



NYÍREGYHÁZI EGYETEM
MŰSZAKI ÉS AGRÁRTUDOMÁNYI INTÉZET
NYÍREGYHÁZA



TUDOMÁNYOS DIÁKKÖRI DOLGOZAT

**ÖNZÁRÁSI TÉNYEZŐ VIZSGÁLATA NÖVELT BELSŐ
SÚRLÓDÁSÚ DIFFERENCIÁL MŰVEK ESETÉN
INVESTIGATION INTO THE SELF-LOCKING FACTOR OF
LIMITED-SLIP DIFFERENTIALS**

Készítette: Jakab Tamás
Konzulens: Krajnyik Károly

NYÍREGYHÁZA

2023. 11. 22.

TARTALOMJEGYZÉK

BEVEZETÉS	1
1. CÉLKITŰZÉSEK	2
2. SZAKIRODALMI ÁTTEKINTÉS	3
2.1. A differenciálművek feladata és szükségessége.....	3
2.2. Kúpkereskes differenciálművek	4
2.3. Üzemi viszonyok a növelt belső súrlódású differenciálműben	9
2.4. Nedves tengelykapcsoló tárcsák kialakítása	14
3. ANYAG ÉS MÓDSZER	17
3.1. Differenciálmű fizikai jellemzőinek bemutatása	17
4. EREDMÉNYEK ÉS ÉRTÉKELÉSÜK.....	19
4.1. Egyes jellemzők hatása az önzárás mértékére	22
4.2. Több jellemző egyidejű megváltoztatásának hatása	26
4.3. 2 utas és 1,5 utas konstrukciók összehasonlítása	28
5. KÖVETKEZTETÉSEK ÉS JAVASLATOK	32
ÖSSZEFOGLALÁS	35

BEVEZETÉS

Ahogy az a rezümében is említettem, a belső súrlódás nélküli differenciálművek fő problémája az egyes üzemállapotokban a hajtott kerék nem kívánt kipörgése, illetve ebből fakadóan akár a jármű mozgásképtelensége. A növelt belső súrlódású differenciálművek részben ezt a jelenséget kívánják kiküszöbölni, mégpedig a hajtott kerekek bizonyos mértékű összezárásával.

Felvetődhet az a kérdés, hogyha a hajtott kerék kipörgése egyszerűen megszüntethető egy mechanikusan működtetett differenciálzár alkalmazásával, akkor mégis miért lehet szükség a drágábban megvalósítható és bonyolultabb részleges önzárásra. Elmondható, hogy bár a differenciálzár kis sebesség esetében nem okoz mechanikai károsodást a hajtótengelyre nézve, nagyobb sebességértékeknél illetve jó tapadás esetén a teljes önzárás miatt könnyedén előfordulhat valamelyik alkatrész tönkremenetele.

Növelt belső súrlódású differenciálmű alkalmazásával a részleges önzárás miatt a mechanikai károsodás esélye alacsonyabb, illetve a jármű irányíthatósága sem csorbul oly módon, mint teljes mértékű zárás esetében. A jármű ívmenetben mutatott tulajdonságai pozitív irányban befolyásolhatóak, és bizonyos jellemzők megváltoztatásával finomhangolhatóak lehetnek. Emellett részlegesen önzáró differenciálművek például a terepen, rossz tapadási körülmények között mozgó járművek esetében szinte nélkülözhetetlen alkatrészek. A versenycélokra átalakított járművek is alkalmaznak önzáró differenciálművet a menettulajdonságok javítása miatt, akár laza talajon, vagy jó tapadási tényezőjű aszfalton közlekednek. Ezért is terjedt el széles körben a növelt belső súrlódású differenciálmű még szériagyártásban is, és alakult ki sokféle megvalósítása.

1. CÉLKITŰZÉSEK

A dolgozat elsősorban a többtárcsás tengelykapcsolóval növelt belső súrlódású differenciálművekkel foglalkozik, így az azokban fellépő üzemi viszonyok feltérképezése kiemelt jelentőségű.

A dolgozat célkitűzései közé tartozik a megfelelő szakirodalom összegyűjtése ahhoz, hogy a differenciálművek működése kellőképpen leírható legyen. Egy meglévő konstrukció esetén, ha a felhasználás módja az eredetitől eltérő önzárási tényezőt követel meg, vagy az önzárás útján átvihető nyomaték értéke alacsony, esetleg a karakterisztika nem megfelelő, az eredeti kialakítás bizonyos jellemzőkben való módosítása megoldást jelenthet.

A dolgozatban az előbbi jellemzők hatását vizsgálom az önzárási tényező értékére nézve. Kérdéses, hogy egy adott kialakítás esetében milyen eszközökkel érdemes az önzárási tényezőt befolyásolni: a differenciálmű rámpaszögének, a súrlódótárcsák számának, vagy az előfeszítő erő nagyságának megváltoztatása mely esetekben lehet indokolt, illetve melyik milyen előnyöket, hátrányokat vonz magával.

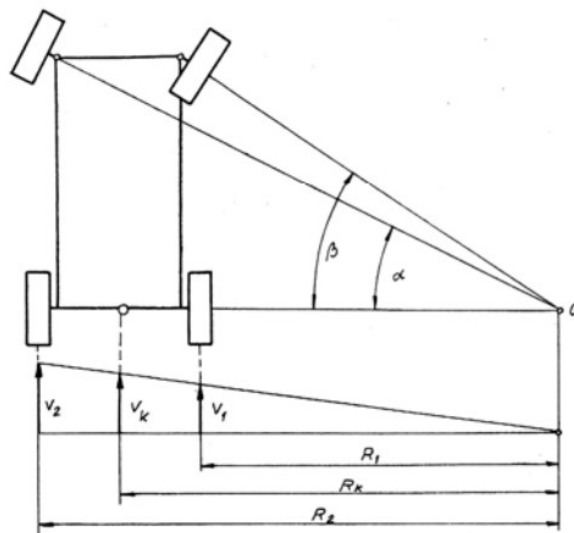
Elsősorban indokoltnak tartom számításokkal igazolni, hogy a rámpaszögnek, a súrlódótárcsák számának, és az előfeszítő erőnek hatása van a többtárcsás tengelykapcsolóval növelt belső súrlódású differenciálművek önzárási tényezőjére. Másodsorban figyelmet érdemel az is, hogy az egyes jellemzők változtatása által kiváltott pozitív vagy negatív irányú változások milyen jelenségre vezethetők vissza, azok honnan eredeztethetők. Várakozásaim szerint az előfeszítő erő és a súrlódótárcsák száma az önzárási tényező növekedését, a rámpaszög növelése pedig a csökkenését fogja magával hozni.

2. SZAKIRODALMI ÁTTEKINTÉS

A fejezetben áttekintem a kúpkeres differenciálmű működését, majd a növelt belső súrlódású differenciálmű üzemi viszonyaira vonatkozó összefüggéseket is ismertetem. A fejezet végén pedig ismertetem a növelt belső súrlódású differenciálműben használt tengelykapcsoló tárcsák kialakítását.

2.1. A differenciálművek feladata és szükségessége

A differenciálmű feladata, hogy ívmenetben haladás során lehetővé tegye a jármű hajtott tengelyén a jobb és a bal oldali kerekre való nyomatékátvitelt akkor is, amikor azok nem forognak egyforma fordulatszámmal. Az 1. ábrán látható egyszerűsített jármű esetében ívmenetben haladva a külső íven futó kérének nagyobb, a belsőnek kisebb fordulatszámmal kell forognia, ezáltal kisebb utat kell megtennie, mint a jármű középvonalának. Mivel a kerekek átmérője azonos, a fordulatszámoknak kell a két kerék között eltérőnek lennie, hogy a csúszásmentes kanyarodás létrejöhessen. Amennyiben a hajtott kerek között nem lenne differenciálmű, akkor az egyik hajtott oldal megcsúszna, vagy jó tapadás esetén akkora csavaró igénybevétel ébredne a merev tengelyen, hogy az akár el is törhetne. Mivel közismert tény, hogy a csúszási súrlódás lényegesen kisebb a tapadási súrlódástól, ezáltal a megcsúszás jelensége káros hatással bírna a jármű úttartására (Zinner, 2005).



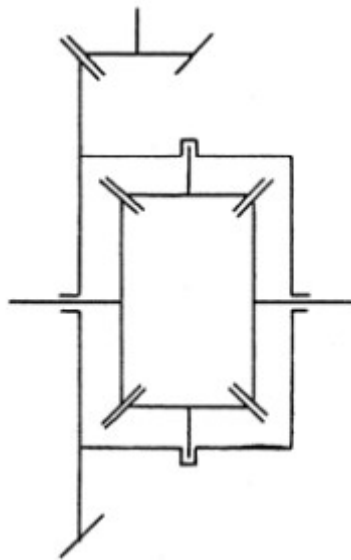
1. ábra: Ívmenetben haladó jármű

Forrás: Zinner, 2005

A belsőégésű motorok széleskörű elterjedésével a járművek teljesítménye megemelkedett, ami a korban általánosan használt keskeny gumibroncsok által biztosított tapadást könnyedén legyőzte. A belső súrlódás nélküli differenciálművek hátrányait kiküszöbölendő az 1930-as években Ferdinand Porsche a német ZF mérnöki céget bízta meg egy növelt belső súrlódású differenciálmű létrehozásával (Ugearsmodels, 2023).

2.2. Kúpkerekes differenciálművek

Eltételezve a különböző ritka és egzotikus szerkezeti megoldásoktól, a legtöbb gépjármű differenciálműve kúpkerekes kialakítású. A kúpkerek a jobb és baloldali kerekre átvitt nyomatékok egyensúlyban tartásáért felelősek (Wilfried, 1988).



2. ábra: Kúpkerekes differenciálmű kinematikai ábrája

Forrás: Zinner, 2005

A 2. ábrán látható kinematikai ábrán a forgatónyomaték kúpkerek segítségével kerül átadásra a tányérkerékre. A tányérkerék a differenciálmű házra van rögzítve. A két féltengely, a jobb és baloldali a napkerekbe kapcsolódnak. A differenciálmű házban a másik két kúpkerek a bolygókerek, amik a féltengelyekre merőlegesen néző tengelyen helyezkednek el (Bosch, 2002).

A kúpkerekes konstrukció tökéletes példa a belső súrlódás nélküli differenciálműre. Három üzemállapotot különböztetünk meg (Wilfried, 1988).

Egyenesmenetben haladás során a tányérkeréket a meghajtó kúpkerek forgatja. A tányérkerék a bolygókerek házával együtt mozog, a bolygókerek tengelyén keresztül hajtja a napkerekeket. A bolygókerek és napkerek között azonban nem történik legördülés és azok beékelődnek a ház és a napkerek közé. Mivel a két féltengely azonos fordulatszámmal forog, ebből következőleg a két

kerék fordulatszáma is azonos. A nyomaték fele-fele arányban oszlik meg a kerekek között (Wilfried, 1988).

Ívmenetben haladás esetén már működésbe lép a differenciálmű. Az ívkülső kerék éppen annyival gyorsabban forog, mint amennyivel az ívbelső lassabban. A tányérkerék és a bolygókerékház ugyanolyan fordulatszámmal forog, de a bolygókerékek és a napkerekek között már legördülés jön létre (Wilfried, 1988).

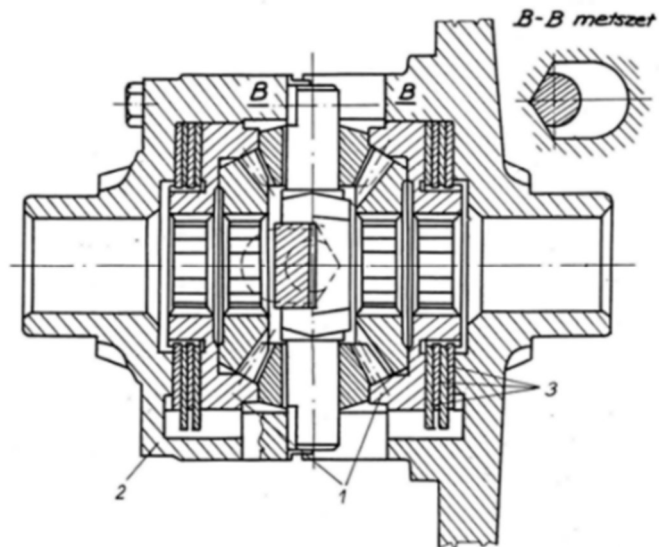
Kipörgés során, például ha a jármű egyik kereke jeges útfelületen, míg a másik jó tapadási tényezővel rendelkező útburkolaton áll, a jármű képtelen lesz elindulni, éppen a differenciáló hatás miatt. A tányérkerék továbbra is forog és hajtja a bolygókerékházat, de a bolygókerékek a saját tengelyük körül forognak, és a jobb tapadású kerékhez tartozó féltengely álló napkereken gördülnek le. A kipörgő kerékhez tartozó féltengely a ház fordulatszámának duplájával forog, míg a másik áll (Wilfried, 1988).

A belső súrlódás nélküli differenciálművek kialakításuk miatt számos előnytelen tulajdonsággal rendelkeznek. Az előző, jeges útfelületre vonatkozó eset egy klasszikus példa. Emellett, hogyha az útburkolat nem megfelelő minőségű, és az egyik hajtott kerék elemelkedik a talajtól, akkor annak fordulatszáma a másik kerék kárára megemelkedik. Továbbá a jármű ívmenetben haladása során is előfordulhat a centrifugális erő miatt az ívbelső kerék esetében tapadásvesztés és megcsúszás, amiből kifolyólag a jármű megpördülhet (Wilfried, 1988).

Amennyiben a jármű egyenesen halad, a bolygókerékeket és a napkerekeket tartalmazó ház egy egységként forog, és egyenlő fordulatszámmal hajtja a napkerekeken keresztül a két féltengelyt (Zinner, 2005).

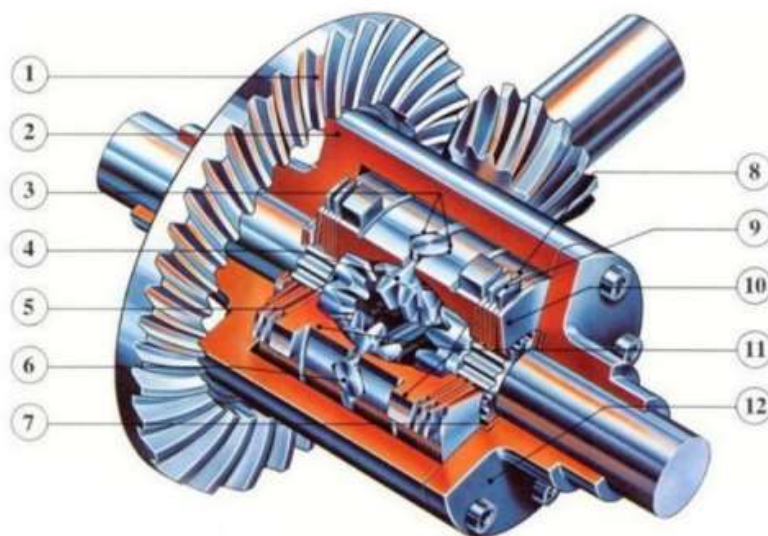
Ívmenetben haladva azonban a bolygókerékek a házzal való forgás mellett saját tengelyük körül is forognak, és legördülnek a két napkeréken, ami által a két kerék közötti fordulatszámkülönbség létrejön. Ezáltal lehetséges, hogy az ívbelső és az ívkülső kerék is csúszásmentesen gördülhet az útburkolaton (Zinner, 2005).

A leggyakrabban alkalmazott növelt belső súrlódású differenciálművet a kúpkerekes differenciálműből fejlesztették ki. A belső súrlódás növelésének érdekében a napkerekek és a differenciálmű ház közé súrlódótárcsákat, vagy kúpos súrlódóbetéteket helyeztek (Zinner, 2005). Ahogy Wilfried (1988) is megállapította, ez a kialakítás a két hajtott kerék között részleges zárást valósít meg. A 3. ábra szerint szerkezetét tekintve belső súrlódás nélküli társához képest jóval bonyolultabb, több alkatrészt tartalmaz.



3. ábra: Súrlódó tárcsával növelt belső súrlódású differenciálmű metszetben

Forrás: Zinner, 2005



4. ábra: Többtárcsás tengelykapcsolóval növelt súrlódású differenciálmű

Forrás: Gadola et al., 2018

A súrlódó tárcsával növelt belső súrlódású, másnéven ZF-típusú, vagy Salisbury néven ismert kúpkerékes differenciálmű kialakítása a 4. ábrán látható. Ezen konstrukció esetében az 1-es jelű tányérkerék a 2-es számmal ellátott differenciálmű házat hajtja. 4-es számmal a bolygókerékek, és 5-ös számmal a napkerékek láthatóak. A bolygókerék tengely 6-os számmal jelölt. A 2-es differenciálmű házban belül található a két, 11-es számú nyomólap és a 8-as jelű súrlódó tárcsák, valamint a 9-es jelű fém lamellák. A súrlódótárcsák a kúpkerékekhez, a fémlamellák pedig alakos kötással a 2-es differenciálmű házhoz kapcsolódnak. 10-es számmal az előfeszítésről gondoskodó tányérrugó figyelhető meg. A 12-es számot kapta a szerkezetet lezáró fedél (Gadola et al., 2018).

A differenciálmű házban belül található a két nyomólap. Az egyes nyomólapok mögé egy-egy többtárcsás tengelykapcsolót építenek be. A nyomólapokat szétfeszítő axiális erő a rámpák segítségével adja át a tengelykapcsolókra az összeszorító erőt. A nyomólapok a féltengelyekhez képest axiális irányban mozoghatnak, ezért a külső házhoz hornyokon át kapcsolódnak. Normál üzemi esetén a házban keresztül hajtja a bolygókerék tengelyt, az pedig a bolygókerékeken keresztül a napkerékeket, majd a féltengelyeket, azonban zárás nem történik. Ha a motor felől nagyobb nyomaték érkezik, a bolygókerék tengely a belső házhoz képest elmozdulva, a kialakított rámpát és ezáltal a két nyomólapot szétfeszíti. A szétfeszített belső ház a két bolygókerék alatt elhelyezett lamellás tengelykapcsolókat összezárva azokat a házzal kapcsolja össze (MOGI-BME, 2023).

A súrlódó tárcsák a féltengelyek és a differenciálmű ház között akkor hoznak létre kapcsolatot, amikor a differenciálmű bolygókerékei között kellő fordulatszám különbség alakul ki. Az önzárás mértéke a tengelykapcsoló tárcsák számával és a rámpaszög értékével befolyásolható (Lévai, 2012).

Személygépkocsik esetében az ajánlott önzárási tényező 26%-tól 45%-ig terjed. Építőipari gépek, traktorok esetében 45%-ra, az elsősorban terepen közlekedő járműveknél pedig akár 75%-ra is tehető az önzárási tényező. Szélsőséges, extrém esetben az önzárási tényező akár a 100%-ot is elérheti, ahol már differenciálzárról beszélhetünk (Looman, 2009).

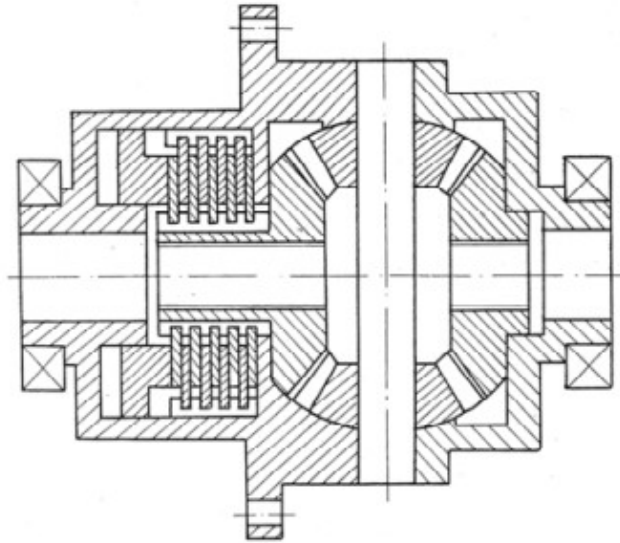
Zinner (2005) szerint terepen mozgó járművek esetében az önzárási tényező 50-60% között vesz fel ideális értéket, mivel itt már kielégítő a terepjáró képesség, de még nem csökken jelentősen a kormányozhatóság.

A többtárcsás tengelykapcsolóval növelt súrlódású differenciálmű működés iránya szerint 3 féle lehet: léteznek 1 utas, 1,5 utas és 2 utas konstrukcióban. Az 1 utas önzáró differenciálművek csak gyorsítás közben fejtik ki önzáró jellegüket. A 2 utas konstrukció tolóüzemben is ugyanolyan karakterisztikával rendelkezik, mintha gyorsítanánk. A 1,5 utas esetében a két rámpaszög, és ezáltal a két irányban történő önzárás mértéke nem egyforma, jellemzően tolóüzemben kevésbé zárja össze a kerekeket. Elsőkerék hajtású járművekbe csak 1 utas önzáró differenciálmű építhető, mert máskülönben nem lehetne velük a kanyaríven befordulni (Dubey et al., 2022).

A 2 utas differenciálműveknél széria járművek esetén szinte csak a $45^\circ/45^\circ$ rámpaszög fordul elő, esetleg utólagos módosítás esetén használnak még $30^\circ/30^\circ$ rámpaszöget. Utóbbi kialakítást használják, amennyiben cél a hajtott kerekek minél nagyobb mértékű összezárása és ívmenetben a jármű fokozott túlkormányozottságának elérése. A 1,5 utas differenciálműveknél a leggyakrabban alkalmazott rámpaszög párosítások a $30^\circ/60^\circ$ és az $50^\circ/65^\circ$ kialakítások. A $30^\circ/60^\circ$ kialakítás a tapasztalatok szerint inkább lazább, murvás talajon történő közlekedéshez, az $50^\circ/65^\circ$ pedig szilárd útburkolathoz, jellemzően aszfalthoz ideális. Az első érték a gyorsítás közben érvényes rámpaszöget, a második a tolóüzemben aktív rámpaszöget mutatja. 1 utas kialakítás esetén a tolóüzemre érvényes rámpaszög mindig 90° , a másik érték az előbb felsoroltak szerint változhat (RacingDiffs, 2023).

Fontos tényező még a differenciálmű előfeszítése. Az előfeszítés egy előre beállított, állandó mértékű ellenállás a két kerék között. Értéke azt határozza meg, hogy a jármű egyenletes mozgása esetében mekkora nyomaték szükséges ahhoz, hogy az ellenállást leküzdve a kerekek egymástól függetlenül forogjanak. Minél kisebb az előfeszítés, annál inkább közelít a működése a belső súrlódás nélküli differenciálműhöz (RRTransmissions, 2023).

Erre válaszul a gyártók a hagyományos, körmös kapcsolók helyett újabban többtárcsás lemezes tengelykapcsolót építenek be. Az 5. ábrán látható tengelykapcsolót zárva a differenciálzár hatást a differenciálmű ház és a féltengely összekapcsolásával éri el. A többtárcsás lemezes tengelykapcsoló meghatározott nyomatékot túllépve megcsúszik, így nem jöhet létre súlyos szerkezeti károsodás, ha a járművezető szilárd burkolatú útra érve a differenciálzárát bekapcsolva felejtí, a MOGI-BME (2023) weboldal szerint.

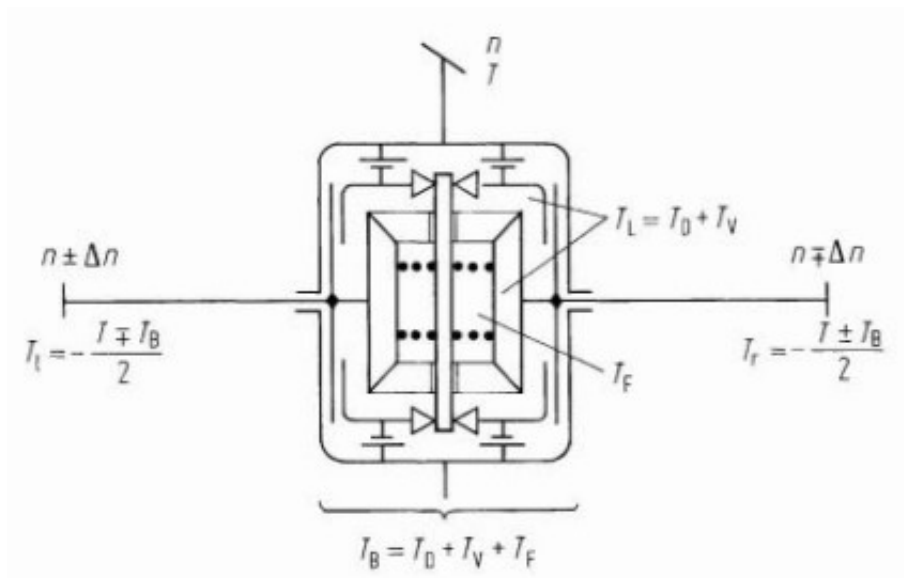


5. ábra: Lemezes tengelykapcsolóval megvalósított differenciálzár

Forrás: MOGI-BME, 2023

2.3. Üzemi viszonyok a növelt belső súrlódású differenciálműben

A többtárcsás növelt belső súrlódású differenciálmű kinematikai viszonyait a 6. ábrán figyelhetjük meg.



6. ábra: Növelt súrlódású differenciálmű kinematikai ábrája

Forrás: Looman, 2009

1. táblázat: **Ébredő nyomatékok a növelt súrlódású differenciálműben**

T	Meghajtó nyomaték a differenciálmű házon (tányérkerék forgatónyomatéka)
T_l; T_r	Bal és jobb oldali féltengely hajtónyomatéka
T_B	Teljes fékezőnyomaték
T_D	Összezáró tengelykapcsoló tárcsák által kifejtett terhelésfüggő fékezőnyomaték
T_V	Bolygókerékek által kiváltott terhelésfüggő fékezőnyomaték
T_F	Rugó előfeszítés által kifejtett állandó fékezőnyomaték

Forrás: Looman, 2009

A T_B teljes fékezőnyomaték terhelésfüggő és állandó nyomatékokból áll. A terheléstől függő fékezőnyomatékok a T_D és a T_V . Az állandóan ható T_F fékezőnyomaték mindig ugyanakkora, és a beépített rugó fejt ki. A T_D és a T_V nagysága mellett a T_F fékezőnyomaték nagysága is nagyon fontos az önzáró differenciálmű megfelelő működéséhez (Looman, 2009).

A teljes fékezőnyomaték a következő komponensek összege:

$$T_B = T_D + T_V + T_F \quad (1)$$

ahol T_B a teljes fékezőnyomaték, T_D , T_V és T_F azonos értelmű a fenti táblázatban említettekkel (Looman, 2009).

Looman (2009) szerint a teljes fékezőnyomaték és a meghajtó nyomaték hányadosát S önzárási tényezőnek nevezzük, és százalékban adjuk meg [2]:

$$S = \frac{T_B}{T}; \text{ ahol ha } S = 0,65 = 65\% \quad (2)$$

ahol

T_B - a teljes fékezőnyomaték,

T - a meghajtó nyomaték.

A következőkben azt feltételezve, hogy az üzemi viszonyok szerint a jármű jobb kanyarban halad, a bal oldali hajtott kerék fordulatszáma nagyobb lesz, mint a jobb oldali kerékre eső fordulatszám. Azonban a bal keréken átvihető forgatónyomaték éppen kisebb lesz, mint a jobb oldalon átvihető érték (Looman, 2009).

Looman (2009) szerint a külső íven futó (bal) kerék nyomatéka:

$$T_l = -\frac{T - T_B}{2} = -\frac{1 - S}{2} * T \quad (3)$$

Looman (2009) szerint a belső íven futó (jobb) kerék nyomatéka:

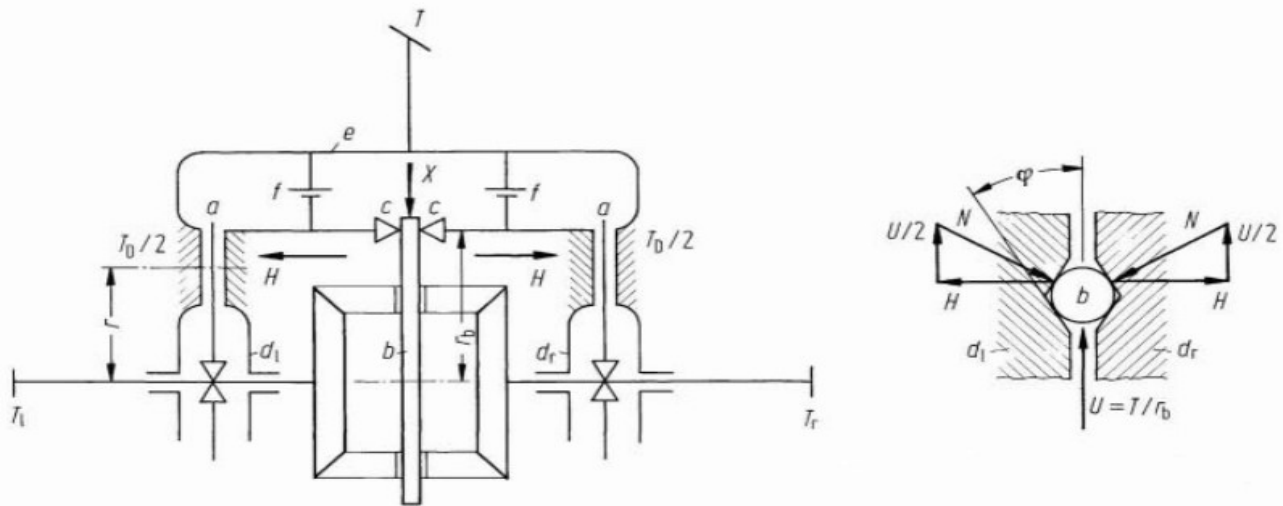
$$T_r = -\frac{T + T_B}{2} = -\frac{1 + S}{2} * T \quad (4)$$

A nyomatékok esetében a negatív előjel az irányt jelzi. A féltengelyekre jutó forgatónyomaték iránya jelen esetben ellentétes a tányérkerékre jutó forgatónyomaték irányával. A differenciálmű kialakítása a példában szimmetrikus. A bal tengelyen ébredő nyomaték az önzárasi tényező felével fog csökkenni, míg a jobb oldali keréken ugyanennyivel fog nőni, így a végén a két hajtókerék bal és jobb oldali T_l és T_r nyomatéka eltérő lesz (Looman, 2009).

A nyomatékokat előjelhelyesen összeadva eredményként nullát kell kapnunk. A jobb és a bal kerékre eső nyomatékok hányadosát tapadási aránynak nevezzük. Looman (2009) szerint ez a két kerék által átvitt nyomaték aránya:

$$\frac{T_r}{T_l} = \frac{1+S}{1-S} \quad (5)$$

ahol az egyes jellemzők azonosak a (2), (3) és (4) összefüggésekben említettekkel.



7. ábra: Növelt súrlódású differenciálmű rámpaszögének értelmezése

Forrás: Looman, 2009

A nyomólap rámpaszögének a differenciálmű önzárásának mértékére vonatkozó hatását a 19. ábrán keresztül figyelhetjük meg. Az ábrán b-vel jelölt a bolygókerék tengely, d_l a baloldali nyomólap, d_r a jobboldali nyomólap. Ha a megfelelő üzemi körülmények fennállnak, a bolygókerék tengely a " φ "-vel jelölt szögben elhelyezkedő rámpákon felfutva a két nyomólapot szétfeszíti (Looman, 2009).

Az ábrán U-val jelölt a kerületi erő, amit forgatónyomaték és a bolygókerék tengelyének erőkarjának hányadosaként kaphatunk meg (Looman, 2009).

$$U = \frac{T}{r_b} \quad (6)$$

A kerületi erő a két nyomólapon fele-fele arányban hat. A keréktengelyek irányában mindkét oldalon H erő hat, amely összenyomja a tengelykapcsolók súrlódó tárcsáit, és így nyomatékot ad át (Looman, 2009).

Ezt az erőt a differenciálmű a tengelykapcsoló lamellákat összeszorítva nyomaték átvitelére használja. Az átvitt nyomatékot a fizikai jellemzőkből eredeztetjük.

$$T_D = 2 * H * \mu * m * r = 2 * \frac{U}{2} * \operatorname{ctg} \varphi * \mu * m * r \quad (7)$$

összefüggéssel meghatározható az összezáró tengelykapcsoló tárcsák által létrehozott terhelésfüggő fékezőnyomaték (Looman, 2009), ahol

- U - kerületi erő a nyomólapon,
- φ - nyomólap rámpaszöge,
- μ - súrlódás,
- m - súrlódófelületek száma az egyes tengelykapcsolókban,
- r - a súrlódótárcsák közepes sugara.

A számításhoz szükséges a súrlódótárcsák közepes sugarának meghatározása is (Looman, 2009). Az

$$r = \frac{2}{3} * \frac{r_k^3 - r_b^3}{r_k^2 - r_b^2} \quad (8)$$

összefüggéssel meghatározható a súrlódótárcsák közepes sugara, ahol

- r_k - a súrlódótárcsák külső sugara,
- r_b - a súrlódótárcsák belső sugara.

Az önzárási tényezőt már korábban említettem (2), ami a teljes fékezőnyomaték és a tányérkeréken eső meghajtó nyomaték hányadosa, és S-el jelöltem. Kiszámítása T_D tekintetében az alábbiak szerint történik (Looman, 2009):

$$S = \operatorname{ctg} \varphi * \mu * m * r / r_b \quad (9)$$

képlet szerint, ahol

- φ - nyomólap rámpaszöge,
- μ - súrlódás,
- m - súrlódófelületek száma az egyes tengelykapcsolókban,
- r - a súrlódótárcsák közepes sugara,
- r_b - a bolygókerék tengelyének erőkarja.

Innen kifejezhető egy egyszerűsített képlet (Looman, 2009):

$$T_D = (\operatorname{ctg} \varphi * \mu * m * r / r_b) * T \quad (10)$$

ahol a tényezők azonos értelműek, mint a fentebb említett képletekben.

Mivel a vizsgált differenciálmű kúpkeres konstrukciójú, így ebből fakadóan működése során a napkerekekre nézve kúpos kialakításuk miatt azokon axiális erő ébred, ami szintén növeli a differenciálmű belső súrlódását. Ezt a fékezőnyomatékot T_v -vel jelölik (Looman, 2009).

$$T_V = \frac{\mu * r * m * \tan \alpha * \sin \delta}{r_0} * T \quad (11)$$

A bolygókerékek által kiváltott terhelésfüggő fékezőnyomaték a fenti 10. számú képlet segítségével határozható meg, ahol

- μ - súrlódás,
- m - súrlódófelületek száma az egyes tengelykapcsolókban,
- r - a súrlódótárcsák közepes sugara,
- α - a kúpkerékek kapcsolószöge,
- δ - a kúpkerékek kúpszöge,
- r_0 - a kúpkerékek osztóköre,
- T - a meghajtó nyomaték.

Bizonyos differenciálművek nem rendelkeznek előfeszítéssel, de elterjedtebb az a megvalósítás, ahol spirál-, vagy tányérrugókkal a súrlódó lamellákat bizonyos mértékben összezárják. A rugók által kifejtett erő és ezáltal az ebből következő fékezőnyomaték a differenciálmű üzeme során mindig állandó (Looman, 2009).

$$T_F = 2 * F * \mu * m * r \quad (12)$$

összefüggéssel meghatározható rugó előfeszítés általi állandó fékezőnyomaték, ahol

- F - rugóerő,
- μ - súrlódás,
- m - súrlódófelületek száma az egyes tengelykapcsolókban,
- r - a súrlódótárcsák közepes sugara.

Ha a T_F -et túl nagyra választjuk, az bizonyos esetekben problémákat okozhat. Ugyebár már említésre került, hogy kanyarban nagyobb nyomaték jut az ívbelső kerékre, mint egyenesmenetben. Ez a járművet arra kényszeríti, hogy egyenesen haladjon, a jármű csúszási hajlamát csökkentve. Túl nagy T_F esetén, olyan üzemállapotban mikor a hajtónyomaték értéke pillanatnyilag lecsökken, például éppen ívmenetben haladva sebességváltás esetében, a hajtott tengely olyan mértékben összezárhat, hogy szinte merev tengelyként viselkedik. Ezért a T_F előfeszítés ajánlott mértéke legfeljebb a tányérkerékre eső nyomaték 10...20%-a (Looman, 2009).

Korszerű járművek esetén a gyártók jellemzően kerülnek a nagy előfeszítés alkalmazását, mert az a blokkolásgátló fékrendszer hatékonyságának csökkenéséhez vezet. Ezen kívül a túl nagy előfeszítés alulkormányozottsághoz vezethet a kanyaríven, a kis előfeszítés pedig a kanyar kijáratán. Versenykörülmények között legtöbbször kívülről állítható előfeszítési mechanizmust alkalmaznak (Gadola et al., 2018).

Gadola et al. (2018) szerint az önzárás útján átvihető legnagyobb nyomaték a

$$\Delta C_{\max} = C_m * \left[k + \frac{2}{3} * \left(\frac{n * \mu_c}{r_{\text{ramp}}} * \frac{\cos \sigma - \mu_r * \sin \sigma}{\sin \sigma + \mu_r * \cos \sigma} \right) * \left(\frac{R_o^3 - r_i^3}{R_o^2 - r_i^2} \right) \right] \quad (13)$$

összefüggéssel határozható meg, ahol

$\Delta C_{\max}$ - önzárás útján átvihető legnagyobb nyomaték a differenciálműben,

C_m - differenciálmű bemenő nyomatéka,

k - zárási jellemzőket növelő egyéb erőhatásokat összegző állandó,

n - súrlódófelületek száma az egyes tengelykapcsolókban,

μ_c - általános súrlódási együttható,

μ_r - bolygókeréktengely és rámpa közötti súrlódási együttható,

r_{ramp} - bolygókeréktengely erőkarja,

σ - nyomólap rámpaszöge,

R_o - tengelykapcsoló tárcsák külső sugara,

r_i - tengelykapcsoló tárcsák belső sugara.

Emellett fontos megemlíteni, hogy a „ k ” tényező tapasztalati úton kerül megállapításra, értéke $k = 0,08 \dots 0,22$ közötti, ami üzem közben állandó. A „ k ” tényező a kúpkeres kialakítású differenciálműben a kúpkerékek által üzem közben létrehozott axiális erőket, a fogak legördülése során létrejött ellenállást és a napkerékek differenciálműháznak feszülése során létrejövő ellenállásokat foglalja magába. A létrehozott axiális erők a tengelykapcsoló lamellákat összenyomva az azokon átvihető nyomatékot megnövelik. Ezek az erők az önzárási tulajdonságokat növelik (Gadola et al., 2018).

2.4. Nedves tengelykapcsoló tárcsák kialakítása

A tengelykapcsoló tárcsák szerkezete egy acél hordozótestből és az arra felvitt súrlódóanyagból áll. Jellemzően a tárcsák mindkét oldalát bevonják a súrlódóanyaggal. Gyakran olajterelő hornyokat is kialakítanak a súrlódóbetétek felületén. A súrlódóbetéteket tekintve két fő típust lehet megkülönböztetni (Lingesten, 2012).

A legelterjedtebb a papír alapú súrlódóbetét, ami cellulóz szálakat és töltőanyagokat, jellemzően grafitot tartalmaz, ezeket pedig fenolgyantával ragasztják össze. Ritkábban a cellulóz szálak helyett azbeszt szálakat használtak, de az azbeszt egészségkárosító hatása miatt ez a megoldás mára már megszűnt. Az egyre növekvő átvitt nyomaték és a kisebb átmérők miatt a hőigénybevétel megnőtt, amiket ellensúlyozandólag a gyártók hőállóságot növelő komponenseket is adnak a

keverékhez. A papír alapú súrlódóbetétek tulajdonságait szénszálak, illetve aramidszálak segítségével igyekeznek javítani (Lingesten, 2012).

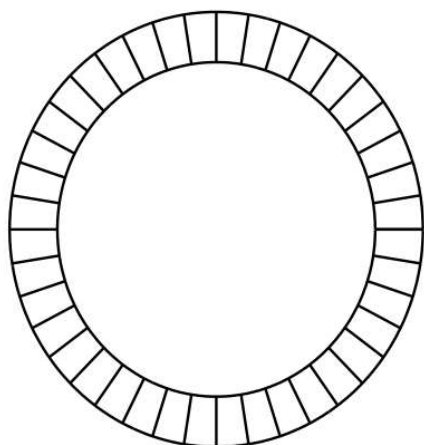
A másik típus a szinter-bronz anyagú súrlódóbetét. A szinterbetétes tengelykapcsoló tárcsákat jellemzően olyan körülmények között alkalmazzák, ahol a hőterhelés nagyobb és a csúszás fokozottan van jelen. Mivel a hőtűrő és hővezető képessége jobb, mint papír alapú társának, így ilyen esetekben előnyben részesítik. Gyártás során egy acél hordozótárcsára szintereznek bronzport és egyéb töltőanyagokat egy nagy hőmérsékletű kemencében. A többtárcsás tengelykapcsolóval növelt belső súrlódású differenciálművekben jellemzően ezt a típust alkalmazzák (Lingesten, 2012).

Nagy hőterhelésnek kitett tengelykapcsolók esetében azok hűtése nem elhanyagolható. A súrlódóbetétek felületén sok esetben olajterelő hornyokat találunk. A 20. ábrán az olajterelő hornyok két leggyakrabban alkalmazott kialakítása látható. Az ábrán „a” jellel a sugárirányban elhelyezett hornyok, „b” betűvel pedig a rácsos, ostyaszerű kialakítás figyelhető meg (Lingesten, 2012).

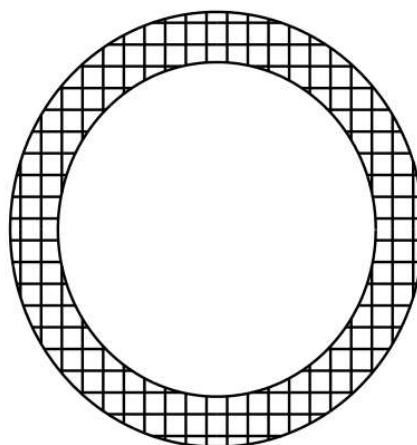
A hornyok szerepe elsősorban a kenőolaj áramlásának lehetővé tétele. A kialakításuk miatt a tengelykapcsoló zárt állapotában is át tud áramlani a kenőolaj a lamellák között, ennek köszönhetően hűtve azokat. Olajterelő hornyok híján a közeg csak a súrlódóbetétek pórusain keresztül tudna áramlani, ami nagy viszkozitású kenőolaj esetében eléggé nehézkes lenne. Ezenkívül a barázdák a tengelykapcsoló szétkapcsolt állapotában a tárcsák között kialakuló kenőolajfilmet megszakítják, így a súrlódási veszteségek csökkennek (Lingesten, 2012).

A súrlódó tárcsák között fém elválasztótárcsákat is találunk. Anyaguk jellemzően közepes vagy magas széntartalmú acél. Az elválasztótárcsák súrlódóbetétet nem tartalmaznak. Felületi érdességükkel a tengelykapcsoló élettartama befolyásolható (Lingesten, 2012).

Ha a felhasználás szempontjából ideálisabb, akkor a lamellák beépítési sorrendje szükség szerint megváltoztatható. A leggyakoribb esetben a súrlódótárcsák (X) és a fém lamellák (Y) XYXY sorrendben követik egymást, így jön létre a legnagyobb érintkezési felület. Ezzel szemben a lamellákat XXYY sorrendben is be lehet építeni, így a súrlódófelületek száma és az átvihető nyomaték kisebb lesz (Dubey et al., 2022).



(a) Radial grooves



(b) Waffle grooves

8. ábra: **Nedves tengelykapcsolótárcsák olajterelő hornyainak kialakításai**

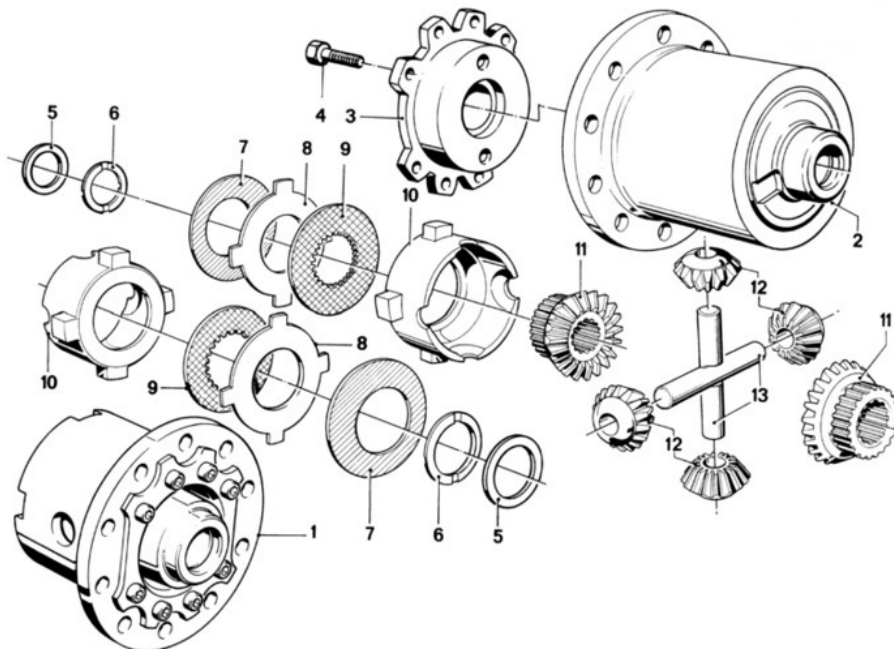
Forrás: Lingesten, 2012

3. ANYAG ÉS MÓDSZER

A továbbiakban a szimmetrikus kialakítású, kúpkeres felépítésű, többtárcsás tengelykapcsolóval növelt belső súrlódású differenciálműveket fogom vizsgálni. Azért, hogy számításokat lehessen végezni, konkrét fizikai jellemzőkre van szükség. Az előbbieken bemutatott szakirodalmi összefüggések alapján a hiányzó adatokat kiszámítom, majd az egyes jellemzők változtatásával további számításokat végzek fejlesztési lehetőségeket keresve.

3.1. Differenciálmű fizikai jellemzőinek bemutatása

A 10. ábrán a számítási példában szereplő növelt belső súrlódású differenciálmű szerkezete látható. Az ábrán 1-es számmal látható a differenciálmű ház. A szerkezetet a 3-mas számmal jelölt differenciálmű ház fedél zárja le. A 4-es számmal jelölt csavarok rögzítik a fedelet a házra. 5-ös és 7-es számmal jelölték a tányérugókat az axiális előfeszítéshez. Köztük helyezkednek el a 6-os jelű hézagoló lemezek. 8-as számmal a differenciálmű házhoz kapcsolódó tengelykapcsoló tárcsák, 9-es számmal pedig a napkerekekhez kapcsolódó súrlódó tárcsák láthatóak. A 10-es számmal jelölt nyomólapokon 4 db rámpa van kialakítva 90 fokonként. 11-es számmal a napkerekek, a 12-es számmal pedig a bolygókerekek vannak jelölve. 13-as számmal a két bolygókerék tengely látható (Wallonthnesch, 2023).



9. ábra: Számítási példában szereplő növelt belső súrlódású differenciálmű szerkezete

Forrás: Wallonthnesch, 2023

A differenciálmű előfeszítését az egyes napkerekek mögött elhelyezett tengelykapcsoló lamellákhoz beépített tányérugók végzik. A differenciálmű oldalanként egy fémlamellát és egy súrlódótárcsát tartalmaz, összesen tehát 2 párt, a nyomólapok pedig kétutas kialakításúak, rámpaszögük 45° (Tunnell, 2005).

A differenciálmű számításokhoz szükséges adatait a 2. táblázat tartalmazza.

2. táblázat: **Differenciálmű jellemzői**

Súrlódási tényező	$\mu = 0,08$
Súrlódófelületek száma tengelykapcsolónként	$m = 2$ db
Súrlódóbetéttel rendelkező tárcsák száma	2 db
Előfeszítő erő	$F = 6$ kN
Tányérkeréken fellépő nyomaték	$T = 2500$ Nm
Rámpaszög	$\varphi = 45^\circ$
Tengelykapcsoló tárcsa mérete	$r_k = 38$ mm; $r_b = 21$ mm
Kúpkerekek kapcsolószöge	$\alpha = 24^\circ$
Kúpkerekek kúpszöge	$\delta = 58^\circ$
Kúpkerekek osztóköre	$r_o = 22$ mm
Bolygókeréktengely erőkarja	$r_b = 40$ mm

Forrás: Tunnell, 2005; Looman, 2009; Gadola et al., 2018

4. EREDMÉNYEK ÉS ÉRTÉKELEÉSÜK

A számítások elvégzése az szakirodalom feldolgozásban ismertetett összefüggések alapján történt. A differenciálmű adatait felhasználva az addig ismeretlen jellemzőket meghatároztam.

A súrlódótárcsák közepes sugarának meghatározása az

$$r = \frac{2}{3} * \frac{r_k^3 - r_b^3}{r_k^2 - r_b^2} \quad (14)$$

képlet alapján történt. Behelyettesítve a súrlódótárcsák külső és belső sugarát, a súrlódótárcsák közepes sugara az

$$r = \frac{2}{3} * \frac{0,038^3 - 0,021^3}{0,038^2 - 0,021^2} = 0,030315 \text{ m} \quad (15)$$

számítás segítségével meghatározható.

A fellépő kerületi erőt a tányérkeréken ébredő forgatónyomaték és a bolygókeréktengely erőkarjának hányadosaként a számítottam ki.

$$U = \frac{T}{r_b} \quad (16)$$

összefüggés alapján „U” értéke

$$U = \frac{2500}{0,040} = 62500 \text{ N} \quad (17)$$

A kiszámított „r” és „U” értékei alapján a 6-os jelű összefüggéssel a tengelykapcsoló tárcsák által létrehozott fékezőnyomaték meghatározható a

$$T_D = 2 * \frac{U}{2} * \text{ctg } \varphi * \mu * m * r \quad (18)$$

képletbe behelyettesítve. A tengelykapcsoló tárcsák által létrehozott fékezőnyomaték értéke

$$T_D = 2 * \frac{62500}{2} * \text{ctg } 45^\circ * 0,08 * 2 * 0,030315 = 303,15 \text{ Nm} \quad (19)$$

A T_v bolygókerékek által kiváltott terhelésfüggő fékezőnyomaték kiszámításához a korábban tárgyalt

$$T_v = \frac{\mu * r * m * \tan \alpha * \sin \delta}{r_0} * T \quad (20)$$

összefüggést alkalmaztam. A képletbe behelyettesítve a

$$T_v = \frac{0,08 * 0,030315 * 2 * \tan 24^\circ * \sin 58^\circ}{0,022} * 2500 = 208,11 \text{ Nm} \quad (21)$$

fékezőnyomaték értéket kaptam.

A rugó előfeszítés általi állandó fékezőnyomaték a (22)

$$T_F = 2 * F * \mu * m * r$$

összefüggéssel határozható meg. Ide a jellemzőket behelyettesítve a

$$T_F = 2 * 6000 * 0,08 * 2 * 0,030315 = 58,2 \text{ Nm} \quad (23)$$

nyomatékértéket kaptam.

A fékezőnyomatékok összege a

$$T_B = T_D + T_V + T_F \quad (24)$$

képlet segítségével meghatározható. Innen a

$$T_B = 303,15 + 208,11 + 58,2 = 569,46 \text{ Nm} \quad (25)$$

nyomatékot meghatároztam.

Mivel ismert, hogy az önzárási tényező a fékezőnyomatékok összegének és a tányérkeréken fellépő nyomaték hányadosa,

$$S = \frac{T_B}{T} \quad (26)$$

alapján az önzárási tényező jelen példában az

$$S = \frac{569,46}{2500} = 0,228 = 22,8 \% \quad (27)$$

értéket veszi fel.

Ellenőrzésképpen az önzárás útján átvihető nyomaték értékét egy másik, Gadola et al. (2018) által megállapított összefüggéssel is meghatároztam. Itt hiányzott a „k” tényező, amit egyébként nagy hasonlóságot mutat a korábbi szakirodalomban tárgyalt T_V nyomatékkal.

A „k” értékét így a következő képlet alapján határoztam meg.

$$k = \frac{T_V}{T} \quad (28)$$

képlet alapján a „k” értéke

$$k = \frac{208,11}{2500} = 0,0832 \quad (29)$$

Fontos megemlíteni, hogy Looman (2009) értelmezése szerint ez az összefüggés a T_F rugó előfeszítés általi állandó fékezőnyomatékot figyelmen kívül hagyja, így azzal csak $T_D + T_V$ értéke határozható meg.

Eszerint

$$\Delta C_{\max} = C_m * \left[k + \frac{2}{3} * \left(\frac{n * \mu_c}{r_{\text{ramp}}} * \frac{\cos \sigma - \mu_r * \sin \sigma}{\sin \sigma + \mu_r * \cos \sigma} \right) * \left(\frac{R_o^3 - r_i^3}{R_o^2 - r_i^2} \right) \right] \quad (30)$$

ahol a korábbiak szerint $k = 0,0832$; a súrlódást pedig a bolygókerék tengely és a nyomólap rámpafelülete között azok acél anyaga miatt $\mu_r = 0,01$ értékkel vettem figyelembe. Minden más érték változatlan maradt.

Behelyettesítve az összefüggésbe a

$$\Delta C_{\max} = 2500 * \left[0,0832 + \frac{2}{3} * \left(\frac{2 * 0,08}{0,040} * \frac{\cos 45^\circ - 0,01 * \sin 45^\circ}{\sin 45^\circ + 0,01 * \cos 45^\circ} \right) * \left(\frac{0,038^3 - 0,021^3}{0,038^2 - 0,021^2} \right) \right] \quad (31)$$

$$= 505,16 \text{ Nm}$$

értéket kaptam.

Ezt összehasonlítva a másik szakirodalommal a

$$1 - \frac{T_D + T_v}{\Delta C_{\max}} \quad (32)$$

hányados szerint az

$$1 - \frac{303,15 + 208,12}{505,16} = 0,012 = 1,2 \% \quad (33)$$

eredményre jutottam, tehát a két érték közötti különbség 1,2 %, ami elhanyagolható.

4.1. Egyes jellemzők hatása az önzárás mértékére

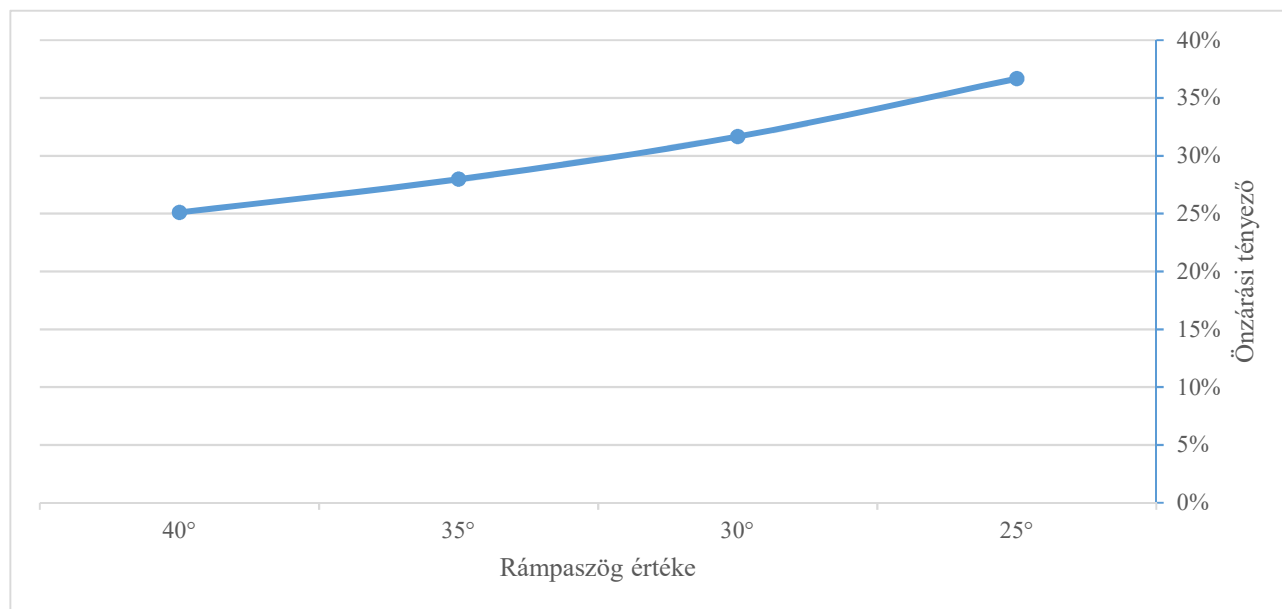
A következő fejezetekben taglalt számítássorozatok az előző fejezetben levezetett számítás mintájára készültek. Első körben az önzáró differenciálműben a nyomólapok rámpaszögét csökkentettem az eredeti 45 fokos értékről fokozatosan egészen 25 fokra. Minden más érték változatlanul maradt. A szakirodalomban látható volt, hogy a rámpaszög változtatása a nyomólapokon ébredő összeszorító erőn keresztül befolyásolja az önzárás tulajdonságait. A számítás eredményét a 3. táblázat tartalmazza.

3. táblázat: Csökkentett rámpaszög hatása

Rámpaszög	25°	30°	35°	40°
T_D	650,11 Nm	525,07 Nm	432,94 Nm	361,28 Nm
T_V	208,12 Nm	208,12 Nm	208,12 Nm	208,12 Nm
T_F	58,21 Nm	58,21 Nm	58,21 Nm	58,21 Nm
T_B	916,42 Nm	791,39 Nm	699,26 Nm	627,6 Nm
S	36,66%	31,66%	27,97%	25,10%

Forrás: saját számítások alapján

Az alább látható 10. ábrán az önzárási tényező alakulását vizuálisan is szemléltettem. Érzékelhető, hogy a rámpaszög csökkentésével az önzárási tényező jelentős mértékben növekszik.



10. ábra: „S” értéke a rámpaszög csökkentésével

Forrás: saját számítások alapján

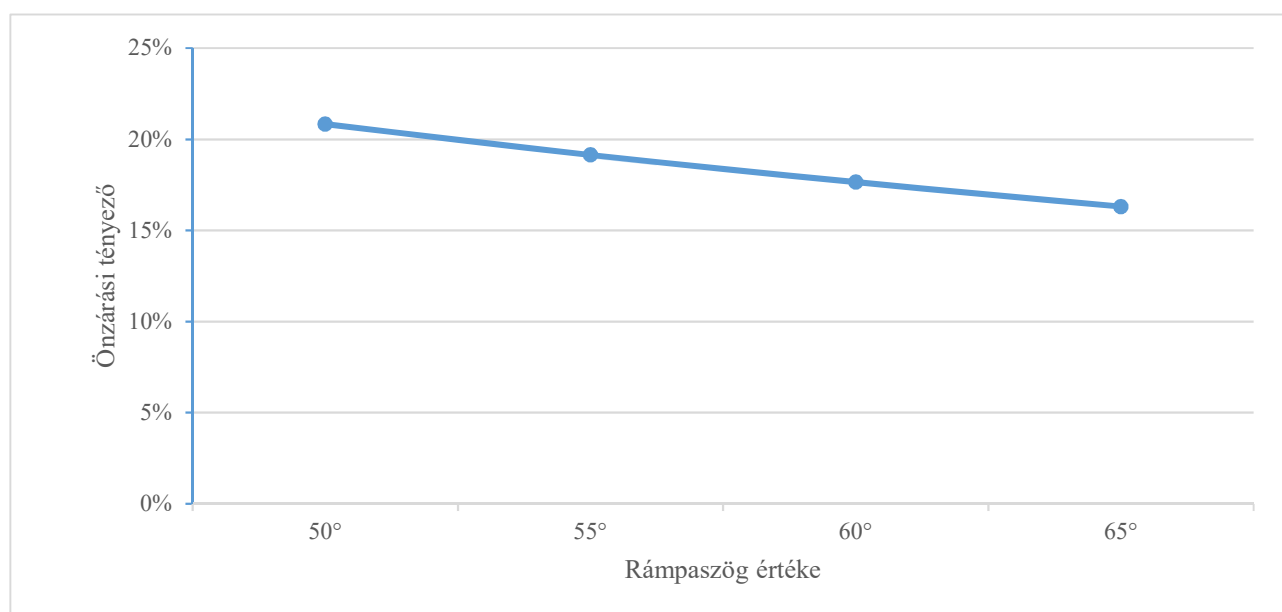
Ezt látva a másik irányba is változtattam az eredeti rámpaszögön, mégpedig megnöveltem azt. Az alább látható táblázat a számítás eredményét, tehát az egyes rámpaszögekhez tartozó fékezőnyomatékokat és az önzárási tényezőket foglalja magába.

4. táblázat: **Növelt rámpaszög hatása**

Rámpaszög	50°	55°	60°	65°
T _D	254,37 Nm	212,27 Nm	175,02 Nm	141,36 Nm
T _V	208,12 Nm	208,12 Nm	208,12 Nm	208,12 Nm
T _F	58,21 Nm	58,21 Nm	58,21 Nm	58,21 Nm
T _B	520,69 Nm	478,59 Nm	441,34 Nm	407,68 Nm
S	20,83%	19,14%	17,65%	16,31%

Forrás: saját számítások alapján

Az 11. ábrán az önzárási tényező alakulása figyelhető meg. A rámpaszög növelésével az önzárási tényező csökkenő tendenciát mutat.



11. ábra: „S” értéke a rámpaszög növelésével

Forrás: saját számítások alapján

A rámpaszög módosításánál látható volt, hogy a 3. táblázatban a szög csökkentésével az összeszorító erő nőtt, növelésével pedig csökkent a 4. táblázat szerint. Mivel az összeszorító erő meghatározó tényező az önzárási tényező számítása során, így az önzárási tényező is módosult. Megfigyelhető volt, hogy radikálisan változtatott rámpaszög esetén sem változott az önzárási tényező többszörösére, holott az összeszorító erőt befolyásolta a rámpaszög módosítása. A 10. ábrán látható, hogy a rámpaszög csökkentésével az önzárási tényező egyre meredekebben emelkedett. Ellentétes irányban pedig éppen ellenkezőleg, a 11. ábrán is megfigyelhető volt, hogy rámpaszög növelésével egyre kisebb mértékben csökkent az önzárási tényező. Megállapítható, hogy a rámpaszög mértéke az összeszorító erőn keresztül befolyásolja az önzárás tulajdonságait. A φ rámpaszög minél kisebb, annál nagyobb az összeszorító erő.

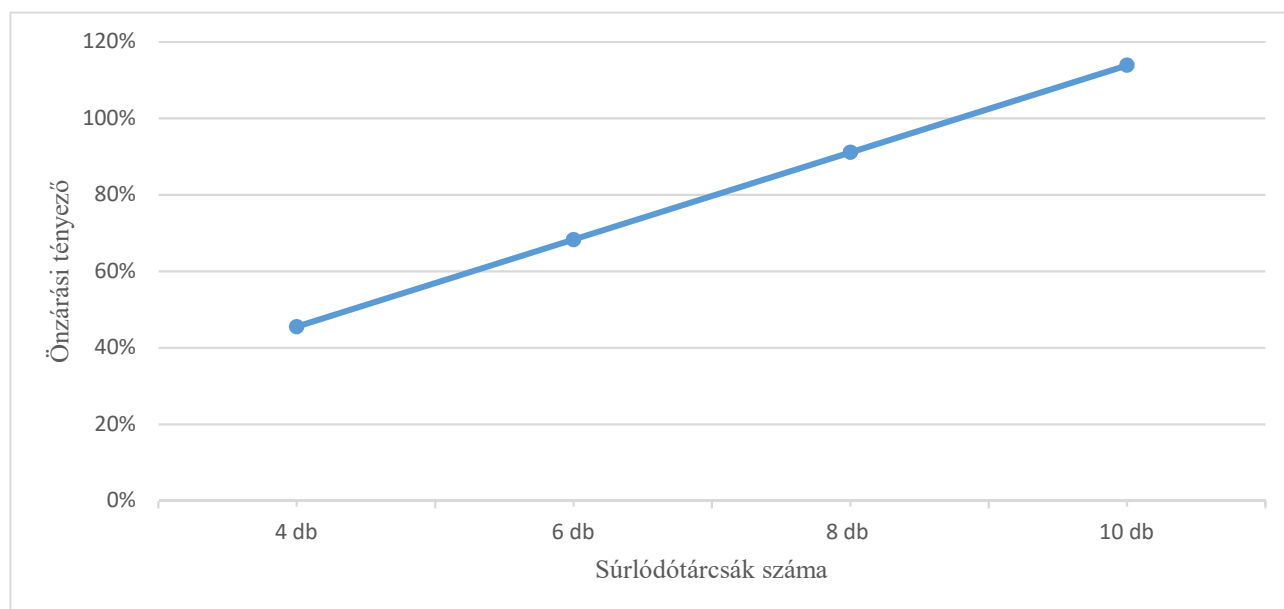
A rámpaszöget növelve a tárcsákat összepréselő erő csökken, $\varphi = 90$ foknál pedig az összeszorító erő nulla lesz. Az önzárási tényező változása az összezáró tengelykapcsoló tárcsák által kifejtett terhelésfüggő fékezőnyomaték csökkenésének vagy növekedésének volt betudható. A rámpaszög módosítása ezzel együtt nem befolyásolta a bolygókerekek által kiváltott terhelésfüggő fékezőnyomaték értékét, és a rugó előfeszítés által kifejtett állandó fékezőnyomaték értékét sem.

A számításokat folytatva a következő esetben az eredeti jellemzőkön a súrlódó tárcsák számán kívül nem változtattam, annak érdekében, hogy az általuk kifejtett hatás érzékelhető legyen. A tárcsák számát szimmetrikusan, mindig 1-1 tengelykapcsoló tárcsa hozzáadásával növeltem meg. Az eredeti kialakítás szerint a tárcsák számának csökkentését nem láttam indokoltnak. Az 5. táblázat ezeknek a számításoknak az eredményét mutatja be.

5. táblázat: Eredeti differenciálmű megnövelt számú súrlódófelülettel

Súrlódófelületek száma	4 db	6 db	8 db	10 db
T_D	606,3 Nm	909,45 Nm	1212,6 Nm	1515,75 Nm
T_V	416,23 Nm	624,34 Nm	832,45 Nm	1040,56 Nm
T_F	116,41 Nm	174,61 Nm	232,82 Nm	291,02 Nm
T_B	1138,93 Nm	1708,4 Nm	2277,87 Nm	2847,34 Nm
S	45,56%	68,34%	91,11%	113,89%

Forrás: saját számítások alapján



12. ábra: „S” értéke a súrlódófelületek számának függvényében

Forrás: saját számítások alapján

A 12. ábra a súrlódótárcsák számának és az önzárási tényező összefüggését mutatja be. Az ábráról leolvasható, hogy a tárcsák számának növelésével az önzárási tényező és az átvihető nyomaték jelentős mértékben emelkedett.

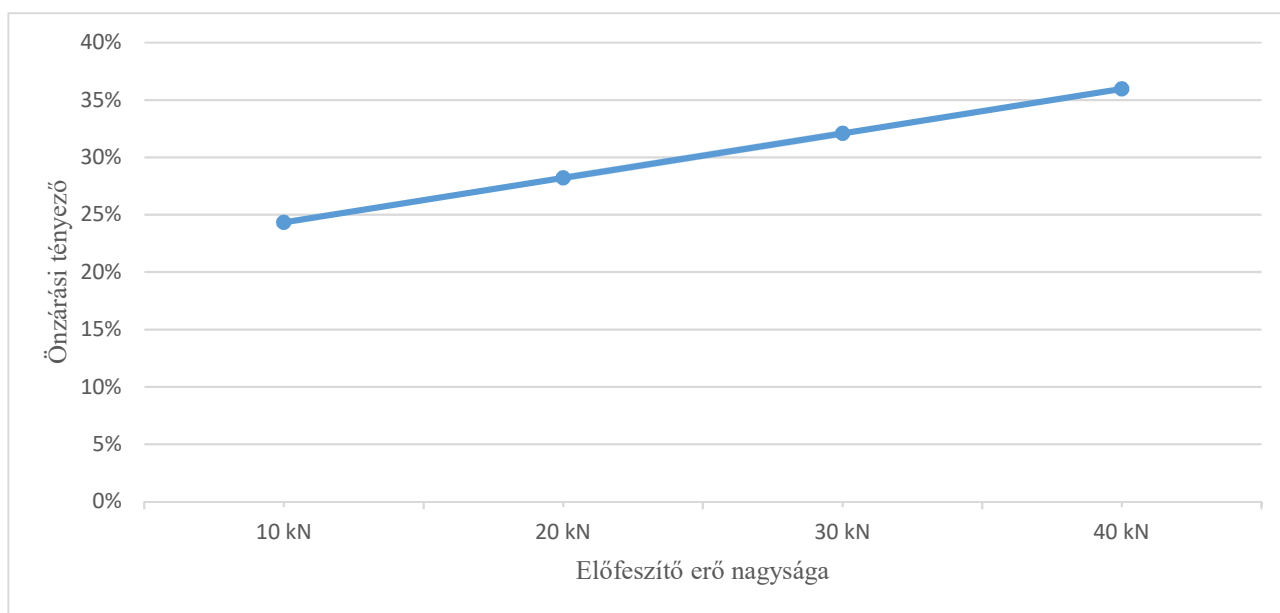
Ahogy az a 12. ábrán is látható, a súrlódófelületek számának növelésével már sokkal nagyobb mértékben volt befolyásolható az önzárási tényező. Az 5. táblázatban egy esetben 113,89%-os önzárási tényező vált megvalósíthatóvá. Ez a magas önzárási tényező amiatt adódott, mert ebben az esetben az összes fékezőnyomaték értékét befolyásolta a változtatás. Itt kiemelném azt, hogy 100%-ot meghaladó önzárási tényező semmiképpen sem lehetséges, hiszen az azt jelentené, hogy a féltengelyekre jutó nyomaték értéke nagyobb, mint ami a tányérkerékre jut. Ez a jelenség inkább úgy fogható fel, hogy a differenciálmű működése az 5. ábrán bemutatott lemezes tengelykapcsolóval megvalósított differenciálzárhoz hasonlóvá vált. A növelt belső súrlódású differenciálmű belső súrlódása olyan mértékben nőtt meg, hogy a differenciálmű már nem részleges zárast valósít meg, hanem egy teljes mértékben önzáró, azaz differenciálzárként működik. A 113,89%-os, illetve minden 100% feletti értéket úgy kell értelmezni, mint egy kellő mértékű nyomaték hatására működésbe lépő differenciálzár, a 100%-on felüli rész pedig a differenciálmű biztonsági tartalékaként fogható fel. Mivel az átvihető nyomaték a konstrukciós kialakítás miatt véges, az alkatrészek mechanikai károsodását elkerülendőleg a tengelykapcsolók egy bizonyos nyomaték után meg fognak csúszni.

A 6. táblázatban láthatóak a differenciálműben az előfeszítő erő megnövelésével kapott eredmények. Ahogyan az előző fejezetekben, a többi jellemzőt itt is változatlanul hagytam, hogy a különbségeket megfelelően érzékeltetni lehessen.

6. táblázat: **Megnövelt előfeszítő erő hatása**

Előfeszítő erő	10 kN	20 kN	30 kN	40 kN
T_D	303,15 Nm	303,15 Nm	303,15 Nm	303,15 Nm
T_V	208,11 Nm	208,11 Nm	208,11 Nm	208,11 Nm
T_F	97,008 Nm	194,02 Nm	291,02 Nm	388,03 Nm
T_B	608,27 Nm	705,28 Nm	802,29 Nm	899,29 Nm
S	24,33%	28,21%	32,09%	35,97%

Forrás: saját számítások alapján



13. ábra: „S” értéke az előfeszítő erő növelésével

Forrás: saját számítások alapján

A 13. ábrán a megnövelt előfeszítő erő és az annak hatására növekvő tendenciát mutató önzárási tényező figyelhető meg.

Az előfeszítő erő változtatásával az önzárási tényező elég csekély mértékben változott. A 6. táblázatban láthatóan a rugóerőt jelentősen növelve sem váltott ki drasztikus változásokat az önzárási tényezőre nézve. Az eredeti rugóerőnek többszörösének alkalmazásával már jelentősen befolyásolta a fékezőnyomatékok megoszlásának arányát, de az önzárási tényező még így sem nőtt meg olyan mértékben, mint például a súrlódótárcsák módosítása során.

4.2. Több jellemző egyidejű megváltoztatásának hatása

A korábban alkalmazott módszer helyett ebben az esetben két tényezőt módosítottam az eredeti felálláshoz viszonyítva, a tengelykapcsoló lamellák számán keresztül a súrlódófelületek számát, és a nyomólapok rámpaszögét. Első körben a rámpaszögöt a gyakran alkalmazott 30 fokra választottam. A számítások eredménye az alábbi 7. táblázatban olvasható.

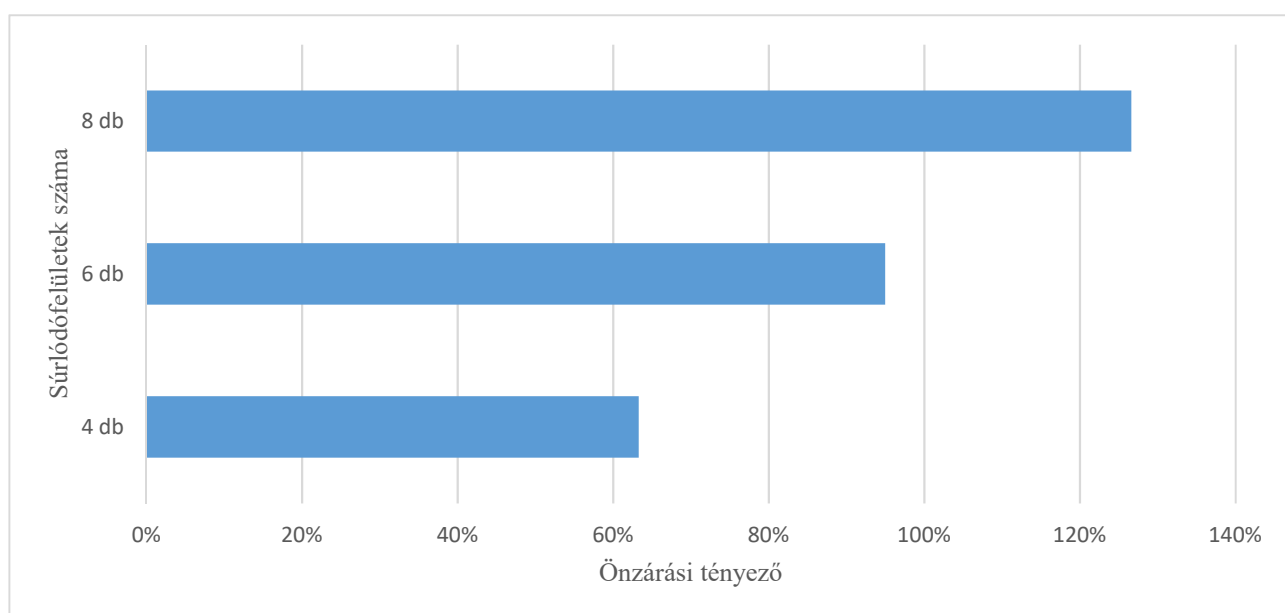
Majd ugyanezeket a számításokat a rámpaszög ellenkező értelmű módosításával is elvégeztem, ennek eredménye a 8. táblázatban látható.

7. táblázat: Csökkentett rámpaszög megnövelt számú súrlódófelületekkel

Rámpaszög	30°	30°	30°
Súrlódófelületek száma	4 db	6 db	8 db
T _D	1050,14 Nm	1575,21 Nm	2100,29 Nm
T _V	416,23 Nm	624,34 Nm	832,45 Nm
T _F	116,41 Nm	174,61 Nm	232,82 Nm
T _B	1582,78 Nm	2374,17 Nm	3165,55 Nm
S	63,31%	94,97%	126,62%

Forrás: saját számítások alapján

A 14. ábrán a táblázat adatai vizuálisan szemléltetve jelennek meg.



14. ábra: „S” értéke csökkentett rámpaszög mellett megnövelt számú súrlódófelületekkel

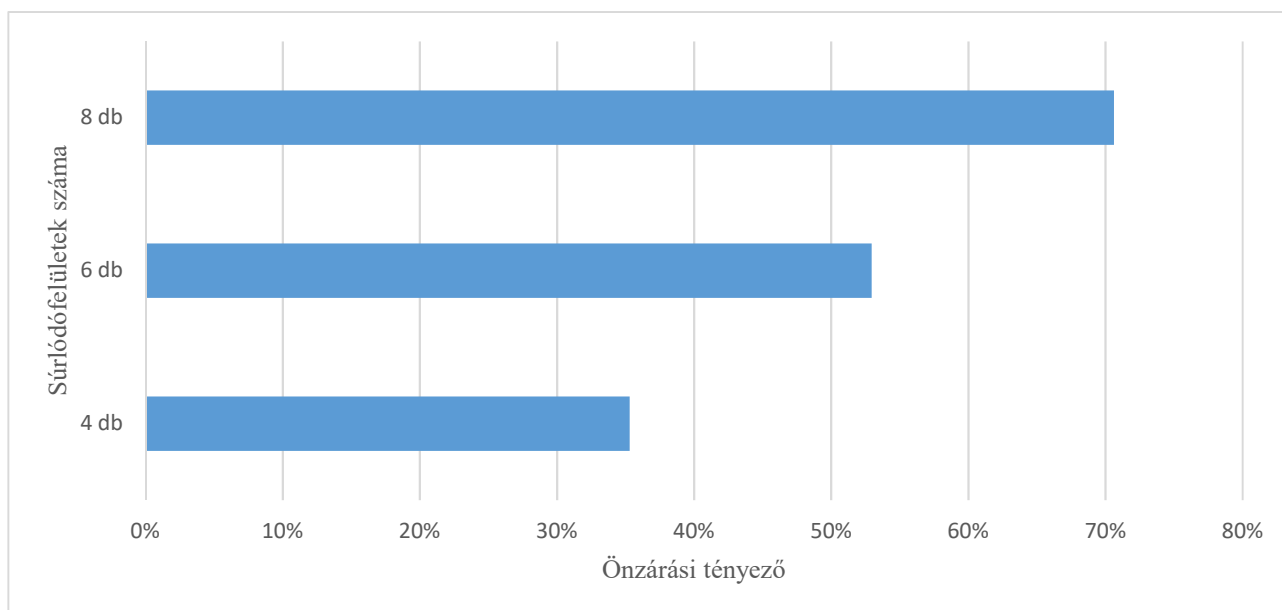
Forrás: saját számítások alapján

8. táblázat: Megnövelt rámpaszög megnövelt számú súrlódófelületekkel

Rámpaszög	60°	60°	60°
Súrlódófelületek száma	4 db	6 db	8 db
T _D	350,05 Nm	525,07 Nm	700,1 Nm
T _V	416,23 Nm	624,34 Nm	832,45 Nm
T _F	116,41 Nm	174,61 Nm	232,82 Nm
T _B	882,68 Nm	1324,02 Nm	1765,36 Nm
S	35,31%	52,96%	70,61%

Forrás: saját számítások alapján

A 15. ábrán a súrlódófelületek száma és az önzárási tényező közti összefüggés érzékelhető.



15. ábra: „S” értéke csökkentett rámpaszög mellett megnövelt számú súrlódófelületekkel

Forrás: saját számítások alapján

A 7. táblázatot tekintve a megnövelt számú súrlódótárcsák esetében csupán 4 súrlódófelületnél még a megnövelt 60°-os rámpaszög ellenére tekintélyes volt az önzárási tényező értéke. Ez a 30°-ra csökkentett rámpaszög esetében, a 8. táblázatban és a 15. ábrán is érzékelhető módon még inkább igaz volt. T_V és T_F értéke a súrlódófelületek száma miatt, T_D értéke pedig a rámpaszög és szintén a súrlódófelületek miatt nőtt. A csökkentett rámpaszög esetében hasonló a szituáció, azzal a különbséggel, hogy ott T_D értéke az ellentétes irányba változott, azaz megnőtt. Egy esetben itt is előfordult 100%-on felüli önzárási tényező, ami az 5. táblázatban fellépő ugyanilyen jelenséggel mutat hasonlóságot.

4.3. 2 utas és 1,5 utas konstrukciók összehasonlítása

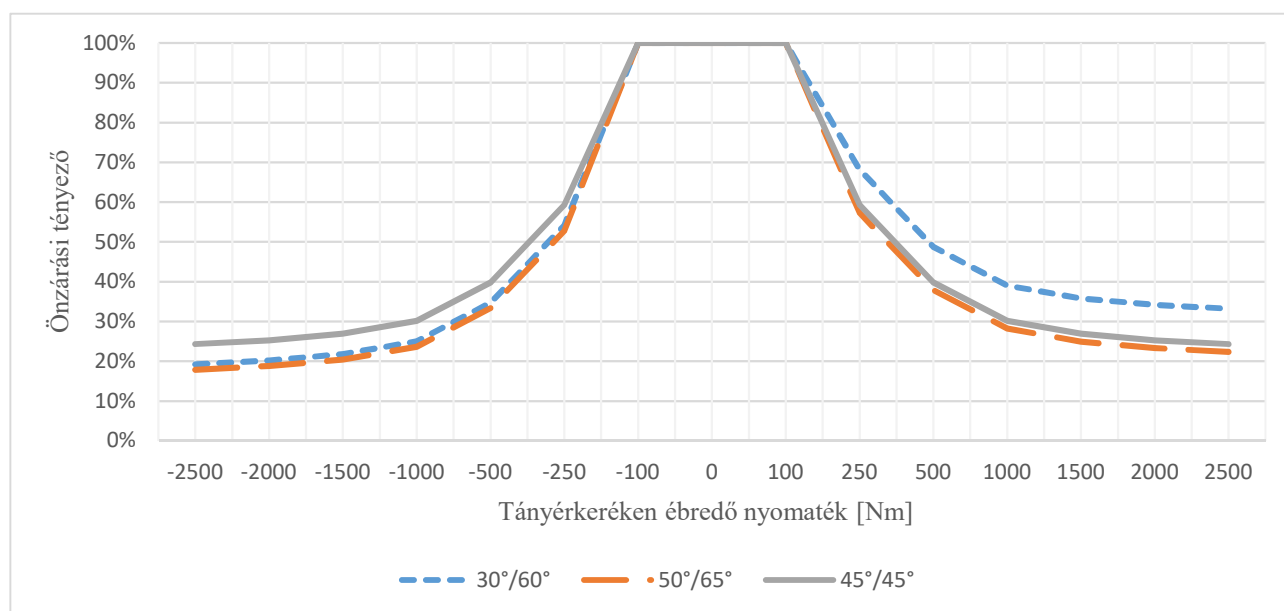
Mivel tudjuk, hogy a differenciálmű tányérkerekére jutó nyomaték üzem közben nem állandó, így szükségesnek tartom ebben az üzemállapotban is megvizsgálni az önzáró differenciálművet.

Az önzárási tényezőt az üzemi nyomatéktartomány több pontjában is kiszámítottam, pozitív és negatív tartományban egyaránt. Így összehasonlíthatóvá vált a 2 utas és 1,5 utas differenciálművek közti különbség. A 9. és a 10. táblázatban a negatív nyomatékértékek tolóüzemre érvényesek, a pozitívak pedig gyorsítás esetében. A 9. táblázatban a rámpaszög kialakítások 2 súrlódótárcsa és 10 kN előfeszítő erő mellett kerültek kiszámításra és a 16. ábrán pedig ábrázolásra. Az ábrán a 100% feletti önzárási tényezőket egységesen 100%-ként tüntettem fel, mivel a korábban ismertetett megállapításoknak megfelelően üzem közben ennyi lehet az önzárási tényező maximális értéke.

9. táblázat: Különböző rámpaszög kialakítások 2 súrlódótárcsa és 10 kN előfeszítés mellett

Tányérkerék nyomatóka	Rámpaszög kialakítása		
	30°/60°	50°/65°	45°/45°
2500 Nm	33,21%	22,38%	24,33%
2000 Nm	34,18%	23,35%	25,30%
1500 Nm	35,79%	24,97%	26,92%
1000 Nm	39,03%	28,20%	30,15%
500 Nm	48,73%	37,90%	39,85%
250 Nm	68,13%	57,30%	59,25%
100 Nm	126,34%	115,51%	117,46%
-100 Nm	112,33%	110,99%	117,46%
-250 Nm	54,13%	52,78%	59,25%
-500 Nm	34,73%	33,38%	39,85%
-1000 Nm	25,03%	23,68%	30,15%
-1500 Nm	21,79%	20,45%	26,92%
-2000 Nm	20,18%	18,83%	25,30%
-2500 Nm	19,21%	17,86%	24,33%

Forrás: saját számítások alapján



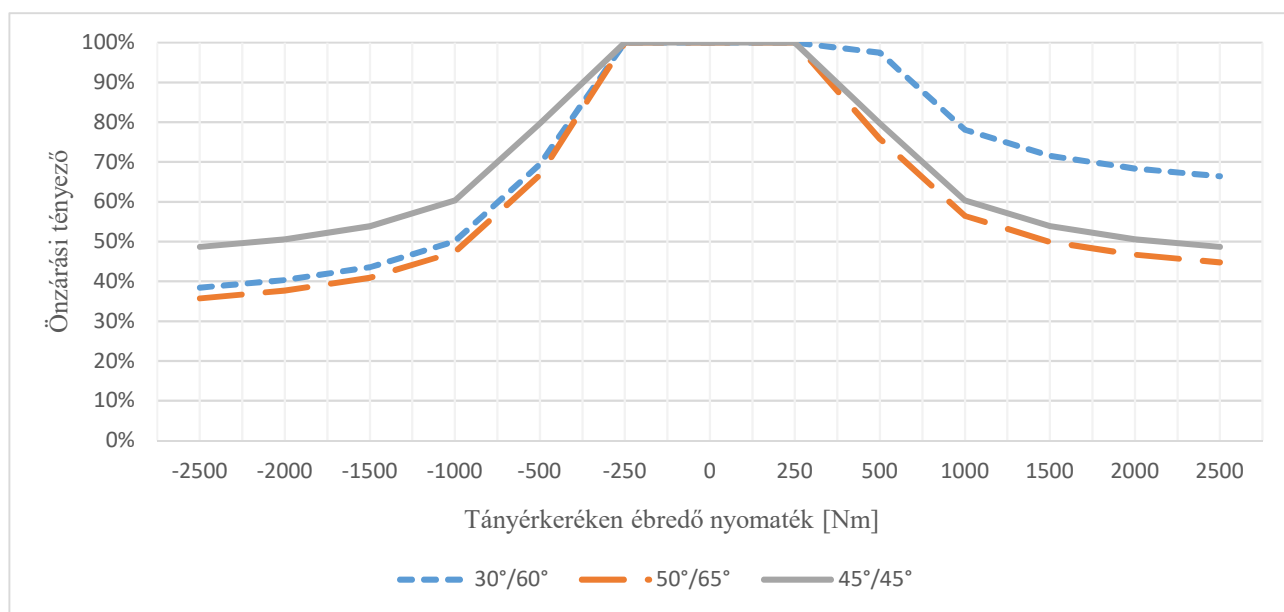
16. ábra: „S” értéke különböző rámpaszög kialakítások, és 2 súrlódótárcsa, 10 kN előfeszítés mellett

Forrás: saját számítások alapján

10. táblázat: **Különböző rámpaszög kialakítások 4 súrlódótárcsa és 10 kN előfeszítés mellett**

Tányérkerék nyomatéka	Rámpaszög kialakítása		
	30°/60°	50°/65°	45°/45°
2500 Nm	66,42%	44,76%	48,66%
2000 Nm	68,36%	46,70%	50,60%
1500 Nm	71,59%	49,93%	53,84%
1000 Nm	78,06%	56,40%	60,30%
500 Nm	97,46%	75,80%	79,70%
250 Nm	136,26%	114,61%	118,51%
-250 Nm	108,26%	105,56%	118,51%
-500 Nm	69,45%	66,76%	79,70%
-1000 Nm	50,05%	47,36%	60,30%
-1500 Nm	43,59%	40,89%	53,84%
-2000 Nm	40,35%	37,66%	50,60%
-2500 Nm	38,41%	35,72%	48,66%

Forrás: saját számítások alapján



17. ábra: „S” értéke különböző rámpaszög kialakítások, és 4 súrlódótárcsa, 10 kN előfeszítés mellett

Forrás: saját számítások alapján

A 16. ábrán a kétutas konstrukció 45°/45°-ként került feltüntetésre, a 30°/60° és az 50°/65° pedig 1,5 utas kialakítások. A 1,5 utas kialakítás esetében a kisebb rámpaszög érték minden esetben a gyorsítás esetében érvényes, a nagyobb pedig a tolóüzemi rámpaszöget mutatja, a fejezetben

mindenhol egységes módon. A 16. ábrán láthatólag a három konstrukció között tolóüzemben minimális eltérés mutatkozik -100 és 100 Nm között a differenciálművek teljesen önzáró módon viselkednek, ezt a határt átlépve viszont már az önzárás részleges lesz. 100 Nm alatt az előfeszítő erő által létrehozott fékezőnyomaték érvényesül, mivel a másik két (T_D és T_V) komponens a bemenő nyomatékkal arányosan növekszik. Tolóüzemben a 2 utas kialakításhoz képest az önzárási tényező alacsonyabb lesz, mivel a 1,5 utas kialakítások esetében a tolóüzemben érvényes rámpaszög nagyobb a 2 utas differenciálmű esetében alkalmazottnál. Gyorsítás esetében is ez a szabály érvényesül, csak mivel itt a rámpaszög kisebb, az önzárási tényező nagyobb lesz.

A 10. táblázatban az előző számításorozathoz képest már 4 súrlódótárcsával dolgoztam, de az előfeszítő erő 10 kN maradt, és a rámpaszög kialakítások sem változtak. A 17. ábrán érzékelhető, hogy az önzárási tényező jelentősen megnőtt minden esetben. Az előfeszítés általi önzárás, aminek elsősorban kis nyomatékok esetében van szerepe, egészen 250 Nm-ig fejt ki a hatását, ami azt jelenti, hogy a differenciálmű az előző esethez képest szélesebb tartományban lesz teljesen önzáró. Felvetődhet a kérdés, hogy ez hogyan lehetséges, mikor az előfeszítő erőt nem változtattam meg. Mivel az előfeszítés általi fékezőnyomaték a súrlódófelületek számától is függ, ami jelen esetben megnőtt, ennek volt betudható az értékek változása. Egyúttal az agresszívabb, például 30°-os rámpaszög esetében az önzárási tényező láthatóan sokkal tovább marad a teljes önzáráshoz közeli értéken, és még a legnagyobb nyomaték esetében is jelentősen nagyobb önzárást valósít meg, mint az nagyobb rámpaszögek esetében megfigyelhető.

5. KÖVETKEZTETÉSEK ÉS JAVASLATOK

Az elvégzett számításokkal és eredményekkel kapcsolatosan összességében elmondható volt, hogy azok a szakirodalomban feldolgozott összefüggésektől a várt nagyságrendű eredményeket hozták.

A szakirodalom összefüggéseiből és a számítások eredményéből következtetésként levonható, hogy a rámpaszög segítségével kivitelezhető az „S” önzárási tényező befolyásolása. Azonban ez viszonylag szűk határok között lehetséges és az arányok eltolódnak a fékezőnyomatékok megoszlása között. Mivel a kisebb rámpaszög az összeszorító erő megnövelésével fejt ki az önzárási tényező növelését, és tudjuk, hogy a differenciálműbe épített súrlódóbetétek csak egy bizonyos felületi nyomás elviselésére képesek, így előfordulhat olyan, hogy a megengedett felületi nyomást túllépve a súrlódótárcsák károsodnak. Ezzel együtt az is igaz, ha a rámpaszöget megnöveljük, akkor az összeszorító erő és az ezáltal létrejövő felületi nyomás kisebb lesz. A nagyobb rámpaszög esetében, mivel az kisebb összeszorító erőt hoz létre, így kisebb ellenállást kell leküzdenie a rámpán való felfutáshoz.

Ezzel együtt az is megfigyelhető, hogy az önzárási tényező leghatékonyabban a súrlódófelületek számával befolyásolható, mivel az egyfajta szorzótényezőként van jelen a képletben. A súrlódótárcsák száma nem feltétlenül egyenlő a súrlódófelületek számával, mert azok különböző sorrend szerint beépíthetők. Így adott darabszámú súrlódótárcsával azok beépítési sorrendjét változtatva több önzárási tényezőjű differenciálmű is létrehozható. Kedvező jelenség, hogy mivel a súrlódótárcsák számát megnövelve azok összefelülete eredendően megnő, és mivel a tárcsákra ható összeszorító erő a lamellák számától függetlenül hat, így a súrlódótárcsákra jutó felületi nyomás csökkenni fog. Belátható, hogy kisebb felületi nyomás esetén a súrlódófelületek élettartama hosszabb lesz. Viszont több súrlódótárcsát alkalmazva amennyiben a differenciálműház mérete adott, akkor a nyomólapoknak alacsonyabbnak kell lenniük, hogy a tárcsák számára elegendő hely maradjon. Mivel több súrlódótárcsához több fémlamella is társul, így sokkal több alkatrészből fog állni a mechanizmus, és egy már létező konstrukció esetén a meglévő nyomólapokat cserélni kell. Ebből levonható az a következtetés, hogy a súrlódófelületek számának növelése előnyös, de ezzel a differenciálmű megdrágul.

A számítások első részében látható volt, hogy a differenciálmű előfeszítésének kisebb mértékű változtatásával az önzárási tényező szempontjából nem volt túl nagy szerepe. Kis rugóerőt alkalmazva mindössze pár százalékkal befolyásolja az önzárási tényezőt. Az eredeti feszítőerő többszörösével már radikálisabb változás volt elérhető, és az előfeszítés általi fékezőnyomaték értéke meghaladta az összezáró tengelykapcsoló tárcsák által kifejtett fékezőnyomaték értékét.

Számításba véve, hogy a túl nagy előfeszítés számos nem kívánt hatást okozhat a jármű ívmenetben haladása során, és a blokkolásgátló fékrendszer működését is akadályozhatja, vagy éppen ellehetetlenítheti, így érdemes az eredeti érték mellett maradni, vagy esetleg kisebb mértékben megnövelt előfeszítést beállítani. Említésre méltó jelenség még, hogy mivel nagy előfeszítés alkalmazása során a súrlódótárcsák a létrehozandó fékezőnyomaték miatt folyamatosan nagy nyomóerőnek vannak kitéve, ebből kifolyólag erőteljesebben kopnak és súrlódásukból fakadóan hőt fejlesztenek. Ez a kialakítás miatt még akkor is fennáll, mikor a differenciálműben a nyomólapok nem feszülnek szét, azaz a differenciálmű nem zár. Ezeket szem előtt tartva nem látom érdemesnek a Looman (2009) által ajánlott módon a tányérkerékre eső nyomaték 10-20%-os értékét meghaladó, attól nagyobb előfeszítés általi fékezőnyomaték alkalmazását, azt sokkal inkább maximálisan 10%-ban határoznom meg.

A differenciálmű karakterisztikája fontos a felhasználás szempontjából, mint az már a szakirodalom feldolgozás fejezetben is felismerhető volt. A 1,5 utas differenciálművek esetében különösen érdekes, hogy a különböző rámpaszögek alkalmazása kitűnően felhasználható lehet két különböző önzárási tényezőjű differenciálmű karakterisztika kialakítására. Emellett a 1,5 utas kialakítás nem takar jelentős plusz költségeket egy 2 utas konstrukcióhoz viszonyítva, mivel csak a rámpa kialakítása fog változni. Például az elvégzett számítás alapján, egy 30°/60°-os kialakítás esetében a gyorsítás során fellépő önzárási tényező tolóüzemben csaknem megfeleződik. Kisebb rámpaszög különbséggel más karakterisztika hozható létre, így az adott jármű igényeihez illesztve a differenciálmű működését.

Bár konkrét javaslatot adni konstrukciós megvalósításra elég nehéz feladat, úgy gondolom, hogy általános elveket le lehet fektetni a kialakításra vonatkozólag. A példában szereplő differenciálművet tekintve a gyártó célja a viszonylag kis önzárási tényezőtől kiindulva egy közúti felhasználásra alkalmas, szériában minél kisebb költséggel gyártható differenciálmű létrehozása lehetett. Amennyiben ezt a már meglévő konstrukciót valamilyen irányba módosítani szeretnénk, több irányba is elindulhatunk.

Egyik esetben, ha elsődlegesen a költségeket tartjuk szem előtt, akkor a nyomólapok rámpaszögét érdemes megváltoztatni, mivel ez sem plusz alkatrészek beépítését, sem meglévő alkatrészek cseréjét nem követeli meg. Csupán a nyomólapokon a bolygókeréktengellyel érintkező rámpák átmunkálására van szükség, aminek segítségével az addigi 22,8%-os önzárási tényező könnyen 30% fölé növelhető. Itt azonban a súrlódóbetéteken megengedett maximális felületi nyomás értéke behatárolhatja az összeszorító erő növelését.

Amennyiben ez nem elegendő, több súrlódótárcsát kell alkalmazni. Kérdéses, hogy mekkora önzárási tényező elérése a célunk. 4 db súrlódótárcsával az eredeti 45°-os rámpaszög mellett is már

45%, 6 db súrlódótárcsával pedig akár 68%-os önzárási tényező jönne létre. Mindkét érték elegendő a legtöbb felhasználási módhoz. A tárcsák sorrendjének változtatásával még finomabban beállítható az önzárási tényező. Véleményem szerint érdemes lenne olyan nyomólapokat beépíteni, amik képesek a 6, vagy akár 8 db súrlódótárcsa fogadására, és ha valamilyen ok miatt esetleg más önzárási tényezőre lenne szükség, akkor a tárcsák sorrendjével beállítani azt. Így nagyobb mozgástér maradna az önzárási tényező értékére nézve egy adott számú súrlódótárcsával rendelkező konstrukció esetében.

Ha nem kifejezetten az önzárás mértékét, hanem inkább a differenciálmű karakterisztikáját kívánjuk áthangolni, akkor a két előfeszítő tányérrugót lenne érdemes megváltoztatni, pontosabban nagyobb rugóállandójúakra cserélni, vagy esetleg két tányérrugó helyett négy, vagy több darabot alkalmazni. Bár korábban ismertettem, hogy ez veszélyeket hordoz magában, az ajánlott értékeket betartva minden további nélkül alkalmazható. A karakterisztikához tartoznak még a többutas rámpaszög kialakítások. Kedvező megoldás a 1,5 utas kialakítás, amennyiben gyorsítás közben és tolóüzemben más önzárási tényezőt szeretnénk alkalmazni.

Az eddigieket összegezve, a szakirodalom ajánlásai és a számítások alapján tehát a differenciálmű legoptimálisabb kialakítása közúti felhasználásra a 1,5 utas felépítés $50^\circ/65^\circ$ rámpaszöggel, 4 db súrlódótárcsával, 6 kN (~ 116 Nm) előfeszítéssel, így 42%, illetve tolóüzemben 33% önzárási tényező adódik.

ÖSSZEFOGLALÁS

Ahogy az a dolgozat céljaként kitűzésre került, a növelt belső súrlódású differenciálműben zajló jelenségek vizsgálata több számítássorozat segítségével megvizsgálásra került, és abból számos eredmény született. Véleményem szerint a téma feldolgozása kellő mélységben zajlott ahhoz, hogy a bevezetésben megfogalmazott hipotézisekre kellően indokolható módon választ lehessen adni.

Számítások útján igazolásra került, hogy a rámpaszögnek, a súrlódótárcsák számának, valamint az előfeszítő erőnek hatása van a többtárcsás tengelykapcsolóval növelt belső súrlódású differenciálművek önzárási tényezőjére. Megállapításra került, hogy a rámpaszög értékének csökkentése, a súrlódófelületek számának növelése illetve az előfeszítő erő megnövelése az önzárási tényezőt megnöveli. A jellemzőket ellentétes irányban módosítva, tehát a rámpaszöget növelve, a súrlódófelületek számát illetve az előfeszítő erőt csökkentve az önzárási tényező csökkenő tendenciát mutatott. Ezen túlmenően pedig több más kérdés is megválaszolhatóvá vált.

Többek között fény derült olyan, az önzárási tényezőt befolyásoló jelenségekre, amik még a szakirodalom feldolgozás fejezetben ismeretlenek voltak. Ide tartozik az előfeszítés által kifejtett állandó fékezónyomaték növekedése plusz súrlódótárcsák és ezáltal súrlódófelületek beépítése esetén.

Arra is választ kaptam, hogy az önzárási tényező akár mindenféle maradandó mechanikai módosítás nélkül is megváltoztatható, amennyiben a differenciálmű több súrlódótárcsát tartalmaz, azok beépítési sorrendjét variálva is nyerhetünk némi mozgásteret.

A nyomólapok konstrukciójának és a rámpaszög kialakításának megfelelő kiválasztása nagy szerepet kap a differenciálmű üzeme során. Érzékelhető volt, hogy egy adott tárcsaszám és előfeszítő erő mellett csupán a rámpaszöggel is változtatható az önzárási tényező, akár terhelés esetében vagy tolóüzemben más-más mértékben.

Természetesen ahhoz, hogy a növelt belső súrlódású differenciálmű egy jármű igényeihez tökéletesen illeszkedve kerüljön kialakításra, további kutatást és számításokat kellene folytatni és számításokat véghezvinni, akár a dinamikai folyamatok illetve jelenségek bevonásával is.

IRODALOMJEGYZÉK

- DR.-ING. LOOMAN, J. (2009): Zahnradgetriebe. Grundlagen, Konstruktionen, Anwendungen in Fahrzeugen. Springer-Verlag, Berlin, 486 p.
- DUBEY, P. – DHAMNE, V. – DAYANE, S. – KALE, S. – DESHMUKH, C. (2022): Design, Analysis and Optimization of a Self Locking Clutch Type Differential for a Race car. International Research Journal of Engineering and Technology. Volume 09. Issues 05. pp. 3516-3522.
- GADOLA, M. – CHINDAMO, D. – BASILIO, L. (2018): The Mechanical Limited-Slip Differential Revisited: High-Performance and Racing Car Applications. Engineering Letters. Volume 29. Issues 3. pp. 1-16.
- LÉVAI Z. (2012): Gépjármű-erőátvitel. Budapesti Műszaki Egyetem Közlekedésmérnöki és Járműmérnöki Kar, Budapest
- LINGESTEN, N. (2012): Wear behavior of wet clutches. Universitetsstryckeriet, Lulea
- ROBERT B. (2002): A gépjárműtechnika kézikönyve. Dialóg Campus Kiadó, Budapest
- TUNNELL, B. (2005): Metric Mechanic's Differentials. Metric Mechanic Inc, Richland
- WILFRIED S. (1988): Gépjárműtechnika. OMÁR Könyvkiadó, Székesfehérvár
- ZINNER GY. (2005): Gépjárművek erőátviteli berendezései. Tankönyvmester Kiadó, Budapest

Internetes források:

- https://mogi.bme.hu/TAMOP/futomu_rendszerek_mechatronikaja/ch05.html (letöltve: 2023.11.16.)
- https://ugearsmodels.com/image/pocket_study_guide/Differential-Pocket-Study-Guide-Ugears-STEM-lab-en.pdf (letöltve: 2023.11.12.)
- <https://www.wallothnesch.com/en/rear-axle/bmw-limousine-316-318is-e30/catalog-picture-33-007.html> (letöltve: 2023.11.21.)
- <https://racingdiffs.com/blogs/news/multi-variant-ramps-as-the-most-significant-upgrade-for-bmw-zf-lsd-besides-clutch-plates> (letöltve: 2023.11.19.)
- <https://www.rtrtransmissions.com/technical/limited-slip-differentials> (letöltve: 2023.11.21.)