



**DEBRECENI EGYETEM
MŰSZAKI KAR
GÉPÉSZMÉRNÖKI TANSZÉK**

UNIVERSITY OF DEBRECEN
FACULTY OF ENGINEERING
DEPARTMENT OF MECHANICAL
ENGINEERING

**SZEMÉLYGÉPJÁRMŰ KERÉKAGY
KONSTRUKCIÓS FEJLESZTÉSE,
GYÁRTÁSTECHNOLÓGIÁJÁNAK
TERVEZÉSE ÉS SZIMULÁCIÓS
ELLENŐRZÉSE**

SZAKDOLGOZAT

Lázár Alex

Gépjárműtechnikai specializáció

Debrecen

2026

Tartalomjegyzék

Tartalomjegyzék	II
Jelölések jegyzéke	VI
Bevezető	1
1 Szakirodalom áttekintés.....	3
1.1 A kerékagyat érő hatások és terhelések.....	3
1.2 A Dacia 1307 4x4 konstrukciója	4
1.2.1 Gyakorlati tapasztalatok és a típushiba.....	5
1.2.2 Gyakorlati tapasztalatok és a típushiba primer igazolása	7
1.3 A kerékagy gyártástechnológiájának evolúciója és anyagminőségi paradigmaváltásai	8
1.3.1 A licencgyártás korszaka: Az acél dominanciája (1969-1976)	9
1.3.2 A lokalizáció és a technológiai egyszerűsítés (1976-1990)	9
1.3.3 A haszongépjármű-platform és a túlterhelési krízis (1990 után) ..	9
1.3.4 Konklúzió és a modernizáció iránya	9
1.4 A hátsó tengely erő- és nyomatékviszonyainak analitikus vizsgálata	10
1.4.1 Függőleges irányú dinamikus terhelés meghatározása	10
1.4.2	10
1.4.3. Fékezési nyomaték és a dinamikus tengelyterhelés-áthelyeződés meghatározása	11
2 A forgácsolás alapelvei	12
2.1 NC/CNC	13
2.1.1 A CNC vezérlés működése	13
2.1.2 A CNC alkalmazási területei.....	14

2.1.3	A CNC fő elemei.....	14
2.1.4	A CAM/CAD fogalma	15
2.1.5	A számítógéppel segített tervezés előnyei a kézi tervezéssel szemben	15
2.2	Az öntészeti folyamat szakaszai.....	16
2.2.1	Mintakészítés	17
2.2.2	Magkészítés	17
2.2.3	Formázás (Moulding).....	17
2.2.4	Olvasztás és öntés (Melting and Pouring).....	17
2.2.5	Tisztítás és utómegmunkálás (Fettling)	18
2.2.6	Miért választják ezt a folyamatot?	19
3	A hátsó tengely erő- és nyomatékviszonyainak analitikus vizsgálata	21
3.1	Alkalmazott paraméterek és peremfeltételek	21
3.2	A hátsó kerékfékszerkezet működésének elemzése	22
3.2.1	Hidraulikus nyomóerő meghatározása.....	22
3.2.2	Fékezőnyomaték számítása.....	22
3.3	Kerék-talaj kapcsolat és tapadási állapotvizsgálat	22
3.4	Erőátviteli terhelések vizsgálata hajtás üzemmódban	23
4	Kerékagy számítógépes gyártástervezése	24
4.1	3D-modell elkészítése.....	24
4.1.1	A 3D modellezés folyamata Solid Edge környezetben	25
4.1.2	Gyártástechnológiai és hőkezelési koncepció.....	27
4.1.3	A tervezett gyártási folyamat lépései:	27
4.2	Gyártási dokumentáció és műszaki rajz készítése	28
4.2.1	A 2D-s rajzgenerálás folyamata Solid Edge Draft környezetben	28
4.2.2	Mérettűrések és illesztések meghatározása	29
4.3	Felületi érdesség és minőségi követelmények.....	30
4.3.1	Alak- és helyzettűrések alkalmazása	30
5	Végeselemes vizsgálat (FEA) és a peremfeltételek beállítása.....	31

5.1	A végeselemes szimuláció (FEA) eredményeinek vizuális értékelése és a deformáció analízise	31
5.1.1	A vizsgálat célja és szoftveres háttere	32
5.1.2	Anyagmodell és hálózás (Meshing)	32
5.1.3	Kényszerek (Constraints) beállítása	33
5.2	Első terhelési eset: Maximális indulási nyomaték (705 Nm) vizsgálata és anyagminőségi összehasonlítás	33
5.2.1	Anyagválasztás és konstrukciós kritika	33
5.2.2	A vizsgálat peremfeltételei	33
5.2.3	Eredmények és feszültségeloszlás	34
5.2.4	Biztonsági tényező és összehasonlító elemzés.....	34
5.3	Második terhelési eset: Fékezési nyomaték (153 Nm) vizsgálata finomított hálózattal.....	35
5.3.1	A vizsgálat peremfeltételei és a hálózás finomítása	35
5.3.2	Eredmények és feszültségeloszlás	36
5.4	Harmadik terhelési eset: Függőleges dinamikus terhelés (10 000 N) vizsgálata	37
5.4.1	A vizsgálat peremfeltételei	37
5.4.2	Eredmények és feszültségeloszlás	37
5.5	A végeselemes eredmények összesítése és értékelése	38
5.6	Következtetések és mérnöki megállapítások a kerékagy újratervzése során	38
5.6.1	Anyagválasztási és gyártástechnológiai megállapítások	38
5.6.2	Javaslatok a jövőbeni optimalizálásra	39
5.6.3	Gazdaságossági számítás és élettartam-költség (LCC) analízis .	39
5.6.4	A gyári öntvény (HT250) költségei és a rejtett veszteségek	40
5.6.5	Az optimalizált acél (S355/C45) kerékagy gyártási költségbecslése	40
5.6.6	Összehasonlító LCC analízis (5 éves üzemeltetési ciklusra)	41
5.6.7	Következtetés (Megtérülés)	42

Összefoglalás.....	43
Irodalomjegyzék	44

Jelölések jegyzéke

r_d	Kerékfékszerkezet belső sugara
d	Kerékfékmunkahenger dugattyúátmérő
$r_{kerék}$	Gumiabroncs gördülési sugara
g	Nehézségi gyorsulás
μ_b	Súrlódási tényező (fékbetét és dob között)
$\mu_{tapadási}$	Abronsz és az úttest közötti tapadási tényező
η	Hajtáslánc hatásfoka
m_{total}	Jármű teljes tömege:
$m_{tengely}$	Tengelyre eső tömeg:
k_d	Dinamikus lökésfaktor:
$G_{kerék}$	Egy kerékre jutó statikus terhelés (súlyerő):
$F_{z,hátsó}$	Statikus hátsó tengelyterhelés
ΔF_z	Lassulásból adódó dinamikus tengelyterhelés-csökkenés
F_v	Függőleges irányú dinamikus terhelés (erő):
F_{dug}	Dugattyú felületére ható hidraulikus erő
F_s	Fékpofák által kifejtett összesített súrlódási erő:
$F_{fék}$	Kerék kerületén fellépő fékerő:
$F_{tapadási}$	Maximálisan átvihető tapadási erő
p	Rendszernyomás intenzív fékezéskor:
M_{mot}	Maximális motornyomaték:
$i_{össz}$	Összesített áttétel:
$M_{fék}$	Elméleti fékezőnyomaték a kerékagyon
M_h	Hajtáslánc által közvetített maximális hajtónyomaték:
M_{max}	Maximális indulási nyomaték a tapadási határon:
σ_{max}	A szimuláció során ébredő maximális redukált feszültség

σ_{yield}

Az anyag folyáshatára

FoS

Biztonsági tényező (Factor of Safety)

Bevezető

A gépjárműtechnika fejlődése során az üzembiztonság és a megbízhatóság kulcsfontosságú szempontokká váltak, mivel a futómű alkatrészei ezen belül is kiemelten a kerékagy - a jármű biztonsági szempontból legkritikusabb elemei közé tartoznak. Ez az alkatrész közvetíti a hajtó- és fékezőnyomatékokat, valamint a jármű teljes tömegéből adódó dinamikus terheléseket az útestet felé, így bármilyen szerkezeti meghibásodása súlyos balesetveszéllyel járhat. Jelen szakdolgozat célja a Dacia 1307 haszongépjármű hátsó kerékagyának konstrukciós fejlesztése, anyagának korszerűsítése és gyártástechnológiájának megtervezése. A kutatás kiindulópontját egy valós üzemeltetési probléma adta: a típushoz használt gyári kerékagyak HT250-es lemezes grafitos szürkeöntvényből készülnek, amely anyag bár gazdaságosan önthető, rideg szerkezete miatt rendkívül érzékeny az extrém túlterhelésre és a rossz minőségű útburkolat okozta dinamikus ütésekre. A gyakorlati tapasztalatok azt mutatták, hogy a karima gyakran szenved fáradásos vagy rideg törést, ami rávilágított arra, hogy a gyári konstrukció biztonsági tényezője nem elegendő a speciális igénybevételekhez, így szükségessé vált egy masszívabb, szívósabb megoldás kifejlesztése.

A munka során alkalmazott komplex mérnöki megközelítés a tervezéstől a szimuláción át a gyártástervezésig terjed. Az elsődleges célkitűzés a rideg öntvény kiváltása volt nagy szilárdságú, homogén S355-ös vagy C45-ös szerkezeti acélra, amely lényegesen kedvezőbb mechanikai tulajdonságokat garantál. Az alkatrész digitális modelljét Solid Edge szoftverkörnyezetben készítettem el, különös figyelmet fordítva a feszültségkoncentrációt csökkentő geometriai kialakításokra és lekerekítésekre. A tervezett alkatrész ellenőrzését végelelemes analízis (FEA) segítségével végeztem el, vizsgálva a kritikus üzemállapotokat, mint a maximális indulási nyomaték vagy a kátyúk okozta függőleges terhelés. A fejlesztési folyamat részét képezte a gyártástechnológia kidolgozása is, amely magában foglalja a precíziós H7-es illesztések és felületi érdességek előírását a műszaki dokumentációban.

A dolgozat logikai menete szigorúan követi a mérnöki tervezés fázisait. A bevezető gondolatokat követően a kerékagyra ható erő- és nyomatékviszonyok analitikus meghatározása történik meg, amely megalapozza a 3D-s tervezési és konstrukciós döntéseket. A munka érdemi részét a szimulációs vizsgálatok alkotják, ahol összehasonlításra kerül az eredeti öntvény és az új acél kerékagy mechanikai

viselkedése. Ezt követi a gyártáshoz szükséges műszaki dokumentáció részletezése, végül pedig egy gazdaságossági számítás és élettartam-költség analízis zárja a kutatást, amely bizonyítja, hogy az egyedi acél kerékagy alkalmazása nemcsak műszaki, hanem üzleti-üzemeltetési szempontból is sikeres és indokolt fejlesztés.

1 Szakirodalom áttekintés

A kerékagy a járművek futóművének és felfüggesztésének egyik kulcsfontosságú eleme, legyen szó személy- vagy haszongépjárművekről. Feladata a kerekek tengely körüli forgásának és függőleges mozgásának biztosítása, emellett pedig meghatározó szerepet tölt be a járművet érő különféle terhelések felvételében és közvetítésében.[2]

A kerékagy integrálja a kerékcsapágyat, valamint a kerékhez, a fékrendszerhez és a kerékszelvényhez szükséges rögzítőelemeket. Fontos kiemelni, hogy a kerékagy szolgál a keréktárcsa kizárólagos kapcsolódási pontjaként.[2]

Működése során a kerékagy összetett feladatot lát el: biztosítja a kerékcsapágyak precíz rögzítését a zavartalan futásteljesítmény érdekében, emellett pedig közvetíti és stabilan elviseli a kerékegységre ható változó irányú és mértékű mechanikai igénybevételeket.[2][11]



1. ábra. Gépjármű hátsó kerékagya

1.1 A kerékagyat érő hatások és terhelések

A kerékagynak rendkívül összetett mechanikai és környezeti hatásokkal kell megküzdenie a mindennapi használat során. Legyen szó a hajtáslánc felől érkező energiákról vagy a környezeti tényezőkről, az alkatrésznek folyamatosan biztosítani kell a szerkezeti integritást.

A fellépő terhelések közül a leggyakoribbak az alábbiak

Erőátviteli és dinamikus igénybevételek: A kerékagy legfőbb feladata a motor által előállított forgatónyomaték közvetítése a kerekre felé. A legnagyobb csavaró igénybevétel intenzív induláskor, első sebességfokozatban lép fel; a forrásban szereplő számítások szerint a Dacia 1307 esetében ez a maximális hajtónyomaték elérheti a 705 Nm-t. Ehhez szorosan kapcsolódnak a gyorsításnál és fékezésnél fellépő hosszirányú dinamikus erők. A fékezési nyomaték (mely a vizsgált típusnál kb. 153 Nm) a hajtásiránnyal ellentétes csavaró hatást fejt ki, ami váltakozó igénybevételt jelent, és hosszú távon az anyag kifáradásához vezethet.[11]

Hőterhelés és kenési viszonyok: A fékezési folyamat során a súrlódás következtében jelentős hőmennyiség szabadul fel a féktárcsánál vagy fékdobnál. Ez a hőterhelés közvetlenül átadódik a kerékagynak, ami kritikusan befolyásolhatja a csapágyazás kenését. A forrás megjegyzi, hogy a túlmelegedés és a kenési hiány gyakran okoz korai csapágykopást és zúgást.[9]

Oldalirányú és centrifugális erők: Kanyarodás közben a jármű tömegéből és a haladási sebességéből adódó centrifugális erők oldalirányú terhelést fejtenek ki, amelyek oldalról feszítik a kerékagy karimáját. Ezek az erők különösen nagy igénybevételt jelentenek a kerékagy és a tengelycsonk illeszkedési pontjainál.[11]

Úthibák okozta függőleges hatások: A kerékagynak el kell nyelnie a kátyúk és útegyenetlenségek okozta ütésszerű, függőleges igénybevételeket is. A méretezés során ezeket a dinamikus lökéseket egy lökésfaktoral (kd = 2,5) veszik figyelembe, ami a Dacia 1307 hátsó tengelyén akár 10 000 N (kb. 1 tonna) függőleges erőt is jelenthet.[1][11]. Mivel a kerékagy a rugózatlan tömeg kategóriájába tartozik, tömege és merevsége közvetlenül hat a felfüggesztés dinamikájára és a kerék tapadására

Mivel a kerékagy a kerékszerelvény szerves része, a rugózatlan tömeg kategóriájába tartozik, így közvetlen hatással van a felfüggesztés dinamikai jellemzőire. A kerékagy tömegének csökkentésével mérsékelhető az úthibák okozta gerjesztések átvitele, ami javítja a kerék tapadását és az érintkezési felület stabilitását. Ezáltal nemcsak a jármű menetteljesítménye fokozható, hanem a dinamikus stabilitáshoz kapcsolódó biztonsági tényezők is javulnak.[1]

1.2 A Dacia 1307 4x4 konstrukciója

A Dacia 1307 4x4 konstrukciója a Dacia 1300 sorozat alapjaira épült, de a hajtáslánc és a hátsó futómű az ARO 10 típusból került átvételre, amely magyarázza a hátsó tengely és csapágyház kialakításának rokonságát az ARO modellekkel. Ez a megoldás a típus megnövelt teherbírását és terepjáró képességét szolgálta.[9]



2. ábra

1.2.1 Gyakorlati tapasztalatok és a típushiba

Korai csapágykopás és zúgás: Több tulajdonos beszámolt arról, hogy a hátsó csapágyak 20-30 000 km után erős zúgó hangot adtak, különösen terhelés alatt. A hibát gyakran a túlmelegedés és kenési hiány okozta, mivel a hátsó tengelycsapágyaknál az olajtömítés nem zárt megfelelően.[9]

Lötyögő agy a tengelycsonkon: A csapágyház és a tengelycsonk illesztése sok esetben nem volt elég pontos jellemzően utángyártott vagy nem eredeti alkatrészek esetén. Ez agyfészki mozgást eredményezett, ami idővel a ház kopását, sőt repedését okozta.[9]

Túlterhelésből eredő deformáció: A 1307-es modelleket sokan munkagépként használták, és gyakran túllépték az 1000-1200 kg-os terhelhetőséget. Ekkor a hátsó híd csapágyháza deformálódott, különösen azokon a példányokon, ahol ARO 10-es eredetű hátsó hidat használtak.[9]

Utángyártott alkatrészek hibái: A fórumon szerelők megjegyezték, hogy a nem gyári csapágyházak és csapágyak pontatlan illesztése miatt nehéz volt megfelelő

nyomatékkal visszaszerelni az agyat, ami további ketyogást és vibrációt eredményezett.[„tulajdonosi és szerelői visszajelzések”][9]



3. Saját ábra

A Dacia 1307 hátsó kerékagy-szerkezete nem tekinthető teljes mértékben problémamentesnek. A kerékagyban elhelyezkedő csapágyak fokozott igénybevételnek vannak kitéve, különösen a jármű haszonjármű jellegéből adódó hátsó tengelyterhelés miatt. Gyakori hibaforrást jelentenek a tömítések (szimeringek), amelyek meghibásodása esetén a kenőanyag elfolyhat, illetve szennyeződések juthatnak a csapágyba. Ez a csapágy gyors kopásához és a kerékagy működésének romlásához vezet. A konstrukció karbantartás-igényes, amely a nem megfelelő karbantartás esetén a teljes kerékagy egység idő előtti meghibásodását eredményezheti.

A DaciaClub.ro fórumon ezek a tapasztalatok egybehangzóan azt mutatják, hogy a hátsó csapágyház szerkezeti pontatlanságai és a kenési hiány voltak a leggyakoribb okai a futómű-problémáknak.



4. saját ábra

1.2.2 Gyakorlati tapasztalatok és a típushiba primer igazolása

A szakirodalmi források, a gyártástörténeti adatok és a fórumos szerviztapasztalatok mellett a szakdolgozatom témaválasztását egy közvetlen, saját gyakorlati megfigyelés is indokolta. A mindennapi használat során üzemeltetünk egy egyedi építésű utánfutót, amelynek futóműve egy eredeti Dacia 1307-es hátsó hídra épül. Az utánfutó használata tökéletesen modellezi azt a dinamikus, gyakran egyenetlen útfelületen történő terhelést, amelyet a Dacia "Papuc" is kap a valóságban.

Ennek az eszköznek az üzemeltetése során személyesen is szembesültem a gyári HT250-es öntvény kerékagy konstrukciós gyengeségeivel. A terhelésváltozások és az úthibákból származó ütésszerű igénybevételek hatására a kerékagyon anyagfáradás jelei mutatkoztak, ami végül az alkatrész váratlan, ridegtöréséhez vezetett. Ez a primer tapasztalat a gyakorlatban igazolta a korábban leírt elméleti feltevéseket: a rideg öntvény szerkezet - különösen az acél betétek környezetében kialakuló feszültségcsúcsok miatt - nem képes elviselni a megnövekedett hasznos terhet. Az alkatrész maradandó (plasztikus) alakváltozás, azaz mindenféle előjel nélkül, hirtelen törik el, ami egy közúti jármű esetében azonnali balesetveszélyt jelent. [13]



5. Saját fotó a Dacia 1307 hídra épített utánfutó

Ez a személyes megfigyelés adta meg a végső motivációt ahhoz, hogy a dolgozatomban ne csupán elemezzem ezt a típushibát, hanem a modern 3D CAD/CAM technológiák és végeselemes (FEA) szimulációk segítségével egy végleges, anyagában (homogén acél) és geometriájában is biztonságos mérnöki megoldást dolgozzak ki rá.

1.3 A kerékagy gyártástechnológiájának evolúciója és anyagminőségi paradigmaváltásai

A Dacia 1307 „Papuc” hátsó futóművének és kerékagyának vizsgálata során nem tekinthetünk el a gyártástörténeti kontextustól, mivel a jelenleg tapasztalt konstrukciós hibák gyökerei a több évtizedes technológiai kompromisszumokban keresendők. Az alkatrész fejlődése három jól elkülöníthető szakaszra osztható, amelyek közvetlen hatással voltak az alkatrész üzembiztonságára.

1.3.1 A licencgyártás korszaka: Az acél dominanciája (1969-1976)

A Dacia 1300-as széria a Renault 12 licencén alapult, ahol a francia mérnöki szemlélet a biztonságot és a tartósságot helyezte előtérbe. Ebben az időszakban a kerékagyak nemesített szerkezeti acélból készültek. A gyártástechnológia precíziós forgácsoláson alapult, amely során a tömör alapanyagból esztergálással és marással alakították ki a végleges geometriát. Az acél homogén anyagszerkezete és magas szívóssága lehetővé tette, hogy az alkatrész mikrorepedések nélkül viselje el a dinamikus igénybevételeket. Ebben a korszakban a kerékagy-törés, mint jelenség, gyakorlatilag ismeretlen volt a típusnál.[10]

1.3.2 A lokalizáció és a technológiai egyszerűsítés (1976-1990)

A romániai autógyártás teljes önállósodása során a gazdaságossági mutatók kerültek előtérbe. A drága és lassú acélmegmunkálást felváltotta az öntészeti eljárás. A kerékagy testét HT250-es lemezes grafitos szürkeöntvényből kezdték gyártani. Bár az öntés gyorsabb és olcsóbb tömeggyártást tett lehetővé, az anyag ridegsége komoly kockázatot jelentett. Ennek ellensúlyozására a mérnökök egy hibrid megoldást alkalmaztak: a csapágysínek futógyűrűi alá 304-es rozsdamentes acél betéteket sajtoltak. Ez a megoldás azonban elméleti hiba volt: a két anyag (öntvény és acél) eltérő hőtágulási együtthatója és rugalmassági modulusa miatt a betétek környezetében feszültséggyűjtő helyek alakultak ki, ami a későbbi repedések melegágya lett.[13]

1.3.3 A haszongépjármű-platform és a túlterhelési krízis (1990 után)

A legnagyobb problémát a Dacia 1307 (Pick-up) megjelenése okozta. Míg a személyautóknál a HT250-es öntvény még határesetnek bizonyult, a „Papuc” esetében a hasznos teher megduplázódott (akár 1100 kg-ra). Az alkatrész geometriája azonban alig változott. A korábban bemutatott fórumbejegyzések és a szerviztapasztalatok (DaciaClub.ro) igazolják, hogy a dinamikus terhelések (kátyúk, hirtelen kanyarodás) hatására az öntvény szerkezet egyszerűen „kifárad”. A rideg grafitlemezek mentén elinduló repedések a rozsdamentes betétnél koncentrálódnak, ami végül a kerékagy teljes megsemmisüléséhez vagy a csapágyházak oválisra kopásához vezet.[9]

1.3.4 Konklúzió és a modernizáció iránya

A történeti áttekintés igazolja, hogy a Dacia 1307 üzembiztonsága csak akkor garantálható, ha elhagyjuk az elavult öntvény-technológiát, és visszatérünk a

homogén acélszerkezethez. Szakdolgozatom további részében bemutatom, hogy a modern CAD/CAM technológiák és a végeselemes szimulációk hogyan teszik lehetővé egy olyan acél kerékagy gyártását, amely ötvözi a Renault-korszak tartósságát a mai kor precíziós megmunkálási igényeivel.[7][8]

1.4 A hátsó tengely erő- és nyomatékviszonyainak analitikus vizsgálata

Ahhoz, hogy az újratervezett acél kerékagy szilárdsági megfelelőségét végeselemes módszerrel igazolni tudjuk, először meg kell határoznunk a jármű üzeme során fellépő valós igénybevételeket. A számítások során a Dacia 1307 legkedvezőtlenebb, maximálisan terhelt állapotát vettem alapul, figyelembe véve a dinamikus hatásokat is.

1.4.1 Függőleges irányú dinamikus terhelés meghatározása

A kerékagyat érő statikus terhelést a jármű saját tömege és a maximális hasznos teher összege adja. Azonban az úthibType equation here. ákból (kátyúkból) származó ütések egy dinamikus tényezővel kell korrigálnunk.

A számítás során feltételeztem, hogy a hátsó tengelyre a teljes tömeg 60%-a nehezedik:

$$F_v = \frac{m_{total} \cdot g \cdot 0,6 \cdot k_d}{2} \quad (1)$$

Ahol $k_d = 2,5$ (dinamikus lökésfaktor), így adódott a szimulációban alkalmazott kerekített 10,000 N függőleges erő.[1][11]

1.4.2. Maximális hajtónyomaték számítása (Indulási eset)

A kerékagyat érő legnagyobb csavaró igénybevétel álló helyzetből történő intenzív induláskor lép fel, amikor a motor maximális nyomatéka az első sebességfokozaton és a differenciálművön keresztül eljut a kerékagyhoz. A számításnál figyelembe vettem a tapadási határt is, hiszen a kerékagyra jutó nyomatékot a gumiabroncs és az aszfalt közötti súrlódás korlátozza:

$$M_{max} = F_{tapadási} \cdot r_{kerék} = (m_{tengely} \cdot g \cdot \mu) \cdot r_{kerék} \quad (2)$$

A számítások alapján ez a kritikus érték 705 Nm-nek adódott, amelyet a Solid Edge szimuláció során Torque terhelésként alkalmaztam.[11]

1.4.3. Fékezési nyomaték és a dinamikus tengelyterhelés- áthelyeződés meghatározása

A kerékagyat érő harmadik kritikus terhelési eset a jármű intenzív lassításakor fellépő fékezési nyomaték. A dobfékes kialakítású hátsó hídnál a fékpofa által a fékdobra kifejtett súrlódási erő közvetlenül a kerékagy karimáját terheli, a hajtásiránnyal ellentétes csavaró igénybevételt okozva. Ez a lengő (váltakozó irányú) igénybevétel a felelős az anyag kifáradásáért [10]

A maximális fékezőnyomaték kiszámításánál a gépjárműdinamika egyik alapvető jelenségét, a dinamikus tengelyterhelés-áthelyeződést is figyelembe kell venni. Intenzív fékezéskor a jármű súlypontjában ébredő tehetetlenségi erő miatt a hátsó tengely kiterhelődik (csökken a rá ható nyomóerő), míg az első tengely terhelése megnő [11].

A hátsó tengelyen átvihető maximális fékezőnyomatékot a kiterhelt állapotú tapadási határ határozza meg:

$$M_{fék} = (F_{z,hátsó} - \Delta F_z) \cdot \mu_{tapadási} \cdot r_{kerék} \quad (3)$$

Ahol:

- $F_{z,hatso}$ a statikus hátsó tengelyterhelés,
- ΔF_z a lassulásból adódó dinamikus tengelyterhelés-csökkenés,
- $\mu_{tapadási}$ az abroncs és az út közötti tapadási tényező (aszfalt esetén kb. 0,8),
- $r_{kerék}$ a kerék görbülési sugara.

A fékrendszer hidraulikus nyomásából és a fékdob geometriájából levezetett, valamint a fenti tapadási korlátokat figyelembe vevő számítások alapján a Dacia 1307 hátsó kerékagyán ébredő maximális fékezőnyomaték 153 Nm-nek adódott. Bár ez az abszolút érték jelentősen kisebb a 705 Nm-es indulási nyomatéknál, a szimulációk (FEA) elvégzése során kiemelt fontosságú, mivel a megfogási pontokon (a töcsavarok furatainál) ellentétes irányú feszültségcsúcsokat generál, próbára téve az alkatrész fáradási határát.[1][11]

2 A forgácsolás alapelvei

Különböző anyagok megmunkálásakor a felületről a fölösleges réteget forgácsolással távolítják el, hogy a kész munkadarab megfeleljen a méret-, az alak- és a felületi minőségi előírásoknak. Ezeket a műveleteket végrehajtva a forgácsolás során az alapanyag és a végtermék közötti anyagkülönbséget távolítják el.

Ezeket a folyamatokat olyan fémforgácsoló gépeken hajtják végre, amelyek teljes mértékben megfelelnek az adott feladatnak, és különböző forgácsolószerszámokkal dolgoznak.[3]

A szerszámok például:

- különféle kések
- fúróeszközök
- maróeszközök

A forgácsolási eljárások nemzetközi elterjedtségében az esztergálás vezet, hiszen ez alakult ki legkorábban, és jelentős fejlesztéseken esett át. A felületről történő anyagleváláshoz mindig kétirányú mozgásra van szükség: a fő- és a mellékmozgásra.[4]



6.ábra Főmozgás és előtolás[3]

Az esztergálás és a marás fő- és segédmozgásai teljesen különböznek: esztergálásnál a főmozgást maga a munkadarab forgása adja, míg marásnál a marószerszám forgó mozgása tölti be ezt a szerepet.

A marásnál a mellékmozgást a munkadarab elmozdítása (hossz-, kereszt- vagy függőleges irányban) végzi, az esztergálásnál pedig a kés egyenesvonalú (hossz- vagy keresztirányú) elmozdulása képezi a mellékmozgást. [3]

2.1 NC/CNC



7.ábra NC és CNC gép[15]

A CNC kifejezés a hetvenes években vált ismertté, amikor a mikroprocesszorok és a mikroszámítógépek felváltották az NC gépekben korábban alkalmazott, integrált áramkörökre épülő vezérlőrendszereket.

Az NC fogalmát az 1940-es évek végén John Parsons vezette be: olyan automatikus gépvezérlési módszert javasolt, amely a marógépet ívelt pályán történő mozgásra irányítja, hogy a munkadarabokon sima, pontos profilokat lehessen kialakítani.

A numerikus vezérlés (NC) olyan irányítást jelöl, ahol a gépet vagy a folyamatot karakterekből és számjegyekből összeállított szimbolikus kóddal vezérlik.[5]

2.1.1 A CNC vezérlés működése

A számítógépes numerikus vezérlés (CNC) olyan rendszer, amelyben a szerszámgép mozgásait és funkcióit egy előre elkészített, alfanumerikus kódokat tartalmazó program irányítja. A CNC képes szabályozni a munkadarab vagy a szerszám pozícióját és mozgását, valamint olyan paramétereket, mint az előtolás, a vágási mélység és a fordulatszám. Emellett kezeli a kiegészítő funkciókat is, például az orsó vagy a hűtőfolyadék be- és kikapcsolását.[6]

A modern CNC rendszerekben az alkatrészek teljes gyártási folyamata - a tervezéstől a megmunkálásig - nagyrészt automatizált a CAD (számítógépes tervezés) és a CAM (számítógépes gyártás) programok révén. A szoftverek egy olyan gépi fájlt hoznak létre, amelyből egy utófeldolgozó kinyeri az adott gép

működtetéséhez szükséges parancsokat, majd ezt a programot betöltik a CNC gépbe.[7]

Mivel egy munkadarab elkészítéséhez többféle szerszámra van szükség, a korszerű gépek gyakran több szerszámot egyesítenek egyetlen gépegységben. Más esetekben több különálló gépet használnak, külső vezérléssel és emberi vagy robotkezelőkkel, akik a munkadarabot egyik gépről a másikra juttatják.

Az alkatrészek gyártási folyamata nagyrészt automatizált, így az elkészült darab teljes mértékben követi az eredeti CAD-modell előírásait.

2.1.2 A CNC alkalmazási területei

A CNC-technológiát széles körben használják mind a gépi, mind a nem gépi szerszámgépek vezérlésében. A gépi szerszámgépek között alkalmazzák esztergák, fűrőgépek, marógépek és köszörűgépek működtetésére. A nem hagyományos szerszámgépeknél is gyakori, például hegesztőberendezések irányításánál.[5][6]

A CNC-vezérlésű gépek az alábbi fő kategóriákba sorolhatók:

- CNC marógépek és megmunkálóközpontok
- CNC esztergák és esztergaközpontok
- CNC szikraforgácsoló gépek
- CNC köszörűgépek
- CNC vágóberendezések (lézer-, plazma-, elektron- és lángvágók)
- CNC gyártóberendezések (pl. lyukasztók, hajlítók)
- CNC hegesztőgépek

2.1.3 A CNC fő elemei

A CNC rendszerek négy alapvető komponensből állnak[6]:

- Elsődleges alkatrészprogram
- Másodlagos alkatrészprogram
- Gépvezérlő egység
- Maga a szerszámgép (például maró, eszterga vagy fűrő)

Az alkatrészprogram tartalmazza mindazokat az utasításokat, amelyeket a szerszámgépnek végre kell hajtania. Minden egyes sor a gép egy adott pozícióját vagy mozgását határozza meg a koordináta-rendszerben. A programozónak alaposan kell ismernie az adott gépet és a megmunkálási folyamatokat, hogy az alkatrészek nagy pontossággal készüljenek el.[6]

2.1.4 A CAM/CAD fogalma

A számítógéppel segített tervezés (CAD) olyan rendszer, amely nagyban támogatja egy terv létrehozását, módosítását, elemzését vagy optimalizálását a számítógépek eszközeivel.

A számítógéppel támogatott gyártás (CAM) olyan technológia, amely szoftverek és CNC gépek segítségével könnyíti meg, illetve automatizálja a gyártási folyamatokat. [8]

A CAD/CAM rendszerek több előnyt kínálnak. Közös felhasználói felületüknek köszönhetően a CAD-et kezelők könnyen megtanulják a CAM használatát is. Emellett a CAD-adatok gond nélkül átvihetők a CAM rendszerbe, hibák és adatkonvertálási problémák nélkül. A rendszerek teljes asszociativitást biztosítanak, vagyis ha a CAD-modellben változás történik, a hozzá tartozó szerszámpálya automatikusan frissül.[7][8]

A számítógépes tervezés alapjaiban változtatta meg a tervezői munkát: jelentősen felgyorsította és megkönnyítette a különböző projektek létrehozását, tárolását és visszakeresését. Ugyanakkor fontos megjegyezni, hogy a kézi rajzolás továbbra is lényeges szerepet tölt be, mivel ennek elsajátítása adja meg a műszaki rajzolás alapjait.



8.ábra Modern ipari CNC csarnok[16]

2.1.5 A számítógéppel segített tervezés előnyei a kézi tervezéssel szemben

A számítógéppel segített tervezés (CAD -Computer-Aided Design) implementációja a mérnöki gyakorlatba nem csupán technológiai váltást, hanem egy alapvető paradigmaváltást jelentett a termékfejlesztési ciklusokban. A hagyományos, manuális rajztechnológiákkal szemben a digitális tervezőrendszerek olyan integrált környezetet teremtenek, amely a tervezés

kezdeti fázisától a gyártás-előkészítésig minden szakaszban jelentős kvalitatív és kvantitatív előnyöket kínál.

A CAD-rendszerek alkalmazásának egyik legmeghatározóbb tényezője a tervezési produktivitás számottevő növekedése. A parametrikus és direkt modellezési eljárások révén a mérnöki munkaidő-ráfordítás redukálódik, mivel az ismétlődő feladatok automatizálhatók, a szabványos elemtárak használata pedig feleslegessé teszi az alapvető komponensek újraalkotását. Ez az időmegtakarítás közvetlenül jelentkezik a teljes tervezési átfutási idő lerövidülésében, lehetővé téve a piaci igényekre való gyors és rugalmas reflexiót. A technológia egyik legkritikusabb előnye a funkcionális analízis és a virtuális validáció területén mutatkozik meg. A korszerű CAD-szoftverekbe integrált végeselemes analitikai (FEA) és kinematikai szimulációs modulok lehetővé teszik a szerkezetek mechanikai viselkedésének pontos előrejelzését.[8]

Ez a megközelítés drasztikusan csökkenti a szükséges fizikai prototípusok számát, mivel a konstrukciós hibák és a funkcionális hiányosságok már a digitális fázisban azonosíthatók és korrigálhatók. Ennek egyenes következménye a tervek magasabb fokú megbízhatósága és pontossága, valamint a módosítások során jelentkező hibák minimalizálása.

A gyártás-előkészítés terén a CAD-rendszerek biztosítják az adatfolyam folytonosságát a tervező és a megmunkáló egységek között. Az NC/CNC-programozás során a digitális geometriából való közvetlen adatkinyerés minimalizálja a humán interfészből adódó hibaforrásokat, garantálva a tervezett és a legyártott darab közötti geometriai azonosságot. Emellett a rendszerek elősegítik a vállalati szintű szabványosítást és egységesítést, ami elengedhetetlen a minőségirányítási folyamatok fenntartásához. Végezetül, a számítógéppel segített környezet optimalizálja az interdiszciplináris kommunikációt. A központosított digitális adatbázisok és a felhőalapú kollaboratív platformok révén a mérnökök, gyártástechnológusok és projektmenedzserek közötti információcsere hatékonyabbá válik, biztosítva a projekt minden szereplője számára a naprakész és konzisztens adathozzáférést. Összegezve megállapítható, hogy a CAD nem csupán a rajzi dokumentáció eszköze, hanem a modern mérnöki munka hatékonyságának és a technológiai fejlődésnek az elsődleges katalizátora.

2.2 Az öntészeti folyamat szakaszai

Az öntés lényege, hogy a folyékony fémeket egy előre elkészített üregbe (forma) öntik, ahol az megszilárdulva felveszi a kívánt alakot. A kerékagygyártás során a következő lépéseken megy keresztül a folyamat.[4]

2.2.1 Mintakészítés

A gyártás a minta elkészítésével kezdődik, amely a késztermék (pl. kerékagy) hűvé válása, de tartalmaz bizonyos „ráhagyásokat”.

- Zsugorodási ráhagyás: A fém hűlés közben összehúzódik, ezért a mintának nagyobbaknak kell lennie.
- Megmunkálási ráhagyás: Mivel az öntött felület érdes, a kerékagy csapágyhelyeit és felfekvő felületeit később esztergálni/marni kell, így itt plusz anyagvastagságot hagynak.[4]

2.2.2 Magkészítés

A kerékagyak gyakran üregesek vagy belső furatokkal rendelkeznek. Ahhoz, hogy ezek a belső üregek létrejöjjenek, magokat használnak. Ezek általában speciális homokból készült idomok, amelyeket a forma belsejébe helyeznek, hogy a fém ne tudja kitölteni azt a helyet.[4]

2.2.3 Formázás (Moulding)

A leggyakoribb eljárás a homoköntés. A mintát egy formázókeretbe (lombikba) helyezik, majd speciális öntődei homokot döngölnék köré. A minta eltávolítása után marad meg a kerékagy külső alakját meghatározó üreg.

- A könyv részletezi a kapurendszer (Gating System): ez az a csatornahálózat, amin keresztül a fém a kerékagy üregébe áramlik. Fontos a felöntő szerepe is, amely „fémtartályként” funkcionál, és utánpótlást biztosít a hűlés közbeni zsugorodáshoz, megakadályozva a belső üregek (lunkerek) kialakulását.[4]

2.2.4 Olvasztás és öntés (Melting and Pouring)

A kerékagy anyagától függően (lehet acél, öntöttvas vagy könnyűfém, pl. alumínium) különböző kemencéket (pl. kupolókemence vagy tégelyes kemence) használnak. A pontos hőmérséklet kritikus: ha túl hideg a fém, nem tölti ki a formát; ha túl forró, gázbuborékok maradhatnak benne.[4]



9.ábra Fém öntés[17]

2.2.5 Tisztítás és utómegmunkálás (Fettling)

Az öntészeti gyártási folyamat utolsó, ám kritikus szakasza a tisztítás és utómegmunkálás, szakmai nyelven a fettling. Ez a fázis akkor veszi kezdetét, amikor a folyékony fém a homokformában teljesen megszilárdult, és a munkadarabot kiütik a formából. Ekkor a kerékagy még korántsem késztermék; felülete érdes, és számos olyan technológiai elem kapcsolódik hozzá, amely az öntéshez elengedhetetlen volt, de a funkcióhoz felesleges.

A folyamat az alábbi főbb lépésekre tagolható: A felesleges részek eltávolítása: Első lépésként levágják a beömlőcsatornákat és a felöntőket. Ezek a kapurendszer (Gating System) részei voltak, amelyek biztosították a fém egyenletes áramlását és a hűlés közbeni zsugorodás - az úgynevezett lunkerképződés - ellensúlyozását.

Felületi tisztítás: Mivel az öntött felület a homokforma miatt érdes és gyakran szennyezett, a munkadarabot szemcseszórással vagy köszörüléssel tisztítják meg a ráégett homokszemcséktől és az öntési egyenetlenségektől.

Végleges CNC megmunkálás: Ez a legprecízebb fázis, amelyhez a mintakészítés során már biztosították a szükséges megmunkálási ráhagyást. A kerékagy legkritikusabb funkcionális részeit - ahol a csapágycsukló és a kerékcsonkok helyezkednek el - CNC vezérlésű gépeken (esztergákon és marógépeken) munkálják készre.

A csapágyfészkek esetében mikrométeres pontosságú, H7-es illesztést kell elérni, hogy megakadályozzák a csapágy megforgását vagy befeszülését.

A felületi minőség itt kiemelt jelentőségű: a csapágyhelyeken Ra 0,8 - 1,6 μm közötti finom érdességet írnak elő, míg a felfekvő peremeknél az Ra 3,2 μm érték is elegendő a síklapúság biztosításához.

A CNC technológia lehetővé teszi, hogy az elkészült darab teljes mértékben kövesse az eredeti CAD-modell geometriáját, biztosítva a központosságot (Concentricity) és elkerülve a kerék rázkódását okozó ütéseket.

2.2.6 Miért választják ezt a folyamatot?

Az eljárás választása mellett szóló legfontosabb érvek az alábbiak szerint részletezhetők:

Bonyolult geometriák megvalósítása: A kerékagy nem egy egyszerű fémtömb, hanem gyakran tartalmaz belső merevítő bordákat és üregeket, amelyek a szerkezeti szilárdság növelését és a súlycsökkentést szolgálják. Ezeket a belső kialakításokat pusztán forgácsolással - például egy tömör acélrúdból kiindulva - rendkívül nehéz, időigényes és esetenként kivitelezhetetlen lenne előállítani. Az öntés során azonban a magkészítés technológiájával, azaz speciális homokidomok behelyezésével, ezek az üregek már a fém megszilárdulásakor létrejönnek.

Kiemelkedő anyagmegtakarítás: Az öntés az úgynevezett „near-net shape” (kész alakhoz közeli) gyártási eljárások közé tartozik. Ez azt jelenti, hogy a folyamat során csak annyi fémet használnak fel, amennyi majdnem megegyezik a kész darab súlyával. Ezzel szemben a rúdanyagból történő forgácsolás során az alapanyag jelentős része (akár több mint 60-70%-a) hulladékként, forgácsként távozik, ami drága alapanyagok esetén jelentős veszteség. Az öntésnél csupán minimális megmunkálási ráhagyással dolgoznak a kritikus felületeken, így a hulladék mennyisége elenyésző.

Hatékonyság a tömeggyártásban: Az öntészeti technológia lehetővé teszi, hogy egyszerre sok kerékagyat öntsenek ki rövid idő alatt. Míg egy CNC gépnek hosszú órákba telhet egyetlen darab kifaragása a nyers acélból, addig egy automatizált öntődei soron percek alatt készülhetnek el a nyers öntvények. Ez a gyorsaság drasztikusan csökkenti az egy darabra jutó gyártási költséget, ami elengedhetetlen az autóiparban.[13]

A Dacia 1307 esetében a gazdaságossági szempontok (gyorsabb és olcsóbb gyártás) vezettek a HT250-es szürkeöntvény alkalmazásához az acél helyett. Bár ez rövid távon költséghatékony volt, a haszongépjárműveknél fellépő extrém terhelések (pl. 705 Nm-es indulási nyomaték vagy 10 000 N-os dinamikus lökések) mellett az öntvény ridegsége miatt gyakran lépett fel anyagfáradás és törés. Emiatt a mérnöki fejlesztések során sokszor visszatérnek a drágább, de biztonságosabb

homogén acélszerkezetekhez, amelyek bár egyedi gyártásban költségesebbek, élettartamuk és biztonsági tényezőjük messze felülmúlja az öntvényekét.

3 A hátsó tengely erő- és nyomatékviszonyainak analitikus vizsgálata

A fejezet célja a Dacia 1307 4x4 típusú könnyű haszonjármű hátsó tengelyén ébredő erőhatások számszerűsítése intenzív üzemi fékezés, valamint maximális hajtónyomaték esetén. A számítások alapjául a jármű gyári specifikációi és általános gépjárműszerkezeti összefüggések szolgálnak.

3.1 Alkalmazott paraméterek és peremfeltételek

A számítás során az alábbi, a típusra jellemző műszaki adatokat vettük figyelembe:

Megnevezés	Jelölés	Érték	Egység
Kerékfékszerkezet belső sugara	r_d	0,115	m
Kerékfékmunkahenger dugattyúátmérő	d	22	mm
Súrlódási tényező (fékbetét/dob)	μ_b	0,35	-
Gumiabroncs görbülési sugara (185 R14 C)	r_k	0,32	m
Rendszernyomás intenzív fékezéskor	p	5	N/mm^2
Maximális motornyomaték	M_{mot}	100	Nm
Összesített áttétel (l. fokozat + végáttétel)	$i_{össz}$	15,67	-

1.táblázat Számítási paraméterek

3.2 A hátsó kerékfékszerkezet működésének elemzése

3.2.1 Hidraulikus nyomóerő meghatározása

A fékpedál működtetése során fellépő hidraulikus nyomás a hátsó kerékfékmunkahengerekben mechanikai munkává alakul. A dugattyú felületére ható erő (F_{dug}) a következő összefüggéssel számítható:

$$F_{dug} = p \cdot \frac{d^2 \cdot \pi}{4} = 5 \text{ N/mm}^2 \cdot \frac{22^2 \cdot \pi}{4} \approx 1900,6 \text{ N} \quad (4)$$

3.2.2 Fékezőnyomaték számítása

A vizsgált Simplex rendszerű dobfék esetén a két fékpofa által kifejtett összesített súrlódási erő (F_s) a fékbetét súrlódási tényezőjének (μ_b) függvényében:

$$F_s = 2 \cdot (F_{dug} \cdot \mu_b) = 2 \cdot (1900,6 \text{ N} \cdot 0,35) \approx 1330,4 \text{ N} \quad (5)$$

A kerékagyon ébredő elméleti fékezőnyomaték (M_f) a fékdob sugarának figyelembevételével:

$$M_f = F_s \cdot r_d = 1330,4 \text{ N} \cdot 0,115 \text{ m} = 153,0 \text{ Nm} \quad (6)$$

3.3 Kerék-talaj kapcsolat és tapadási állapotvizsgálat

A fékezőnyomaték hatására a kerék kerületén fellépő fékerő ($F_{fék}$):

$$F_{fék} = \frac{M_f}{r_k} = \frac{153 \text{ Nm}}{0,32 \text{ m}} \approx 478,1 \text{ N} \quad (7)$$

A jármű menetbiztonsága szempontjából kritikus tényező a tapadási határ. Üres állapotú jármű esetén a hátsó tengelyre jutó statikus terhelés kerekenként kb. $G_{kerék} = 2354 \text{ N}$. Száraz aszfalton ($\mu_{út} = 0,8$) a maximálisan átvihető erő:

$$F_{tap,max} = G_{kerék} \cdot \mu_{út} = 2354 \text{ N} \cdot 0,8 = 1883,2 \text{ N} \quad (8)$$

Megállapítás: Mivel $F_{f\acute{e}k} < F_{tap, max}$, üzemi körülmények között a kerekek blokkolása nem következik be. Ugyanakkor intenzív lassításkor fellépő dinamikus tengelyátterhelődés során a hátsó tengely terhelése csökken, ami indokolja a járműbe épített terhelésfüggő fékerő-szabályozó szelep alkalmazását a stabilitás megőrzése érdekében.

3.4 Erőátviteli terhelések vizsgálata hajtás üzemmódban

Összehasonlításképpen vizsgáltuk a hajtáslánc által a kerékagyra közvetített maximális nyomatékot (M_h) összkerékhajtás (4x4) és I. sebességi fokozat esetén, 50-50%-os nyomatékelosztást feltételezve:

$$M_h = \frac{M_{mot} \cdot i_{össz} \cdot \eta}{2} = \frac{100 \text{ Nm} \cdot 15,67 \cdot 0,9}{2} \approx 705,1 \text{ Nm} \quad (9)$$

Az eredmények rávilágítanak arra, hogy a kerékagy és a féltengelyek mechanikai igénybevétele hajtás üzemmódban (705,1 Nm) lényegesen magasabb, mint fékezés során (153 Nm). Ez a méretezési különbség a haszonjármű-kivitelből adódó fokozott igénybevétel következménye.

4 Kerékagy számítógépes gyártástervezése

Az egyetemi tanulmányaim során mélyrehatóan megismertem az alkatrészgyártás-tervezés folyamatát. A gyártástechnológiai órák révén átfogó képet kaptam a gyártástervezés felépítéséről, és lépésről lépésre, félévről félévre egyre tisztábbá vált számomra a tervezési munka menete és logikája.

4.1 3D-modell elkészítése

Miután behatóan áttanulmányoztam a témát, nyilvánvalóvá vált számomra, hogy a gyártástervezés első fázisa a kerékagy térbeli modelljének megalkotása. Enélkül ugyanis nem lehet érdemben elkezdni a munkát.

A 3D modell elkészítéséhez a Solid Edge modellező szoftvert használtam, melynek hatékony kezelését szintén az egyetemi éveim alatt sajátítottam el. A Solid Edge egy felhasználóbarát, 3D tervezőprogram, amely ideális különféle modellek létrehozására. Intuitív menürendszerének és számos kiegészítő funkciójának köszönhetően könnyen elsajátítható, és jelentősen hozzájárul a hatékony, problémamentes munkavégzéshez.

Az alkatrész méreteit először fizikailag felmértem, ami elengedhetetlen volt a modellezés megkezdéséhez. A pontos adatok megszerzéséhez több mérőeszközt is igénybe vettem. A tolómérő bizonyult a legpraktikusabbnak, mivel ezzel tudtam a legnagyobb precizitással meghatározni az összes apró, de kulcsfontosságú méretet.



9.ábra Dacia 1307 hátsó kerékagy(saját ábra)



10. ábra Dacia 1307 hátsó kerékagy(saját ábra)

A Dacia 1307 hátsó csapágyházának szerkezete jól látható az alábbi ábrán, amelyen a saját méréseim és vizsgálataim alapján készült fotó szerepel. A vizsgált alkatrészeken megfigyelhető, hogy az eredeti öntvény felülete porózus, a tengelyfészek környékén pedig kisebb mértékű deformáció és felületi repedés is azonosítható. Ezek a hibák hosszú távon a csapágy illesztési pontatlanságát és az alkatrész élettartamának csökkenését okozhatják.

4.1.1 A 3D modellezés folyamata Solid Edge környezetben

A fizikai mérések során kapott adatokat rögzítettem, majd megkezdtem a digitális leképezést. A modellezés során a Solid Edge „Synchronous” (szinkron) technológiáját alkalmaztam, amely rugalmasságot biztosított a méretek finomhangolásához. Ez a technológia lehetővé teszi a geometria közvetlen manipulálását, ami jelentősen felgyorsította a tervezési folyamatot.

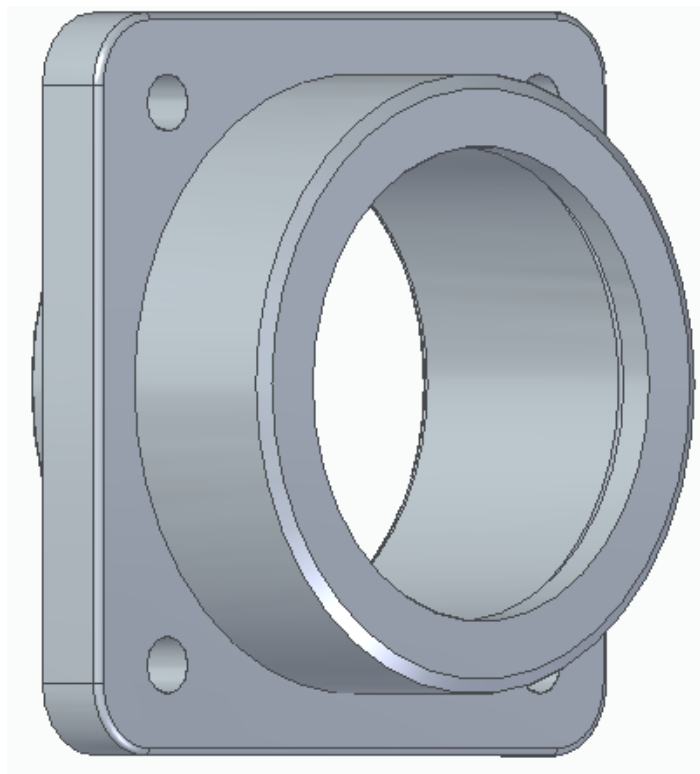
A modellezés főbb lépései:

Alapvázlat (Sketching): Első lépésként a kerékagy alaplapjának profilját készítettem el a koordináta-rendszer középpontjában. Itt határoztam meg a külső befoglaló méreteket és a főbb szimmetriatengelyeket.

Kihúzás (Extrusion): A vázlat alapján létrehoztam az alkatrész testmodelljét. Különös figyelmet fordítottam a központi csapágyház vastagságára, mivel ez a szakasz viseli a legnagyobb radiális terhelést.

Furatok és kiosztások (Hole Command): A töcsavarok helyeit nem egyszerű kivágással, hanem a *Hole* parancs segítségével alakítottam ki, megadva a pontos furatátmérőket és mélységeket. A négy furat szabályos elhelyezkedését a *Circular Pattern* (körkörös kiosztás) funkcióval biztosítottam, garantálva a tökéletes osztókört.

Lekerekítések és letörések (Rounding & Chamfer): A feszültséggyűjtő helyek csökkentése érdekében a sarkoknál és az éleknél megfelelő lekerekítéseket alkalmaztam. Ez nemcsak esztétikai kérdés, hanem a későbbi végeselemes vizsgálat során is kritikus a feszültségcsúcsok elkerülése végett.

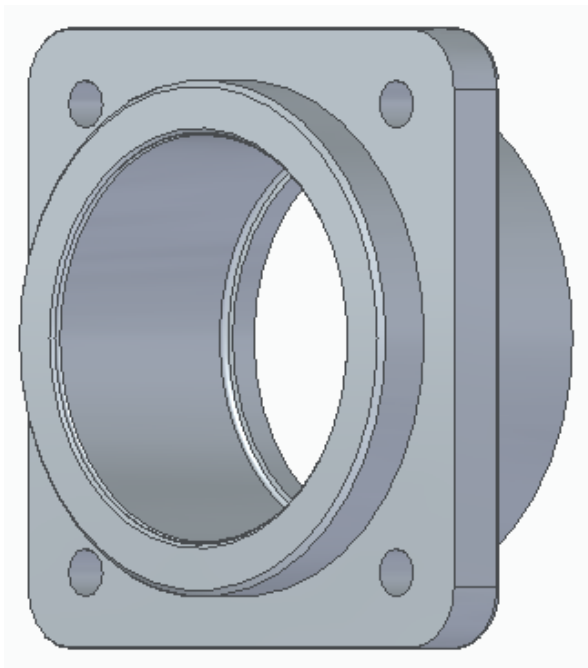


11. ábra Kerékagy modellje (saját ábra Solide Edge-ből)

A modell már egy ideális, anyagtani hibáktól mentes geometriát mutat, amely alkalmas a további mérnöki szimulációk elvégzésére. Az így kapott digitális iker lehetővé tette, hogy a valóságban tapasztalt porózus öntvényhibákat egy homogén, nagy szilárdságú acél szerkezettel váltsam ki a tervezés során.

A tapasztalt hibák alapján célszerű lenne az alkatrészt újragyártani vagy módosítani modern, nagyobb szilárdságú és pontosságot biztosító gyártástechnológiával. A következőkben bemutatott mérnöki javaslatok az eredeti

szerkezet megtartása mellett olyan eljárásokat ismertetnek, amelyekkel a csapágyház minősége és tartóssága jelentősen javítható.



12.ábra Kerékagy modellje (saját ábra Solide Edge-ből)

4.1.2 Gyártástechnológiai és hőkezelési koncepció

Bár a jelen dolgozat fókuszában a 3D modellezés és a végeselemes szimuláció áll, a komplex mérnöki tervezés megköveteli a gyártástechnológiai szempontok előzetes rögzítését is. A módosított geometria és az általam javasolt S355/C45 minőségű szerkezeti acél alapanyag optimális megmunkálást tesz lehetővé.

4.1.3 A tervezett gyártási folyamat lépései:

Előgyártmány készítése: A magas mechanikai követelmények miatt a darab kialakítását zárt szerszámos (süllyesztékes) precíziós kovácsolással javasolt elvégezni. Ez a technológia biztosítja a megfelelő, az alkatrész kontúrját követő szálalrendeződést, ami többszörösére növeli a dinamikus teherbírást a hagyományos öntéssel szemben.

Forgácsolás: A kovácsolt előgyártmányt ezt követően CNC esztergálással (a központi csapágyfészek kialakítása) és marással (a külső kontúrok és a töcsavarok osztóköreinek fúrása) munkáljuk készre a kívánt tűrések eléréséig.

Hőkezelés: A megfelelő kopásállóság és szívósság elérése érdekében az alkatrészt nemesíteni kell (edzés és azt követő magas hőmérsékletű megeresztés). Ennek eredményeként a csapágyfészek felülete kellően kemény és kopásálló lesz a

csapágy illesztéséhez, miközben a kerékagy magja (belső szerkezete) megőrzi rugalmasságát, így ellenáll a dinamikus lengéscsillapító és hajtási ütéseknek.

4.2 Gyártási dokumentáció és műszaki rajz készítése

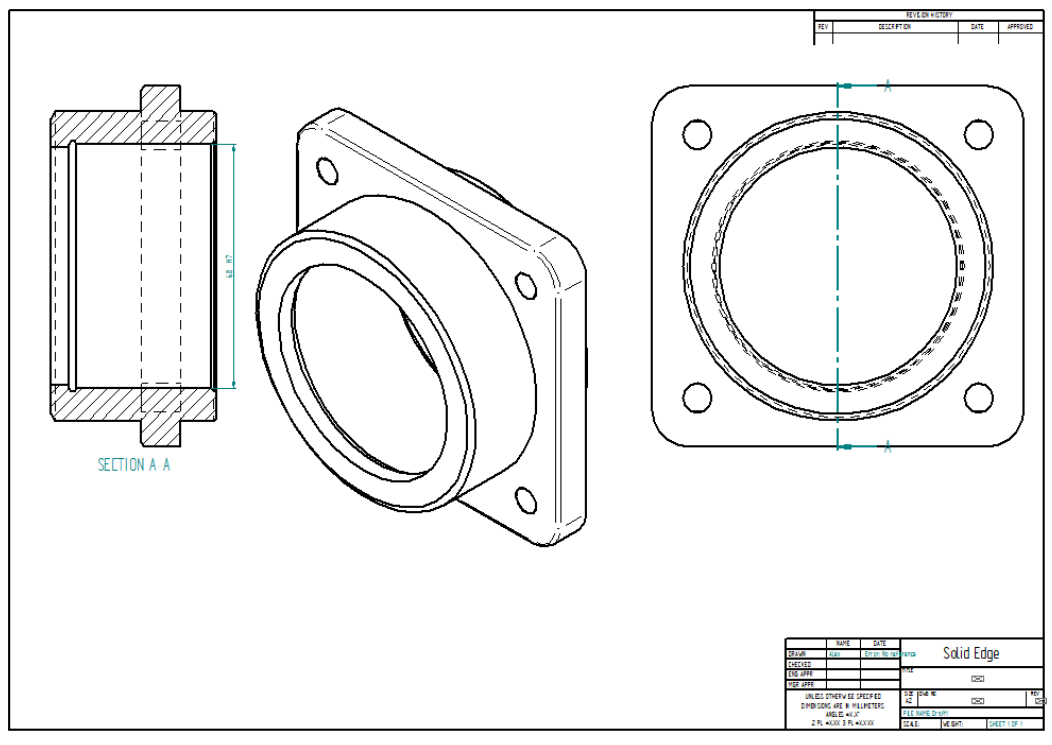
A korszerű gépgyártási folyamatokban a 3D-s CAD modell szolgál minden további technológiai folyamat alapjául, azonban a fizikai megvalósításhoz elengedhetetlen egy szabványos, minden releváns műszaki információt tartalmazó 2D-s műhelyrajz dokumentációja. Ez a dokumentum a mérnöki gyakorlatban egyfajta „szerződésenként” értelmezhető a tervező és a gyártó között: a rajzon rögzített paraméterek és tűréshatárok betartását a gyártónak garantálnia kell a végtermék megfelelősége érdekében.

4.2.1 A 2D-s rajzgenerálás folyamata Solid Edge Draft környezetben

A kerékagy komplex, forgásszimmetrikus geometriájára való tekintettel a 2D-s dokumentációt a Solid Edge Draft moduljában készítettem el. A folyamat során a cél nem csupán az egyszerű vetületképzés volt, hanem egy olyan tudatos mérnöki prezentáció létrehozása, amely egyértelművé teszi a gyártási prioritásokat.

Az alkatrész összetett belső kialakítása - különös tekintettel a csapágyfészkekre és furatokra - megkövetelte a nézetek gondos megválasztását, így egyetlen főnézet alkalmazása nem bizonyult elegendőnek. A belső vállak, a csapágyak felfekvő felületei és a kritikus falvastagságok pontos méretezhetősége érdekében a forgástengely mentén elhelyezett teljes metszetet (Section View) alkalmaztam. A töcsavarok furatainak letöréseit, valamint a feszültségcsúcsok elkerülése érdekében tervezett belső rádiuszokat külön nagyított részletrajzokon (Detail View) ábrázoltam, biztosítva ezzel a méretláncok átláthatóságát és a rajz olvashatóságát. Kiemelendő a szoftver nyújtotta asszociatív kapcsolat jelentősége: a 2D-s rajz és a 3D-s modell közötti élő összeköttetés révén a modellen végrehajtott bármely módosítás automatikusan frissül a műhelyrajzon is, ami minimalizálja a manuális adminisztrációból adódó hibalehetőségeket.

4.2.2 Mérettűrések és illesztések meghatározása



13.ábra 2D-s műhelyrajz (saját ábra)

A kerékagy belső csapágyfészkekének méretezése és a H7-es illesztés megadása a Solid Edge Draft környezetben

A kerékagy méretezése során a nem kritikus méretek esetében az ISO 2768-m szabvány szerinti általános tűrésezést alkalmaztam, azonban a funkcionális felületeknél szigorú egyedi illesztések definiálására volt szükség. Az alkatrész legkritikusabb pontjai a belső csapágyfészkek, ahol a csapágy külső gyűrűje rögzül. A furat alulméretezése a szereléskor fellépő befeszüléshez, míg a túlméretezés a csapágy megforgásához és az agy idő előtti tönkremeneteléhez vezetne.

A gépészeti kézikönyvek és a csapágygyártók (pl. SKF) ajánlásait követve ezen felületekre H7-es tűrésmezőt írtam elő. Ez a választás biztosítja a szükséges átmeneti vagy szoros illesztést, ami mikrométeres pontosságú megmunkálást igényel (például egy 60 mm-es névleges átmérő esetén a megengedett eltérés mindössze a 0 és +30 mikrométer közötti tartományba esik). Ezzel szemben a keréktárcsát rögzítő töcsavarok furatainál elegendő volt a H12-es tűrés alkalmazása, mivel itt nem a szoros illeszkedés, hanem a csavarok feszültségmentes elhelyezkedése és a megfelelő pozíciótűrés biztosítása a cél.

4.3 Felületi érdesség és minőségi követelmények

Az alkatrész élettartamát és a futáspontosságot alapvetően meghatározza a felületi finomság, ezért az S355 acél megmunkálása során differenciált érdességi osztályokat határoztam meg. A csapágyfészkek felületénél Ra 0,8 - 1,6 μm közötti értéket írtam elő, ami finomkiesztergálást vagy köszörülést tesz szükségessé. A magas felületi minőség garantálja a csapágygyűrű teljes felületű felfekvését, kiküszöbölve a berágódásokat. A fékdob és a keréktárcsa felfekvő karimájánál Ra 3,2 μm érdességet határoztam meg, ahol a síklapúság és a merőlegesség fontosabb az extrém simaságnál a fékezés közbeni ütés elkerülése végett. A nem funkcionális, külső felületeken megengedhető az Ra 12,5 μm érték, ami lehetővé teszi a gazdaságosabb, nagyoló esztergálási műveletek alkalmazását.

4.3.1 Alak- és helyzetűrések alkalmazása

A hagyományos mérettűrések mellett a kerékagy üzembiztonsága szempontjából elengedhetetlen az alak- és helyzetűrések (GD&T) szabályozása. A csapágyfészkeknél hengerességi tűrést írtam elő, megakadályozva a furat esetleges kúposágát vagy hordósságát, ami a csapágy feszülését okozná. Kritikus paraméter továbbá a két csapágyfészkek központossága (Concentricity): a furatoknak közös tengelyvonalon kell elhelyezkedniük. Bármilyen tengelyirányú eltérés vagy homlokütés (Run-out) a kerék rázkódásához, a komfortérzet csökkenéséhez és a futóműalkatrészek idő előtti elhasználódásához vezetne, ezért ezen tűrések szigorú betartása a gyártásellenőrzés során kiemelt prioritást élvez.

5 Végeselemes vizsgálat (FEA) és a peremfeltételek beállítása

5.1 A végeselemes szimuláció (FEA) eredményeinek vizuális értékelése és a deformáció analízise

A lineáris statikus szimulációk futtatása után a Solid Edge Post-Processing (eredményértékelő) moduljában vizuálisan is kielemeztem a feszültségeloszlást és az alkatrész alakváltozását. Az ábrán látható a kerékagy von Mises-féle redukált feszültségtérképe és a felnagyított deformációs ábrája a kritikus terhelési esetekben.

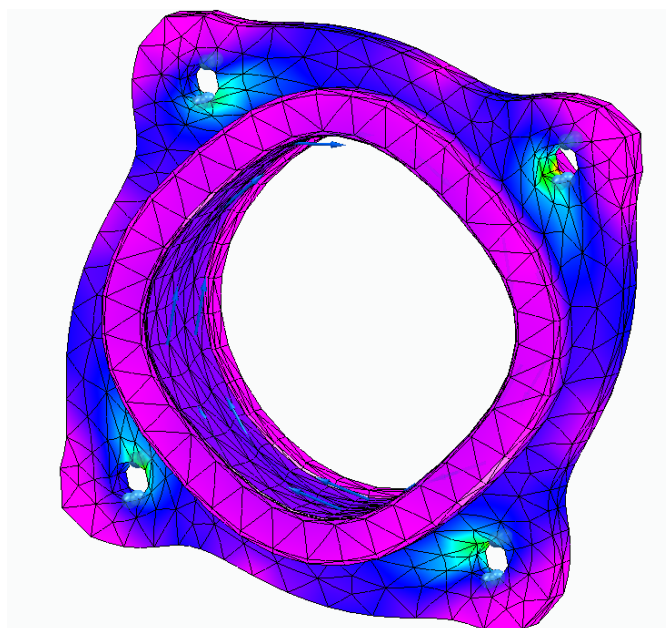
A vizuális értékelés során az alábbi fontos megállapításokat tettem:

Feszültségkoncentráció (Stress Concentration): A szimuláció során alkalmazott von Mises-féle redukált feszültségtérkép vizuálisan is igazolta, hogy a mechanikai igénybevétel nem egyenletesen oszlik el az alkatrészben. A színskála alapján a legmagasabb feszültségértékek - a „piros zónák” - jól körülhatárolható helyeken, a keréktárcsát rögzítő tőcsavarok furatainak tövében, valamint a karima és az agytest találkozásánál kialakított lekerekítéseknél (rádiuszoknál) jelentkeznek. Ez a jelenség a geometriai feszültséggyűjtő hatás mellett a szimulációs peremfeltételeknek is köszönhető: a furatoknál alkalmazott merev megfogás (Fixed constraint) megakadályozza a csomópontok elmozdulását, így ott feszültségtorlódás alakul ki. A tervezés során éppen ezen csúcsok mérséklése érdekében alkalmaztak célzott lekerekítéseket és belső rádiuszokat.

Deformáció jellege és mértéke: A Solid Edge eredményértékelő modulja a vizuális értelmezhetőség javítása érdekében úgynevezett felnagyított skálán (exaggerated scale) mutatja be a deformációt. Ez lehetővé teszi, hogy a tervező szabad szemmel is azonosíthassa az elmozdulás irányát; például a 705 Nm-es indulási vagy a 153 Nm-es fékezési nyomaték hatására a karima kismértékű elcsavarodása figyelhető meg. Fontos azonban megjegyezni, hogy bár a szoftver képernyőjén ez a torzulás nagymértékűnek tűnik, a valóságban a homogén acélszerkezet nagy merevsége miatt az elhajlás mértéke elenyésző, csupán mikrométeres nagyságrendű.

Rugalmas alakváltozás: A szimulációk egyik legfontosabb biztonsági eredménye, hogy az alkatrész minden vizsgált esetben (gyorsítás, fékezés, függőleges dinamikus lökés) a rugalmas (elasztikus) tartományban maradt. A javasolt S355 vagy C45 minőségű szerkezeti acél folyáshatára 262 MPa, miközben a

legkritikusabb pontokon fellépő maximális feszültség még extrém terhelésnél is csak 49,3 MPa volt. Mivel az ébredő feszültség az anyag teherbírásának csupán töredékét (mintegy 15-19%-át) éri el, a terhelés megszűnése után az alkatrész maradandó károsodás nélkül, azonnal visszanyeri eredeti alakját. Ez jelentős biztonsági előrelépés a korábbi rideg szürkeöntvényhez képest, amely rugalmas alakváltozás helyett hajlamos volt a hirtelen törésre.



14.ábra Szürkeöntvény deformációja (saját ábra Solide Edge-ből)

A kerékagy felnagyított deformációs ábrája a csavaró igénybevétel hatására a Solid Edge FEA moduljában.

5.1.1 A vizsgálat célja és szoftveres háttere

A 3D modell elkészítését követően a mérnöki tervezés legfontosabb szakasza a virtuális teherbírás-ellenőrzés. A vizsgálatok célja annak igazolása volt, hogy a módosított geometria a valós üzemi körülmények között (gyorsítás, fékezés, kátyúk okozta függőleges dinamikus terhelés) is biztonságosan, maradó alakváltozás nélkül üzemel. A szimulációkat a Solid Edge beépített végelelemes moduljával (NX Nastran megoldó motorral) végeztem el, lineáris statikus (Linear Static) vizsgálati környezetben.

5.1.2 Anyagmodell és hálózás (Meshing)

Ahogy a tervezési fázisban is kitértem rá, a gyári alkatrész HT250-es szürkeöntvénye a ridegsége miatt nem bizonyult megfelelőnek. A végelelemes vizsgálatok során ezért a modellt már a korszerűbb, homogén szerkezeti acél fizikai paramétereivel futtattam le. A szoftver anyagadatbázisából kiválasztott acél

legfontosabb mechanikai jellemzője a folyáshatár. Ez az a feszültségi határ, ameddig az anyag rugalmasan viselkedik, és a terhelés megszűnése után visszanyeri eredeti alakját.

A számítások pontossága nagymértékben függ a végelelem-háló minőségétől. Az első tesztfuttatások során (amikor a szoftver hálózási hibát jelzett a bonyolultabb geometriáknál) egyértelművé vált, hogy az alapértelmezett beállítások nem elegendőek. Ezért a teljes 3D testen egy finomított (Fine), sűrűbb tetraéderes hálót generáltam. Ez biztosította, hogy a kritikus feszültséggyűjtő helyeken - például a furatok pereménél és a lekerekítéseknél - a szoftver kellő felbontással és pontossággal tudja kiszámítani a feszültségcsúcsokat.

5.1.3 Kényszerek (Constraints) beállítása

Mielőtt a terheléseket ráadtam volna az alkatrészre, definiálni kellett a megfogásokat. A kerékagy a valóságban a négy darab töcsavaron keresztül csatlakozik mereven a keréktárcsához. Ennek megfelelően a szimulációban is ezt a négy furatot rögzítettem a tér minden irányába (Fixed constraint), így a modell belső csapágyfészke a terhelések hatására szabadon deformálódhatott ezekhez a fix pontokhoz képest.

5.2 Első terhelési eset: Maximális indulási nyomaték (705 Nm) vizsgálata és anyagminőségi összehasonlítás

5.2.1 Anyagválasztás és konstrukciós kritika

Az eredeti gyári alkatrész vizsgálata során megállapítást nyert, hogy a konstrukció HT250-es szürkeöntvényből készült, a kritikus felületeken 304-es rozsdamentes acél betéttel megerősítve. A gyakorlati tapasztalatok alapján ez a párosítás (különböző hőtágulási együtthatók, az öntvény ridegsége) gyakran vezetett mikrorepedésekhez és idő előtti tönkremenetelhez.

Szakdolgozatomban ezért egy korszerűbb, homogén anyagszerkezetet javasoltam: az alkatrészt egységesen nagy szilárdságú szerkezeti acélból modelleztem. Ez az anyagválasztás jobb szívósságot és magasabb fáradási határt biztosít a váltakozó igénybevételű kerékagy számára.

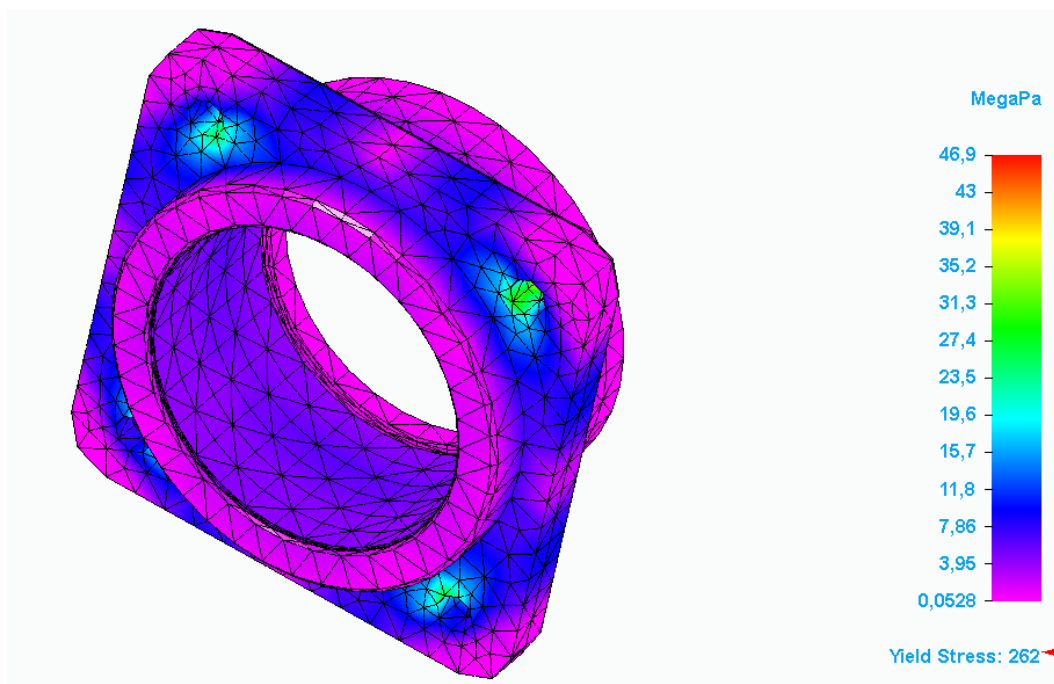
5.2.2 A vizsgálat peremfeltételei

A szimuláció során a korábban számított $M = 705 \text{ Nm}$ maximális indulási nyomatékot alkalmaztam a központi furaton, amely a jármű gyorsításakor fellépő

legkritikusabb csavaró igénybevételt modellezi. A rögzítést a négy darab tőcsavar furatánál állítottam be (Fixed constraint).

5.2.3 Eredmények és feszültségeloszlás

A futtatás után kapott von Mises-féle redukált feszültségképet az ábra mutatja.



15.ábra S355/C45 acél deformációja (saját ábra Solide Edge-ből)

A színskála alapján jól látható, hogy a modell legnagyobb része minimális terhelést kap (sötétkék zónák). A feszültségcsúcsok a rögzítési pontoknál, azaz a négy tőcsavar furatának tövében jelentkeznek. A modell legterheltebb pontjain ébredő maximális mechanikai feszültség:

$$\sigma_{\max} = 46,9 \text{ MPa} \quad (10)$$

5.2.4 Biztonsági tényező és összehasonlító elemzés

A választott acélhoz tartozó biztonsági tényezőt (Factor of Safety) az alábbiak szerint határoztam meg:

$$\text{FoS} = \frac{\sigma_{\text{yield}}}{\sigma_{\max}} = \frac{262 \text{ MPa}}{46,9 \text{ MPa}} \approx 5,58 \quad (11)$$

Ha összehasonlítjuk az eredeti HT250-es öntvény jellemzőivel (aminek a megengedett feszültsége húzásra és csavarásra jelentősen alacsonyabb, biztonsági tartaléka pedig a ridegsége miatt hamarabb elfogy), látható, hogy az általam javasolt acél konstrukció masszívan felülmúlja a gyári értéket. A kapott közel 5,6-os biztonsági tényező igazolja, hogy az alkatrész nemcsak biztonságos, hanem jelentősen túl is van méretezve, így egy esetleges modernizáció során a tömegoptimalizálásra (anyagvastagságok csökkentésére) is lenne lehetőség.

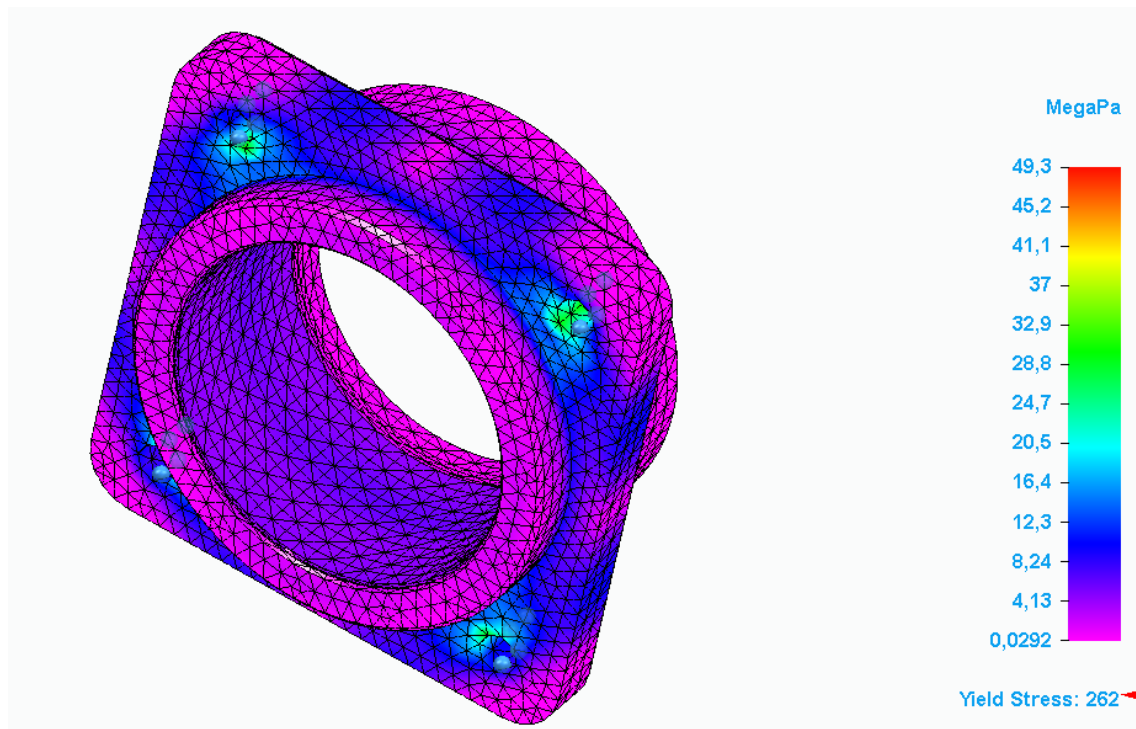
5.3 Második terhelési eset: Fékezési nyomaték (153 Nm) vizsgálata finomított hálóval

5.3.1 A vizsgálat peremfeltételei és a hálózás finomítása

A második üzemállapot a jármű intenzív lassításakor fellépő igénybevételt modellezi. A korábbi számítások alapján a fékezési nyomaték $M = 153 \text{ Nm}$, amelyet ellentétes irányú csavaró terhelésként alkalmaztam a modellen. A megfogások (Fixed constraint) továbbra is a töcsavarok furatainál maradtak. Ennél a futtatásnál a szoftver hálózó algoritmus (Mesh) a geometria komplexitása miatt - a furatok pereménél lévő éles átmeneteknél - torz elemeket generált, ezért a teljes hálót manuálisan egy sűrűbb, finomabb (Fine) felbontásra állítottam át a pontosabb eredmények érdekében.

5.3.2 Eredmények és feszültségeloszlás

A finomított hálózattal lefutott szimuláció eredményét az ábra mutatja.



16.ábra S355/C45 acél deformációja (saját ábra Solide Edge-ből)

Bár a terhelő nyomaték abszolút értéke kisebb, mint az indulásnál, a sűrűbb végelem-háló miatt a szoftver sokkal pontosabban tudta leképezni a furatok élénél fellépő lokális feszültségcsúcsokat. A maximális feszültség:

$$\sigma_{max} = 49,3 \text{ MPa} \quad (12)$$

A feszültség biztonsági tényezője az S355/C45 acélra vonatkoztatva:

$$FoS = \frac{262 \text{ MPa}}{49,3 \text{ MPa}} \approx 5,31 \quad (13)$$

Kijelenthető, hogy az alkatrész maximális fékerő esetén is több mint ötszörös biztonsági tartalékkal rendelkezik.

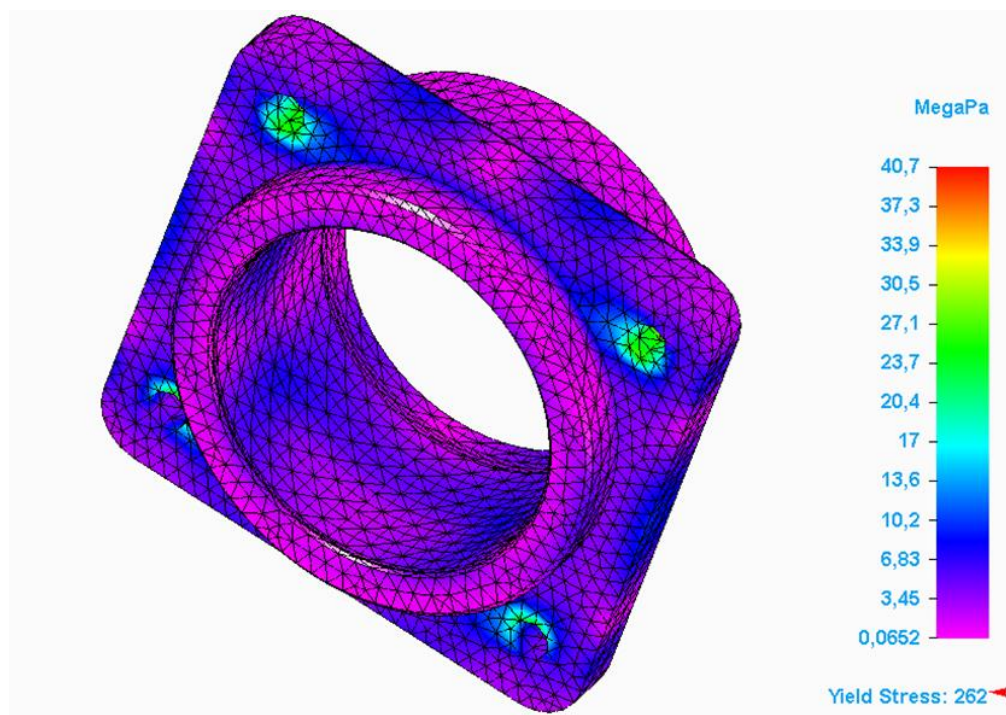
5.4 Harmadik terhelési eset: Függőleges dinamikus terhelés (10 000 N) vizsgálata

5.4.1 A vizsgálat peremfeltételei

A harmadik, egyben utolsó kritikus eset a jármű súlyából és az úthibákból (kátyúk) származó függőleges, radiális irányú terhelést vizsgálja. A Dacia Papuc maximális terhelhetőségét és a dinamikus lengéseket figyelembe véve egy masszív, $F = 10\,000\text{ N}$ (kb. 1 tonnának megfelelő) függőleges (Y-tengely irányú, lefelé mutató) erőt alkalmaztam a csapágyfészek belső palástján. A rögzítés itt is az osztókör négy furatánál történt.

5.4.2 Eredmények és feszültségeloszlás

A szimulációs eredményeket az ábra szemlélteti.



17.ábra S355/C45 acél deformációja (saját ábra Solide Edge-ből)

Az ábrán megfigyelhető, hogy a feszültséggyűjtő helyek elhelyezkedése megváltozott: a függőleges nyíró és hajlító igénybevétel miatt a legnagyobb feszültség a furatok alsó és felső pereménél jelentkezik. Az ébredő maximális feszültség és a hozzá tartozó biztonsági tényező:

$$\sigma_{max} = 40,7\text{ MPa} \quad (14)$$

$$FoS = \frac{262 \text{ MPa}}{40,7 \text{ MPa}} \approx 6,43 \quad (15)$$

A konstrukció robusztusságát bizonyítja, hogy még egy extrém, 10 000 N-os dinamikus behatás is csak töredékét (kb. 15%-át) éri el az anyag megengedett folyáshatárának.

5.5 A végeselemes eredmények összesítése és értékelése

A három különböző - csavaró és függőleges irányú - terhelési eset összevetése során egy fontos mérnöki törvényszerűség figyelhető meg. Bár az igénybevételek iránya és jellege jelentősen eltérő volt, a feszültségcsúcsok minden esetben a rögzítési pontok (tőcsavarok furatai) környezetében alakultak ki.

A szoftver automata skálázása miatt az ábrák vizuálisan hasonlóknak tűnhetnek (a piros zónák mindig ezeknél a furatoknál jelennek meg), azonban ez a végeselemes módszer geometriai sajátossága. A merev megfogás (Fixed constraint) megakadályozza a csomópontok elmozdulását, így a környező elemekben torlódik fel a feszültség.

Az eredmények alapján egyértelműen igazolást nyert, hogy a módosított acél (S355/C45) kerékagy a Dacia Papuc hajtásláncában fellépő összes extrém terhelést (5-6 szoros biztonsággal) képes elviselni.

5.6 Következtetések és mérnöki megállapítások a kerékagy újratervezése során

A Dacia 1307 hátsó kerékagyának vizsgálata, 3D modellezése és végeselemes elemzése (FEA) során számos olyan mérnöki megállapítás született, amelyek igazolják a konstrukció újratervezésének szükségességét és sikerességét. A vizsgálatok eredményeit az alábbi főbb pontokban foglalhatjuk össze:

5.6.1 Anyagválasztási és gyártástechnológiai megállapítások

Az eredeti konstrukció hiányosságai: A fizikai mérések és a szakirodalmi adatok alapján megállapítást nyert, hogy az eredeti HT250-es szürkeöntvény és a 304-es rozsdamentes acél betét kombinációja elavult. Az eltérő hőtágulási együtthatók, valamint az öntvény ridegsége és porozitása a csapágyfészek korai deformálódásához és felületi repedésekhez vezetett.

Az újratervezett anyagmodell előnyei: Az általam javasolt, homogén S355/C45 szerkezeti acél alkalmazása kiküszöböli a betétes szerkezetből adódó anyaghatár-problémákat. A zárt szerszámos precíziós kovácsolással, majd forgácsolással és nemesítéssel (hőkezeléssel) készülő alkatrész szívóssága és fáradási határa nagyságrendekkel felülmúlja a gyári öntvényét.

A végeselemes szimulációk (FEA) eredményeinek értékelése A Solid Edge környezetben elvégzett, három kritikus üzemállapotra kiterjedő lineáris statikus szimulációk egyértelműen bizonyították az új geometria teherbírását:

- Feszültségcsúcsok lokalizációja: A terhelés jellegétől (csavarás vagy függőleges hajlítás/nyírás) függetlenül a maximális redukált feszültség minden esetben a rögzítési pontoknál, a töcsavarok furatainak tövében alakult ki. Ez a geometriából adódó feszültséggyűjtő hatás következménye.
- Kiváló biztonsági tényező: A legmagasabb feszültségértéket (49,3 MPa) a finomított hálóval futtatott, 153 Nm-es fékezési nyomaték vizsgálata során kaptuk. Mivel a választott acél folyáshatára 262 MPa, a rendszer legkritikusabb pontján is 5,31-es biztonsági tényező (FoS) adódott. A 10 000 N-os függőleges (kátyú) terhelésnél ez az érték még magasabb, 6,43 volt.

5.6.2 Javaslatok a jövőbeni optimalizálásra

Az elvégzett elemzések alapján kijelenthető, hogy az újratervezett kerékagy maradandó alakváltozás nélkül, extrém nagy biztonsági tartalékkal képes elviselni a jármű hajtásláncában fellépő maximális terheléseket. Mérnöki szempontból ez a robusztus kialakítás jelentős túlméretezésre utal. A kimagasló (5 feletti) biztonsági tényező lehetőséget teremt egy jövőbeni geometriai optimalizálásra (Topological Optimization). A központi agyrész és a karima falvastagságának célzott csökkentésével a biztonság feláldozása nélkül lehetne csökkenteni az alkatrész tömegét. Ez a járműdinamika szempontjából rendkívül előnyös lenne, mivel a kerékagy a rugózatlan tömeg része, így annak csökkentése közvetlenül javítaná a Dacia menetkomfortját és úttartását.

5.6.3 Gazdaságossági számítás és élettartam-költség (LCC) analízis

A mérnöki tervezés és konstrukciós fejlesztés sikeressége nem csupán a műszaki paraméterek javulásában mérhető, hanem annak gazdasági fenntarthatóságában is. A haszongépjárművek (mint a Dacia 1307) esetében a megbízhatóság közvetlen hatással van a termelékenységre. Ebben a fejezetben egy élettartam-költség (Life Cycle Costing - LCC) analízisen keresztül bizonyítom be, hogy a látszólag drágább, egyedi CNC forgácsolt acél kerékagy hosszú távon lényegesen

költséghatékonyabb megoldás, mint az olcsó, de sorozatosan meghibásodó gyári öntvény.

5.6.4 A gyári öntvény (HT250) költségei és a rejtett veszteségek

A hagyományos, lemezes grafitos szürkeöntvényből (HT250) készült gyári kerékagy beszerzési ára a piacon jelenleg rendkívül kedvező. Ennek oka a tömeggyártás és az öntészeti technológia alacsony fajlagos költsége.

- Beszerzési ár: kb. 25 000 Ft (darabonként).
- Meghibásodási ráta: A gyakorlati tapasztalatok és az üzemeltetési naplók alapján, a megengedettnél nagyobb terhelés és a rossz minőségű útviszonyok (kátyúk) miatt a gyári alkatrész élettartama extrém rövid. Intenzív használat mellett átlagosan 1,5 évente (vagy 30 000 kilométerenként) cserére szorul a karima fáradásos törése miatt.

A meghibásodás járulékos (rejtett) költségei: Egy alkatrész törése sosem csupán az alkatrész árából áll. Amikor a kerékagy eltörik, a gépjármű mozgásképtelenné válik, ami az alábbi azonnali kiadásokat generálja:

Mentés és vontatás költsége: A mozgásképtelen, terhelt gépjármű telephelyre vagy szervizbe szállítása (átlagosan 40 000 - 50 000 Ft).

Járulékos alkatrészkarok: A kerékagy törésekor gyakran sérül a kerékcsapágy, a fékdob és a fékpofa is, amelyek cseréje további 20 000 Ft-ot jelent.

Szerviz munkadíj: Az alkatrész cseréje, a csapágyak kipróbálása és bepróbálása (kb. 15 000 Ft).

Kiesett haszon (Downtime): A haszongépjármű 1-2 napig nem termel bevételt, ami áruszállítás esetén jelentős gazdasági kiesés.

Látható tehát, hogy egyetlen 25 000 Ft-os alkatrész törése a valóságban megközelítőleg 100 000 - 110 000 Ft azonnali kárt és költséget jelent az üzemeltetőnek.

5.6.5 Az optimalizált acél (S355/C45) kerékagy gyártási költségbevétele

Az általam tervezett új kerékagy egyedi (vagy kis szériás) gyártásban készül, masszív szerkezeti acélból (S355 vagy C45), CNC esztergagözponton. Mivel nincs öntőminta, a gyártás tömör acélrúdból indul (forgácsolás rúdanyagból).

Nyersanyagköltség: A gyártáshoz egy kb. Ø160 mm átmérőjű, 100 mm hosszú tömör acél tuskó szükséges. Az S355-ös acél sűrűsége 7850 kg/m³. Egy ekkora

darab tömege megközelítőleg 15,7 kg. A minőségi szerkezeti acél jelenlegi kiskereskedelmi ára kb. 700 Ft/kg.

- *Nyersanyag költség: $15,7 \text{ kg} \times 700 \text{ Ft} = \sim 11\,000 \text{ Ft}$.*

Megmunkálási költség (CNC Gépóra): A komplex belső csapágyfészkek, a H7-es tűrések és a keréktárcsa-rögzítő furatok kialakítása modern, hajtott szerszámos CNC esztergán történik. A nagyolás, a finomesztergálás és a fűrási ciklusok együttes becsült ideje darabonként 2,5 óra. A hazai gépipari átlagos CNC gépóradíj (amely tartalmazza a gépkopást, a szerszámkopást, a rezsit és a gépkezelő bérét) kb. 15 000 Ft/óra.

- *Forgácsolási költség: $2,5 \text{ óra} \times 15\,000 \text{ Ft} = 37\,500 \text{ Ft}$.*

Felületkezelés és hőkezelés (Opcionális): A korrózióvédelem érdekében a kész darabot galvanikus horganyzással látják el, illetve a csapágyfészkek induktív edzést kaphatnak a kopásállóság növelésére.

- *Felületkezelés becsült költsége: $\sim 8\,000 \text{ Ft}$.*

Az új alkatrész teljes bekerülési költsége (1 db): Összeadva a tételeket ($11\,000 + 37\,500 + 8\,000$), az új acél kerékagy legyártása megközelítőleg 56 500 Ft-ba kerül. Látható, hogy a gyártási ár több mint kétszerese a gyári öntvény árának (25 000 Ft), ami első pillantásra riasztó lehet egy laikus üzemeltető számára.

5.6.6 Összehasonlító LCC analízis (5 éves üzemeltetési ciklusra)

A valós gazdasági döntéshez egy 5 éves (vagy 100 000 km-es) intenzív üzemeltetési periódust kell vizsgálnunk, és fel kell állítanunk a megtérülési modellt.

A gyári HT250 öntvény 5 éves költsége:

- Alap beszerzés: 1 db (25 000 Ft)
- Beszerelés munkadíja: 15 000 Ft
- Várható törések száma 5 év alatt: 3 alkalom
- A 3 törésből fakadó kár (cserealkatrész, vontatás, szerviz: $3 \times 100\,000 \text{ Ft}$): 300 000 Ft
- Összköltség 5 év alatt: 340 000 Ft / tengelyoldal.

Az S355 acél kerékagy 5 éves költsége: A végeselemes szimulációk igazolták, hogy a maximális terhelés mellett is 5 feletti a biztonsági tényező, a feszültség (49,3 MPa) messze a folyáshatár alatt marad. Ez az alkatrész a jármű teljes hátralévő élettartamát kiszolgálja fáradásos törés nélkül.

- Egyedi gyártás költsége: 56 500 Ft

-
- Beszerelés munkadíja: 15 000 Ft
 - Várható törések száma: 0 alkalom
 - Összköltség 5 év alatt: 71 500 Ft / tengelyoldal.

5.6.7 Következtetés (Megtérülés)

A gazdaságossági számítás egyértelműen rámutat arra a mérnöki alaptételre, miszerint az olcsó alkatrész hosszú távon a legdrágább. Bár az optimalizált, forgácsolt acél kerékagy bekerülési költsége (56 500 Ft) mintegy 126%-kal magasabb a gyári HT250-es öntvényénél (25 000 Ft), a beruházás már az első elkerült meghibásodáskor (kb. 1-1,5 év után) teljes mértékben megtérül.

Egy 5 éves üzemeltetési ciklust vizsgálva tengelyoldalanként több mint 268 000 Ft közvetlen megtakarítás érhető el, a gépjármű üzembiztonságának és a rakomány biztonságának drasztikus növekedése mellett. A konstrukciós fejlesztés így nemcsak mechanikailag, hanem üzleti-gazdasági szempontból is maximálisan indokolt és sikeres.

Összefoglalás

Szakedolgozatom témájául a Dacia 1307 „Papuc” típusú haszongépjármű hátsó kerékagynak konstrukciós fejlesztését és végeselemes analízisét választottam. A választást elsősorban a típus elterjedtsége és a gyakorlatban tapasztalt konstrukciós hiányosságok indokolták: az eredeti kerékagy öntvény szerkezete a nagy igénybevétel és az anyagfáradás hatására gyakran mutatott repedéseket, ami közvetlen közlekedésbiztonsági kockázatot jelentett.

A munka során első lépésként elvégeztem a gyári alkatrész pontos geometriai felmérését. A tolómérővel rögzített adatok alapján a Solid Edge 3D-s tervezőszoftverben létrehoztam az alkatrész digitális ikermodelljét. A tervezési fázis legfontosabb döntése a korszerűbb anyagválasztás volt: a rideg, porózus HT250-es szürkeöntvényt nagy szilárdságú, homogén S355/C45-ös szerkezeti acéllal váltottam ki. A javasolt gyártástechnológia - a precíziós süllyesztékes kovácsolás és az azt követő nemesítés - biztosítja a gépjármű hajtásláncában fellépő dinamikus terhelésekhez szükséges szívósságot.

A dolgozat érdemi részét a végeselemes szimulációk (FEA) alkották. Három kritikus üzemállapotot vizsgáltam: a maximális indulási nyomatékot (705 Nm), az intenzív fékezést (153 Nm) és a kátyúk okozta függőleges dinamikus terhelést (10 000 N). A szimulációs eredmények minden esetben igazolták az új konstrukció teherbírását. A legkritikusabb pontokon jelentkező feszültségértékek (40,7 - 49,3 MPa) messze elmaradtak a választott acél 262 MPa-os folyáshatárától, így az alkatrész minden terhelési esetben 5 feletti biztonsági tényezővel rendelkezik.

A kutatás során bebizonyosodott, hogy a kerékagy újratervezése nemcsak elméletileg megalapozott, hanem gyakorlati szempontból is indokolt. Az eredmények rávilágítottak arra, hogy az alkatrész jelentősen túlméretezett, ami a jövőben lehetőséget ad a tömegoptimalizálásra a rugózatlan tömegek csökkentése érdekében. Összegzésként kijelenthető, hogy a dolgozatban bemutatott mérnöki folyamat - a méréstől a szimulációs ellenőrzésig - sikeresen választ adott a kitűzött problémára, és egy biztonságosabb, modernebb alkatrészt eredményezett.

Irodalomjegyzék

- [1]. Carlos Roberto Schwaab. Development of a wheel hub by topological optimization method applied to a sae formula vehicle. International Research Journal of Engineering and Technology (IRJET)
<https://www.irjet.net/archives/V10/i1/IRJET- V10I1123.pdf>
- [2]. Prof. Dipl.-Ing. Jornsens Reimpell. The Automotive Chassis: Engineering; Principles, SECOND EDITION
https://landrover.narod.ru/Mechanical_Engineering-SAEThe_Automotive_Chassis_.pdf
- [3]. F.A BARBASOV , Marás, Műszaki könyvkiadó,Budapest 1979
- [4]. Rajender Singh, Introduction to the basic manufacturing processes and workshop,technology,
<https://blogpuneet.files.wordpress.com/2013/07/introduction-to-basicmanufacturing-processes-and-workshop-technology.pdf>
- [5]. Assoc. Prof. Dr. Tamer S. Mahmoud, Introduction to computer numerical control(CNC)
https://www.bu.edu.eg/portal/uploads/Engineering,%20Shoubra/Mechanical%20Engineering/758/crs10284/Files/Tamer%20Samir%20Mahmoud%20Abdul%20Majeed_2-%20Introduction%20to%20CNC.pdf
- [6]. Introduction and concepts of NC/CNC machine, SPRX1008-Production Technology
https://www.sathyabama.ac.in/sites/default/files/coursematerial/2020-10/UNIT-4_9.pdf
- [7]. University Of Technology Industrial Engineering , CAD/CAM, Third class
https://uotechnology.edu.iq/depproduction/branch4_files/CADCAM%20Lec%203Class.pdf
- [8]. School of mechanical engineering department of mechanical engineering,
https://sist.sathyabama.ac.in/sist_coursematerial/uploads/SMEA1501.pdf
- [9].DaciaClub.ro. (n.d.). *Probleme funcționare Dacia Papuc Diesel / Dacia 1307 Pick-Up* [Forum thread]. Retrieved from daciaclub.ro
- [10] Z. Terplán: Gépelemek

-
- [11] [Michelberger, 1998] Dr. Michelberger Pál, Dr. Bokor József, Dr. Palkovics László: *Gépjárműrendszerek dinamikája*. Typotex Kiadó, Budapest.
- [12] Blanchard, B. S. (2004). *Logistics Engineering and Management*. Pearson Prentice Hall.
- [13] Dr. Tisza Miklós (2001). *Anyagtudomány*. Miskolci Egyetemi Kiadó.
- [14] MSZ EN 10025-2:2005 szabvány. Melegen hengerelt, ötvözetlen szerkezeti acélok műszaki szállítási feltételei.
- [15] <https://plcmen.ir/nc-cnc/>
- [16] <https://dentaltrade.hu/bego/bego-cad-cam/>
- [17] <https://alliedcasting.com/what-is-investment-casting/>