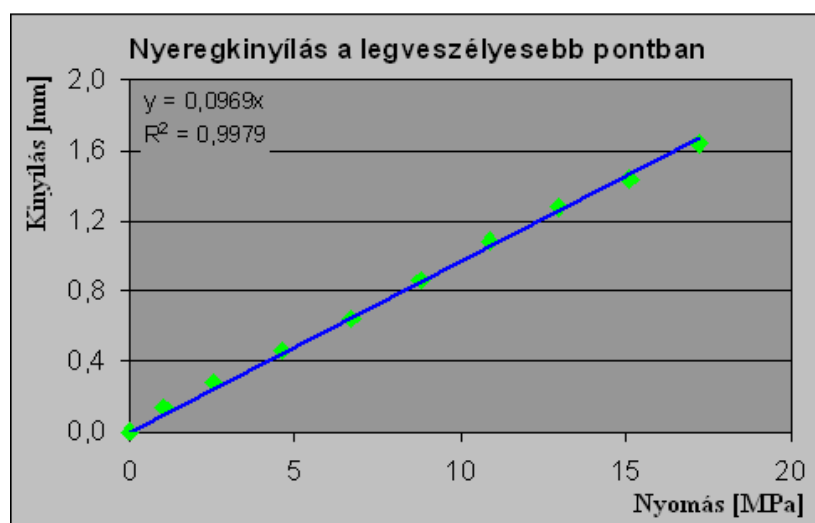
Az esetleges mérési és adatrögzítési hibák miatt a méréseket háromszor megismételtem. Az ismétléseknek köszönhetően azonosítottam (T-próbával) a mérési- és adatrögzítési hibákat (5 darab), melyeket kizártam az adatsorokból (kiugró értékek 5 darab) [12].

A féknyereg szétnyílását az adott keresztmetszetekben a 32. ábra tartalmazza.



32. ábra: Nyeregkinyílás a mérési pontokban

Látható hogy a legveszélyesebb keresztmetszet a 4-essel jelölt, amely a féknyereg közepén található. A nagy dugattyúnál tapasztalható kinyílás is hasonló mértékű volt. A 33. ábrán láthatjuk a legveszélyesebb keresztmetszet szétnyílását a nyomás függvényében.



33. ábra: Nyeregkinyílás a legveszélyesebb pontban

A 33. ábrán jól látszik, hogy a kinyílás origóból induló egyenessel jól közelíthető ($R^2=0,9979$). Mérési eredményekből megállapítható, hogy a kinyílás egyenesen arányos a terheléssel, vagyis 0,1 mm-t nyílik ki 10 MPa-onként a féknyereg.

Hasonló vizsgálatot végeztem el egy 6 dugattyús Porsche féknyereg esetében is, itt a veszélyes keresztmetszet kinyílását a 34. ábra mutatja be. A kinyílás mértéke itt is lineáris, 0,06 mm-t nyílik ki 10 MPa-onként. Ez kisebb kinyílást jelent, mint az általam tervezett féknyeregnél, ennek fő oka, hogy ez egy öntési technológiával készült, robosztusabb kialakítású féknyereg. Az öntött alumínium alapanyag a nagyobb merevség és vastagabb oldalfalak miatt nagyságrendileg dupla akkora súllyal is jár, ami a rugózatlan tömeget nagymértékben megnöveli.



34. ábra: Porsche féknyereg kinyílása

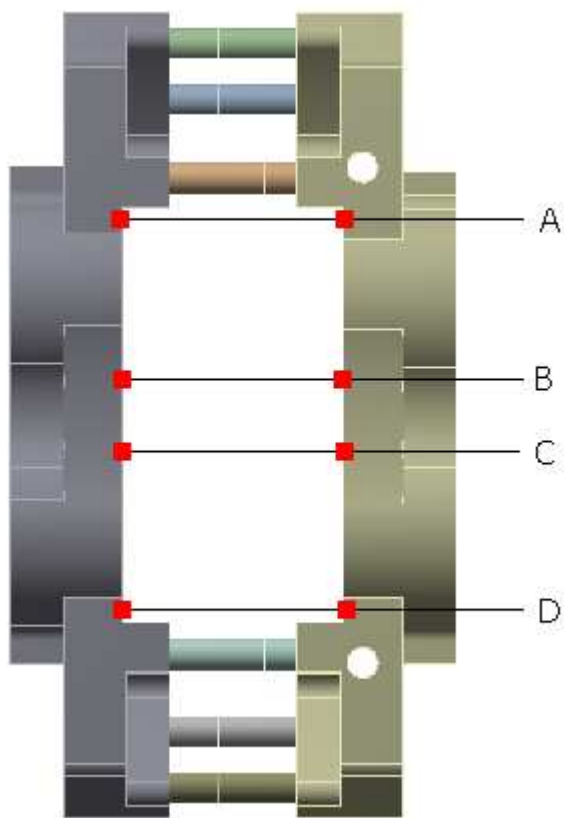
2.8. Szimulációs modell identifikációja

A prototípuson elvégzett méréseket a végeelem programban is megismételtem. Ennek eredményeként meg tudom állapítani, hogy a korábbi szimulációs eredmények megfelelnek-e a valóságnak. A szimulációnál négy keresztmetszet egy-egy pontjának elmozdulását vizsgáltam (35. ábra). Ezekből az értékekből meghatároztam a nyereg kinyílásának értékeit, amelynek eredményét a 36. ábrán láthatjuk.

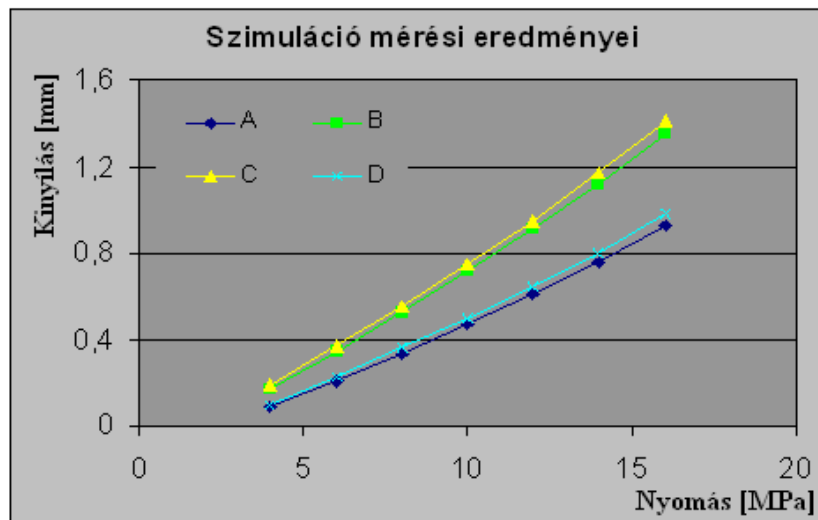
A diagramon jól látszik, hogy a legnagyobb kinyílás a két belső (B, C) keresztmetszeteknél van. A C keresztmetszetenél számolt kinyílás megegyezik a 4-es keresztmetszetben mért kinyílás értékekkel. A két eredményt együtt az 37. ábrán láthatjuk.

A két vonal között az alapvető eltérés, hogy a szimulációs eredményekre fektetett trendvonal kb. 2,5 MPa-nál metszi az x tengelyt. Ezzel összefüggésben van az a hiba is, hogy a véges elem szoftver 2,0 MPa-lal nem tudod szimulációt számolni.

Ahhoz, hogy ezt a szimulációs modellt biztonságosan tudjam használni a féknyereg további fejlesztésénél, a szimulációs eredményeket összhangba kellett hozni a valóságos mérési eredményeimmel. Ha a szimulációban végzett mérés és a valóságban végzett mérés adatai adott nyomáson megegyeznek, akkor a szimulációt használhatom a féknyereg további fejlesztéséhez. A mérési eredmények közötti különbségeket okozhatja az anyagmodell hibás paraméterei és a szimulációs programban felvett peremfeltételek. Hiszen eddig felszerelt féknyereg peremfeltételei alapján szimuláltam, de a méréseket nem felszerelt féknyergeken vizsgáltam.

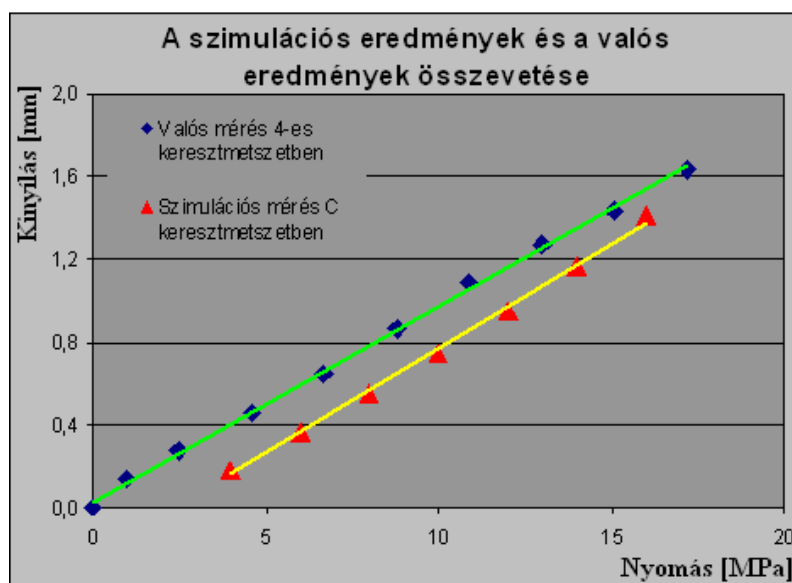


35. ábra: Szimulációs mérések helyei



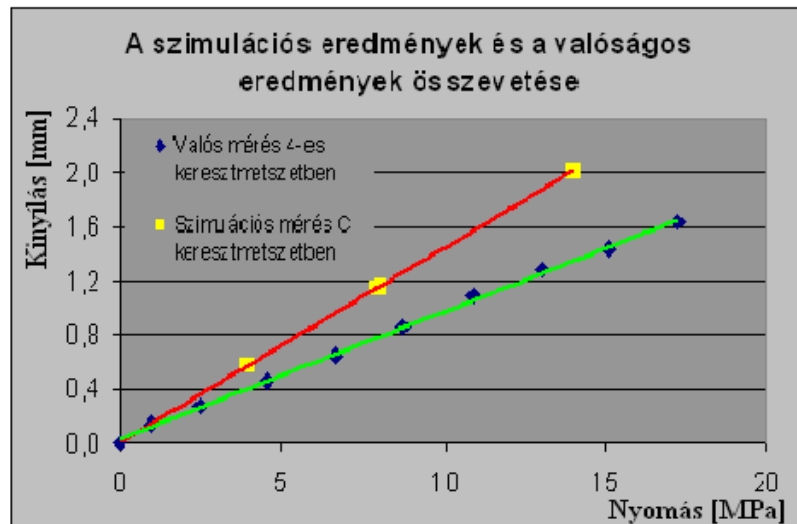
36. ábra: Szimulált modell kinyílása

Korábban a konzolra való rögzítés volt az alapelv, a féknyerget úgy kellett megfogni a szimulációs térben, hogy az megfeleljen annak a befogásnak, amit a valóságos mérésnél



37. ábra: Kinyílás a veszélyes keresztmetszetben

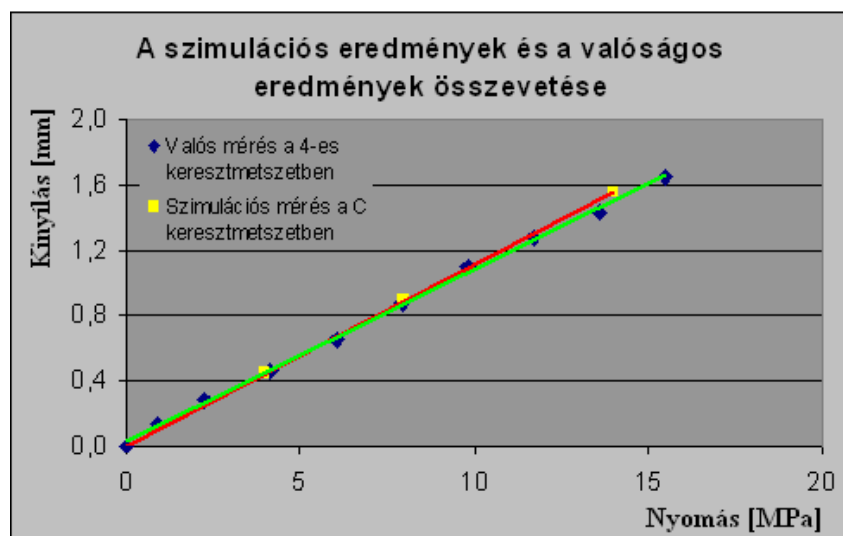
alkalmaztam. A szimulációban végzett változtatások hatására a szimuláció eredményei már lineárisan viselkedtek, hasonlóan a mérési eredményeimhez. Ekkor eltérés már csak a mérési és szimulációs adatokra illesztett egyenesek meredekségében volt (38. ábra).



38. ábra: Külső paraméterek változtatásával kapott eredmény

További változást az anyagmodell paramétereinek változtatásával tudtam elérni. A meredekségi eltérés abból adódik, hogy a szimulációban beállított anyagjellemzőket a minőségi tanúsítványon szereplő adatok alapján állítottam be. Ezek az értékek, azonban elméleti úton lettek meghatározva, vagyis tiszta húzás állapotát vették figyelembe, ráadásul a szabvány szellemében ezek minimum értékek voltak, melyet az elkészített alapanyagnak mindenképpen teljesíteni kell. Ahhoz, hogy megtaláljam a valóságos anyagjellemzőket több lépcsős iterációt végeztem. A csavarok és az alumínium alkatrészek rugalmassági modulus változtatásával sikerült a szimulációs eredményeket összhangba hozni a valóságos eredményekkel.

Az iteráció során az anyagok rugalmassági modulusát változtattam 5%, 10%, 15%, majd 20%-kal. Az adatok változtatásával sikerült a szimulációs eredményeket a valóságos eredményekkel összhangba hozni (39. ábra).



39. ábra: A csavar és az alumínium rugalmassági modulus 20% növelésével kapott eredmény

Azért, hogy meggyőződjek arról, hogy a 20% változtatás teljes mértékben megfelel a valóságos mérési eredményeknek elvégeztem még egy szimulációt 23%-os rugalmassági modulus változtatással.

A mérés megerősített abban, hogy a 20% változtatás a megfelelő, mert 23%-nál már vannak olyan pontok, amelyek már a valóságos mérési eredményeknél kisebbek. Ahhoz, hogy a szimulációt biztonságosan tudjam használni, a valóságos mérési eredményeket felülről kell közelítenem. Azért határoztam így, mert ha felülről közelítem a valóságot, vagyis adott nyomáson a szimuláció egy kicsit nagyobb kihajlást ad eredményül, az a tervezés folyamán inkább biztonságot ad és így elkerülhető a hibás konstrukció. Az identifikáció által meghatározott rugalmassági modulus értékek a csavarnál 252 GPa, míg az alumíniumnál 86 GPa volt.

A mérési eredményeimnek köszönhetően, a szimulációs környezetben sikerült olyan peremfeltételeket felvennem, mellyel a létrehozott modelletem identifikálni tudtam. Az általam létrehozott modell leírja a féknyereg valóságos körülmények közötti működését, vagyis használható eszközt nyújt a további tervezésben.

2.9. Végleges modell megalkotása

A fejlesztésnél a végleges konstrukció kialakításánál a megfelelő működése után elsődleges szempont volt a minél kisebb súly elérése. Mindezt úgy, hogy a féknyereg emellett

a lehető legmerevebb legyen. A szimulációs és mérési eredményekből kiderült, hogy a konstrukció merevségét fokozni kell. Ezért a féknyereg geometriáján végzett módosítással próbáltam a féknyeret merevebbé tenni.

A geometriát nem csak a merevség növelése céljából kellett megváltoztatnom, hanem azért is, mert a partnercéggel való egyeztetés után egy olyan fékbetétedhez kellett alakítanom a geometriát, ami kielégíti a versenysport által támasztott követelményeket. Ehhez a Ferodo FRP216R típusú fékbetétet választottam (40.ábra). [8]



40. ábra: Ferodo FRP216R típusú fékbetét

Mivel a partnercég könnyen és egyszerűen gyártható és gyorsan módosítható féknyergeket akar piacra dobni, ezért úgy kellett megalkotni az új geometriát, hogy az könnyen módosítható legyen. A SolidEDGE tervezőprogram lehetőséget biztosít arra, hogy a modelleket parametrikusan tudjam megtervezni. A sport autóknál ez egyik fontos cél, hogy megfelelő legyen a fékteljesítmény. Ennek növelésének egyik lehetséges módja, ha nagyobb féktárcsákat alkalmazunk. Az általam megtervezett térbeli modell a féktárcsák méretéhez igazodik, így könnyen tudok 300 és 350 mm-es féktárcsához is gyártani olyan féknyeret, ami illeszkedik a kerékbe, a féktárcsához, nem ütközik neki a karosszériának és többletsúlyt sem tartalmaz. Ahhoz, hogy ezt meg tudjam valósítani, úgy kell megadnom a méreteket, hogyha változtatok a tárcsaátmérő mértét, akkor a féknyereg többi mérete is változik vele együtt, ehhez a tárcsamérettől függő méreteket függvény segítségével adtam meg (41. ábra).

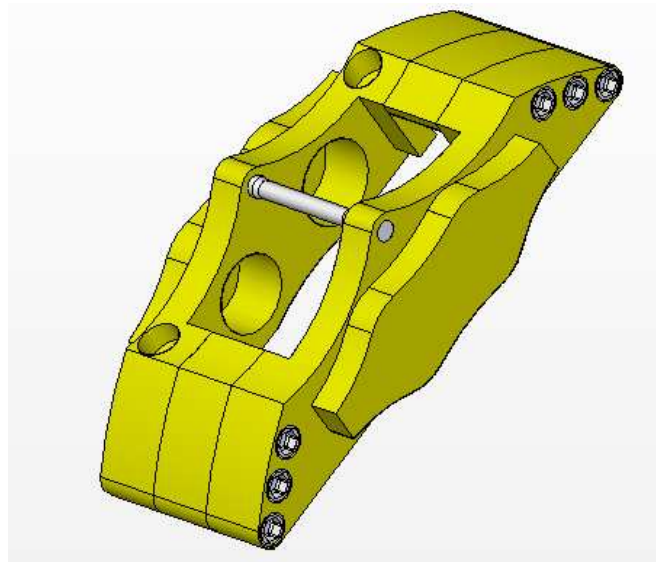
Type	Name	Value	Rule	Formula	Range	Expose	Exposed Name	Comment
Dim	a	300,00 mm				☐		Valtozo
Dim	lekerkites_betetnel	10,00 mm				☐		nem_valtozik
Dim	betet_tav_kozeprol1	67,00 mm				☐		nem_valtozik
Dim	betet_tav_kozeprol2	67,00 mm				☐		nem_valtozik
Dim	kozepso_merevito_vastagsaga	17,90 mm				☐		nem_valtozik
Dim	kozepso_furat_merete	10,00 mm				☐		nem_valtozik
Dim	betet_rögzito_vastagsag1	80,00 mm				☐		nem_valtozik
Dim	betet_rögzito_vastagsag2	80,00 mm				☐		nem_valtozik
Dim	betet_togzito_tavolsag1	67,00 mm				☐		nem_valtozik
Dim	betet_togzito_tavolsag2	67,00 mm				☐		nem_valtozik
Dim	foelem_vastagsaga	18,00 mm				☐		nem_valtozik
Dim	szelso_lekerekes1	17,80 mm				☐		nem_valtozik
Dim	szelso_lekerekes2	17,80 mm				☐		nem_valtozik
Dim	betettamaszto_vastagsaga	16,00 mm				☐		nem_valtozik
Dim	belso_iv_merete	110,00 mm				☐		nem_valtozik
Dim	felso_ivek_tav_kptol1	256,00 mm				☐		nem_valtozik
Dim	kulso_atmero	165,43 mm	Formula	= a *0.551428		☐		fuggveny
Dim	nyereg_also_tavolsaga	55,00 mm				☐		nem_valtozik
Dim	kozepso_furat_tavolsag	9,90 mm				☐		nem_valtozik
Dim	also_iv_tavolsag	105,00 mm				☐		nem_valtozik
Dim	betet_tamaszto_also_merete1	11,00 mm				☐		nem_valtozik
Dim	betet_tamaszto_also_merete2	11,00 mm				☐		nem_valtozik
Dim	tarcsa_kozepatmero	257,14 mm	Formula	= a *0.857142		☐		fuggveny
Dim	dugattyu_melyseg	27,40 mm				☐		nem_valtozik
Dim	dugattyu_tav_kptol	33,00 mm				☐		nem_valtozik
Dim	kis_dugattyu_atmero	38,10 mm				☐		nem_valtozik
Dim	nagy_dugattyu_atmero	41,30 mm				☐		nem_valtozik
Dim	tarcsa_közep_atmero	257,14 mm	Formula	= a *0.857142		☐		fuggveny
Dim	csavarfej_furat_melyseg	10,00 mm				☐		nem_valtozik
Dim	felso_ivek_tav1	85,00 mm				☐		nem_valtozik
Dim	felso_ivek_tav2	85,00 mm				☐		nem_valtozik
Dim	csavarfej_furat_meret	16,00 mm				☐		nem_valtozik
Dim	olaj_csafelszin1	68,57 mm	Formula	= a *0.228571		☐		fuggveny
Dim	olaj_csafelszin2	68,57 mm	Formula	= a *0.228571		☐		fuggveny
Dim	olaj_furat_atmero	4,00 mm				☐		nem_valtozik
Dim	furat_tavolsag1	19,80 mm				☐		nem_valtozik
Dim	furat_tavolsag2	20,00 mm				☐		nem_valtozik
Dim	furat_atmero1	10,00 mm				☐		nem_valtozik
Dim	olaj_furat_helyzete	9,00 mm				☐		nem_valtozik
Dim	olaj_csafurat_melyseg1	10,00 mm				☐		nem_valtozik
Dim	olaj_csafurat_atmero	10,00 mm				☐		nem_valtozik
Dim	olaj_csafurat_melyseg2	10,00 mm				☐		nem_valtozik
Dim	furat_tavolsag3	19,80 mm				☐		nem_valtozik
Dim	furat_tavolsag4	20,00 mm				☐		nem_valtozik
Dim	furat_atmero2	10,00 mm				☐		nem_valtozik

41. ábra: a parametrikus tervezésnél használt táblázat

Az új modell megalkotása előtt további vizsgálatokat végeztem a már meglévő féknyergeknél és arra a következtetésre jutottam, hogy a gyártók úgy alkotják meg a féknyergeiket, hogy azokat bizonyos határok között többféle tárcsaátmérőnél tudják alkalmazni. Ezt figyelembe véve én is úgy alkottam meg a modellt, hogy több tárcsaátmérőnél alkalmazható legyen egy bizonyos határon belül akár ugyanazzal a fékbetéttel. Ez azt jelenti, hogy ugyan azt a fékbetétet használom különböző átmérőknél, így nem kell új féknyerget gyártani minden féktárcsához, ha a vevő a nagyobb féktelejesítmény miatt, nagyobb tárcsát

akar használni. A nagyobb átmérőjű féktárcsák ugyan akkora erő mellett, nagyobb nyomatékot tudnak létrehozni, ami jelentősen megnöveli a fékteljesítményt.

Ennél a fékbetétnél másik rögzítési módot kellett találni, ami szintén geometriai módosítással járt. A régebben alapnak tekintett fékbetétnél volt két furat, ahol rögzíteni tudtam a féknyeregben, a mostani betétnél ez a lehetőség nincs meg. Itt külön ütközőket kell kialakítani a betétnek, ami nem engedi, hogy kiessen a nyeregből. A másik oldalról pedig egy rugóval kell rögzíteni, amihez egy csapot kell elhelyezni. Ezzel a megoldással tudom megfelelően pozicionálni a betétet és a rugalmas elem miatt, a betét mindig megfelelően van rögzítve. A régebbi szimulációknál azt tapasztaltam, hogy a M10-es 10.9-es csavarok a legideálisabbak, mert a feszültségértékek és a deformáció értéke megfelelőek (42. ábra).



42.ábra: Végleges féknyereg geometriája

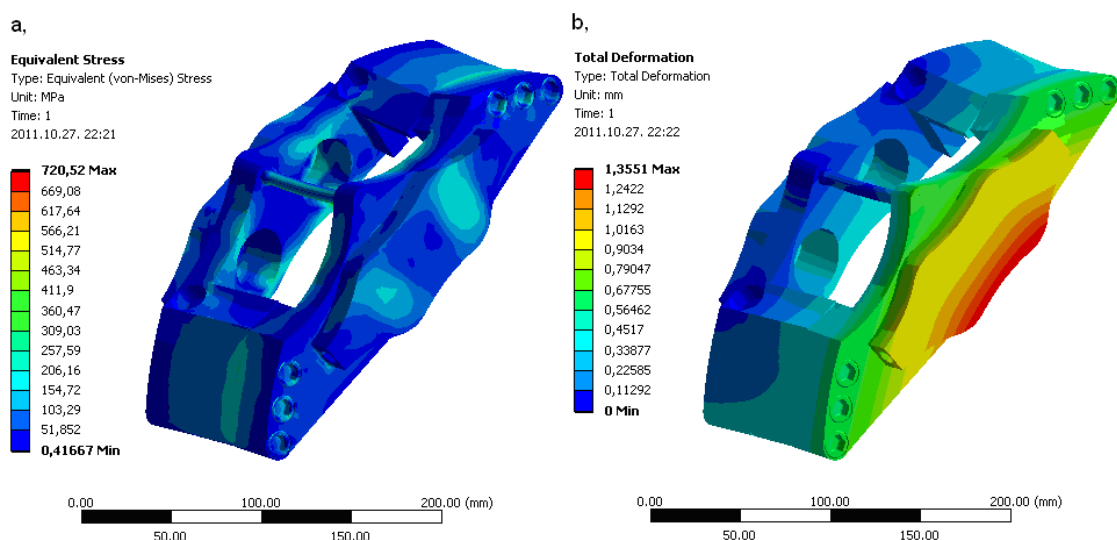
Az előző modelleknél azt tapasztaltam, hogy a féknyereg sokkal merevebb, ha a csavarok inkább húzásra vannak igénybe véve, mint hajlításra, ezért itt a csavarokat a dugattyúk középpontja által meghatározott egyenes közelébe tettem. Úgy alakítottam ki a geometriát, hogy a lehető legtöbb anyagot el tudjam távolítani, azaz a féknyereg felső feléről minden olyan részt eltávolítottam, aminek a merevség szempontjából nem volt jelentősége. A féknyereg azon pontjára, ahol a legnagyobb volt a deformáció, ott úgy alakítottam ki a geometriát, hogy a szerkezet merevebb legyen.

A tervezést összefoglalva úgy alkottam meg a modellt, hogy azt a tárcsa átmérő változást kövesse, mellette pedig az általam választott fékbetét minden modellbe illeszkedjen, így a betétrögzítő felületei állandóak.

2.10. A végeleges modell szimulációja

A szimuláció identifikálásával sikerült a szimulációt a valósággal összhangba hozni, ezért a féknyereg fejlesztésénél az adott terhelések hatását az egyes elemeken a valóságnak megfelelően tudom szimulálni.

Mivel az előző modellektől eltérő, új modellt hoztam létre, így ennél a modellnél is meg kell vizsgálni, hogy mekkora feszültség és deformáció keletkezik rajta. Az egyik cél az volt, hogy rugalmasan változtatható modellt hozzak létre, ezért néhány esetben, amikor megváltoztatom a féktárcsa méretét és így a féknyereg méretét is, ellenőriznem kell, hogy a különböző modellek feszültség viszonyai és deformációja, hogyan változik. A szimulációhoz a már identifikált modellben alkalmazott alumínium és acél anyagtulajdonságokat állítottam be és 14 MPa-os terhelő nyomást alkalmaztam. A végső szimuláció eredményét a 43. ábrán lehet látni.



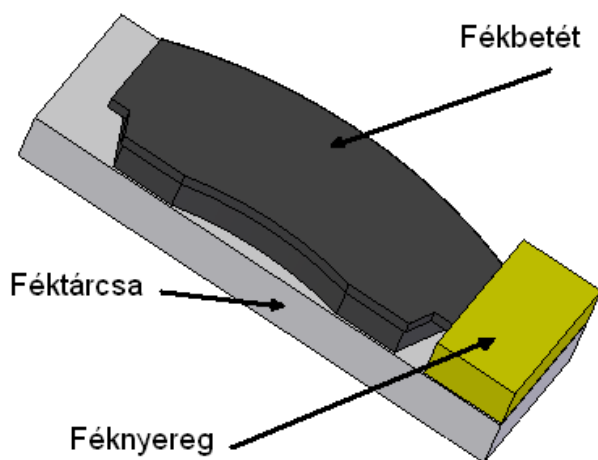
43. ábra: a) Féknyereg feszültségei, b) Féknyereg deformációja

A végleges féknyereg modellen keletkezett feszültség 720 MPa, ami a csavarokban keletkezett. Ez nem haladja meg a csavar anyagra jellemző 900 MPa-os folyáshatárt. Az alumíniumban keletkező feszültségek (400 MPa) sem haladják meg az alumínium anyagára jellemző 500 MPa folyáshatárt. A féknyereg maximális deformációja 1,3 mm. A féknyeregnek pontosabb elemzése céljából további négy helyen vizsgáltam a deformációt. A kapott eredmények megfelelnek az elvárt eredményeknek. Ez a deformáció elfogadható, mert a fékhatás megfelelő és a korábban vizsgált Porsche féknyeregnek tapasztalt deformáció is hasonló eredményt adott. Az általam tervezett féknyereg deformációja nagyságrendileg

megegyezik, a Porsche féknyeregen mért deformációhoz. Továbbá a biztonsági tényező legalább 5, nem számolva a képlékeny alakváltozási tartalékokkal.

2.11. Dugattyúk méreteinek meghatározása szimuláció segítségével

Munkám elején, amikor a már meglévő féknyergeket vizsgáltam, észrevettem, hogy a dugattyúk átmérője különbözik. Arra a következtetésre jutottam, hogy azért nagyobb az egyik dugattyú átmérője, mert fékezéskor a fékbetétek nekinyomódik a féknyeregnek, ott sűrűdik, és ez akadályozza a betét szabad mozgását. Ennek ellenőrzéséhez egy modellt hoztam létre, úgy hogy lehető legegyszerűbb legyen, hogy minél kisebb legyen a számítási idő. A valóság egyes elemeit leegyszerűsítettem, de törekedtem arra, hogy a szimuláció eredménye a vizsgált szempontból hasonló legyen a valósághoz. A vizsgálatnál a tárcsát leegyszerűsítettem és egy hasábbal helyettesítettem. Ugyan így a féknyeregnek is csak azt a részét rajzoltam meg, ami a valóságban kapcsolódik a fékbetéthez. Ezért a féknyeret is egy egyszerűbb, kisebb kiterjedésű testtel helyettesítettem. A vizsgálat szempontjából a fékbetét geometriája az, amely a jelentősen befolyásolja a szimulációt, ezért ezt az elemet a valóságnak megfelelően modelleztem. A fékbetétet úgy alkottam meg, hogy a nyomólemeznek és a kopórétegnek is más anyagtulajdonságokat lehessen megadni (44. ábra). Ugyanis a fékbetétek felépítését tekintve két fő részből áll, a kopó réteg kompozit anyag, melynek nagy a súrlódási tényezője és hőtűrő képessége. Ez a réteg ugyan képes nagy nyomószilárdságot elviselni, azonban a hajlítógénybevételt nehezen viseli el. A hajlítófeszültség elkerülése, illetve az egyenletesebb nyomáseloszlás miatt a kopó réteget egy acélból készült lemezen helyezkedik el. A lemez kapcsolatot teremt a féknyereg dugattyúi és a kopóelem között, biztosítva a kopóelem megfelelő mozgását is.



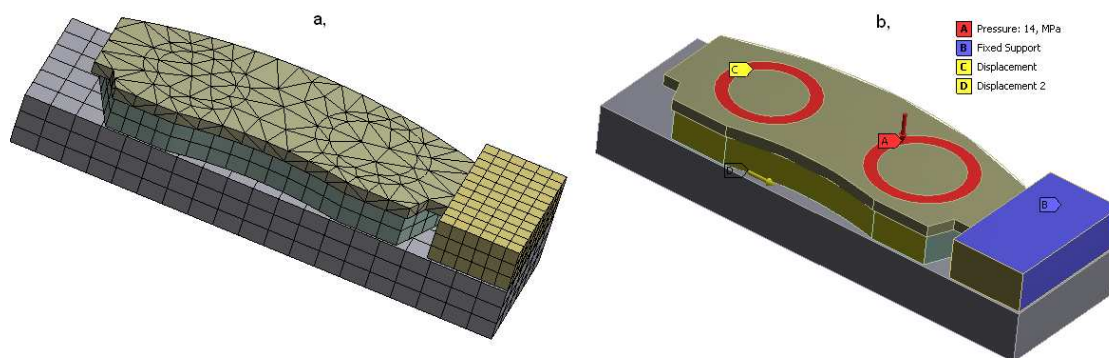
44. ábra: A dugattyú vizsgálatához készített modell

A dugattyúk vizsgálathoz elkészített térbeli modellt beimportáltam a szimulációs programba. A szimuláció összeállításában a dugattyúk nem szerepelnek, mivel a vizsgálat során ezeknek a mérete és helyzete változott, ezért a dugattyúk által keltett nyomást a szimulációs programban terhelésként adtam meg. A vizsgálatot különböző dugattyú átmérőkkel és különböző dugattyú elrendezéseknél végeztem az Ansys szimulációs programban.

A szimulációs programban meg kellett adni az anyagjellemzőket. A féktárcsa, a féknyereg és a betét nyomólapját is acélként vettem. A szimulációban a rugalmassági modulus értéke 210 GPa és a Poisson tényezője 0,3. A kopóelem kompozitból készült, melynek rugalmassági modulusa csak közelítőleg ismert. Ennek megfelelően a szimulációknál a rugalmassági modulus 1,1 GPa-ra és a Poisson tényező 0,34-ra állítottam be. Azért, hogy a szimuláció számolni tudjon, be kellett hálózni az egyes elemeket. A vizsgálat fő célja a betétek súrlódó felületének vizsgálata, így azon a felületen sűrűbb hálózást állítottam be, hogy pontosabb eredményeket kapjak. A többi elem hálózását automatikusan a program végezte, így itt az elemek mérete sokkal nagyobb lett, mint a súrlódó felületnél.

A programban meg kellett adni az egyes elemek terhelését és kényszereit is. A betét nyomólemezeit 14 MPa-os nyomás terheli, amit a dugattyúk fejtenek ki. A betét mozgását korlátoztam a tárcsára merőlegesen, így a betét nem tud oldalra lecsúszni a tárcsáról a szimuláció közben. A másik két irányt nem korlátoztam, így a nyomás irányába és a féknyereg irányába szabadon el tudnak mozdulni. A tárcsa csak egy irányba tud elmozdulni, vagyis csak a nyereg irányába mozgott, ezt táblázatos formában adtam meg, mert ez az elmozdulás nyomja neki a betétet a féknyeregnek. A másik két irányba 0 volt az elmozdulás, mert a szimuláció szempontjából ezek az értékek elhanyagolhatóak voltak. A féknyereget jelképező hasábot fixnek vettem, vagyis térben nem változtatta meg helyzetét, ezért ennél az elemnél minden irányban 0 volt a lehetséges elmozdulás.

A szimulációban meg kellett adni az egyes elemek kapcsolatát, a fékbetét nyomólapja és kopóelem között olyan kényszereket adtam meg, hogy a csatlakozó felületek nem tudnak elmozdulni egymáshoz képest, ez modellezi a valóságban a ragasztást. A féktárcsa és a betét között súrlódásos kapcsolatot hoztam létre, ahol a súrlódási tényező 0,4 (gyári érték), ami a fékbetét anyagától függ. A fékbetét nyomólemeze és a féknyereg között is súrlódás jön létre, ahol a súrlódási tényező acél-acél között 0,2 (45. ábra).

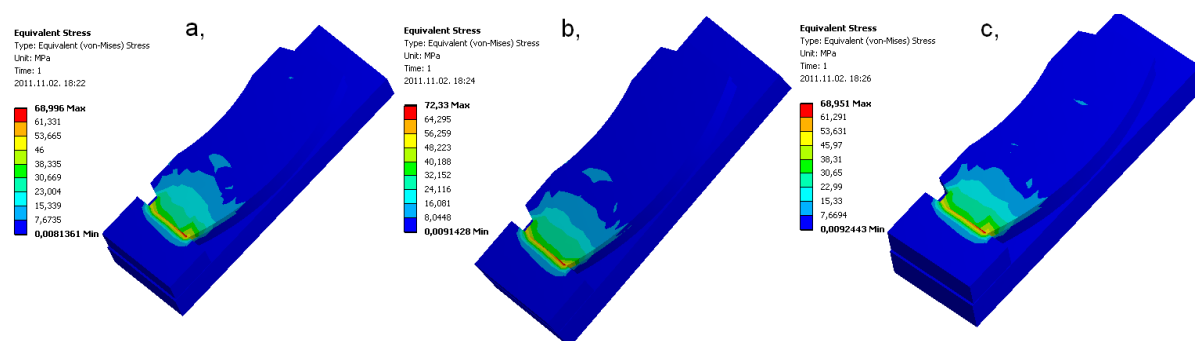


45. ábra: A dugattyú vizsgálatához készített modell hálózása (a) és terhelése (b)

A szimulációnál kapott eredményeket a 6. táblázat mutatja be. a táblázatból látszik, hogy a létrejött legnagyobb feszültség 70 MPa körül van, ami a fékbetét nyomólapjánál jön létre. A vizsgált esetek közül hármat a 46. ábrán szemléltetnek.

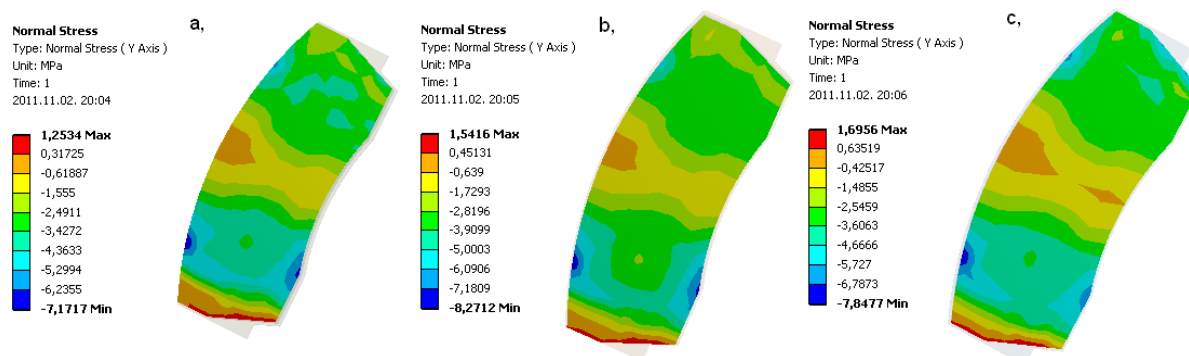
6. táblázat

Dugattyú 1 átmérője	Dugattyú 2 átmérője	Dugattyúk helyzete	Feszültség (max)	Keletkezett nyomás (max)	Deformáció	
					Min elmozdulás	Max elmozdulás
41,3 mm	41,3 mm	33-66-33	74,2 MPa	7,2 MPa	-4,35*10-4 mm	9,76*10-4 mm
38,1 mm	41,3 mm	33-66-33	71,3 MPa	8,9 MPa	-3,90*10-4 mm	10,86*10-4 mm
41,3 mm	38,3 mm	33-66-33	68,9 MPa	7,1 MPa	-4,31*10-4 mm	9,32*10-4 mm
44,5 mm	38,1 mm	33-66-33	72,3 MPa	8,2 MPa	-4,78*10-4 mm	8,43*10-4 mm
44,5 mm	41,3 mm	33-66-33	75,5 MPa	8,3 MPa	-4,81*10-4 mm	8,85*10-4 mm
41,3 mm	38,1 mm	30-72-30	68,9 MPa	7,8 MPa	-4,32*10-4 mm	6,98*10-4 mm
41,3 mm	41,3 mm	30-72-30	72,1 MPa	7,9 MPa	-4,35*10-4 mm	7,36*10-4 mm



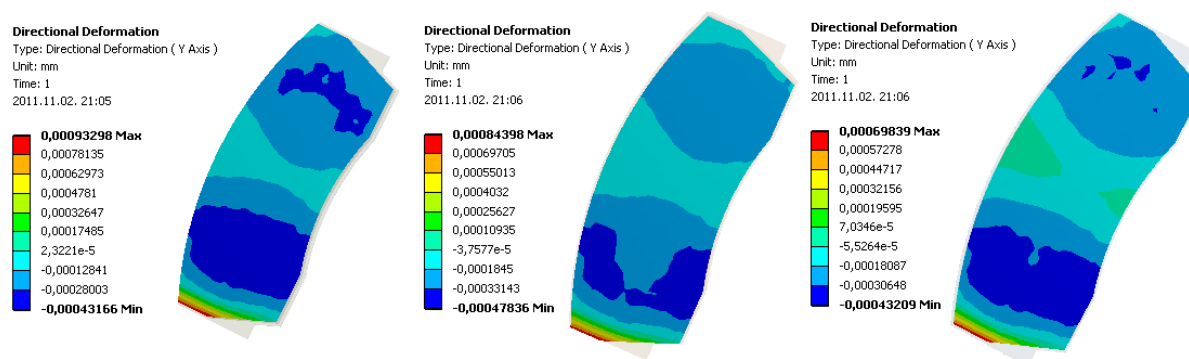
46. ábra: A dugattyú vizsgálatnál keletkező feszültségek (a) 41,3-38,1 arányos elrendezésnél; (b) 44,5-38,1 arányos elrendezésnél; (c) 41,3-38,1 nem arányos elrendezésnél

A feszültség mellett vizsgáltam, hogy a milyen fékteljesítményt lehet létrehozni az adott dugattyúelrendezéssel, ezért megnéztem, hogy a kopási felületen mekkora nyomás jön létre. A maximális nyomás, ami a felületen létrejön az 7 és 9 MPa között van. (47. ábra).



47. ábra: A dugattyú vizsgálatnál keletkező nyomás (a) 41,3-38,1 arányos elrendezésnél; (b) 44,5-38,1 arányos elrendezésnél; (c) 41,3-38,1 nem arányos elrendezésnél

A betétkopás miatt azt is megvizsgáltam, hogy a súrlódó felület egyes pontjai mennyire mozdnak el az eredeti helyzetükhöz képest. A 48-as ábrán jól látszik, hogy a dugattyúk által megnyomott részek mozdnak el a legjobban, míg az a rész amelyik a nyereggel súrlódik az nagyobb mértékben deformálódik.



48. ábra: A dugattyú vizsgálatnál létrejövő deformáció (a) 41,3-38,1 arányos elrendezésnél; (b) 44,5-38,1 arányos elrendezésnél; (c) 41,3-38,1 nem arányos elrendezésnél

A dugattyúk elhelyezkedésének szimulációjánál vizsgáltam a feszültségeloszlást, a keletkező nyomást és a deformációt. Az eredményekből az derül ki, hogy a legnagyobb teljesítményt és optimális betétkopást, akkor értem el, ha a 41,3 mm és 38,1 mm átmérőjű

dugattyúkat használtam, és ezeket arányosan helyeztem el. Vagyis az ütköző felülettől 33 mm-re és egymástól 66 mm-re voltak a dugattyúk középpontjaik. Vagyis azt tapasztaltam, hogy inkább a dugattyúátmérőknek a meghatározása fontos, mint aszimmetrikus elrendezéssel korrigálni a betérkopást. A kiválasztott optimális elrendezéssel készülnek el a további féknyereg változatok.

Összefoglalás

Adott féknyereg geometriáját és egyéb tulajdonságait a felhasználási körülmények határozzák meg. Sorozatban gyártott személygépkocsikhoz általában öntési technológiával készült úszó féknyergeket használnak, melyek átlagos fékteljesítményt nyújtanak. Nagyobb teljesítményű féknyergek, például a versenysport számára, alumíniumból vagy magnéziumból, illetve több dugattyúval gyártják. Ezek a féknyergek szerelhető és nem szerelhető kivitelben készülnek. A nagyteljesítményű féknyergeket úgy kell megtervezni, hogy azok kapcsolódni tudjanak a csatlakozó alkatrészekhez (féktárcsa, csonkállvány, felfogató konzol, fékvezeték). Ezek az igények kielégíthetőek egyedi gyártású forgácsolt féknyergek alkalmazásával.

Munkám során létrehoztam a féknyereg konstrukciós modelljét, amely könnyen illeszthető a különböző féktárcsákhoz és gépkocsikhoz. Az univerzalitást a modell parametrikus tervezése és a cserélhető közbetétek biztosítják. A tervezésnél fő szempont volt a féknyereg minimális súlya, hogy a rugózatlan tömeg és a tehetetlenségi erők minimálisak legyenek. Ezért Ansys programban létrehoztam a féknyereg működési körülményeit leíró szimulációs modellt. Ennek segítségével vizsgáltam a féknyeregben keletkező feszültségeket és a féknyereg kinyílását. A kinyílás azért fontos szempont, mert mértékének növekedésével egyre kevésbé határozott a féknyomásponthoz és csökken a fékteljesítmény is.

A szimulációs eredmények alapján megfelelőnek ítélt féknyereg konstrukcióból prototípust gyártottam. A gyártás 3 tengelyes marógépen történt, melyhez CAM rendszer segítségével programot írtam. Ez a program rugalmasan változik, ha a CAD modellt változtatom.

A prototípuson méréseket végeztem, melynek eredményeként meghatároztam a nyomás kinyílás függvényét (0,1 mm kinyílás 1 MPa-onként). Ennek a függvénynek a segítségével identifikáltam a szimulációs modellem peremfeltételeit, hogy a valóságot jobban leírja. Erre azért volt szükség, hogy a szimulációt biztonságosan tudjam használni a féknyereg fejlesztésének további fázisaiban.

A fejlesztés következő lépéseként létrehoztam egy modellt, amelynek a geometriáját úgy alkottam meg, hogy abba egy nagyteljesítményű fékbetétet tudjak használni. Az ellenőrzés céljából ezen a modellen is végeztem szimulációt, amely megfelelő eredményeket adott.

Az optimális betétkopás és a nagy fékteljesítmény elérése céljából további vizsgálatokat végeztem, ahol a dugattyúk elhelyezkedését és átmérők arányát változtattam. Ennek

eredményeként megállapítottam, hogy az átmérők változtatásával egyenletesebb betétkopás érhető el, mint a dugattyúk helyzetének megváltoztatásával.

Munkám során sikerült létrehoznom egy rugalmasan változtatható rendszert, mellyel különböző személygépkocsikhoz megfelelő teljesítményű féknyergek gyorsan és gazdaságosan legyárthatóak. A nyereg jó működését a gyártás előtt elvégezhető végeselem szimuláció biztosítja.

Elvégzett feladatok:

- meglévő féknyereg konstrukciók és szakirodalom tanulmányozása,
- féknyereg család tervezése CAD rendszerben,
- szimulációs környezet létrehozása megfelelő peremfeltételekkel,
- elsődleges alakoptimalizálás kinyúlásra és tömegre,
- CAM rendszer segítségével rugalmas megmunkáló programok létrehozása,
- mérési rendszer kidolgozása és mérés elvégzése,
- mérési és szimulációs eredmények összevetése, identifikáció,
- fékbetét kopásának optimalizálása,

További lehetőségek_

- a féknyereg termékcsalád többi tagján a szimuláció elvégzése,
- a féknyereg alakjának további optimalizálása,
- féknyereg forgácsolási paramétereinek optimalizálása,
- legyártott féknyereg vizsgálata használat közben,
- mechanikai mérések elvégzése.

Irodalom jegyzék

- [1] Artech: Artech Typenliste 2002/2. Artech Leichtmetallrader GmbH: Herborn-Hörbach 4-375 p.
- [2] Bagyinszki Gy., Bitay E. (2007): Bevezetés az anyagtechnológiák informatikájába. Erdélyi múzeum-egyesület: Kolozsvár 93-96 p.
- [3] Bohner, Gscheidle, Leyer, Pichler, Saier, Schmidt, Siegemayer, Zwickel (2003): Gépjármű Szerkezetek. Műszaki Tankönyvkiadó: Budapest 254-265 p.
- [4] Frischherz A., Dax W., Gunderfinger K., Haffner W., Itschner H., Kotsch G., Staniczek M. (1997): Fémtechnológiai táblázatok. B+V lap- és könyvkiadó Kft.: Budapest 187 p.
- [5] Garant (2006): Forgácsolási kézikönyv. Nóniusz Szerszám Kereskedőház: Budapest 65-70 p.
- [6] Hoffmann Group Nóniusz: Főkatalógus 2009/2010. Nóniusz Szerszám Kereskedőház: Budapest 1339 p.
- [7] ISA-Racing: ISA-Racing 2006. August-Horch-Strabe 11: Kottenheim 48-65 p.
- [8] Jensen Competition: Jensen Competition Catalogue 2008/2009. Jansen Competition GmbH: Ruprechtshofen 72-103 p.
- [9] Kronprinz: Acéltárcsa katalógus 2003/2004: Snowfox Gumi Kft.: Budapest 2-182 p.
- [10] MSZ EN 20898-7:1998: Kötőelemek mechanikai tulajdonságai. 7. rész: Az 1 mm-10 mm névleges méretű csavarok csavaróvizsgálata és legkisebb törőnyomatéka (ISO 898-7:1992).
- [11] Mitutoyo: Mitutoyo mérőeszköz katalógus 2008: Mitutoyo Hungária Kft.: Budapest 105 p.
- [12] Reimann J., Tóth J. (2003): Valószínűségi számítás és matematikai statisztika. Nemzeti Tankönyvkiadó: Budapest 170-193 p.
- [13] Remsa (2008): Catalogue. Eurofren Brakes S. L. U.: Ombatillo 530-610 p.
- [14] Sandvik: Szerszámkatalógus 2009. Sandvik Magyarország Kft.: Budapest.
- [15] Sági Gy., Mátyási Gy. (2009): számított géppel támogatott technológiák. Műszaki könyvkiadó Kft.: Budapest 358-380 p.
- [16] SECO Szerszámkatalógus 2010, SECO Magyarország

- [17] Valasek I., Gál P. (2003): Járműtribológia. Tribotechnik Kft.: Budapest
138-147 p.
- [18] Valasek I., Törös M-né. (2007): Tribológia. Képzőművészeti Kiadó: Budapest
- [19] www.matweb.com
- [20] www.peugeot.hu/media/deliacms/media/1/157-54a548.pdf
- [21] www.szrfk.hu/rtk/kulonszamok/2009_cikkek/Csuka_Antal.pdf
- [22] www.users.broadband.hu/venyige/termen/terfejl.htm