



## **DUGATTYÚS FÉKNYERGEK KINETIKÁJA**

Doktori (PhD-) értekezés tézisei

**Horváth Ádám Tamás**

Gödöllő  
2016

A doktori iskola

Megnevezése: Műszaki Tudományi Doktori Iskola

Tudományága: Agrárműszaki tudomány

Vezetője: Dr. Farkas István  
egyetemi tanár, DSc  
Szent István Egyetem, Gépészmérnöki Kar

Témavezető: Dr. Kalácska Gábor  
egyetemi tanár, DSc  
Szent István Egyetem, Gépészmérnöki Kar  
Gépipari Technológiai Intézet

Társ-témavezető: Dr. Oldal István,  
egyetemi docens, PhD  
Szent István Egyetem, Gépészmérnöki Kar  
Mechanikai és Géptani Intézet

.....  
az iskolavezető jóváhagyása

.....  
a témavezető jóváhagyása

## TARTALOM JEGYZÉK

TARTALOM JEGYZÉK.....	3
1. BEVEZETÉS ÉS CÉLKITŰZÉS .....	4
2. ANYAG ÉS MÓDSZER .....	5
<b>2.1. A fékszerkezet elemeinek anyagtulajdonságai.....</b>	<b>5</b>
<b>2.2. A féknyereg modelljének létrehozása és ellenőrzése .....</b>	<b>6</b>
<b>2.3. A féknyeregben alkalmazott dugattyúk modellje.....</b>	<b>7</b>
<b>2.4. Az optimális dugattyúátmérők meghatározásához létrehozott         modell .....</b>	<b>8</b>
3. EREDMÉNYEK .....	9
<b>3.1. A féknyereg deformációja.....</b>	<b>9</b>
<b>3.2. Optimális dugattyúgeometria meghatározása.....</b>	<b>11</b>
3.2.1. <i>Optimális dugattyú falvastagság meghatározása.....</i>	<i>11</i>
3.2.2. <i>Dugattyú homlokfelület optimális helyzetének meghatározása....</i>	<i>14</i>
<b>3.3. Optimális dugattyúátmérő-arány meghatározása .....</b>	<b>15</b>
4. ÚJ TUDOMÁNYOS EREDMÉNYEK .....	18
5. KÖVETKEZTETÉSEK ÉS JAVASLATOK .....	20
6. ÖSSZEFOGLALÁS.....	21
7. AZ ÉRTEKEZÉS TÉMAKÖRÉHEZ KAPCSOLÓDÓ KIEMELT PUBLIKÁCIÓK .....	22

### 1. BEVEZETÉS ÉS CÉLKITŰZÉS

A gépjárművekkel kapcsolatos statisztikák azt mutatják, hogy egyre több gépjárművet gyártunk. 2001-től 2007-ig folyamatosan növekedett a számuk, majd a gazdasági válság hatására 73 milliőról 2009-re, 62 millióra csökkent. A válság után ismét egyre több gépjármű hagyta el a gyárakat: 2014-ben közel 90 millió gépjárművet gyártottak. Ezeknek a gépjárműveknek mindegyike rendelkezik valamilyen fékberendezéssel. A személygépkocsinál leggyakrabban kétfajta fékszerkezet található meg: dobfék és/vagy tárcsafék.

A tárcsafékek alkalmazása a személygépjárműveken, tehergépjárműveken és a mezőgazdasági gépeken ösztönzi a tárcsafékekkel kapcsolatos kutatásokat. A kutatók célja az adott szerkezet optimális működésének megvalósítása, annak érdekében, hogy növeljék az élettartamot vagy a teljesítményt. A legtöbb kutatás a fékszerkezetek hőtani és tribológiai viselkedésével foglalkozik, ahol többségében az eltérő súrlódóanyagok jellemzőit vizsgálják nagy hőmérsékleten.

A fékszerkezetek egyes elemeinek, jellemzőinek meghatározásához számos módszert használnak. Sokszor valós méréseket végeznek, máskor modellek segítségével laboratóriumi körülmények között vizsgálják a jellemzők változását. Manapság a kutatások során jelentős szerep jut a számítógépes szoftvereknek, amelyek segítségével, a valós körülmények modellezésével képesek vagyunk több konstrukciót összehasonlítani.

#### *Célkitűzések*

Kutatásom célja, hogy a gépjárművek fékszerkezetével kapcsolatban olyan tényezőket határozzak meg, amelyek a későbbiekben segíthetik a fékszerkezetek optimalizálását és teljesítménynövelését.

1. Első lépésként megvizsgálom a féknyereg deformációját, hogy meghatározzak egy olyan konstrukciós pontot, amely definiálja a megengedhető deformáció mértékét, azaz, hogy milyen merevségűnek kell lennie egy féknyeregnek. Kutatásom során több elemből álló féknyeret vizsgállok, ahol az egyes elemeket csavarok segítségével rögzítem egymáshoz. A féknyereg deformációjának szempontjából vizsgálom a csavarok előfeszítésének hatását is.

2. A féknyereg mellett a dugattyúk geometriájával kapcsolatban keresek olyan változókat, amelyek alkalmasak a dugattyúk geometriájának optimalizálására. Vizsgálom a szükséges dugattyú-falvastagságot, és eltérő konstrukciók esetén meghatározom a dugattyú homlokfelületének optimális helyzetét.

3. Az optimális dugattyúgeometria után keresem a négydugattyús féknyeregben alkalmazott dugattyúk optimális átmérőarányát, hogy a fékbetét súrlódófelületén egyenletes nyomáseloszlás alakuljon ki, annak érdekében, hogy növelni tudjam a fékszerkezet hatékonyságát és a súrlódóelemek élettartamát.

## 2. ANYAG ÉS MÓDSZER

Ebben a fejezetben mutatom be a vizsgálatok során alkalmazott végeeselemes modelleket és azok ellenőrzésére szolgáló méréseket.

## 2.1. A fékszerkezet elemeinek anyagtulajdonságai

A gépjárműveknél egy adott alkatrész (féknyereg, féktárcsa, fékbetét, dugattyú) anyagát az adott feladatnak megfelelően határozzák meg. A gépjárművek rugózatlan tömege a gépjármű irányíthatóságát befolyásolja, ezért sokszor kis sűrűségű anyagokat használnak. Az általam vizsgált féknyereg esetében a féknyereg elemei alumíniumötvözetből készültek (7075T6). A vizsgált féknyereg több elemből áll, az egyes elemek M10-es, 10.9-es acélsavarakkal vannak összefogva. A féknyereg egyes elemeinek anyagjellemzőit a 1. táblázatban mutatja.

1. táblázat. A féknyereg elemeinek anyagjellemzői (CRP MECCANICA, Alumínium 7075T6; 7075T651, (Thor D., 2013)

Mechanikai tulajdonságok	Alumínium, 7075T6	M10 10.9 acélsavar
Folyáshatár	503 MPa	940 MPa
Rugalmassági modulus	71,7 GPa	220 GPa
Poisson-tényező	0,33	0,3

A tárcsafékeknel fontos alkatrész a dugattyú (dugattyúk), amely a fékbetétet a féktárcsához nyomja. Az irodalomkutatás alapján megállapítottam, hogy többféle anyagot használnak, melyek közül a leggyakoribbakat kiválasztottam (alumíniumötvözet, titánötvözet, acél). (2. Táblázat)

2. táblázat. A féknyeregben használható dugattyúk anyagjellemzői

Fizikai és mechanikai tulajdonságok	Alumíniumötvözet (AlZn4.5Mg1)	Acél (S235JRH)	Titánötvözet (Ti6Al4V)
Sűrűség	2770 kg/m <sup>3</sup>	7850 kg/m <sup>3</sup>	4620 kg/m <sup>3</sup>
Folyáshatár	280 MPa	251 MPa	930 MPa
Rugalmassági modulus	71 GPa	210 GPa	96 GPa
Poisson-tényező	0,33	0,3	0,36

A fékszerkezetek két legfontosabb eleme a súrlódó elempár (fékbetét, féktárcsa). A fékbetét két részből áll: súrlódóanyag és fékbetét-nyomólap. A súrlódóelemek egyes tagjainak anyagjellemzőit a 3. táblázat tartalmazza.

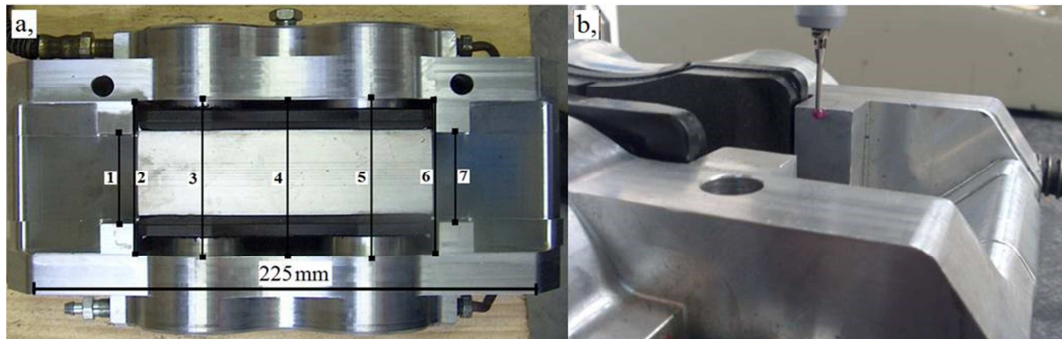
3. táblázat. A fékbetét, féktárcsa anyagainak jellemzői

Mechanikai tulajdonságok	Súrlódóanyag	Fékbetét nyomólapja	Féktárcsa
Rugalmassági modulus [GPa]	1	210	110
Poisson-tényező	0,25	0,3	0,28

## 2. Anyag és módszer

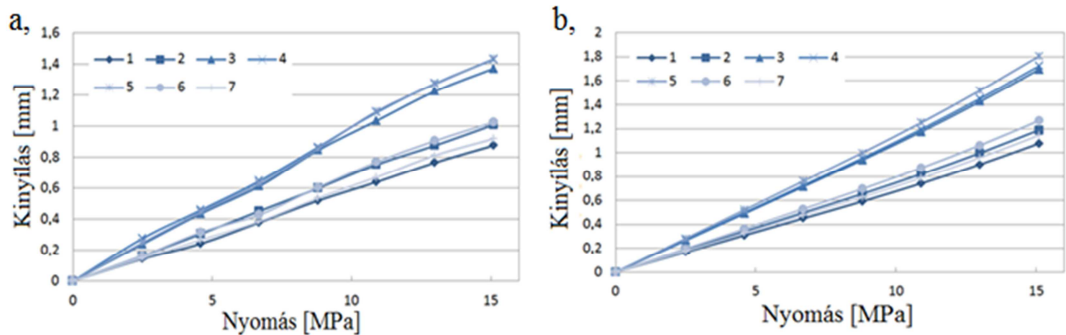
### 2.2. A féknyereg modelljének létrehozása és ellenőrzése

A féknyereg deformációs vizsgálatához terveztem egy féknyeret. A féknyereg kinyílását gyártott és végeeselemes modell segítségével határoztam meg. (1. ábra)



1. ábra Féknyereg kinyílásának vizsgálata: a) A féknyereg vizsgált keresztmetszelei; b) koordináta-mérőgépen történő mérés

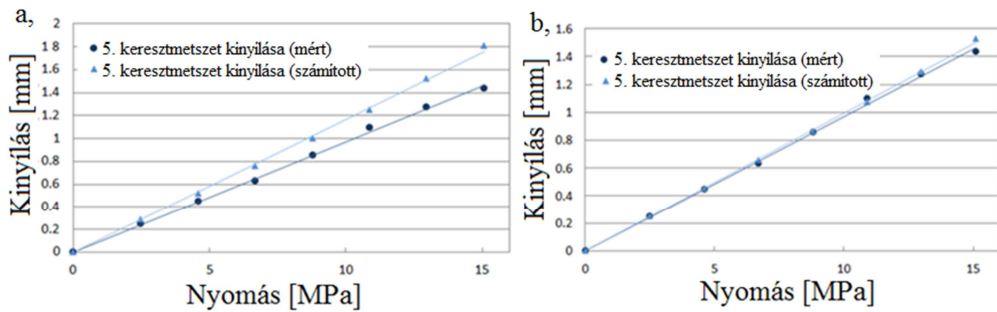
A három mérés statisztikai értékeléséből határoztam meg az egyes keresztmetszetek átlagos kinyílását a gyártott féknyeregen, amelynek mértéke a 2/a ábrán látható. A szimuláció során kapott eredményeket a 2/b ábrán mutatom be.



2. ábra A különböző nyomáson mért kinyílás a vizsgált 7 keresztmetszetekben a) gyártott féknyereg kinyílása, b) végeeselemes modell kinyílása

A szimuláció és valóságos mérések után összehasonlítottam a kapott eredményeket, hogy mekkora mértékben térnek el egymástól az elméleti úton meghatározott anyagjellemzők (műszaki táblázatok) a mért anyagjellemzőktől. A modellezés során használt bemenő paraméterekkel kapott eredmények nem egyeztek a mérés során kapott eredményekkel. (3/a ábra) A paraméterek változtatásával (alumíniumötvözet és csavar rugalmassági modulusa) az eredmények a valóságnak megfelelőek voltak (3/b ábra).

## 2. Anyag és módszer



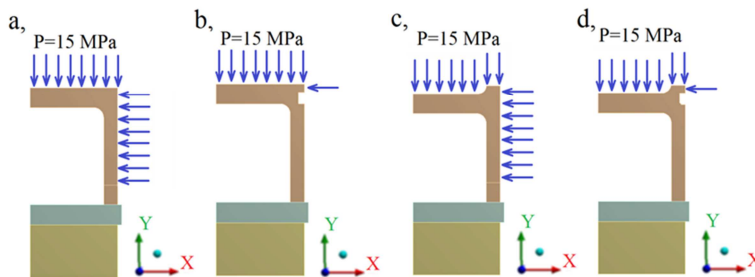
3. ábra Az 5. keresztmetszetben kapott kinyílás (mért, számított)

Minden vizsgált keresztmetszetben meghatároztam a mért és a számított (szimulációs) eredmények által kapott függvénymeredekségeket. A kezdeti paraméterekkel kapott eredmények 13–20 % eltértek a valós eredményektől. A bemeneti paraméterek változtatásával az adott keresztmetszetben kapott kinyílások megfeleltek a mérés során kapott eredményeknek (eltérés 0-4 %).

A modell validálása után megvizsgáltam a féknyereg deformációját a teljes hossz mentén és meghatároztam a dugattyúfuratok szögváltozását terhelés hatására.

### 2.3. A féknyeregben alkalmazott dugattyúk modellje

A dugattyú geometriájának vizsgálatát VE-es programban végeztem el, ahol ellenőriztem az alkalmazott modellek jóságát. A szimuláció során a 2D-s modellen a tömítőgyűrű helyzetének megfelelően (féknyeregben van (SIC), dugattyúban van (SIP)) határoztam meg azokat a felületeket, ahol a hidraulikus fékfolyadék nyomást fejt ki a dugattyúra. (4. ábra)



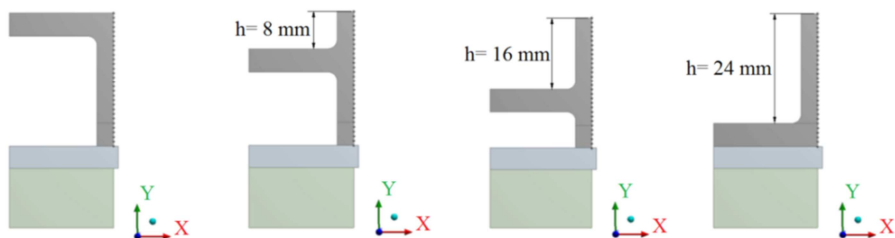
4. ábra A különböző vizsgálatok során meghatározott felületek, ahol hat a hidraulikus nyomás

Amikor a dugattyú oldalfalának deformációját vizsgáltam a falvastagság függvényében, az egyszerűsített modellen csak a falvastagságot változtattam. A vizsgálat során 0,5 mm falvastagságtól 0,5 mm-enként növeltem a falvastagságot a tömör dugattyúig.

A homlokfelület optimális pozíciójának vizsgálata során a homlokfelület helyzetét változtattam, míg a dugattyú falvastagságát állandónak vettem (falvastagság 3,5 mm). A homlokfelület vastagsága 5 mm, amelynek helyzetét dugattyú tetejétől az

## 2. Anyag és módszer

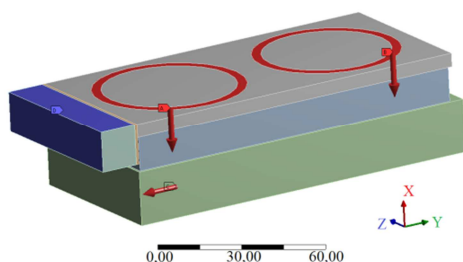
aljáig milliméterenként változtattam, annak érdekében, hogy megvizsgáljam, miként befolyásolja a dugattyú oldalfalának deformációját (5. ábra).



5. ábra A dugattyú homlokfelületének helyzete (h) a dugattyú tetejétől

### 2.4. Az optimális dugattyúátmérők meghatározásához létrehozott modell

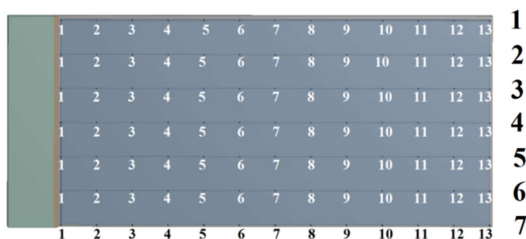
A négydugattyús féknyereg optimális dugattyúátmérő-arányának meghatározására egyszerűsített modellt alkalmaztam. A vizsgálati modellben alkalmazott fékbetét két dugattyú nyomta a féktárcsához. (6. ábra)



6. ábra A modellezés során alkalmazott kényszerek és terhelések

A szimuláció során 32 mm és 44 mm átmérő között vizsgáltam a forgásirány szerinti első dugattyú átmérőjét (D1), míg a forgásirány szerinti utolsó dugattyú átmérőjét (D2) 32 mm és 64 mm között változtattam.

A vizsgálat során a fékbetét hossza mentén több esetben (7 vonal mentén) vizsgáltam a nyomáseloszlást, és adott konstrukcióknál ezeket az eredményeket hasonlítottam össze. A vizsgálat során a vonalak mentén 13 pontban határoztam meg a nyomást (7. ábra) különböző dugattyúátmérőknél és eltérő súrlódási tényezőknél, amely a fékbetét és a féktárcsa között jön létre.



7. ábra Az optimalizálás során vizsgált pontok (7 hosszanti vonal mentén 13 pontban) a fékbetét súrlódófelületén

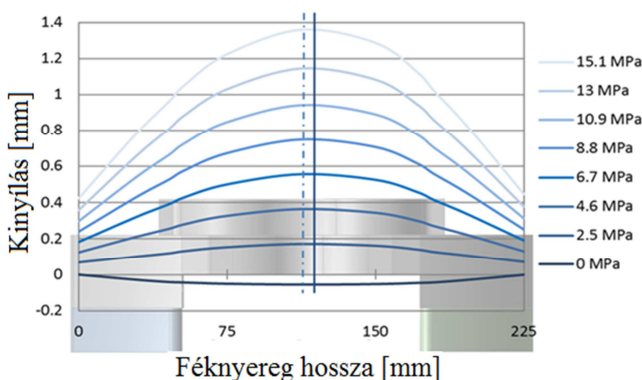


## 3. EREDMÉNYEK

Ebben a fejezetben a vizsgálatok során kapott eredményeket mutatom be.

## 3.1. A féknyereg deformációja

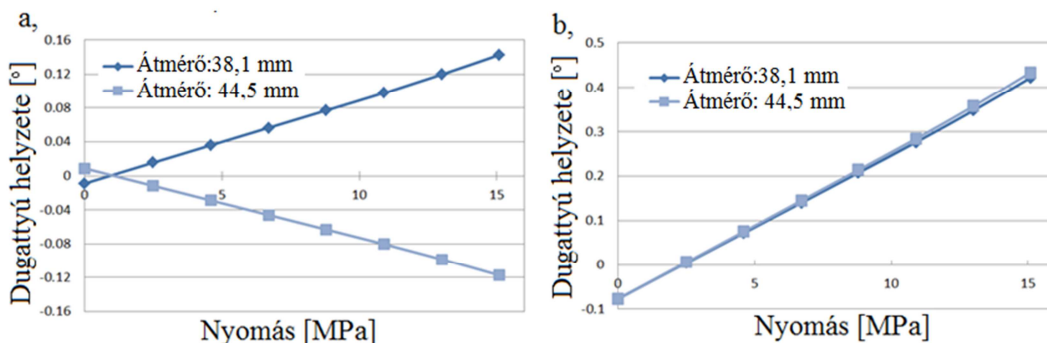
A féknyereg vizsgálata során eltérő hidraulikus nyomások esetén definiáltam a féknyereg teljes hossza mentén a kinyílást. Az ábrán látható, hogy a vizsgált nyomásértékeken mekkora a féknyereg teljes hosszban számított kinyílás a vizsgált pontokban. (8. ábra)



8. ábra A féknyereg teljes hossza mentén meghatározott aszimmetrikus kinyílás (a maximális kinyílás a 44,5 mm átmérőjű dugattyú fele tolódott, folytonos vonal)

A féknyereg negatív és pozitív irányú kinyílása hatással van a féknyereg működésére és a fékbetét élettartamára. A féknyereg kinyílása megváltoztatja a féknyeregben lévő dugattyúfuratok szögét, amely kritikus esetben a dugattyú optimális helyzetét is megváltoztatja. A furatok szögváltozását  $x$  és  $z$  irányban vizsgáltam.

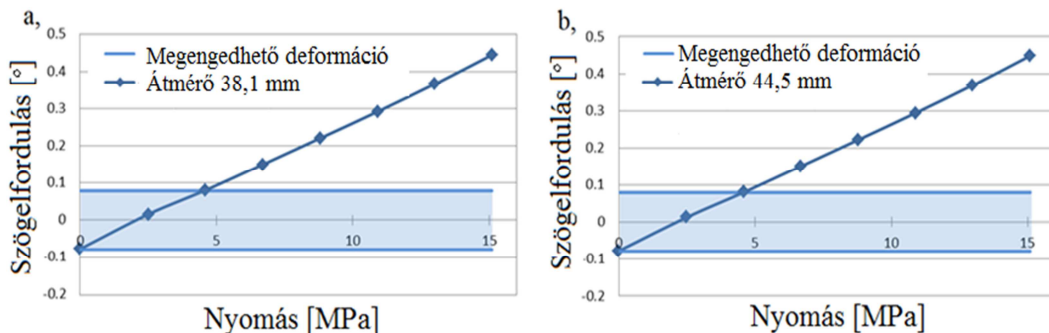
A megengedhető féknyereg kinyílás mértékét az szabja meg, hogy adott deformáció mellett a dugattyú helyzete a működés során megváltozik vagy sem. A VE-es modell segítségével meghatároztam, hogy az általam vizsgált modellnél mekkora a furatok szögváltozása  $x$  irányban (9/a ábra) és  $z$  irányban (9/b ábra).



9. ábra A furatok szögváltozása a féknyeregben 1)  $x$  irányba és 2)  $z$  irányban

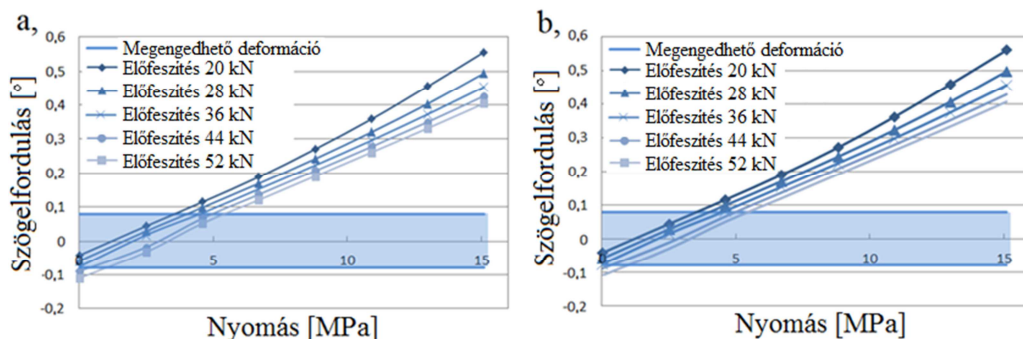
### 3. Eredmények

A 10. ábra mutatja a csavarok előfeszítéséből és a terhelésből adódó furatok közép-vonalának szögelfordulását. A 10. ábra alapján megállapítható, hogy a csavarok előfeszítése terheletlen állapotban nagymértékű negatív kinyílást okoz, és 4,56 MPa terhelésnél mind a két féknyeregben lévő dugattyúfuratnál a féknyereg kinyílása meghaladja a féknyereg megengedhető kinyílását.



10. ábra A dugattyú furatának megengedhető kinyílása az általam vizsgált modell esetében

A továbbiakban megvizsgáltam, hogy a különböző csavaroknál és eltérő súrlódási tényezőket feltételezve, az előírt meghúzási nyomatékból adódó előfeszítés milyen hatással van a féknyereg deformációjára. A vizsgálat során a csavarok előfeszítése 20 kN és 52 kN között változott, amely megfelel az M10 10.9 csavarok szabványos előfeszítésének. A 11/a ábra a 38,1 mm átmérőjű dugattyúra mutatja a féknyereg dugattyúfuratainak szögelfordulását eltérő csavar-előfeszítéseknél. A 11/b ábra a 44,5 mm átmérőjű dugattyú esetén mutatja a féknyereg dugattyúfuratainak szögelfordulását eltérő csavar-előfeszítésekre.



11. ábra Dugattyúfuratok szögelfordulása a csavar-előfeszítés hatására: a) a 38,1 mm átmérőjű dugattyú deformációja; b) a 44,5 mm átmérőjű dugattyú a deformációja

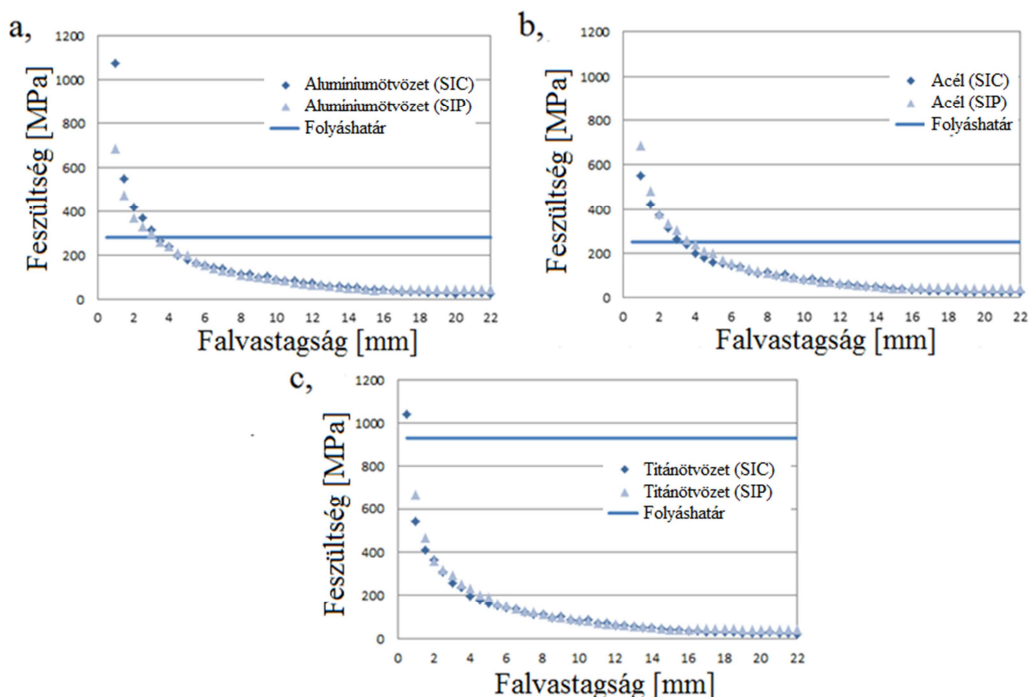
A 11. ábra alapján megállapítható, hogy minél nagyobb a csavar-előfeszítés, annál nagyobb nyomás alkalmazható a fékrendszerben. A csavar előfeszítése addig növelhető, ameddig a féknyeregben lévő dugattyúfuratok szögelfordulása nem haladja meg a megengedhető szögelfordulást terheletlen állapotban, illetve amíg a terhelés hatására a csavar folyáshatárát nem haladja meg a keletkezett feszültség.

### 3.2. Optimális dugattyúgeometria meghatározása

#### 3.2.1. Optimális dugattyú falvastagság meghatározása

A dugattyú furathelyzetének meghatározása után megvizsgáltam, hogy terhelt állapotban milyen feszültségállapot alakul ki a dugattyúban és a hidraulikus nyomás hatására milyen mértékű deformációt szenved a dugattyú oldalfala. A vizsgálat során a tömítőgyűrű helyzetének hatását is vizsgáltam a deformációra.

Az egyes dugattyúknál a terhelés hatására (15 MPa) kialakuló feszültségértékeket jelentősen befolyásolja a tömítőgyűrű helyzete és a dugattyú falvastagsága. A 12. ábra azt mutatja, hogy adott anyagnál mely falvastagságoknál haladja meg a feszültség az anyagra jellemző folyáshatárt.



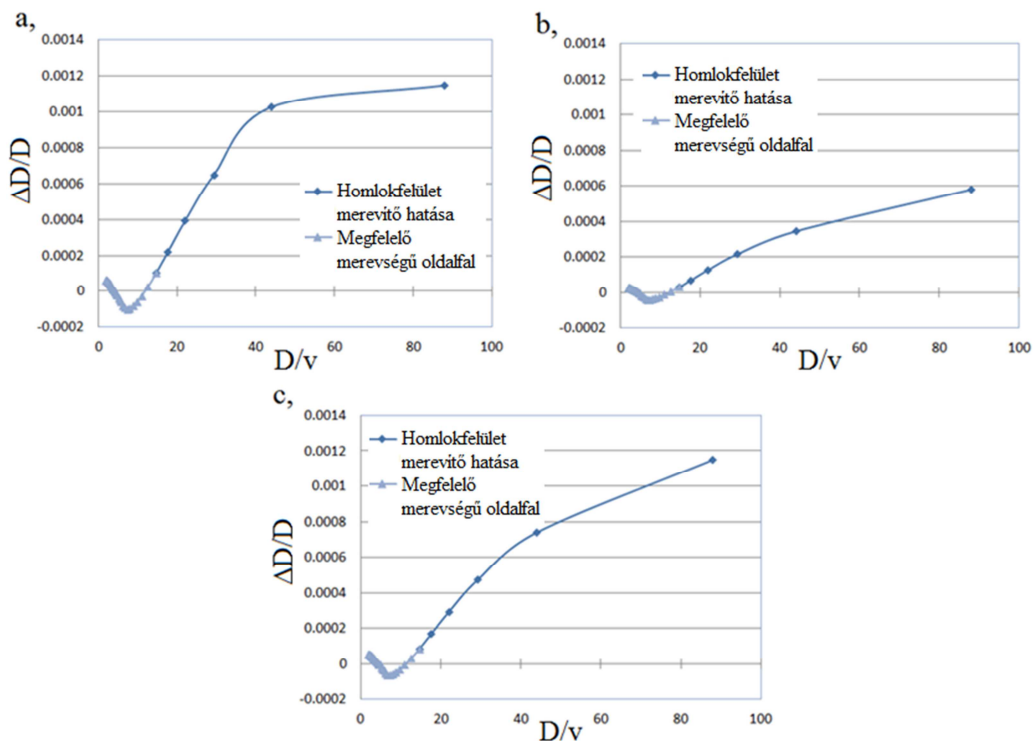
12. ábra Adott esetben kialakult feszültségek a falvastagság függvényében: a) ötvözött alumínium, b) acél, c) ötvözött titán

A feszültségek meghatározása után a szimuláció segítségével meghatároztam a dugattyúk oldalfalának deformációját terhelés hatására. A dugattyú oldalfal-deformációjának meghatározása a biztonságos működés szempontjából fontos, mert egyes konstrukciók csökkentik a fékszerkezet hatékonyságát, kritikus esetben működésképtelenséget okoznak. A terhelés hatására a dugattyúk deformációjának megengedhető mértékét az határozza meg, hogy milyen illesztést alkalmazunk a dugattyú és annak furata között.

A deformációvizsgálat során meghatároztam, hogy milyen falvastagságoknál megfelelő a dugattyú oldalfalmerevsége (kis deformáció), és milyen falvastagságoknál hangsúlyosabb a homloklfelület merevítőhatása, továbbá, hogy a dugattyú oldalfal-

### 3. Eredmények

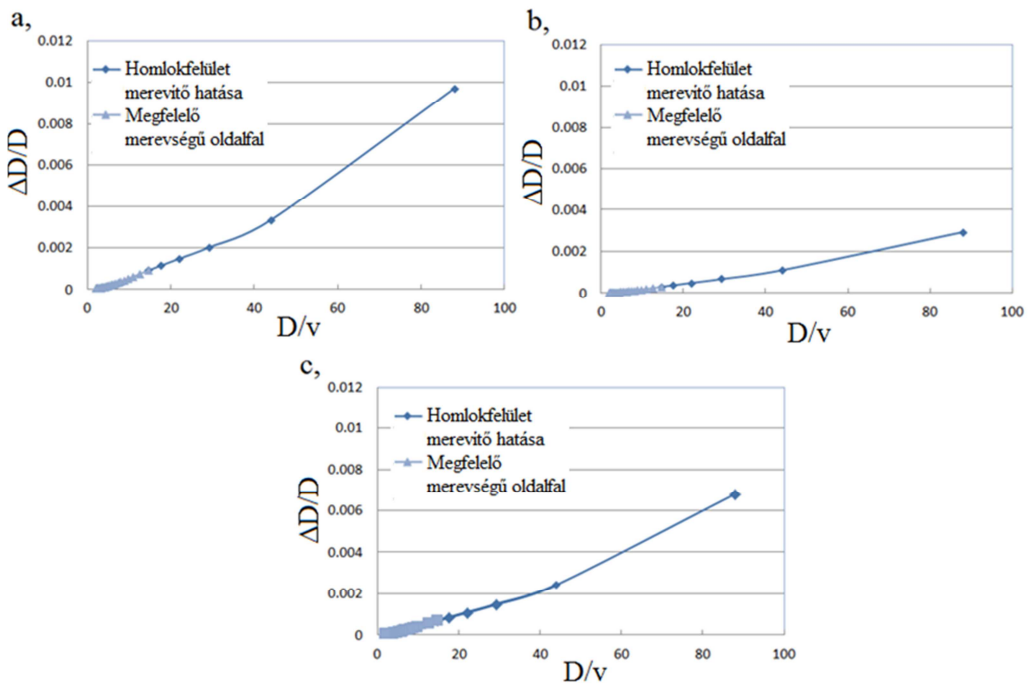
lának deformációja milyen mértékben változik a falvastagság függvényében. Mindkét konstrukció mindhárom anyagánál meghatározható egy határgörbe, amely alapján megállapítható, hogy milyen falvastagságoknál megfelelő a dugattyú oldalfalának merevsége, és mikor jellemző a dugattyú homlokfalának merevítőhatása. A 13. ábra azt mutatja, hogyan változik a dugattyú deformációja a falvastagság függvényében, amikor a tömítőgyűrű a féknyeregben van. A kutatás során létrehoztam a  $\Delta D/D$  és a  $D/v$  viszonyszámot, ahol  $\Delta D$  a deformálódott átmérő,  $D$  az eredeti átmérő,  $v$  pedig a falvastagság. A 13/a ábra alumíniumötvözet, a 13/b ábra acél, a 13/c ábra titánötvözet esetén mutatja a deformáció és a falvastagság összefüggését.



13. ábra A dugattyú oldalfalának merevsége, ha tömítőgyűrű a féknyeregben van:  
a) alumíniumötvözet, b) acél, c) titánötvözet

A 14. ábra azt az esetet mutatja, amikor a tömítőgyűrű a dugattyúban van (a, ötvözött alumínium; b, acél; c, ötvözött titán).

### 3. Eredmények

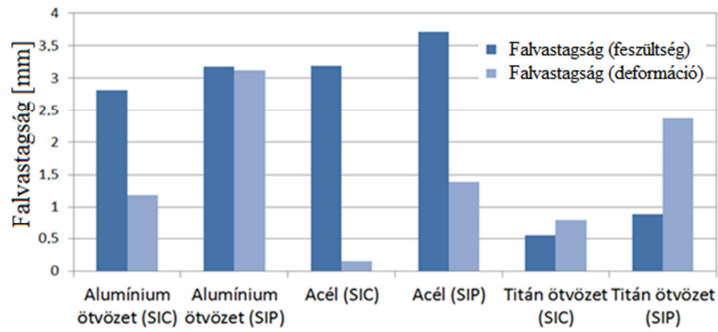


14. ábra A dugattyú oldalfalának merevsége, ha tömítőgyűrű a dugattyúban van: a) alumíniumötvözet, b) acél, c) titánötvözet

Az ábrán látható görbéknek két elkülöníthető szakasza van. A különböző viselkedés két különböző hatás dominanciáját jelzi. A két szakasz két függvénnyel közelíthető. A két függvény illeszkedési pontjában található az átmeneti pont, ahol a falvastagság csökkenésével az oldalfal merevsége relatíve lecsökken, és a homlokfelület merevítőhatása egyre jobban kezd érvényesülni. A függvények alapján megállapítható, hogy minden esetben megközelítőleg 3 mm-nél kisebb falvastagságnál lesz meghatározóbb a dugattyú homlokfelületének merevítőhatása.

A 15. ábrán látható, hogy a feszültségre és a deformációra kapott eredmények alapján melyik az a legkisebb falvastagság, amelyet alkalmazhatók a dugattyúk esetében. Látható, hogy a legtöbbször a falvastagság szempontjából a feszültségértékek a meghatározóak, vagyis a feszültségek határozzák meg elsősorban a falvastagságot. A legnagyobb eltérés a feszültség- és a deformációértékek által meghatározott falvastagságok között az acéldugattyúknál tapasztalható. A titánötvözet dugattyúknál tapasztalható az, hogy inkább a deformáció értéke határozza meg a dugattyúk falvastagságát.

### 3. Eredmények



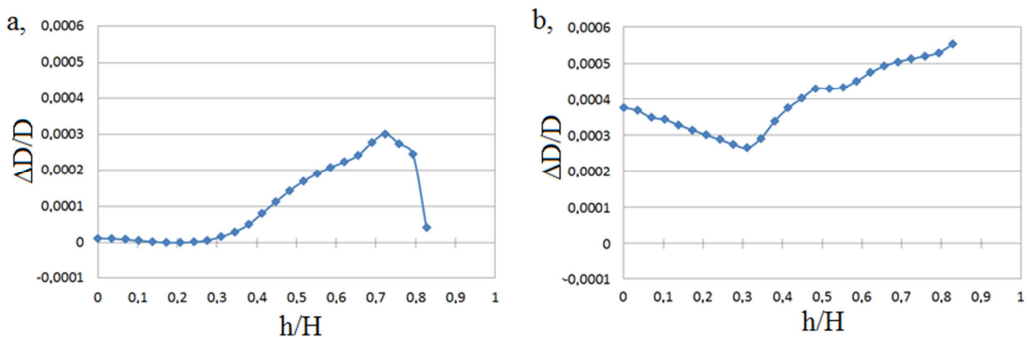
15. ábra A különböző anyagú és konstrukciójú dugattyúk esetén meghatározott szükséges falvastagságok feszültségi és deformációs kritériumok alapján

#### 3.2.2. Dugattyú homloklfelület optimális helyzetének meghatározása

A további vizsgálatok során alumíniumdugattyút használok, ahol vizsgálom a dugattyú homloklfelületének helyzetét a dugattyúoldalfal deformációjának függvényében. A vizsgálat során 3,5 mm falvastagságot és 5 mm vastag homloklfelületet használtam. A dugattyú homloklfelületének vizsgálata során a két konstrukciónál (SIP, SIC) kapott eredmények eltérnek egymástól.

A vizsgált két konstrukciónál (SIP, SIC) optimalizálni lehet a dugattyú deformációját. Minden esetben meghatároztam a kritikus keresztmetszetet (ahol a legnagyobb a pozitív  $x$  irányú deformáció) és az adott pontok elmozdulását, hogy megtaláljam az optimális dugattyúgeometriát. Az adott konstrukciónál kapott értékek alapján meghatározható egy optimális dugattyúgeometria, ahol a deformáció a legkisebb.

A vizsgálatok alapján megállapítható, hogy a legkisebb deformációt eltérő konstrukciónál kaptam a tömítőgyűrű helyzetének függvényében. Abban az esetben, ha a tömítőgyűrű a féknyeregben van, akkor a legkisebb a dugattyú oldalfalának deformációja, ha homloklfelület a dugattyú hosszának 20 %-ánál van (16/a ábra). Abban az esetben, ha a tömítőgyűrű a dugattyúban van, akkor a legkisebb a deformáció, ha a homloklfelület a dugattyú hosszának 30 %-ánál van (16/b ábra).



16. ábra A dugattyú homloklfelülete optimális helyzetének meghatározása: a) tömítőgyűrű a féknyeregben van, b) tömítőgyűrű a dugattyúban van

### 3. Eredmények

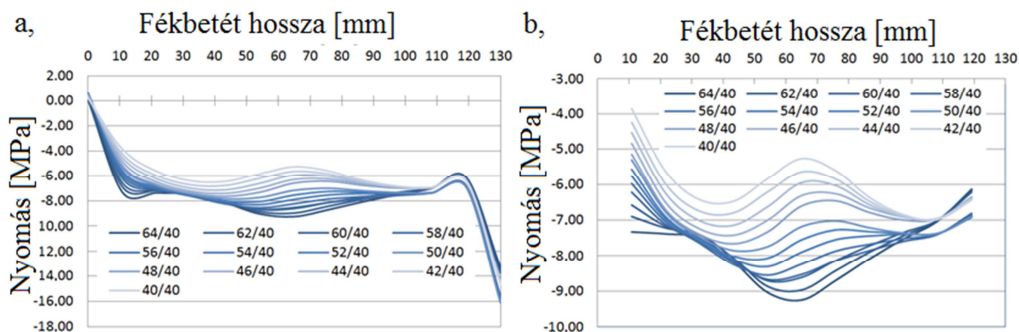
A vizsgálatok alapján megállapítható, hogy az optimális dugattyúkonstrukciót jelentősen befolyásolja a fékszerkezetben alkalmazott tömítőgyűrű helyzete. A dugattyú homlokfelületének optimális helyzetét a dugattyú oldalfalának deformációja határozza meg. A homlokfelület optimális helyzetét az oldalfal legkisebb deformációja adja.

#### 3.3. Optimális dugattyúátmérő-arány meghatározása

A fékbetéteknél az a cél, hogy a fékbetét súrlódófelületén kialakuló nyomáseloszlás minél egyenletesebb legyen, annak érdekében, hogy a legnagyobb teljesítményt tudjuk kihozni egy adott konstrukcióból, továbbá, hogy növeljük a fékbetét élettartamát (egyenletes kopás). A fékbetétek élettartama szempontjából fontos, hogy a fékbetét egyenletesen kopjon, ezért úgy kell meghatározni a féknyeregben lévő dugattyúk geometriáját, hogy azok egyenletes nyomáseloszlást hozzanak létre a fékbetét súrlódófelületén.

A következőkben egy négydugattyús féknyeregnél kerestem azt az optimális dugattyúátmérő-arányt, amely egyenletes nyomáseloszlást hoz létre a fékbetét súrlódófelületén, vagyis a fékbetétnek mindkét részét közel ugyanakkora erővel nyomja a két-két dugattyú. Különböző dugattyúátmérők és súrlódási tényezők alkalmazásánál meghatároztam a fékbetét súrlódó felületén adott vonalak mentén kialakuló nyomásokat, hogy definiáljam az optimális dugattyúátmérő-arányt.

A kutatás során vizsgáltam annak hatását, hogy hogyan változik az optimális dugattyúátmérő-arány, ha a fékbetét és a féknyereg között eltérő súrlódási tényező értékek alakulnak ki. A 17/a ábrán a forgás szerinti első dugattyú átmérője (D1) 40 mm volt, míg a forgásirány szerinti utolsó dugattyú átmérőjét (D2) 40 mm és 64 mm között változtattam. A súrlódási tényező 0,15 volt. A vizsgálat során a fékbetét két végén kapott eredményeket elhagytam, aminek oka, hogy a modellezés során az éllátás torzítja az eredményeket. A dugattyúátmérők optimalizálását a belső pontok nyomáseloszlása alapján végeztem el (11 pontban) (17/b ábra).



17. ábra A fékbetét súrlódó felületének középvonala mentén kialakuló nyomáseloszlás: a) 13 pont esetén kapott nyomáseloszlás, b) 11 pont esetén kapott nyomáseloszlás

### 3. Eredmények

---

Az eredmények alapján jól látható, hogy különböző dugattyúk alkalmazásánál eltérő nyomáseloszlás alakul ki a fékbetét súrlódó felületének középvonala mentén. A középvonal mentén meghatározott nyomásértékek összehasonlítása érdekében meghatároztam egy jósági tényezőt. A (1) képlet segítségével meghatározható, hogy mely dugattyúpárosításoknál a legkisebb az átlagtól való eltérés. A képlet segítségével meghatározzuk a relatív szórást (Borsa B. 2011):

$$V = \frac{s}{\bar{x}} \quad (1)$$

ahol  $V$  a relatív szórás,  $s$  a vizsgált pontokban kapott nyomásértékek szórása,  $\bar{x}$  a vizsgált pontokban kapott nyomások átlaga.

A relatív szórás segítségével meghatároztam az adott konstrukció jósági tényezőjét, amelyet a (2) képlet segítségével kiszámítani:

$$Q = 1 - \frac{s}{\bar{x}} \quad (2)$$

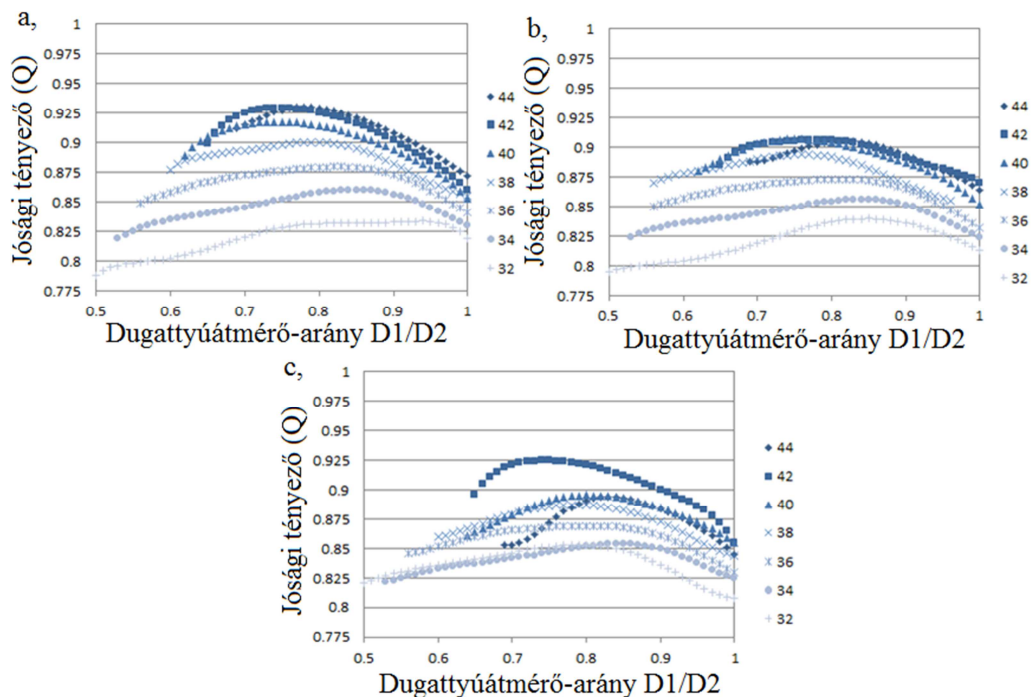
ahol  $Q$  a jósági tényező,  $s$  a vizsgált pontokban kapott nyomásértékek szórása,  $\bar{x}$  a vizsgált pontokban kapott nyomások átlaga.

Minden dugattyúpárosításnál és súrlódási tényező (fékbetét és féknyereg között) esetén meghatároztam a jósági tényezőt. A 18. ábrán a  $\mu = 0,1$ ,  $\mu = 0,15$  és  $\mu = 0,2$  súrlódási tényezőnél kapott jósági tényezőket ábrázoltam. Súrlódási tényezőtől függetlenül mind a három esetben hasonló eredményt kaptam. Látható, hogy minden dugattyúpárosításnál meghatározható egy optimum, ahol kedvezőbb a nyomáseloszlás, vagyis a jósági tényező a legnagyobb.

Kutatásom során azt vizsgáltam, hogy a fékbetét és a féknyereg közötti súrlódási tényező milyen hatással van egy négydugattyús féknyeregnél a dugattyúátmérőarányra. A jósági tényező segítségével meghatároztam, hogy adott súrlódási tényezőnél milyen dugattyúpárosítás mellett érhető el a legkedvezőbb nyomáseloszlás a súrlódó felületeknél, azaz milyen esetekben volt a legnagyobb a jósági tényező értéke. A vizsgálat során a forgásirány szerinti első dugattyúkhöz kerestem a forgásirány szerinti második dugattyút, amely a legnagyobb jósági tényezőt adja.

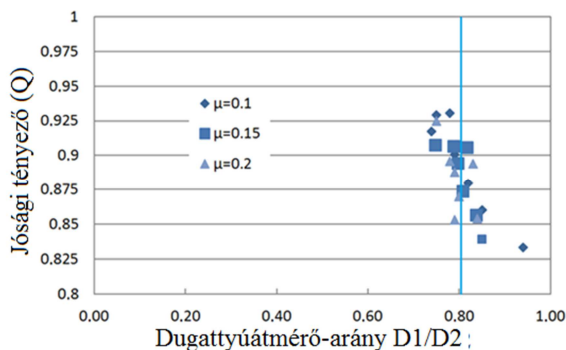


### 3. Eredmények



18. ábra Eltérő súrlódási tényezők esetén (fékbetét és a féknyereg között) kapott jósági tényezők különböző dugattyúpárosításoknál: a)  $\mu = 0,1$ ; b)  $\mu = 0,15$ ; c)  $\mu = 0,2$

Az összes esetben kapott optimális konstrukciót megvizsgálva megállapítható, hogy a fékbetét és a féknyereg között kialakuló súrlódási tényező értékek lényegesen nem befolyásolják az alkalmazandó dugattyúátmérő-arányát. A 19. ábrában az eltérő súrlódási tényezőknél kapott optimum pontokat ábrázoltam (legnagyobb jóság tényező) az eltérő dugattyúpárosításoknál adott súrlódási tényezőknél ( $\mu = 0,1$ ;  $\mu = 0,15$ ;  $\mu = 0,2$ ) meghatározott optimum pontok esetében az átlagos dugattyúátmérő-arány 0,805 (19. ábra), amelynek szórását megvizsgálva megállapítható, hogy az optimum pontok többsége beleesik a szórásba.



19. ábra Különböző konstrukciónál és súrlódási tényezőknél (fékbetét és a féknyereg között) kapott optimum pontok (legnagyobb jóság tényező) által meghatározott optimális dugattyúátmérő-arány

### 4. ÚJ TUDOMÁNYOS EREDMÉNYEK

Kutatómunkám során nagy teljesítményű gépjárművek fékszerkezetével foglalkoztam, ahol olyan tényezőket definiáltam, amelyek új tudományos eredményként segítik a mérnöki tervezés és optimalizálás gyakorlatát. Végeselem-modelles számításaim rendszerét gyakorlati mérésekkel identifikáltam és validáltam. Az új tudományos eredményeim a következők:

#### 1. Féknyereg megengedhető kinyílásának meghatározása

Bizonyítottam, hogy a merevnyerges tárcsafékek esetében létezik egy olyan terhelhetőségi határ, amelynél a féknyereg deformációja kibillentí a dugattyúkat optimális helyzetükből (a dugattyú nem teljes felületével nyomja a fékbetétet), ezáltal csökken a fékterheltség. Továbbá megállapítottam, hogy a terhelhetőséget a féknyeregben használt csavarok előfeszítése lineárisan növeli, mindaddig, amíg terheletlen állapotban a féknyereg nem mozdítja ki a dugattyúkat optimális helyzetükből.

#### 2. Optimális dugattyú falvastagság meghatározása

Megállapítottam, hogy a tömítőgyűrű helyzetétől (tömítőgyűrű a dugattyúban vagy a féknyeregben van) és dugattyú anyagától függetlenül a dugattyúoldalfalnál definiálható egy olyan határfalvastagság (nem tömör dugattyúk esetén), amikor az oldalfal merevségére még nincs hatással a dugattyú homlokfelülete.

#### 3. Dugattyú homlokfelület optimális helyzetének meghatározása

Igazoltam, hogy 0,16-os falvastagság-sugár arány alkalmazása esetén a dugattyú homlokfelületének optimális helyzete függ a tömítőgyűrű konstrukciós elhelyezésétől (tömítőgyűrű a dugattyúban vagy a féknyeregben van). Ha a tömítőgyűrű a nyeregben van, a homlokfelület optimális helyzete a magasság 20%-ánál adódott. Ha viszont a tömítőgyűrű a dugattyúban van, a homlokfelület optimális helyzete a magasság 30%-ánál van.

#### 4. Optimális dugattyúátmérő-arány meghatározásának módszere

Megállapítottam, hogy a fékbetéten létrejövő, a dugattyúk okozta nyomáseloszlás jósága független a féknyereg és a fékbetét közti súrlódási tényezőtől a  $\mu = 0,1 - 0,2$  intervallum esetén. Meghatározható négydugattyús fékeknel egy optimális dugattyúátmérő-arány, amely a különböző súrlódási tényezők esetében is helytálló. Adott dugattyútávolsághoz (dugattyúk nyomásközéppontja a fékbetét hosszának 25 %-ánál illetve 75 %-ánál vannak) tartozó dugattyúarány optimalizálásához bevezettem a jósági tényezőt és kidolgoztam annak számítását:

$$Q = 1 - \frac{s}{\bar{x}}$$

ahol  $Q$  a jósági tényező,  $s$  a vizsgált pontokban kapott nyomásértékek szórása,  $\bar{x}$  a vizsgált pontokban kapott nyomások átlaga.

##### 5. *Optimális dugattyúátmérő-arány meghatározása*

Kísérletekkel és számítással igazoltam 32 mm és 64 mm közé eső átmérőjű dugattyúkra, ahol a dugattyúk nyomásközéppontja a fékbetét hosszának 25%-ánál illetve 75 %-ánál van, hogy négydugattyús féknyergeknél az optimális nyomáseloszlás szempontjából ideális átmérőarány 0,805.

### 5. KÖVETKEZTETÉSEK ÉS JAVASLATOK

Kutatásom alapján olyan eredményekre (tervezési tényezőkre) jutottam tárcsafékszerkezetekkel kapcsolatban, amelyek segítségével optimalizálni lehet a fékszerkezetek működését, más esetekben növelhető a fékszerkezet teljesítménye. A fékszerkezetek vizsgálata egy összetett probléma, amelynek a munkám során csak egy bizonyos részét vizsgáltam meg. Az általam végzett kutatás során létrehozott féknyereg-dugattyú modellek és a fékbetét optimalizálásához használt modellek alkalmasak általános következtetések levonására.

Vizsgálataim során megállapítottam, hogy a féknyergek deformációjának van egy megengedhető mértéke (deformáció nem befolyásolja a dugattyú-fékbetét kapcsolatot), amelyet szerelhető féknyeregnél befolyásolni lehet a féknyeregben alkalmazott csavarok segítségével. Kutatásom másik területe a dugattyúk geometriájával foglalkozott, hogy egy olyan dugattyúgeometriát hozzak léte, amely nagyobb üzemi nyomások mellett is biztonságosan működik (optimális falvastagság). A vizsgálataim bizonyították, hogy a tömítőgyűrű helyzete befolyásolja a dugattyú optimális geometriáját (minimális deformáció). A dugattyúgeometria optimalizálásánál figyelembe kell venni a tömítőgyűrű helyzetét, és ennek függvényében kell meghatározni a homlokfelület helyzetét, hogy csökkenthető legyen a dugattyú oldalfalának deformációja. Kutatásom harmadik területénél meghatároztam egy új fékbetétnél az optimális dugattyúátmérőt (eltérő körülmények esetén), amely biztosítja, hogy a fékbetét súrlódófelületén egyenletes legyen a nyomáseloszlás, ezáltal a fékterhelés, és a fékbetét élettartam is növelhető.

A kutatás során létrehozott modellek továbbfejleszthetőek, és létrehozhatóak olyan modellek, amelyek több üzemi körülményt vesznek figyelembe. Munkám során nem vizsgáltam az egyes elemek hőterhelését, amelyek kis mértékben megváltoztathatják az eredményeket, de az általam használt modellek alkalmasak a további tényezők változtatásának ellenőrzésére.

Munkám során a féknyeret és annak szűk környezetét vizsgáltam (féknyereg, dugattyú, fékbetét), de ezek a modellek tovább bővíthetőek, ahol figyelembe vehető a féktárcsa deformációja, illetve az egész futómű (lengéscsillapító, stabilizátorok, csonkállvány) deformációja. A modellek bővítésével pontosíthatóak az általam kapott modellek eredményei. A dugattyúátmérő-arány optimális meghatározása során megállapítottam, hogy a féknyereg és a fékbetét között kialakuló súrlódási tényező nem befolyásolja az optimális dugattyúátmérő-arányt, de az általam meghatározott átmérőarány értéke pontosítható, ha a nyomáseloszlást, a fékbetét teljes felületén meghatározzuk. Ezek a vizsgálatok új fékbetétek esetén adnak pontos eredményt, de a későbbiekben érdemes megvizsgálni, hogy a fékbetét kopása során miként változik az adott konstrukció jósági tényezője, és az miként befolyásolja az optimális dugattyúátmérő-arányt.

### 6. ÖSSZEFOGLALÁS

Kutatásom célja az volt, hogy a fékszerkezet egyes elemeinek vizsgálatával és azok viselkedésének meghatározásával további ismereteket szerezzek a fékek működéséről, amelyek segítségével optimális működés valósítható meg, attól függően, hogy a teljesítmény vagy az élettartam növelése a cél.

Kutatásom során egy négydugattyús, szerelhető (több darabból álló) féknyereg egyes elemeit vizsgáltam. Meghatároztam a féknyereg deformációjának hatását a dugattyúfuratok helyzetére. Megállapítottam, hogy a dugattyú és a dugattyú furatainak helyzete meghatározza a féknyereg megengedhető deformációját, amely addig elfogadható, amíg a dugattyú képes egyenletesen felfeküdni a fékbetét felületén. A vizsgálataim során meghatároztam, hogy a féknyeregben lévő csavarok által létrehozott előfeszítő erő, milyen hatással van a féknyereg terheletlen, illetve terhelt állapotban. A vizsgálataim során megállapítottam, hogy a megfelelően megválasztott csavarok segítségével növelhető a féknyereg terhelhetősége, vagyis a fékezés során létrejövő hidraulikus nyomás okozta deformáció kompenzálható a csavar anyagával és előfeszítettségével.

A féknyeregben lévő dugattyúk viselkedését is vizsgáltam az üzemi nyomás hatására. A fékezés során a dugattyúk nyomják a fékbetétet a féktárcsához, ahol az üzemi nyomás hatására deformálódik a dugattyú oldalfala. Kritikus esetben a dugattyúk olyan mértékű deformációt szenvednek, hogy beszorulhatnak a féknyereg furataiba, ami miatt nem tudják létrehozni a szükséges fékerőt. Meghatároztam, hogy 3 mm falvastagság felett tekinthető merevnek a dugattyú oldalfala. Kisebb falvastagságoknál érvényesül jobban a dugattyú homlokfelületének merevítőhatása.

Vizsgálataimból kitűnik, hogy a dugattyú homlokfalának optimális helyzete a tömítőgyűrű helyzetének függvényében változik. Abban az esetben, amikor a tömítőgyűrű a féknyeregben van, a homlokfelület ideális helyzete 5,6 mm a dugattyú tetejétől, és amikor a tömítőgyűrű a dugattyúban van, a homlokfelület optimális helyzete 8,7 mm a dugattyú tetejétől. Abban az esetben, amikor a tömítőgyűrű a féknyeregben van, a hidraulikus nyomás hatást gyakorol a dugattyúoldalfal deformációjára, a másik esetben, amikor a tömítőgyűrű a dugattyúban van, nem jön létre a dugattyú oldalfalán nyomás.

Kutatásom harmadik területe a fékbetétek kopásának optimalizálása volt, ahol megvizsgáltam, hogy a négydugattyús féknyeregnél milyen dugattyúátmérő-arányok esetében lesz ideális a nyomáseloszlás a fékbetét súrlódó felületén. A vizsgálataim során több dugattyúpárosításnál vizsgáltam a nyomáseloszlást eltérő súrlódási tényezőknél (0,1; 0,15; 0,2) a féknyereg és a fékbetét között. Megállapítottam, hogy a súrlódási tényezőtől függetlenül minden esetben hasonló dugattyúátmérő-arányt kaptam, azaz a fékbetét és a féknyereg közötti súrlódási tényező értéke nem befolyásolja az optimális dugattyúátmérő-arányt. Megállapítottam, hogy az optimális dugattyúátmérő arány 0,805 ( $D1/D2$ ).

7. AZ ÉRTEKEZÉS TÉMAKÖRÉHEZ KAPCSOLÓDÓ KIEMELT  
PUBLIKÁCIÓK

*Lektorált cikk idegen nyelven:*

1. **Horváth, Á.**; Csik, Z.; Sukumaran, J.; Neis, P.; Andó, M. (2012), Development of brake caliper for rally-car, Sustainable Construction and Design, vol. 3, issue 3, pp. 191-198, ISSN 2032-7471
2. **Horváth Á.**, Oldal I., Kalácska G., Andó M., (2014), Thermal analysis of caliper's pistons in terms of brake fluid warming in finite element software, Mechanical Engineering Letters, pp. 136-142, ISSN 2060-3789
3. **Horváth Á.**, Oldal I., Kalácska G., Andó M., (2015) Multiparameter optimalization of brake piston, Sustainable Construction and Design vol. 6, issues 2, pp. 1-8, ISSN 2032-7471
4. **Horváth Á.**, Oldal I., Kalácska G., (2015) Optimal piston's diameter ratio in four piston caliper, Hungarian Agricultural Engineering, N° 27, pp. 27-30, ISSN 0864-7410
5. **Horváth Á.**, Oldal I., Kalácska G., Andó M., (2015) The effect of the position of pistons of piston's circular top face onto the deformation of the piston's wall, Mechanical Engineering Letters, pp. 122-130, ISSN 2060-3789

*Lektorált cikk magyar nyelven:*

1. **Horváth Á.**, Kalácska G., Oldal I., (2015) Traktorokban alkalmazott tárcsás fékek dugattyúinak konstrukciós vizsgálata, Mezőgazdasági Technika, 56. évf. 7. sz., 2-4. o.
2. **Horváth Á.**, Oldal I., Kalácska G., Andó M., (2015), Féknyereghez használt ötvöztött alumínium (7075T6) rugalmassági modulusa VEM vizsgálatokhoz, Anyagok világa, 2. szám, 1-8. o., ISSN 1586-0140
3. **Horváth Á.**, Oldal I., Kalácska G., Andó M., (2015), Csavarok előfeszítésének hatása a féknyereg deformációjára és terhelhetőségére, Gép, 5-6. sz. 61-64. o. ISSN 0016-8572