

VERSENYAUTÓ KERÉKTÁRCSA VÉGESELEMES SZILÁRDSÁGTANI ANALÍZISE

STRENGTH ANALYSIS OF THE RIM OF A RACING CAR USING FINITE ELEMENT METHOD

Pere Balázs, PhD, Terdikné Szüle Veronika

Széchenyi István Egyetem, Alkalmazott Mechanika Tanszék, H-9026 Győr, Egyetem tér 1.

Porkoláb László, Stifter János

Széchenyi István Egyetem, Műszaki Tudományi Kar, H-9026 Győr, Egyetem tér 1.

ABSTRACT

This paper deals with the strength analysis of the rim of a racing car. The main aim during the designing of the rim is to reduce its mass, which improves the efficiency of energy consumption. Originally the rims were made of aluminum alloy (AlMg3). The possible loads of the whole wheel are separated into basic loads. The structure is thought to be linearly elastic, therefore the superposition of certain basic loads provides the so-called critical loads, which can cause damage in the rim. Stresses caused by the critical loads arising in the rim are analyzed via FEM. With the results in our hand suggestions can be given how to use fiber reinforced laminated composite materials instead of the aluminum alloy.

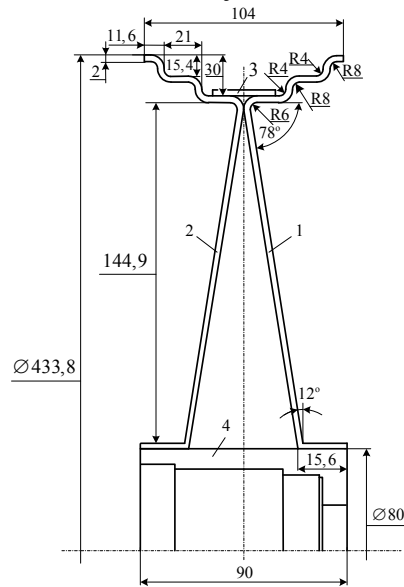
1. BEVEZETÉS

Versenyautók tervezésénél a mérnökök arra törekednek, hogy a jármű, így az egyes alkatrészek súlya minél kisebb legyen. A súlycsökkentés kettős célja a versenyautó menetdinamikájának és az üzemanyag felhasználás hatásfokának javítása. A minden évben megrendezésre kerülő ECO-Shell Marathon nevű versenyen a cél az, hogy az egyes versenyautók energiafelhasználása a lehető legkedvezőbbben alakuljon, vagyis egységnyi út megtételéhez minél kevesebb energiát használjanak fel. A súlycsökkentés itt is kulcsfontosságú, bár nem annyira a menetdinamika szempontjából, hanem azért, mert a szerkezet belső súrlódásai hatására fellépő erők kisebbek lesznek, és kisebb teljesítményű motorokkal is eredményesen teljesíthető a verseny, így az energiafelhasználás csökkenthető.

A cikkben egy ultrakönnyű versenyautó alumínium keréktárcsájának végeselemes analízise kerül bemutatásra. A munka további részében a szilárdsági analízis eredményeire támaszkodva el lehet dönteni, hogy milyen rétegszámú és milyen irányítottágú szén-szálalásos rétegteljesített kompozit anyaggal lehetne helyettesíteni a keréktárcsa alumíniumból készült szerkezetét, ezzel tovább csökkentve a jármű össztömegét.

2. A FELADAT KITŰZÉSE

A vizsgálat tárgyát képező keréktárcsa az 1. ábrán látható. A keréktárcsa geometriája úgy lett kialakítva, hogy a gyártás rétegteljesített kompozit anyagból is megvalósítható legyen. A kerék mechanikai szempontból három jól elkülöníthető részből áll össze: a gumiabroncsból (az ábrán nem látható), egy héj szerkezetből, és az agyból. A gumiabroncsot a róla átadódó erőkön keresztül vesszük csak figyelembe, azaz a gumiabroncsra ható erőket a gumiabroncs és a keréktárcsa érintkezési felületére redukáljuk.



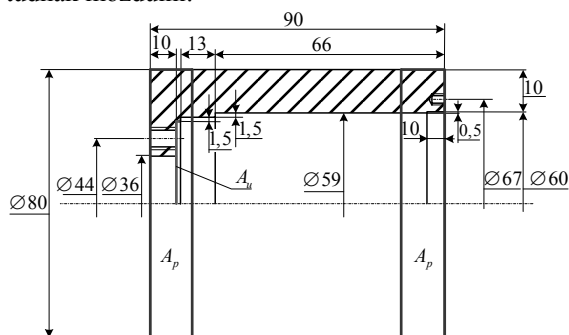
1. ábra. A keréktárcsa felépítése.

A cikkben csak a keréktárcsa lemez szerkezetét vizsgáljuk, az agyat a lemez szerkezet rugalmas ágyazásaként fogjuk modellezni. Ezért első lépésként meg kell határozni az agy mint rugalmas ágyazás rugómerevségeit. Második lépésként tisztázni kell a keréktárcsára ható alapterheléseket, és meg kell határozni, hogy szilárdsági szempontból mely alapterhelések együttese veszélyesek. A rugalmas ágyazás mechanikai jellemzőinek és a terhe-

léseknek az ismeretében a szilárdsági számítások elvégezhetők. A számítási eredmények birtokában következtetéseket vonhatunk le a szerkezet geometriájának, anyagválasztásának jóságáról, javaslatokat tehetünk például a geometria megváltoztatására, vagy az alkalmazott anyagok megválasztására.

3. AZ AGY RUGÓMEREVSÉGÉNEK MEGHATÁROZÁSA

Az agy két hengerpalást felületen keresztül kapcsolódik a keréktárcsa héj szerkezetéhez, ezeken a felületeken keresztül adódhat erő át az agyra. Az agy megtámasztása a furaton belül lévő sík homloklapfelületen keresztül történik, itt a szerkezet pontjainak az elmozdulását minden irányban nullára írjuk elő. Az agy szimmetriatengelyén egy hengerkoordináta-rendszert definiálhatunk, amelyben a palástfelület pontjai r , φ és z , azaz sugár-, tangenciális- és axiális irányban el tudnak mozdulni.



2. ábra. Kerékagy megfogása (a zöld színnel jelölt felület pontjainak elmozdulása nulla) és terhelései (a piros színnel jelölt felületekre radiális, tangenciális és axiális irányú egységnyi terhelés hat).

Ha a hengerpalástra r , φ és z irányban egységnyi terhelést helyezünk, a hengerpalást pontjainak megfelelő irányú elmozdulásai abszolút értékben megadják az r , φ és z irányú c_r , c_φ és c_z rugóállandókat. A rugóállandók reciprokai lesznek a rugómerevségek, amelyekre a rugalmas ágyazás megadásánál szükség lesz. Az agy anyaga acél, amelynek rugalmassági modulusza $E = 2,068 \cdot 10^5$ MPa, Poisson-tényezője $\nu = 0,29$. Feltételezhető, hogy az agy anyaga izotrop és lineárisan rugalmas, továbbá nagy elmozdulások és alakváltozások nem lépnek fel. A számításokat az I-DEAS mérnöki tervező rendszer végelem moduljával végeztük el, az eredmények az 1. táblázatban láthatók.

1. táblázat. A kerékagyat helyettesítő rugalmas ágyazás rugómerevségei.

	Rugómerevségek $\left[\frac{N}{mm} \right]$	
	Szabad oldal	Megtámasztott oldal
Radiális	$4,49 \cdot 10^6$	$6,02 \cdot 10^6$
Axiális	$1,58 \cdot 10^7$	$6,08 \cdot 10^7$
Tangenciális	$2,65 \cdot 10^6$	$5,06 \cdot 10^6$

4. A KERÉKTÁRCSA KRITIKUS TERHELÉSEI

A keréktárcsát verseny közben összetett terhelések érik, ezért a terheléseket lebontottuk egyszerű, úgynevezett alapterhelésekre, amelyeknek szuperpozíciója adja meg az összetett, kritikus terheléseket. A terhelések meghatározásánál elhanyagoltuk a keréktárcsa önsúlyát, a keréktárcsa forgásából származó tehetetlenségi erőket, valamint a vészfékezésnél és a kanyarodásnál fellépő gyorsulásból (a keréktárcsa gyorsulásából) származó tehetetlenségi erőket. Az egyes alapterhelések a következők lesznek:

1. *alapterhelés*: a jármű súlyából a jobb első kerékre ható normál terhelés.
 2. *alapterhelés*: a jármű súlyából a jobb hátsó kerékre ható normál terhelés.
 3. *alapterhelés*: a vészfékezésnél (megcsúszási határeset) a jobb első keréknél fellépő pótlólagos (+) normál terhelés (terhelésnövekmény).
 4. *alapterhelés*: a vészfékezésnél (megcsúszási határeset) a jobb első keréknél fellépő tangenciális terhelés.
 5. *alapterhelés*: a kanyarodásnál (kicsúszási határeset) a jobb első keréknél fellépő pótlólagos (+) normál terhelés (terhelésnövekmény).
 6. *alapterhelés*: a kanyarodásnál (kicsúszási határeset) a jobb első keréknél fellépő keresztirányú terhelés.
 7. *alapterhelés*: a kanyarodásnál (kicsúszási határeset) a jobb hátsó keréknél fellépő pótlólagos (+) normál terhelés (terhelésnövekmény).
 8. *alapterhelés*: a kanyarodásnál (kicsúszási határeset) a jobb hátsó keréknél fellépő keresztirányú terhelés.
 9. *alapterhelés*: a guminyomásból származó terhelés.
- A keréktárcsára ható alapterhelések szuperpozíciójaként a következő kritikus terhelések adódnak.
1. *kritikus terhelés*: vészfékezés – megcsúszási határeset (1+3+4+9 alapterhelés).
 2. *kritikus terhelés*: kanyarodás nagy sebességgel – kicsúszási határeset (2+7+8+9 alapterhelés).
 3. *kritikus terhelés*: vészfékezés nagy sebességgel történő kanyarodás közben – megcsúszási és kicsúszási határeset (1+3+4+5+6+9 alapterhelés)

Az 1. kritikus terhelési esetben a versenyautó első kerékpárjának lényegesen nagyobb terhelést kell elviselnie, mint a hátsó kerékpárnak, mert csak az első kerékpár fékezett. A két első kerék közül a jobboldalira nagyobb terhelés hat, mint a baloldalira (lásd [1]). Ezért az 1., 3. és a 4. alapterhelési esetben és így az 1. kritikus terhelési esetben is a jobb első kerékre ható terhelésekkel számolunk.

A 2. kritikus terhelési esetben (balra kanyarodást feltételezve) a jobboldali kerekek terhelése nagyobb, mint a baloldali kerekéké. A két jobboldali kerék közül a hátsóra nagyobb terhelés hat, mint az elsőre (lásd [1]). Ezért a 2., 7. és a 8. alapterhelési esetben és így a 2. kritikus terhelési esetben is a jobb hátsó kerékre ható terhelésekkel számolunk.

A 3. kritikus terhelési esetben a jobb első kerékre hat legnagyobb terhelés. Ezért az 1., 3., 4., 5. és a 6. alapterhelési esetben és így az 3. kritikus terhelési esetben is a jobb első kerékre ható terhelésekkel számolunk.

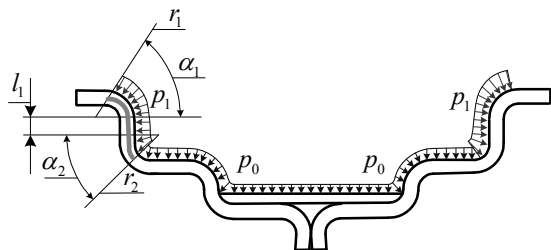
5. A KERÉKTÁRCSA ALAPTERHELÉSEINÉL FELLÉPŐ ERŐK ELOSZLÁSA

A járműről és az útpályáról a keréktárcsára működő erők eredőjét (koncentrált erőket) tudjuk meghatározni. A valóságos terhelések azonban nem koncentrált erőként működnek a keréktárcsára, hanem felületen megoszló terhelésként. Ez a felületen megoszló terhelés minden esetben a gumiabroncs és a keréktárcsa érintkezési felületén adódik át a keréktárcsára.

5.1 A normál terhelés eloszlása

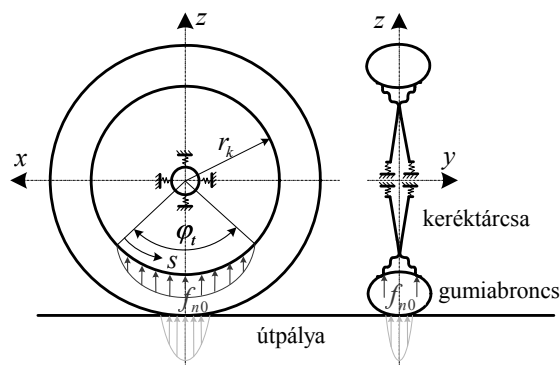
Normál irányú terhelés a keréktárcsára a jármű és vezető súlyából, valamint a fékezésnél és kanyarodásnál a tömegerők hatása következtében fellépő terhelésnövekményből származik. Ez az 1., 2., 3., 5., 7. alapterhelési esetben fordul elő.

A gumiabroncs a keréktárcsával egy $\Delta s = r_1 \alpha_1 + r_2 \alpha_2 + l_1$ széles sávon érintkezik, ahol $\alpha_1 = \alpha_2 = 30^\circ$. Ez a 3. ábrán az a tartomány, ahol a nyomásnövekmény hat a keréktárcsára. ezen a sávon adódik át terhelés a gumiabroncsról a keréktárcsára.



3. ábra. A gumiabroncs és a keréktárcsa érintkezési felülete.

Az úttestről a gumiabroncsra a viszonylag kis érintkezési tartományon adódik át terhelés. Ezt a terhelést a gumiabroncs a keréktárcsára egy nagyobb tartományon adja át (4. ábra).



4. ábra. A normál terhelés eloszlása

A keréktárcsára átadódó normál terhelés meghatározásánál feltételezzük, hogy a terhelés egy $\varphi_t = 60^\circ$ nyílásszögű, $r_k = 208,6\text{mm}$ sugarú körívén hat. A

megoszló terhelés sűrűsége: $f_n(s) = f_{n0} \sin\left(\frac{\pi}{\varphi_t} \varphi\right)$.

(1)

Az f_{n0} a sűrűségfüggvény maximális értéke (amplitúdója), r_k a keréktárcsának az a sugara, amelyen a gumiabronccsal érintkezik, s pedig az ugyanezen sugáron mért ívkoordináta (lásd 4. ábra). A keréktárcsára ható normál erő eredője:

$$F_n = 4 \frac{\Delta s r_k \varphi_t}{\pi} f_{n0}. \quad (2)$$

Normál terhelésnél a sűrűségfüggvény amplitúdója:

$$f_{n0} = \frac{\pi}{4 \Delta s r_k \varphi_t} F_n. \quad (3)$$

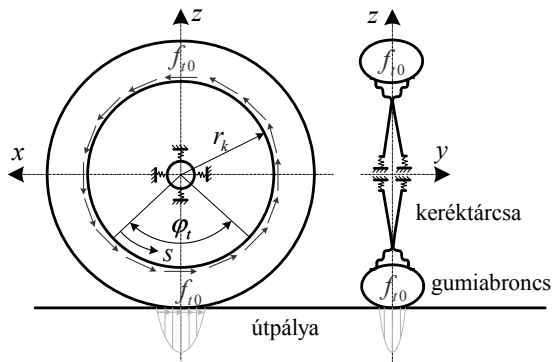
5.2. A tangenciális terhelés eloszlása

Tangenciális irányú terhelés a keréktárcsára a fékezésnél hat. Ez a 4. alapterhelési esetben fordul elő. A gumiabroncs a keréktárcsával ugyanazon a Δs széles sávon érintkezik.

Az úttestről a gumiabroncsra a viszonylag kis érintkezési tartományon adódik át terhelés. Ezt a terhelést a gumiabroncs a keréktárcsára a feltételezésünk szerint a teljes kerülete mentén adja át (5. ábra).

A terhelésátadási felület ebben az esetben:

$$A = 2 \Delta s (2 r_k \pi).$$



5. ábra: A tangenciális terhelés eloszlása

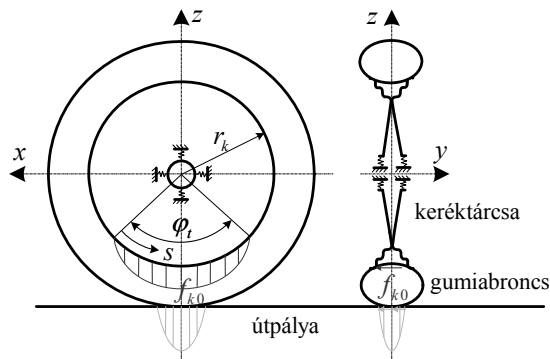
Tangenciális terhelésnél a felületi terhelés sűrűsége állandó:

$$f_{t0} = \frac{F_t}{A} = \frac{F_t}{4\Delta s r_k \pi} \quad (4)$$

5.3. A keresztirányú terhelés eloszlása

Kereszt irányú terhelés a keréktárcsára a kanyarodásnál hat. Ez a 6. és a 8. alapterhelési esetben fordul elő. A gumiabroncs a keréktárcsával ugyanazon a Δs széles sávon érintkezik, mint a normál terhelésnél, de terhelésátadás csak az egyik oldalon valósul meg (lásd 6. ábra).

A normál terhelésnél alkalmazott gondolatmenetet követve állítható elő a terheléseloszlás sűrűségfüggvényének amplitúdója. Különbség csak abban van, hogy itt a felület nagysága, amelyen a terhelés átadódik, fele akkora.



6. ábra: A keresztirányú terhelés eloszlása

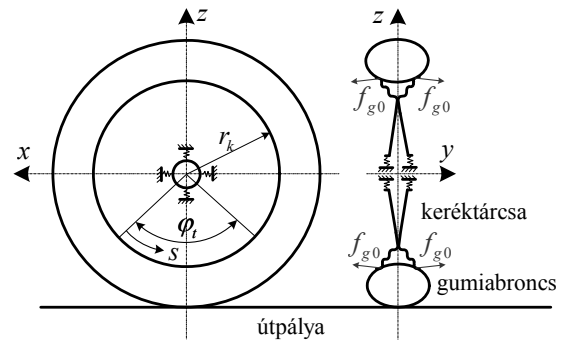
Keresztirányú terhelésnél a sűrűségfüggvény amplitúdója:

$$f_{k0} = \frac{\pi}{2\Delta s r_k \varphi_t} F_k \quad (5)$$

5.4. A gumiabroncsról átadódó terhelés eloszlása

A guminyomásból mindig hat terhelés a keréktárcsára. Ezt a 9. alapterhelési eset tartalmazza. A gumiabroncs a keréktárcsával ugyanazon a Δs széles sávon érintkezik. Ezt a terhelést a gumiabroncs a keréktárcsára a feltételezésünk szerint a teljes kerülete mentén adja át (lásd 7. ábra).

A terhelésátadási felület ebben az esetben: $A = 2\Delta s(2r_k \pi)$.



7. ábra: A gumiabroncsról átadódó terhelés eloszlása

A gumiabroncsról átadódó terhelésnél a felületi terhelés sűrűsége állandó:

$$f_{g0} = p_1 = \frac{F_g}{A} = \frac{F_g}{4\Delta s r_k \pi} \quad (6)$$

6. A KERÉKTÁRCSA ALAPTERHELÉSEINÉL FELLÉPŐ ERŐK

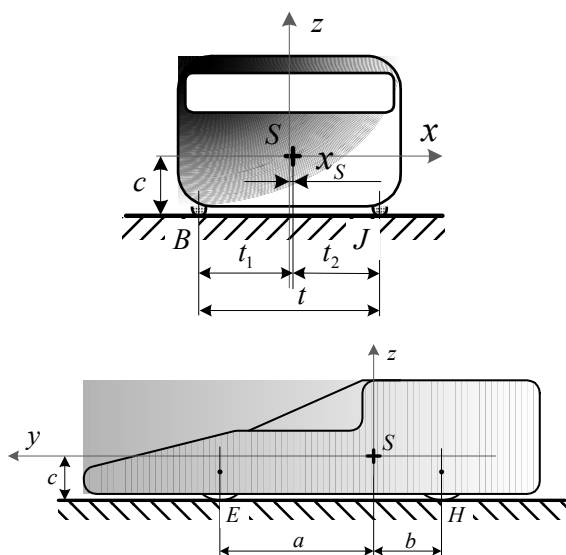
Az 1-8. alapterhelési esetekben olyan erők szerepelnek, amelyek a járműről, illetve az útról adódnak át a keréktárcsára. Ezeknek az erőknek az előállításával itt nem foglalkozunk, a számítás részletei és az eredmények az [1]-ben megtalálhatók. Itt csak a keréktárcsa modelljének terheléséhez szükséges alakra kell hozni a már korábban meghatározott erőhatásokat.

Az erők meghatározásához szükség van a jármű súlypontjának helyére is, ami az [1]-ben szintén megtalálható. Itt az áttekinthetőség kedvéért összefoglaljuk az eredményeket:

$$a + b = 1670 \text{ mm}, \quad t = t_1 + t_2 = 1000 \text{ mm}.$$

2. táblázat: A jármű súlypontjának helye

	a [mm]	b [mm]	c [mm]	x_s [mm]	$m_{jár}$ [kg]
Al alváz	1128	542	348	19,62	234



8. ábra. A jármű súlypontja

A 8. ábrából és a 2. táblázatból látható, hogy a jármű súlypontja körülbelül kétszer olyan közel van a hátsó kerekhez, mint az elsőhöz, míg a súlypont jobb és bal oldaltól mért távolsága közel azonos. Feltételezve hogy az alváz alumíniumból készül, az előző pontban leírtak felhasználásával a 3. táblázatban foglaltuk össze az egyes alapterhelésekből származó eredő erőket és azok sűrűségfüggvényének amplitúdóit.

3. táblázat. Alapterhelések eredői és sűrűségfüggvényeik amplitúdói

	eredő erő (F_{**} [N])	sűrűségfüggvény amplitúdója (f_{**} [N/mm ²])
1. alapterhelés	387,41	0,1658
2. alapterhelés	806,27	0,3451
3. alapterhelés	89,42	0,0285
4. alapterhelés	429,15	0,0145
5. alapterhelés	233,34	0,0742
6. alapterhelés	558,68	0,1778
7. alapterhelés	484,62	0,1542
8. alapterhelés	725,64	0,2309

9. alapterhelés: guminyomásból származó terhelés

A guminyomásból a keréktárcsára ható terhelés két részre osztható. Az első rész a közvetlenül a levegő nyomásából származó terhelés (azon a felületzakszon, ahol a p_0 levegőnyomás közvetlenül hat a keréktárcsára, lásd 3. ábra). A második rész gumiabroncsról a keréktárcsára átadódó felületen megoszló, a 3. ábrán p_1 -al jelölt terhelés. Ez utóbbit a gumiabroncs egyensúlyát vizsgálva határozhatjuk meg. A levegő nyomása a gumiabroncsban

$p_0 = 4 \text{ bar} = 0,4 \text{ MPa}$. A p_1 nyomásra itt nem részletezett számítások után a $p_1 = 3,582 \text{ MPa}$ értéket kapjuk.

7. A VÉGESELEM ANALÍZIS EREDMÉNYEI

Három végelem számítás került elvégzésre. Mindhárom számításban a keréktárcsa héj szerkezetét vizsgáltuk. A kerékagyat rugalmas ágyazással modelleztük, a terhelések pedig a 4. pontban felsorolt kritikus terhelések voltak. A keréktárcsa lemezszerkezetének anyaga AlMg3 jelű alumínium ötvözet volt, amelynek anyagállandói a 4. táblázatban láthatóak. A lemez vastagsága mindenhol 2mm. A számítást az I-DEAS mérnöki tervező rendszer végelem moduljával végeztük el. Feltételeztük, hogy csak kis elmozdulások és alakváltozások történnek, és az anyag lineárisan rugalmasan viselkedik. A számítási eredményeket a 5. táblázat foglalja össze.

4. táblázat: A keréktárcsa alumíniumötvözet (AlMg3) lemezszerkezetének anyagállandói

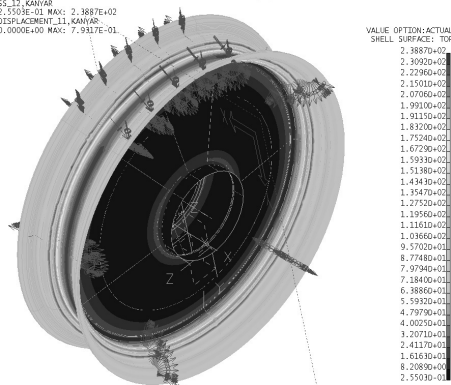
	E [MPa]	ν [1]	R_m [MPa]	$R_{p0,2}$ [MPa]
AlMg3	$7,2 \cdot 10^4$	0,34	80 – 250	190 – 290

Megállapítható, hogy a 2. kritikus terhelés, azaz a nagy sebességgel történő kanyarodás kicsúszási határesetete a legveszélyesebb, ekkor lépnek fel a legnagyobb redukált feszültségek és a legnagyobb elmozdulások. A 2. kritikus terhelés során fellépő redukált feszültségek eloszlását szemlélteti a 9. ábra, a középfelület elmozdulásait pedig a 10. ábra. Az ábra a feszültségeket a keréktárcsa héj-szerkezetének külső felületén adja meg.

5. táblázat: Számítási eredmények a három kritikus terhelésre

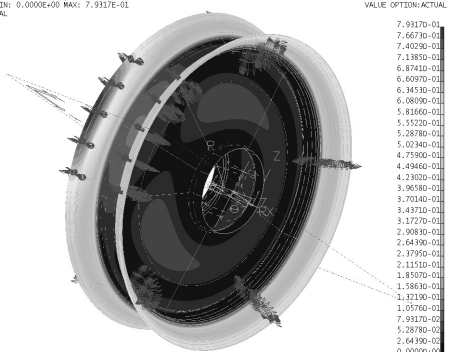
	u_{\max} [mm]	$\sigma_{\text{red max}}$ [MPa]
1. kritikus terhelés	0,57	224,9
2. kritikus terhelés	0,79	238,9
3. kritikus terhelés	0,72	232,0

RESULTS: 12- B.C. 2-STRESS_12.KANYAR
 STRESS - VON MESSZ MIND: 2,5503E+01 MAX: 2,3887E+02
 DEFORMATION: 11- B.C. 2-DISPLACEMENT_11.KANYAR
 DISPLACEMENT - MAG MIND: 0,0000E+00 MAX: 7,9317E-01
 FRAME OF REF: MATERIAL



9. ábra: A redukált feszültségek eloszlása a 2. kritikus terhelés esetén a keréktárcsa külső felületén.

RESULTS: 11- B.C. 2-DISPLACEMENT_11.KANYAR
 DISPLACEMENT - MAG MIND: 0,0000E+00 MAX: 7,9317E-01
 FRAME OF REF: MATERIAL



10. ábra: A középfelület elmozdulása a 2. kritikus terhelés esetén.

8. ÖSSZEZEGÉS

Az 9. ábrából és a 5. táblázatból megállapítható, hogy
 - az alapterhelések közül a 9. számú, azaz a guminyomásból származó terhelés hatására lépnek fel a legnagyobb redukált feszültségek,
 - a közepén lévő, kúppalást alakú tárcsa részben nagyságrendekkel kisebb feszültségek lépnek fel mint a pánt részben, ezért ennek vastagságát, geometriai kialakítását változtatva súlycsökkentés érhető el, – a keréktárcsa pánt részében fellépő feszültség a folyáshatár közelében van, ezért itt megerősítés szükséges.
 A számítási eredmények birtokában a munka további része annak a vizsgálatával folytatható, hogy hogyan lehet a keréktárcsát szálerősítéses rétegelt szerkezetből felépíteni.

KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

Kutatásainkat és e publikáció megjelenését a „TAMOP-4.2.1/B-09/1/KONV-2010-0003: Mobilitás és környezet: Járműipari, energetikai és környezeti kutatások a Közép- és Nyugat-Dunántúli Régióban” projekt támogatása tette lehetővé. A projekt a Magyar Állam és az Európai Unió támogatásával, az Európai Szociális Alap társfinanszírozásával valósul meg.

IRODALOM

- [1] ÉGERT J., ACZÉL Á., FEHÉR L., KÖRMENDY Á.: Versenyautó alváz mechanikai modellezési lehetőségei és kritikus terhelései, Géptervezők és Termékfejlesztők XXVII. Szemináriuma, Miskolc, 2011. november 10-11.
- [2] M. CSIZMADIA B., NÁNDORI E.: Modellalkotás, Mechanika mérnököknek, Nemzeti Tankönyvkiadó, Budapest, 2003.
- [3] BATHE, K-J.: Finite Element Procedures, Prentice Hall, New Jersey, 1996