

SZAKDOLGOZAT

**Szlávik Bence (DCOJQZ)
Mezőgazdasági- és
Élelmiszeripari
Gépészmérnök BSc**

2025



Magyar Agrár- és Élettudományi Egyetem
Szent István Campus
Műszaki Intézet
Mezőgazdasági- és Élelmiszeripari Gépészmérnök
alapképzési szak
Erőgéptechnika szakirány

Egykerék vizsgáló berendezés tervezése

Belső konzulens: Dr. Kiss Péter
egyetemi tanár

intézete/tanszéke: Műszaki Intézet
Járműtechnika Tanszék

Külső konzulens: Bakk János
mesteroktató

Készítette: Szlávik Bence (DCOJQZ)

Gödöllő
2025

**MŰSZAKI INTÉZET MEZŐGAZDASÁGI ÉS ÉLELMISZERIPARI
GÉPÉSZMÉRNÖK ALAPSZAK
Erőgép technika specializáció**

SZAKDOLGOZAT
feladatlap

Szlávik Bence (DCOJQZ)

részére

A szakdolgozat címe:

Egykerék vizsgáló berendezés tervezése

Feladatkiírás:

Foglalja össze és értékelje a terepi jármű vizsgálatokkal és azon belül az egykerék vizsgáló berendezéssel kapcsolatos szakirodalmat. Határozza meg a tervezni kívánt berendezés kiindulási adatait. Tervezze meg a berendezést, végezze el a szükséges mechanikai és szilárdságtani számításokat. Készítsen műszaki rajzot a szükséges mértékben.

Közreműködő tanszék: Járműtechnika Tanszék

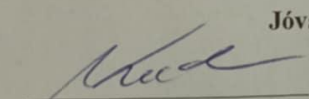
Külső konzulens: *Bakk János, mesteroktató*, MATE, Műszaki Intézet, Gépszerkezettani Tanszék

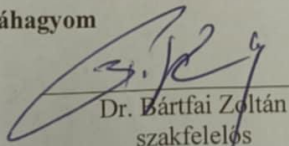
Belső konzulens: *Dr. Kiss Péter, egyetemi tanár*, MATE, Műszaki Intézet, Járműtechnika Tanszék

Beadási határidő: 2025. november 4.

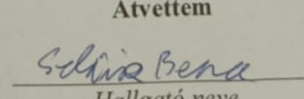
Gödöllő, 2025. október 22.

Jóváhagyom


Prof. Dr. Kiss Péter
tanszékvezető

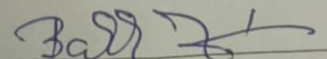

Dr. Bártfai Zoltán
szakfelelős

Átvettem


Hallgató neve
hallgató

A dolgozat készítőjének külső konzulense nyilatkozom arról, hogy a hallgató az előre egyeztetett konzultációkon megjelent.

Gödöllő, 2025. 11. hó 10. nap


(külső konzulens)

Tartalomjegyzék

I.	Bevezetés	6
II.	Szakirodalmi áttekintés.....	8
2.1.	A gördülési ellenállás jelentősége a járműtechnológiában	8
2.1.1.	A gördülési ellenállás fizikai alapjai	8
2.1.2.	A gördülési ellenállás hatása a járművek teljesítményére és energiafelhasználására.....	9
2.1.3.	A gördülési ellenállás jelentősége a modern járműiparban.....	9
2.1.4.	A gördülési ellenállás és a fenntarthatóság	10
2.2.	A gördülési ellenállás szerepe a járműtechnológiában.....	10
2.2.1.	Az egykerék vizsgálat jelentősége és alkalmazási területei	10
2.2.2.	A járműrendszerek komplexitása és a mérések torzulása	11
2.2.3.	Az egykerék vizsgáló alkalmazási területei	11
2.2.4.	Kihívások és határok	12
2.3.	A kerék vizsgálati módszerei	12
2.3.1.	Statikus vizsgálatok.....	13
2.3.2.	Dinamikus vizsgálatok	13
2.3.3.	Anyagszerkezeti vizsgálatok	14
2.4.	A kerékvizsgálatra vonatkozó szabványok és előírások	15
2.4.1.	Nemzetközi szabványok.....	16
2.4.2.	Magyar és európai szabványok	16
2.4.3.	A szabványos vizsgálatok jelentősége a tervezés és fejlesztés során.....	17
2.5.	Egykerék vizsgáló berendezések.....	17
2.5.1.	Az egykerék vizsgáló szerepe a járműipari és mezőgazdasági fejlesztésben	18
2.5.2.	Az egykerék vizsgáló típusai és működési elveik	18
2.5.3.	Tervezési szempontok	19
2.6.	Szabványos acélidomok és szerkezeti elemek alkalmazása.....	20
2.6.1.	Zártszelvények	20

2.6.2.	Szögacélok	21
2.6.3.	U-acélok (U-profilok)	21
2.6.4.	Fejlesztési szempontok és anyagválasztás	22
2.7.	Terepi vizsgáló eszközök	22
2.7.1.	A valós körülmények közötti mérés jelentősége	23
2.7.2.	A terephasználat előnyei és hátrányai	24
2.8.	Fejlesztési irányok és innovációk.....	24
2.8.1.	Mesterséges intelligencia (AI) és gépi tanulás alkalmazása	25
2.8.2.	Digitális ikrek (Digital Twins) alkalmazása.....	25
2.8.3.	Környezetbarát vizsgálati megoldások.....	26
2.8.4.	Ipari trendek és automatizálás	26
2.8.5.	Szimuláció alapú tervezés és felhasználói visszacsatolás	27
III.	Az egykerék vizsgáló szerkezeti tervezése	28
3.1.	Tengely méretezés	28
3.1.1.	Átmérő választás	29
3.1.2.	Vastagfalú cső keresztmetszete, gyűrű másodrendű nyomatéka	30
3.1.3.	Tengely feszültség számítása	32
3.1.4.	Ellenőrzés lehajlásra.....	34
3.2.	Súly tartó váz tervezése.....	39
3.2.1.	A választott anyagban ébredő feszültségek ellenőrzése.....	39
IV.	Egykerék vizsgálóval végzett kerékterhelési mérések	47
4.1.1.	Kísérleti beállítások.....	48
4.1.2.	Talajvizsgálatok	51
4.1.3.	Műszerezés és mérési eljárás.....	52
4.1.4.	Adatelemzés és eredmények	52
4.1.5.	Regressziós modell ismeretlen terhelésekre.....	54
V.	Összegzés	56
VI.	Summary	57

VII.	Köszönetnyilvánítás	58
VIII.	Irodalomjegyzék.....	59

I. Bevezetés

A kerék feltalálása óta ismert tény, hogy a gördülés során fellépő ellenállás kisebb, mint a csúszásé, ami jelentősen hozzájárult a technológia gyors elterjedéséhez világszerte. A gördülési ellenállás számos tényezőtől függ, többek között a talaj és a kerék keménységétől, valamint az azokat egymáshoz szorító erőttől. A kutatások során bebizonyosodott, hogy a gördülési ellenállás pontos meghatározása méréseket igényel, amelyeket célzott vizsgálatokkal lehet elvégezni. Az egykerék-vizsgáló berendezés alkalmazása lehetővé teszi a kerekek járműtől független tesztelését, így kizárhatók az egyéb tényezők, például a hajtáslánc ellenállása, és pontosabb eredmények érhetők el.

A téma aktualitása továbbra is fennáll, hiszen a járművek közlekedésében a gördülési ellenállás meghatározása kulcsfontosságú szerepet játszik a méretezési és tervezési folyamatok során. Különösen jelentős ez a terepjárás területén, ahol a puha, deformálódó talaj miatt a hajtási energia nagyobb hányada a gördülési ellenállás leküzdésére fordítódik, szemben a szilárd burkolaton közlekedő járművekkel, amelyek esetében inkább a légellenállás csökkentése kerül előtérbe. Az elektromos járművek fejlődése szintén ráirányítja a figyelmet a gördülési veszteségek csökkentésének fontosságára, hiszen a hatótávolság növelése érdekében az energiahatékonyság optimalizálása elengedhetetlen, különösen a jelenlegi, fejlesztés alatt álló akkumulátortechnológiák mellett.

A járművek iránti érdeklődésem már gyermekkoromban kialakult, különösen a mezőgazdasági gépek, motorok, versenyautók és vasúti járművek keltették fel a figyelmemet. Egyetemi tanulmányaim során számos fizikai, gyártástechnológiai és mezőgazdasági ismeretet sajátítottam el, amelyek lehetőséget biztosítottak számomra a járművek működésének mélyebb megértésére. A tanszéken elérhető kutatási lehetőségeknek köszönhetően részt vehetek egy járműfejlesztési projektben, amely során egy egyszerűbb vizsgálati szerkezet tervezésével hozzájárulhatok a gördülési ellenállás méréséhez. Különösen motivált ez a feladat, mivel az egyetemi tanulmányaim során kiemelt érdeklődést mutattam a mechanika, valamint a 3D-s tervezőprogramok alkalmazása iránt.

Szakdolgozatom célja, hogy megtervezem a mérőeszköznek a szerkezetét, hogy a kutatásban érintett jármű kerekének gördülési ellenállását mérni tudjuk. Meghatározom az elvégzendő mérések határait, mint például terhelési határokat, a mérni kívánt kerék geometriai határait, majd ezekkel az alap adatokkal megkezdem a mechanikai méretezések kidolgozását. A szerkezet tervezése során figyelembe veszem a különböző mechanikai,

méréstechnikai és anyagtudományi szempontokat. A szerkezetet úgy tervezem meg, hogy biztosítsa a megfelelő stabilitást, legyen elég erős, hogy a deformációkat elkerülje. Hogy szimuláljuk a valós terheléseket, a rendszert alkalmassá teszem a változó terhelésekkel való üzemre. Számításaim kiterjednek a tengely, súly tartó váz méretezéseire. A szerkezetről műszaki rajzokat, 3 dimenziós modellt készítek Inventor tervezőprogramban. A számítások elvégzése és a szerkezet elkészülte után, a mérés folyamatában is részt veszek majd, aminek minden részletét feljegyzem, majd az eredményeit kiértékelem.

II. Szakirodalmi áttekintés

2.1. A gördülési ellenállás jelentősége a járműtechnológiában

A gördülési ellenállás a járművek egyik alapvető energiaigényes jelensége, amely a kerék és a talaj kölcsönös deformációjából ered. Mértéke számos tényezőtől függ, mint például a kerék anyaga, szerkezete, nyomása, valamint a talaj típusa, nedvességtartalma és tömörsége (Grishkevich, 1986, Mester et al., 2022). A gördülési ellenállás közvetlenül befolyásolja a járművek hajtásához szükséges teljesítményt, így hatással van az üzemanyag-fogyasztásra és – elektromos hajtás esetén – a hatótávolságra is (Taghavifar & Mardani, 2013).

A mezőgazdasági és terepi környezetek különösen nagy kihívást jelentenek, mivel a puha, változó szerkezetű talajokon a gördülési ellenállás értéke akár tízszerese is lehet a szilárd burkolatokhoz képest. Ilyen esetekben a hajtási energia jelentős része, akár 40–50%-a is ennek leküzdésére fordítható (Anderson & Loewenthal, 1982, Nyári et al., 2017).

A környezettudatos közlekedés és mezőgazdaság fejlesztése szintén a gördülési veszteségek csökkentését kívánja előmozdítani. Az elektromos járművek növekvő elterjedése és az akkumulátortechnológia jelenlegi korlátai még hangsúlyosabbá teszik az energiahatékonyság kérdését (Domek, 2017, Michelin, 2002).

2.1.1. A gördülési ellenállás fizikai alapjai

A gördülés közbeni energiaveszteség fő oka, hogy a gördülő elem és az érintkező felület nem tökéletesen rugalmas testek (Bode, 1996, Ronowski, 2016). A kerék deformálódása (pl. gumibroncs esetén a futófelület lapulása), illetve a talaj tömörödése (főként laza, mezőgazdasági talajoknál) energiát emészt fel. Az elméleti modell szerint a gördülési ellenállási erő (M_g) meghatározható az alábbi egyszerűsített egyenlettel:

$$M_g = d \cdot F_g \quad (1)$$

ahol:

- M_g a gördülési ellenállás [Nm],
- d a súlyerő és a támaszerő közötti távolság [m],
- F_g a súlyerő, azaz a kerékre ható függőleges terhelés [N].

A d értéke jelentős mértékben függ a gördülő test anyagától (gumi nyomás is akár), a sebességtől, a hőmérséklettől, a felület típusától, és a kerék geometriai jellemzőitől is. Tipikus értéke szilárd burkolaton 0,01–0,03, míg homokos vagy agyagos terepen akár 0,2–0,5 is lehet, ami az ellenállás akár tízszeres növekedését is jelentheti. A jármű mozgásának energiaigénye, illetve annak üzemanyag-fogyasztással való kapcsolata különösen jelentős a közúti szállításban. (Silka, 1994, Silka, 2002)

2.1.2. A gördülési ellenállás hatása a járművek teljesítményére és energiafelhasználására

Az ellenállási nyomaték mértéke közvetlenül befolyásolja a jármű hajtásához szükséges vonóerőt. Minél nagyobb az ellenállás, annál nagyobb hajtási nyomaték szükséges ugyanazon haladási sebesség fenntartásához (Dębicki, 1969). Ez fokozott energiafelhasználáshoz vezet, amely hagyományos járműveknél nagyobb üzemanyag-fogyasztást, míg elektromos járműveknél csökkentett hatótávolságot eredményez.

Különösen fontos ez a mezőgazdasági gépek esetében, ahol a járművek gyakran puha, deformálódó talajon közlekednek. Ilyen körülmények között a hajtási energia akár 40–50%-a is a gördülési ellenállás leküzdésére fordítható. Ezért elengedhetetlen a pontos mérés és modellezés a gépek optimális tervezéséhez.

2.1.3. A gördülési ellenállás jelentősége a modern járműiparban

Az elektromobilitás térnyerésével a gördülési ellenállás kérdése újra központi szerepbe került. Az akkumulátoros elektromos járművek energiahatékonysága jelenleg az akkumulátor kapacitása és energiasűrűsége által korlátozott. Minden, a gördülésből adódó veszteség közvetlenül csökkenti a hatótávolságot, így az optimalizálás ezen a területen kiemelt fontosságú. A hajtóművek súrlódási vesztesége és a gördülési ellenállás összefüggésbe hozható a fogaskerekes rendszerek működésével is (Közmá, 2004).

Hasonlóan kritikus ez a versenysportban (motorsport, kerékpározás), ahol minden watt teljesítményvesztés hátrányt jelent, valamint a hadiiparban, ahol terepen közlekedő járművek hatékonysága, mobilitása és üzemanyag-ellátása stratégiai szempontból is meghatározó.

2.1.4. A gördülési ellenállás és a fenntarthatóság

Az ellenállás csökkentése nem csupán gazdasági, hanem környezeti szempontból is előnyös. Kevesebb üzemanyag-felhasználás vagy elektromos energiaigény alacsonyabb CO₂-kibocsátással jár, így hozzájárul a fenntartható közlekedés és mezőgazdaság célkitűzéseéhez is. Ennek megfelelően a kerék–talaj kölcsönhatás mérése és csökkentése kiemelt kutatási terület az autóiiparban, mezőgazdaságban és logisztikában (Ronowski, 2016).

2.2. A gördülési ellenállás szerepe a járműtechnológiában

A gördülési ellenállás a járművek mozgását befolyásoló egyik alapvető fizikai tényező, amely a kerék és a talaj kölcsönös deformációjából ered. Nagysága függ a kerék anyagától, alakjától, a talaj típusától, nedvességtartalmától, valamint az érintkezési felületen éberdő nyomástól. Járműipari és mezőgazdasági szempontból egyaránt jelentős, mivel közvetlen hatással van az energiafelhasználásra, üzemanyag-fogyasztásra és az elektromos járművek hatótávolságára (Bergiers et al., 2012).

A gördülési ellenállás különösen fontos tényező terepen közlekedő járművek esetén, ahol a laza, puha talajszerkezet miatt az energiaveszteség jelentősen megnő (Bode, 1996, Ronowski, 2016). Ilyen környezetben a hajtási energia akár fele is ennek leküzdésére fordítható. Az elektromos meghajtású gépeknél és a fenntarthatóság iránti igények növekedésével a veszteségek pontos ismerete még nagyobb jelentőséget nyer.

2.2.1. Az egykerék vizsgálat jelentősége és alkalmazási területei

A járművek kerekeinek viselkedése különösen a gördülési ellenállás, deformációs tulajdonságok, kopás és tapadás alapvető hatással van a jármű teljesítményére, stabilitására és energiafelhasználására. A komplex járműrendszerek esetében azonban a kerék önálló viselkedésének pontos vizsgálata nehézkes, mivel a hajtáslánc, csapágyazás, felfüggesztés és egyéb szerkezeti egységek befolyásolják a méréseket. E problémák kiküszöbölésére hozták létre az úgynevezett egykerék vizsgáló berendezéseket, amelyek lehetővé teszik a kerék járműtől független, kontrollált környezetben történő tesztelését.

2.2.2. A járműrendszerek komplexitása és a mérések torzulása

A hagyományos járműtesztek során mért ellenállási erő értékek gyakran torzítják a valós adatokat, mivel a mérések során nem kizárólag a kerék és a talaj kölcsönhatásából származó erőhatásokat rögzítjük. A hajtóegység belső ellenállása, a sebességváltó áttételeinek súrlódása, a csapágyak gördülési ellenállása, valamint a hajtótengelyek nyomatékvesztései mind-mind befolyásolják a mérési eredményeket. Ennek eredményeként az adatok nem alkalmasak a kerék önálló viselkedésének vizsgálatára, és így nem adnak megbízható alapot például új gumiabroncs típusok fejlesztéséhez vagy gördülési hatékonyság számításához.

Az egykerék vizsgálat célja pontosan e torzító hatások kizárása: a gördülő elem önálló, izolált viselkedésének vizsgálata különböző statikus és dinamikus terhelések mellett.

vizsgálat előnyei:

Az egykerék vizsgálat több szempontból is előnyös:

- **Független mérés:** A kerék minden egyéb járműkomponenstől elválasztva kerül vizsgálatra, így kizárhatók a járulékos veszteségek.
- **Kontrollált környezet:** A laboratóriumi feltételek lehetővé teszik az azonos terhelési és sebességi ciklusok ismételt futtatását, ezáltal megbízható és reprodukálható adatok nyerhetők.
- **Alkalmazkodóképesség:** Különböző méretű, kialakítású és anyagú kerekek is tesztelhetők ugyanazon berendezésen, amennyiben a mérőtartomány megfelelő.
- **Valós terhelések modellezése:** A mérés alakítható úgy, hogy szimulálni tudják az útfelület egyenetlenségét, keresztirányú erőket, illetve akár vibrációs hatásokat is.

2.2.3. Az egykerék vizsgálató alkalmazási területei

Az egykerék vizsgálatok számos iparágban és fejlesztési területen jelen vannak. Néhány kiemelt példa:

- **Gumiabroncs gyártás:** A gördülési ellenállás, kopás, hőtermelés és deformációs jellemzők mérése kulcsfontosságú a modern abroncsok fejlesztésekor. A pontos vizsgálatok hozzájárulnak az üzemanyag-fogyasztás csökkentéséhez, az abroncsok élettartamának növeléséhez és a biztonság fokozásához.
- **Autóipari fejlesztések:** Az egyre szigorúbb környezetvédelmi előírások miatt az OEM gyártók is nagy figyelmet fordítanak a gördülési veszteségek csökkentésére (Zajac & Kołodziejczyk, 2001). Az egykerék tesztberendezések lehetővé teszik a gumi-út

kapcsolat precíz modellezését, valamint az abroncs és felni kölcsönhatásainak tanulmányozását.

- **Mezőgazdasági gépészet:** Terepen dolgozó traktorok, pótkocsik és önjáró gépek kerekei sokkal nagyobb ellenállási erőnek vannak kitéve. Az egykerék vizsgálatok segítségével optimalizálható a kerékprofil, nyomás és anyagösszetétel a talajkímélő és energiatakarékos működés érdekében.
- **Motorsport:** A versenyabroncsok tervezésekor milliméteres és newton nagyságrendű eltérések is komoly hatással lehetnek a teljesítményre. Az egykerék tesztek lehetővé teszik a versenyfeltételekhez leginkább illeszkedő kerékkialakítás megalkotását.
- **Vasúti járművek:** Bár ezeknél nem gumiabroncsot használunk, a kerékprofilok, futófelületek és anyagösszetételek vizsgálata ugyanolyan lényeges. Az egyedi körülmények (pl. súrlódás acél–acél érintkezési felületeken) specifikus vizsgálóberendezéseket igényelnek, amelyek működési elvükben hasonlítanak az egykerék vizsgálokhoz.

2.2.4. Kihívások és határok

Bár az egykerék vizsgálatok számos előnnyel bírnak, léteznek korlátai is. A valós üzemi viszonyokat nem minden esetben lehet tökéletesen laboratóriumi körülmények között modellezni. Például a komplex interakciókat a jármű többi alkatrészével, a hirtelen irányváltások vagy a valós dinamikus talajviszonyok hatásait csak részben lehet visszaadni. Ezért az egykerék analízisek célszerű terepi és szimulációs eredményekkel együtt értelmezni (ENSZ-EGB, 2011).

2.3. A kerék vizsgálati módszerei

A járművek kerekei összetett terheléseknek vannak kitéve, amelyek során különböző fizikai, mechanikai és anyagszerkezeti igénybevételek érik őket. A hosszú élettartam, a biztonságos üzem és a hatékony működés érdekében ezek a szerkezeti elemek alapos vizsgálatot igényelnek (Ronowski, 2016, Mester et al., 2022; Nyári et al., 2017). A kerék vizsgálata több irányból történhet, attól függően, hogy milyen jellegű információt kívánunk nyerni: szilárdságot, deformációt, anyaghibákat vagy dinamikai viselkedést (Taghavifar & Mardani, 2013, Taryma & Woźniak, 2006).

A vizsgálati módszerek három fő csoportra oszthatók:

- Statikus vizsgálatok
- Dinamikus vizsgálatok
- Anyagszerkezeti vizsgálatok

2.3.1. Statikus vizsgálatok

A statikus vizsgálatok célja a futóműegység szerkezetének és geometriai viselkedésének feltérképezése nyugalmi állapotban, különböző terhelések hatására. Ezek során az alkatrészt nem forgatják, hanem szimulált üzemi terhelések mellett vizsgálják annak reakcióit (Prochowski et al., 2008; Grishkevich, 1986).

Nyomó- és hajlítóvizsgálatok

A keréktestet gyakran **axiális (nyomó)** és **radiális (hajlító)** irányú erőkkel terhelik, hogy meghatározzák a deformáció mértékét, az anyag rugalmas és képlékeny viselkedési határait. A vizsgálat során alkalmazott erőt és a keletkező alakváltozást diagramon ábrázolják (σ - ϵ görbe), amelyből következtetni lehet a szerkezet stabilitására és a tönkremeneteli módokra.

Terhelési ciklusvizsgálatok (fárasztás)

A **fárasztásos vizsgálatok** során a kereket ismétlődő terheléseknek teszik ki, jellemzően szinuszos vagy impulzusos jelleggel. A cél annak meghatározása, hogy hány ciklus után következik be anyaghiba, repedés, vagy egyéb maradó deformáció. Ez különösen fontos a mezőgazdasági és közúti járművek kerekeinél, amelyek hosszú üzemidő alatt gyakran változó terhelések között dolgoznak.

2.3.2. Dinamikus vizsgálatok

A dinamikus vizsgálatok során a kerék forgómozgást végez, így az üzemi viselkedés teljesebb képet ad. A különböző forgási sebességek, keréknyomások és külső környezeti tényezők befolyásolják a kerék által kifejtett reakcióerőket (Niemann & Winter, 1989).

Gördülési ellenállás mérése

Ezeket a méréseket jellemzően gördülő próbapadon vagy lineáris pályán végzik. Az alkalmazott terhelés, a felületi érdesség és a sebesség változtatásával meghatározható a kerék gördülési ellenállási együtthatója. Az így nyert értékek alapjául szolgálnak az üzemanyag fogyasztásra és energiahatékonyságra vonatkozó számításoknak.

Tapadás és oldalirányú viselkedés

A kerekek nemcsak előrehaladó mozgást végeznek, hanem oldalerőket is kell viselniük, különösen kanyarodás vagy ferde talajon történő haladás során. A dinamikus vizsgálatok során ezért mérik a keresztirányú tapadási erőt és a kerékcsúszás szögét, amelyek kulcsfontosságúak a jármű stabilitása és biztonságos irányíthatósága szempontjából (Polasik & Walus, 2015).

Hőmérsékleti és kopásvizsgálatok

A kerék anyagát a súrlódásból eredő hőterhelés is befolyásolja. A hőmérsékletmérés során infravörös szenzorokat vagy beépített hőelemeket alkalmaznak, amelyek monitorozzák az abroncs és felni felmelegedését. Emellett a hosszú távú futások során vizsgálják a kopási profilt, amely meghatározza az anyagvesztést és a szerkezeti változásokat (H. Taghavifar & A. Mardani, 2013).

Zaj- és vibrációs jellemzők

A menetkomfort és zajkibocsátás fontos minőségi paraméterek. A rezgésméréseket gyorsulásmérőkkel, míg a hangkibocsátást mikrofonrendszerekkel mérik. A járószerkezet futás közbeni rezonanciája, vagy az út egyenetlenségein keletkező zajhatások számszerűsíthetők, és ezek alapján fejlesztések végezhetők például személygépjárműveknél (S. Taryma & R. Woźniak, 2006).

2.3.3. Anyagszerkezeti vizsgálatok

Az anyag belső tulajdonságai nagyban befolyásolják a kerék viselkedését. Az anyaghibák, heterogén szerkezet vagy rossz hegesztési minőség mind a szerkezeti meghibásodás forrásai lehetnek. Az ilyen hibák kimutatása roncsolásmentes és roncsolásos módszerekkel történhet.

Röntgen- és ultrahangos vizsgálatok

- **Röntgenvizsgálat:** Lehetővé teszi a belső repedések, zárványok, hézagok és egyéb szerkezeti rendellenességek feltárását anélkül, hogy a kereket megbontanánk. A nagyobb falvastagságú acélfelnikkel rendelkező kerekeknél különösen hasznos.
- **Ultrahangos vizsgálat:** Az anyagba bevezetett ultrahanghullámok visszaverődése alapján képet kaphatunk a szerkezet belső folytonosságáról. Előnye, hogy gyors, pontos és roncsolásmentes.

Keménység- és mikrostruktúra vizsgálatok

- **Keménységmérés** (Brinell, Rockwell, Vickers): Meghatározza az anyag felületi ellenálló képességét a nyomóhatással szemben. Segítségével ellenőrizhető a hőkezelés minősége és az ötvözöttség.
- **Mikroszkópos vizsgálat:** A metallográfiai minták előkészítése után fénymikroszkóp vagy SEM (Scanning Electron Microscope) segítségével vizsgálható az anyag szemcsemérete, kristályszerkezete, zárványok eloszlása és más finom szerkezeti jellemzők.

Fáradás és repedésterjedés vizsgálata

A kerék hosszú távú használata során mikroszkopikus repedések indulhatnak meg, amelyek az ismétlődő terhelések hatására növekednek. A fáradásos repedésterjedés jellemzése roncsolásos eljárásokkal (pl. vágás, polírozás, feltárás) vagy modern módszerekkel (pl. akusztikus emisszió, digitális képfeldolgozás) is történhet.

2.4. A kerékvizsgálatra vonatkozó szabványok és előírások

A kerék és gumibroncs vizsgálatokat világszerte egységesített eljárások és követelményrendszerek alapján végzik (Bode, 1996, Niemann & Winter, 1989). Ezeket nemzetközi és nemzeti szabványok szabályozzák, amelyek célja a biztonságos üzem, a megbízható működés és a hosszú élettartam garantálása, függetlenül a jármű típusától vagy rendeltetésétől (Decker et al., 2014).

A szabványok pontosan meghatározzák:

- a vizsgálati körülményeket (terhelés, sebesség, időtartam),
- az elfogadási kritériumokat (maximális deformáció, repedésmentesség),
- az eszközök és mérőrendszerek paramétereit (szenzorok pontossága, adatgyűjtés frekvenciája),
- valamint a kerékgeometria, anyagminőség és teljesítmény jellemzők elvárt határértékeit.

A szabványok szerinti mérés elengedhetetlen akkor is, ha egy új fejlesztésű broncsot vagy felnit piacra szeretnének dobni, vagy ha egy gyártó termékét típusjóváahagyási eljárásnak vetik alá. Emellett fontos szerepet játszanak a gyártásközi minőségellenőrzésben is (Palmgren, 1957; Stribeck, 1901; Koryciak, 2007).

2.4.1. Nemzetközi szabványok

- **ISO 3894** – Gumiabroncsok és kerekek laboratóriumi vizsgálati eljárásai. Ez az egyik legátfogóbb nemzetközi szabvány, amely a gördülési ellenállás, kopás, deformáció és tapadás vizsgálati metódusait rögzíti (Wittel et al., 2015; Decker et al., 2014).
- **ECE R30** – Az ENSZ Európai Gazdasági Bizottságának szabályozása, amely a személygépjárművek gumiabroncsaira vonatkozik. Az abroncsok homologizációs követelményeit, a maximális sebesség- és terhelési indexeket, valamint a tesztelési eljárásokat tartalmazza.
- **FMVSS 109** – Az Egyesült Államokban használt járműabroncs biztonsági szabvány. A Nemzeti Közúti Közlekedésbiztonsági Hivatal (NHTSA) által kiadott dokumentum részletezi az új gumiabroncsokra vonatkozó teljesítményvizsgálatokat.

Ezek a szabványok világszinten elfogadott mérési rendszereket képviselnek, így alapját képezik minden komoly fejlesztésnek, függetlenül attól, hogy az személyautó, tehergépjármű, vagy speciális mezőgazdasági gép számára készül (Decker et al., 2014, ENSZ-EGB 2011).

2.4.2. Magyar és európai szabványok

- **MSZ 20055** – A magyar szabvány a mezőgazdasági járművek kerekeinek és abroncsainak vizsgálatára vonatkozik. A hazai gyártók és kutatók számára kiemelten fontos, mivel figyelembe veszi a magyarországi terepviszonyokat, járműsúlykategóriákat és jellemző használati módokat.
- **EN ISO 4250** – Mezőgazdasági és erdészeti gumiabroncsok és felnijük méretei, méretmegjelölései, valamint toleranciái. A szabvány célja, hogy egységesítsék a különböző gyártók által forgalmazott termékek geometriai és kompatibilitási paramétereit.

Ezek a dokumentumok az európai szabályozási rendszer részeként biztosítják a gépek, eszközök és járművek biztonságos közlekedését és használatát, és összhangban állnak az uniós harmonizációs törekvésekkel.

2.4.3. A szabványos vizsgálatok jelentősége a tervezés és fejlesztés során

A szabványosított mérések a mérnöki visszacsatolás egyik legfontosabb eszközei. Tervezéskor minden konstrukciós döntést (pl. falvastagság, futófelület mintázat, profilmagasság) numerikus számítások vagy szimulációk előznek meg (Dirk, 2005, Duda, 1971, Póllák & Vidá, 2013). Ezek azonban csak akkor válnak valóságossá, ha a késztermék valós, mérhető paraméterei megfelelnek a várakozásoknak.

A szabványos vizsgálatok ezért nem csupán „előírási kényszerből” történnek, hanem a biztonság, a megbízhatóság és a termékfejlesztés alapját is képezik.

Emellett:

- segítik a nemzetközi piacra lépést (pl. CE-jelölés, E-jelölés),
- összehasonlíthatóvá teszik a termékeket,
- és csökkentik a visszahívások és meghibásodások valószínűségét.

2.5. Egykerék vizsgáló berendezések

Az egykerék vizsgáló berendezések olyan speciális műszaki eszközök, amelyek lehetővé teszik a kerék tulajdonságainak különösen a gördülési ellenállásnak, deformációs viselkedésnek és kopásállóságnak járműtől független, reprodukálható módon történő vizsgálatát. A berendezés célja, hogy a kerék mechanikai, anyagszerkezeti és dinamikai paramétereit az üzemi körülményekhez hasonló, de ellenőrzött laboratóriumi környezetben mérje meg, kizárva minden olyan tényezőt, amely a jármű többi részegységéből adódóan torzítaná az eredményeket (Michelin, 2002; Tamyra, 2007).

A konstrukciók felépítése, működése és mérési képességei szoros összefüggésben állnak a vizsgálat céljával, a vizsgálandó gördülőelem típusával (pl. mezőgazdasági, közúti, versenygépjármű), valamint az elvárt mérési tartománnyal.

2.5.1. Az egykerék vizsgáló szerepe a járműipari és mezőgazdasági fejlesztésben

Az egykerék vizsgáló berendezések különösen fontos szerepet töltenek be azokban az iparágakban, ahol a kerék teljesítménye és viselkedése alapvetően befolyásolja a gép hatékonyságát, gazdaságosságát és biztonságát. Ilyenek például:

- **Mezőgazdasági gépek**, ahol a puha, változó szemcseszerkezetű talaj miatt a gördülési ellenállás nagy mértékű, és változékonysága nehezen modellezhető hagyományos járműtesztekkel.
- **Személygépjárművek**, ahol a fogyasztáscsökkentés és a vezetési komfort fontos szempontok, valamint az elektromos járművek hatótávolsága közvetlenül függ a gördülési veszteségektől.
- **Versenyjárművek**, ahol a tapadási jellemzők, kerékmelegedés és deformációs viselkedés finomhangolása századmásodperceket jelenthet.
- **Gumiabroncs-gyártás**, ahol az új termékek tesztelése nem képzelhető el járműre szerelt állapot nélkül torzító hatások kiküszöbölése nélkül.

A vizsgálati adatok felhasználhatók numerikus szimulációk verifikálására, anyagválasztás optimalizálására, valamint gyártásközi ellenőrzésre és fejlesztési döntések megalapozására is.

2.5.2. Az egykerék vizsgáló típusai és működési elveik

Az egykerék vizsgáló rendszerek két fő típusba sorolhatók: statikus és dinamikus berendezések. A statikus vizsgálóberendezések nyugalmi állapotban terhelik a kereket, különböző irányú erők alkalmazásával. Céljuk a szerkezeti stabilitás, deformáció és szilárdsági határértékek feltérképezése. A kerék rögzítése mereven történik, a terhelés vertikálisan vagy laterálisan kerül rávezetésre. Tipikus mérések:

- Kompressziós és hajlítási deformáció
- Alaktartás, maradó alakváltozás
- Anyagfáradás vizsgálata ismétlődő statikus terhelés esetén

A dinamikus berendezések képesek forgó mozgást létrehozni a keréken, így a gördülési ellenállás, tapadás, hőfejlődés, zajkibocsátás és egyéb, üzemszerű mozgással járó jellemzők is vizsgálhatók. A forgatást elektromos vagy hidraulikus hajtás végzi, gyakran gördülő padon, változtatható sebességgel. A mérőberendezések tipikusan az alábbiakat regisztrálják:

- Gördülési ellenállási erő különböző felületeken

- Hőmérséklet emelkedés a futófelületben
- Keresztirányú csúszás, tapadási viselkedés
- Kopás mértéke és mintázata

A modern berendezések gyakran kombinálják a két típust, lehetőséget biztosítva statikus és dinamikus vizsgálatok elvégzésére egyazon gépen (Decker et al., 2014).

2.5.3. Tervezési szempontok

A berendezés szerkezeti kialakítása kulcsfontosságú a megbízható és ismételhető mérések biztosításához. A gépészmérnöki tervezés során az alábbi szempontok játszanak döntő szerepet:

- **Mechanikai merevség és stabilitás:** A mérőállványt és tartószerkezetet úgy kell méretezni, hogy ne deformálódjon jelentősen a mérések során. A saját alakváltozás hamis mérési adatokat eredményezne.
- **Rögzítés és állíthatóság:** A kerékbefogó rendszernek stabilnak, de egyben állíthatónak kell lennie, hogy különböző átmérőjű és szélességű kerekek fogadására alkalmas legyen.
- **Terhelőmechanizmusok:** A terhelés adagolása történhet hidraulikus munkahengerrel, menetes előfeszítéssel vagy súlyterheléssel. A lényeg, hogy a terhelés szabályozható, mérhető és ismételhető legyen.
- **Forgatóegység és hajtáslánc:** Dinamikus vizsgálatok esetén elektromotoros hajtás biztosítja a megfelelő fordulatszámot, amelynek vezérlése fokozatmentes szabályozást, precíz gyorsítási/leállítási profilokat tesz lehetővé.
- **Csapágyazás, tengelyek:** A kerék forgatását biztosító tengelyt méretezni kell hajlítónyomatéki igénybevételre. A csapágyak kiválasztása során figyelembe kell venni a maximális radiális terhelést, fordulatszámot, élettartamot és kenési igényt.
- **Mérési rendszer integrálása:** A mérőcellák, elmozdulásérzékelők, nyúlásmérő bélyegek és hőérzékelők helyes pozicionálása elengedhetetlen. Az adatrögzítő rendszernek valós idejű adatfeldolgozásra kell alkalmasnak lennie.
- **Modularitás és karbantarthatóság:** A szerkezet legyen könnyen szétszerelhető, átalakítható és tisztítható. Előny, ha modulárisan bővíthető további funkciókkal (pl. vibrációgenerátor, dőlésállítás stb.).

2.6. Szabványos acélidomok és szerkezeti elemek alkalmazása

A vizsgálóberendezések és gépszerkezetek tervezésekor az egyik alapvető mérnöki feladat a megfelelő szerkezeti anyagok és elemek kiválasztása. Az iparban, különösen a gépgyártásban és acélszerkezet építésben, előszeretettel alkalmazzák a szabványosított acélidomokat, amelyek lehetővé teszik az egyszerű, gyors, megbízható és költséghatékony kivitelezést.

Ezek az idomok ipari szabványok szerint készülnek, jellemzően MSZ EN, DIN vagy ISO szabvány alapján (Bode, 1996, Decker et al., 2014, Niemann & Winter, 1989). Széles körben elérhetők, dokumentált geometriai és szilárdsági paraméterekkel rendelkeznek, ami lehetővé teszi a pontos tervezést, gyártást, hegesztést és méretezést. A szabványos gépelemek alkalmazása nemcsak a tervezést gyorsította, hanem a gyártás és összeszerelés folyamatát is jelentősen egyszerűsítette (Niemann & Winter, 1989, Wittel et al., 2015).

2.6.1. Zártszelvények

A zártszelvények más néven üreges szelvények vagy zártszelvényes csövek négyzet, téglalap vagy kör keresztmetszetű acélprofilok, amelyek hidegen vagy melegen alakított formában készülnek (pl. EN 10210-1/-2, EN 10219-1/-2 szabvány szerint). A gépszerkezetek tervezése során ezek az elemek különösen kedvező tulajdonságokkal bírnak:

- **Magas hajlítoszilárdság és csavarási merevség:** A zárt keresztmetszet miatt a szelvény másodrendű nyomatékai nagyok, ami kisebb elhajlásokat és torzulásokat eredményez terhelés hatására. Ez különösen előnyös vizsgálóberendezések vázszerkezeteinél, ahol a mérési pontosság megőrzése miatt a deformáció minimálisra csökkentése kiemelt szempont.
- **Jó hegeszthetőség:** A legtöbb zártszelvény S235 vagy S355 minőségű szénacélból készül, melyek hegesztése standard hegesztési eljárásokkal (MIG/MAG, ívhegesztés) biztonsággal megvalósítható.
- **Esztétikus, kompakt kialakítás:** A gépvázak építéséhez nemcsak mechanikai, de gyakran ergonómiai és gépesítési szempontok is társulnak. A zártszelvények zárt, sík felületei kiválóan alkalmasak burkolatok, szenzorok vagy kábelvezetékek elhelyezésére.

A választás során figyelembe kell venni a szelvény falvastagságát is: vékonyfalú zártszelvényeket általában kisebb teherbírású, mobilisabb szerkezetekhez (pl. kézi mozgató)

vizsgálók) választanak, míg vastagfalú verziókat nagyobb állandó terhelés, illetve fokozott biztonsági tényezők esetén alkalmaznak (Wittel et al., 2015, Bode, 1996).

2.6.2. Szögacélok

A szögacélok közismertebb nevükön szögvasak régóta használt alapelemei a gépipari és építőipari szerkezeteknek. Legelterjedtebb formájuk a 90°-os hajlított "L" keresztmetszetű acélidom, amely elérhető egyenlő vagy különböző szárhosszúságban (pl. 40×40×4 mm vagy 50×30×5 mm) (Decker et al., 2014, Fenyvessy et al., 2007). Gyártásuk általában melegen hengerelt eljárással történik, amely jó hegeszthetőséget és megfelelő szilárdságot biztosít.

A szögacélok elsődleges előnye:

- **Költséghatékonyság:** Egyszerű geometriájuk révén olcsóbbak, mint az összetettebb idomok, ugyanakkor jól kombinálhatók más elemekkel.
- **Könnyű megmunkálás:** Fúrásuk, darabolásuk és hegesztésük gyors és kevés gépi megmunkálást igényel.
- **Sokoldalú felhasználhatóság:** Merevítések, peremelemek, alátámasztások, valamint sínelemek rögzítése során egyaránt alkalmazhatók.

Gépészeti szempontból hátrányuk lehet a viszonylag gyenge csavarási merevség, amely miatt önálló teherhordó elemként ritkábban alkalmazzák. Ugyanakkor jól kiegészíti a zártszelvényeket például merevítő háromszögek vagy szerkezeti csomópontok kialakításakor.

2.6.3. U-acélok (U-profilok)

Az U-profilok (pl. UPN, UPE szabvány szerint) nyitott, U alakú idomok, amelyek egyik legfontosabb szerkezeti előnye az irányított hajlítoszilárdság (Palmgren, 1957, Striebeck, 1901, Koryciak, 2007). Ez annyit jelent, hogy bizonyos irányú (általában vertikális) terhelések esetén nagyon nagy teherbírást biztosítanak, míg más irányokban kevésbé merevek.

Alkalmazásuk előnyös:

- **Vezetősínek,** görgőpályák és alátámasztások kialakításakor.
- **Gerendaként** történő alkalmazás során, ha az elhajlás iránya előre meghatározható.
- **Hidraulikus** munkahengerek vagy nyomóerők felvételére tervezett keretek esetében, ahol az U-acél kontúrja szilárdan körülölelheti a terhelt elemet.

A méretezés során fontos figyelembe venni az idom hajlítási tengelyét. ha nem megfelelően támasztjuk alá vagy nem a hajlítási főirányba terheljük, akkor jelentős deformáció léphet fel.

2.6.4. Fejlesztési szempontok és anyagválasztás

A szabványos acélidomok alkalmazása mögött nemcsak gyártástechnológiai megfontolások állnak, hanem hosszú évtizedek tapasztalata és fejlesztése is. Ezeket az idomokat úgy tervezték meg, hogy:

- gyorsan és egyszerűen illeszthetők legyenek egymáshoz (pl. csavarozás, hegesztés),
- ismert és szabványosított mechanikai tulajdonságokkal rendelkezzenek (pl. folyáshatár, rugalmassági modulus),
- költséghatékonyak legyenek a sorozatgyártás során (hengerelt, szabvány méretek, szabvány hosszúság) (Prochowski, 2008).

A gépészeti alkalmazások során az anyagválasztás elsősorban a terhelési viszonyoktól, a környezeti hatásoktól (pl. korrózió), a gyártástechnológiai lehetőségektől (pl. hegesztés, vágás, hajlítás), valamint az anyagköltségektől függ. A gyakorlatban legtöbbször az S235JR és S355J2 szerkezeti acélminőségek kerülnek alkalmazásra, melyek kiváló egyensúlyt biztosítanak a szilárdság és a feldolgozhatóság között.

2.7. Terepi vizsgáló eszközök

A gördülési ellenállás, valamint a járművek kerekeinek talajjal való kölcsönhatása nemcsak laboratóriumi körülmények között, hanem valós üzemi helyszíneken is vizsgálható. Ennek érdekében számos olyan mobil vagy terepi vizsgálóeszköz született az elmúlt évtizedek során, amelyek lehetővé teszik a kerekek teljesítményének, energiavesztéseinek és egyéb dinamikai paramétereinek valós talajon, üzem közben történő mérését. Ezek az eszközök különösen fontos szerepet játszanak a mezőgazdasági gépészetben, az off-road járműfejlesztésben, valamint minden olyan területen, ahol a jármű nem szabályozott környezetben működik (Prochowski, 2008, Prochowski et al., 2008).

Mobil mérőberendezések felépítés és működés

A terepi vizsgálatokhoz alkalmazott mobil mérőberendezések általában önjáró vagy vontatott egységek, amelyek szerkezetiileg hasonlítanak az egykerék vizsgáló berendezésekhez, de azokkal ellentétben változó talajviszonyok között, szabadban, dinamikusan működnek (Bergiers et al., 2012, Ronowski, 2016). A főbb jellemzők a következők:

- **Masszív, stabil szerkezet**, amely ellenáll a szállítás és terephasználat során fellépő ütődéseknek, rezgéseknek, szélsőséges hőmérsékleti viszonyoknak.

- **Állítható keréktartó rendszer**, amely különböző méretű és típusú kerekek fogadására is alkalmas.
- **Beépített szenzorok és mérőcellák**, amelyek képesek regisztrálni a húzó- és nyomóerőt, elmozdulásokat, szöggyorsulásokat, forgatónyomatékokat, valamint hőmérsékletet vagy tapadást.
- **Adatgyűjtő egység és tároló**, amely helyben vagy vezeték nélküli módon továbbítja az adatokat egy központi számítógépre.
- **Húzó- vagy vontató mechanizmus**, amely lehet traktor, teherjármű vagy elektromotoros hajtás feladata a mért kerék mozgatása valós sebességprofil mellett.

Egy korszerű terepi vizsgálóberendezés képes olyan méréseket is elvégezni, amelyek laboratóriumban nem reprodukálhatók, például:

- **Talaj süllyedésének időbeli változása** terhelés alatt.
- **Valós időben történő deformáció- és vibrációmérés.**
- **Súrlódás és tapadás valós talaj–kerék viszonyban**, például sáros, homokos, kavicsos terepen.

2.7.1. A valós körülmények közötti mérés jelentősége

A laboratóriumi vizsgálatok kontrollált, ismételhető feltételeket biztosítanak, azonban nem mindig tükrözik a valós üzemi viselkedést (Prochowski, 2008, Taryma & Woźniak, 2006). Különösen mezőgazdasági és off-road járművek esetében a terepi mérés elengedhetetlen, mivel:

- A **talaj heterogenitása** (pl. nedvesség, tömörség, szemcseméret) nem modellezhető teljes mértékben laboratóriumban.
- A kerék **valódi terhelés alatti viselkedése** beleértve az oldalcsúszást, a nyomvonalban való elmozdulást vagy a dőlési reakciókat csak terepen tapasztalható meg.
- A jármű **környezeti hatásokkal szembeni viselkedése**, mint például hőmérséklet-ingadozás, csapadék, napsugárzás vagy poros közeg, laboratóriumban csak korlátozottan szimulálható.

Ezen okok miatt a fejlesztőmérnökök gyakran ötvözik a laboratóriumi és terepi vizsgálatokat, így a teszteredmények komplex, valóságghű értelmezésére nyílik lehetőség (Wierciński & Reza, 2002).

2.7.2. A terephasználat előnyei és hátrányai

A terepi vizsgálatok bevezetése számos előnnyel jár:

Előnyök:

- **Valós üzemi viselkedés megfigyelése:** A kerék és a vizsgált szerkezet pontosan abban a környezetben működik, amelyben majd használni fogják, így a mért értékek jobban reprezentálják a gyakorlati alkalmazást.
- **Komplex kölcsönhatások tanulmányozása:** Nemcsak a kerék, hanem a teljes rendszer például a vontatás, hajtás, felfüggesztés együttműködését is vizsgálni lehet.
- **Gyors visszacsatolás fejlesztési projektekből:** Az új kerékprototípusok terepi vizsgálatával azonnali, valós használati visszajelzések nyerhetők (ENSZ-EGB 2011, Taghavifar & Mardani, 2013).

Hátrányok:

- **Mérés pontosságának korlátozottsága:** A terepi környezet változékonysága (pl. nem egységes talajviszonyok, hőmérséklet ingadozás, mechanikai rezgések) megnehezíti a reprodukálható, precíz adatrögzítést.
- **Idő és költségigényes:** Egy komplex terepi teszt előkészítése, kivitelezése és kiértékelése több időt és erőforrást igényel, mint egy laboratóriumi vizsgálat.
- **Külső zavaró hatások jelenléte:** Változó időjárás, sár, por, domborzati akadályok, amelyek befolyásolhatják a mérések hitelességét (Orzełowski, 1996).

A terepi vizsgálóeszközök a modern jármű- és gépfejlesztés elengedhetetlen részei. Használatukkal lehetővé válik a gyakorlatban fellépő hatások pontos megértése és leképezése, ami nemcsak a műszaki optimalizálást segíti elő, hanem hozzájárul a hosszabb élettartamú, energiahatékonyabb és fenntarthatóbb konstrukciók fejlesztéséhez (Mester et al., 2022, Tamyra, 2007). Az egykerék vizsgáló berendezések terepi adaptációja tehát nem csupán mérnöki kihívás, hanem egyben stratégiai lehetőség is a járműipar és mezőgazdasági technológia számára.

2.8. Fejlesztési irányok és innovációk

A járműipar, mezőgazdasági gépgyártás és kutatás területén végzett vizsgálatokban egyre hangsúlyosabbá válik a digitalizáció, a környezettudatosság és az intelligens rendszerek alkalmazása (Kulikowski & Szpica, 2014, Michelin, 2002, Tamyra, 2007). Az egykerék

vizsgáló berendezések és más gépészeti mérőeszközök fejlesztésében is megfigyelhető az a tendencia, hogy a hagyományos mechanikai rendszereket szoftveres vezérléssel, szenzorhálózatokkal, mesterséges intelligenciával és digitális modellekkel egészítik ki (Mester et al., 2022, Pálincás et al., 2020). Az alábbiakban a legfontosabb technológiai irányokat és lehetőségeket mutatom be.

2.8.1. Mesterséges intelligencia (AI) és gépi tanulás alkalmazása

A mesterséges intelligencia térhódítása a mérés-technika területén is forradalmi változásokat hozott. A korábban ember által elemzett adathalmazok most automatizált módon is feldolgozhatók, sőt az AI algoritmusok képesek előre jelezni bizonyos viselkedési mintákat is. Az egykerék vizsgáló berendezések esetében az AI a következő területeken nyújthat új lehetőségeket:

- **Anomálfelismerés:** Az érzékelők által rögzített dinamikus adatsorok (pl. rezgés, húzóerő, hőmérséklet) alapján az algoritmus képes felismerni szokatlan viselkedési mintákat, amelyek például anyaghibára vagy szerkezeti problémára utalhatnak.
- **Optimalizáció:** Több mérési ciklus eredménye alapján gépi tanulással optimalizálhatók a vizsgálati paraméterek (pl. terhelési profil, fordulatszám), így gyorsabbá és pontosabbá válik a tesztelés.
- **Prediktív karbantartás:** A berendezés saját állapotát figyelve előre jelezhetőek a várható meghibásodások, így minimalizálható az állásidő.

Ezek a lehetőségek jelentős mértékben növelik a vizsgálati hatékonyságot, csökkentik az emberi hibák kockázatát, és támogatják a teljesen automatizált tesztelési rendszerek kialakítását (Domek, 2017, Li et al., 2018).

2.8.2. Digitális ikrek (Digital Twins) alkalmazása

A digitális iker (angolul *digital twin*) egy valós fizikai rendszer szoftveres másolata, amely képes annak viselkedését szimulálni, monitorozni és előre jelezni.

Az egykerék vizsgáló berendezések fejlesztésénél a digitális ikrek alkalmazása a következő előnyökkel jár:

- **Tervezés előtti szimuláció:** A gép konstrukcióját még gyártás előtt virtuálisan meg lehet építeni, és különböző terhelési scenáriók alatt lehet szimulálni. Így az esetleges szerkezeti gyenge pontok már a gyártás előtt azonosíthatók.

- **Mérési adatok integrálása:** A valós időben beérkező szenzoradatokat be lehet táplálni a digitális modellbe, amely így folyamatosan frissül és képes reagálni a változásokra.
- **Folyamatos rendszerdiagnosztika:** A digitális iker a berendezés állapotának monitorozásán túl segíthet az időszakos karbantartás megtervezésében, sőt előre jelezhet bizonyos komponensek elhasználódását is.

A digitális iker technológia lehetővé teszi a "virtuális tesztelést", amely jelentős költségmegtakarítással és időnyeréssel járhat a fejlesztési ciklus során (Polasik & Walus, 2015).

2.8.3. Környezetbarát vizsgálati megoldások

A fenntarthatóság és környezetvédelem nemcsak az energiafogyasztás csökkentését, hanem az ipari mérőeszközök fejlesztését is érinti (Idzior, 2007). A jövő vizsgáloberendezéseinek meg kell felelniük a környezeti előírásoknak, emellett a mérési folyamat is lehetőleg környezetkímélő módon történjen (Jacuzzi & Granlund, 2019, Kim et al., 2019, Li et al., 2018, Rakibul Hassan et al., 2014).

Az alábbi fejlesztési irányok figyelhetők meg:

- **Energiatakarékos hajtások:** Az elektromos motorok vezérlését frekvenciaváltóval és teljesítményoptimalizáló algoritmusokkal végzik, csökkentve az áramfelvételt.
- **Újrahasznosítható anyagok alkalmazása:** A gépszerkezet elemei egyre gyakrabban újrahasznosított acélból vagy minimális ökológiai lábnyomú alapanyagokból készülnek (Piekarski & Dzieniszewski, 2015).
- **Zaj- és pormentes működés:** A mérőrendszerek burkolatai és csillapítási rendszerei csökkentik a zajkibocsátást, a felkavart port és rezgéseket.
- **Önellátó rendszerek:** A jövőben olyan autonóm terepi mérőberendezések is megjelenhetnek, amelyek napelemes vagy kinetikus energia visszanyeréssel működnek (Taryma & Woźniak, 2017).

Ezek a szempontok különösen fontosak szabadtéri alkalmazások vagy környezetvédelmi szempontból érzékeny területeken történő mérések során (Rakibul Hassan et al., 2014).

2.8.4. Ipari trendek és automatizálás

A járműiparban, gépgyártásban és mérés technikában zajló globális trendek egyértelmű irányt

mutatnak: az automatizálás, a hálózatba kapcsoltság (IoT – Internet of Things) és a valós idejű adatfeldolgozás felé.

A jövő egykerék vizsgáló berendezései:

- **Távoli elérésűek** lesznek, lehetővé téve a mérések irányítását és kiértékelését akár egy központi laborból.
- **Hálózatba kapcsoltak**, vagyis kommunikálnak más gépekkel, központi szerverekkel és adatbázisokkal.
- **Öntanuló rendszerek**, amelyek képesek a saját működésüket finomhangolni a mért adatok alapján.
- **Moduláris felépítésűek**, vagyis a berendezés könnyen bővíthető lesz új vizsgálati funkciókkal (pl. vibrációmérés, 3D-s mozgáskövetés).

Ezek a trendek nemcsak a vizsgálati pontosságot és sebességet növelik, hanem hosszú távon **költségcsökkentést** és **nagyobb megbízhatóságot** eredményeznek.

2.8.5. Szimuláció alapú tervezés és felhasználói visszacsatolás

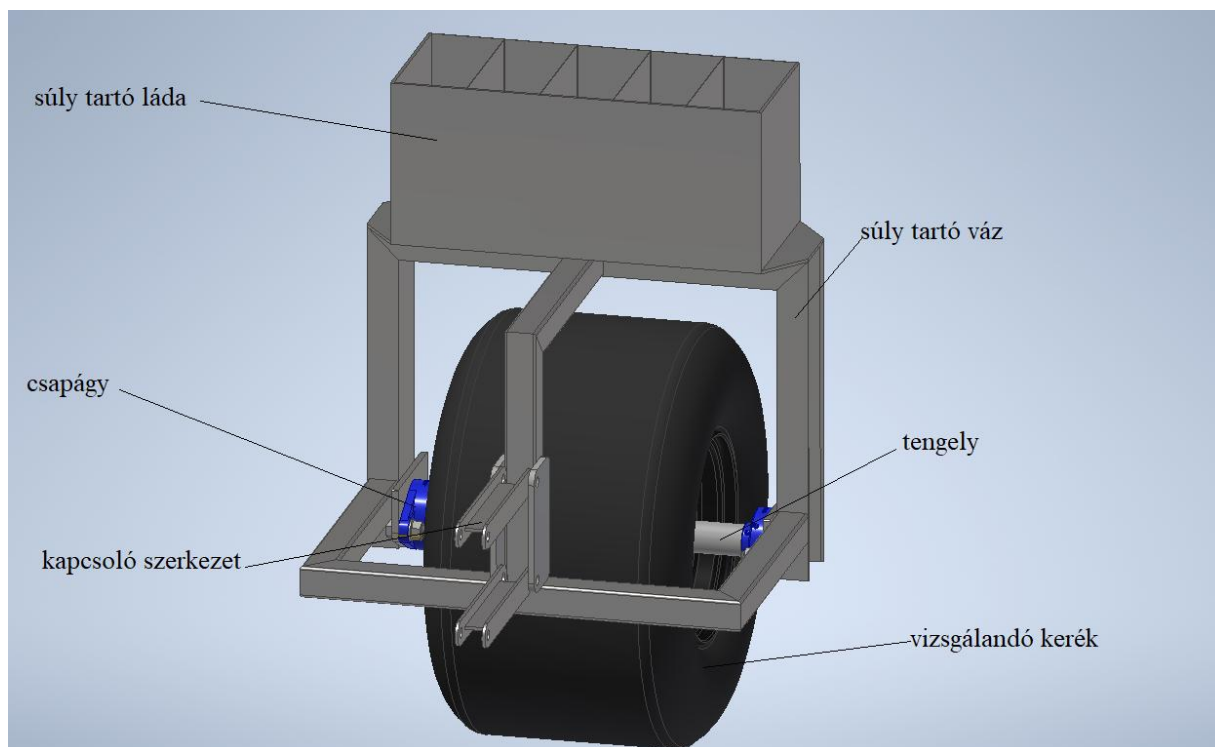
A modern fejlesztési folyamatokat egyre inkább meghatározza a szimulációk és a valós használati tapasztalatok visszacsatolása:

- **Végeselemes modellezés (FEM):** Minden új konstrukció fejlesztését számítógépes szimulációk előzik meg. A feszültség- és alakváltozás-mezők elemzése pontosabb méretezést tesz lehetővé.
- **Felhasználói visszajelzések integrálása:** Az ipari partnerek által használt korábbi verziók tapasztalatait a tervezés során beépítik a következő generációkba.
- **Iteratív fejlesztési ciklus:** A "gyors prototípus–tesztelés–fejlesztés" hármas alkalmazásával dinamikusan javíthatók a vizsgálóberendezések.

A fejlesztési trendek egyértelműen a digitalizáció, az intelligens rendszerek és a fenntarthatóság irányába mutatnak (Rákibül Hássán et al., 2014). Az egykerék vizsgáló berendezések jövője szorosan összefonódik az ipar 4.0 törekvéseivel: a mérnöki pontosság és a szoftveres intelligencia találkozása egy olyan eszközt eredményez, amely nem csupán adatot gyűjt, hanem aktívan részt vesz a fejlesztési és döntéshozatali folyamatban is (Wittel et al., 2015). A környezeti, gazdasági és technológiai kihívásokra való válaszadás csak így lehet sikeres: összekapcsolva a mechanikai megbízhatóságot a szoftveres rugalmassággal és a rendszerintegrációval.

III. Az egykerék vizsgáló szerkezeti tervezése

A szerkezet megtervezése során a műszaki tudományok több területére is szükségem volt, alkalmaznom kellett a tengelyek méretezésével, az acél idomok kiválasztásával, valamint a szerelt csapágyegységek beépítésével kapcsolatos ismereteket is (1.ábra). Az alábbiakban ezeket tárgyalom.



1. ábra

3.1. Tengely méretezés

A választást befolyásolta, a meglévő anyagok milyensége. A választás egy 50 mm átmérőjű és 10mm falvastagságú csőre esett, ez volt a raktárban a legnagyobb keresztmetszeti tényezővel rendelkező, tengelynek felhasználható forgástest. A méretezést nem a megszokott eljárással folytattam, ahol is megkeresem azt a legkisebb átmérőt, ami még elviseli ezt a terhelést, hanem a meglévő csövet ellenőriztem, hogy a legnagyobb feszültség eléri-e az általam meghatározott, biztonsági tényezővel ellátott maximum 100 MPa-t. Az ébredő maximum feszültség 47 MPa volt a tengely közepénél. Méretezés közben a legrosszabb esettel számoltam, így a biztonság javára tévedtem. A két U vas közti távolság 600 mm, de a csapágyak erő vonalai ennél jóval közelebb vannak (kb. 560 mm). A csapágyak miatt a tengely két végét 60-60 mm hosszon

le kellett esztergálni 45 mm-es külső átmérőre. 45 mm-es külső átmérővel is elviselné a tengely a terhelést, ugyanis így 78 MPa-os feszültség ébredne benne a tengely közepénél. Viszont a csapágy közvetlen közelében nincs ekkora feszültség, ugyanis ebben a pontban a hajlító nyomaték szinte zérus. Itt csak a nyírással kéne számolni, ami elenyésző a hajlítással szemben. A leesztergálások széleire 1 mm átmérőjű félkörívet terveztem, hogy a csapágyak sarkai biztosan ne ütközzenek fel a maradék elmunkálatlan anyagra, helyette a csapágyak oldalai feküdjenek fel a tengely forgási síkjával párhuzamos oldalaira. Természetesen a tengely legvékonyabb részére külön kellett ellenőrizni a feszültséget. Az éles sarkait a tengelynek le kell törni 1-1 mm szélességben.

3.1.1. Átmérő választás

A kiinduló adatok az 1. táblázatban láthatók.

Kiinduló adatok:	jelölés:	mérőszám:	mértékegység:
Tömeg	m	300	kg
Gravitációs gyorsulás	g	9,81	m/s^2
Súly és húzóerő hányadosa	F_s/F_h	0,5	-
Támaszköz	s	600	mm
Megengedett maximum feszültség	σ_{meg}	100	MPa
Cső belső átmérő	d	30	mm
Cső külső átmérő	D	50	mm

1. táblázat

Tengely méretezés alap elve:

$$\sigma_{meg} \geq \sigma_{max} = \frac{M_{h\ max}}{K} \quad (1)$$

3.1.2. Vastagfalú cső keresztmetszete, gyűrű másodrendű nyomatéka

Keresztmetszeti tényező:

$$K = \frac{I}{x} \rightarrow K = \frac{I}{r} \quad (2)$$

Másodrendű nyomaték:

$$I_x = \iint_A y^2 dA \quad (3)$$

Át írva polár koordinátákra, a kör másodrendű nyomatéka:

ahol:

$$y = r \cdot \sin\theta \quad (4)$$

$$x = r \cdot \cos\theta \quad (5)$$

$$dA = r \cdot dr \cdot d\theta \quad (6)$$

$$I_o = \int_{\theta} \int_r (r \cdot \sin\theta)^2 \cdot d\theta \cdot r \cdot dr \quad (7)$$

$$I_o = \int_0^{2\pi} \int_0^r r^2 \cdot \sin^2\theta \cdot d\theta \cdot r \cdot dr \quad (8)$$

$$I_o = \int_0^{2\pi} \int_0^r r^3 \cdot \sin^2\theta \cdot d\theta \cdot dr \quad (9)$$

$$I_o = \int_0^{2\pi} \sin^2\theta \cdot d\theta \cdot \int_0^r r^3 \cdot dr \quad (10)$$

$$I_o = \int_0^{2\pi} \sin^2\theta \cdot d\theta \cdot \frac{r^4 - 0}{4} \quad (11)$$

szögfüggvény transzformációt végezve:

$$\cos 2x = \cos^2\alpha - \sin^2\alpha \quad (12)$$

$$\sin^2\alpha + \cos^2\alpha = 1 \quad (13)$$

↓

$$\cos 2\alpha = 1 - 2\sin^2\alpha \quad (14)$$

↓

$$\sin^2\alpha = \frac{1 - \cos 2\alpha}{2} \quad (15)$$

ezt behelyettesítve:

$$I_o = \int_0^{2\pi} \frac{1 - \cos\theta}{2} \cdot d\theta \cdot \frac{r^4}{4} \quad (16)$$

$$I_o = \frac{1}{2} \cdot \frac{r^4}{4} \int_0^{2\pi} (1 - \cos 2\theta) \cdot d\theta \quad (17)$$

A cos függvény a teljes perióduson vizsgálva 0, így:

$$I_o = \frac{1}{2} \cdot \frac{r^4}{4} \int_0^{2\pi} (1 - 0) \cdot d\theta \quad (18)$$

$$I_o = \frac{1}{2} \cdot \frac{r^4}{4} \cdot 2 \quad (19)$$

egyszerűsítve, a kör másodrendű nyomatéka:

$$I_o = \frac{r^4 \cdot \pi}{4} \quad (20)$$

ebből kivonva egy kisebb átmérőjű kört, megkapjuk a gyűrű másodrendű nyomatékát:
ahol:

R: külső sugár

r: belső sugár

$$I_{\odot} = \frac{R^4 \cdot \pi}{4} - \frac{r^4 \cdot \pi}{4} \quad (21)$$

ezt egyszerűsítve a gyűrű másodrendű nyomatéka:

$$I_{\odot} = \frac{(R^4 - r^4) \cdot \pi}{4} = \frac{(25^4 - 15^4) \cdot \pi}{4} = 267035 \text{ mm}^4 \quad (22)$$

$$I_{\odot} = 0,000000267035 \text{ m}^4 = 267,035 \cdot 10^{-9} \text{ m}^4 \quad (23)$$

visszahelyettesítve a keresztmetszeti tényező képletébe:

$$K = \frac{I}{R} \quad (24)$$

A külső sugárral (R) számolva, mivel a hajlítás tengelyétől számított legmesszebbi elemi felület számít.

így:

$$K = \frac{(R^4 - r^4) \cdot \pi}{4 R} \quad (25)$$

$$K = \frac{(25^4 - 15^4) \cdot \pi}{4 \cdot 25} = 10681 \text{ mm}^3 \quad (26)$$

$$K = 0,000010681 \text{ m}^3 = 106,81 \cdot 10^{-7} \text{ m}^3 \quad (27)$$

3.1.3. Tengely feszültség számítása

Nyomaték maximum számítása:

$$F_t = \sqrt{F_s^2 + F_h^2} = \sqrt{3000^2 + 1500^2} = 3355 \text{ N} \quad (28)$$

$$\sum F_y = \emptyset = F_a + F_b - F_t \quad (29)$$

$$\sum M_{A_z} = \emptyset = -F_t \cdot \frac{l}{2} + F_b \cdot l \quad (30)$$

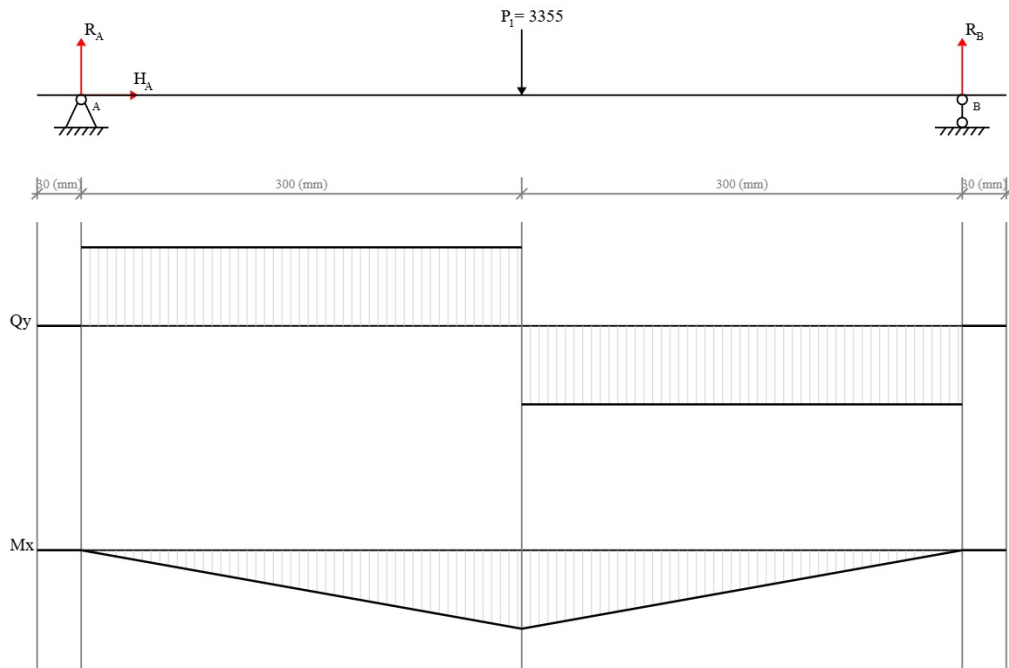
A kettőből következik, hogy:

$$F_a = F_b = \frac{F_t}{2} \quad (31)$$

$$F_a = \frac{3355}{2} = 1678 \text{ N} \quad (32)$$

$$M_{h \max} = F_a \cdot \frac{s}{2} = 1678 \cdot 0,3 = 504 \text{ Nm} \quad (33)$$

A 2. ábrán láthatóak a nyíró erő és nyomatéki ábrák



2. ábra

Feszültség képletébe beírva:

$$\sigma_{max} = \frac{M_{h\ max}}{K} = \frac{M_{h\ max}}{\frac{(R^4 - r^4) \cdot \pi}{4}} = \frac{M_{h\ max} \cdot 4 R}{(R^4 - r^4) \cdot \pi} \quad (34)$$

$$\sigma_{max} = \frac{504}{0,000010681} = 47184760\ Pa \quad (35)$$

$$\sigma_{max} = 47,185\ MPa \quad (36)$$

$$\sigma_{meg} \geq \sigma_{max} \quad (37)$$

$$100\ MPa \geq 47,185\ MPa \quad (38)$$

Tehát a választott cső a terheléseknek megfelel.

A tengely végeknél 45mm -re le van esztergálva a tengely, hogy a csapágy a tengely forgási síkjában lévő felületre feküdjön fel és ne a megmunkálatlan felületre, ezért az esztergált szakasz végére 1mm sugarú félkör van esztergálva. Így a legkisebb sugár 21,5mm. A csapágy mellett a hajlításból származó feszültség elenyésző, nyírásra kell méretezni.

Nyírásból származó feszültség:

$$\sigma_{ny} = \frac{F}{A} \quad (39)$$

$$A = (R^2 - r^2) \cdot \pi \quad (40)$$

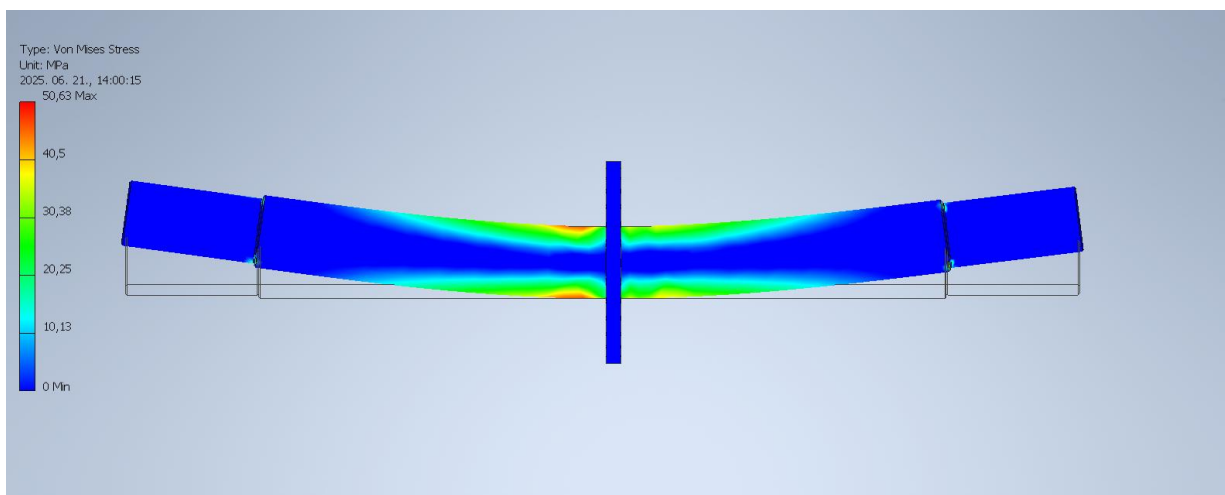
$$A = (21,5^2 - 15^2) \cdot \pi = 745,34\ mm^2 \quad (41)$$

$$A = 0,00074534 \text{ m}^2 \quad (42)$$

$$\sigma_{ny} = \frac{3355}{0,00074534} = 4501285 \text{ Pa} \quad (43)$$

$$\sigma_{ny} = 4,5013 \text{ MPa} \quad (44)$$

A 3. ábrán látható, hogy a tengely közepén 40 MPa körüli feszültség ébred. Az általam számított körülbelül 47 MPa-os nyomástól azért marad el, mivel a csapágyházak szélei vannak egymástól 600 mm-re. A csapágy széles felületen fekszik fel a tengelyre és a csapágyak szélei mindössze 475,6 mm-re vannak egymástól. A program által mutatott 50,63 MPa-os feszültség a csapágy és a tengely határán ébredő felületi feszültség. A keresztmetszet növelésére nem ad okot. Látható továbbá, hogy a tengely bal oldala nagyobb feszültségnek van kitéve, jobban deformálódik. Ez azért van, mivel a tengely közepe felett fog elhelyezkedni a felni és a kerékagyat attól valamennyire oldalt kellett felhegeszteni.



3. ábra

3.1.4. Ellenőrzés lehajlásra

A Betti tétel kimondja, Hogy a tartón végzett munka, megegyezik a tartó rugalmasságban tárolt belső energiájával, ami függ a terhelő erőkből származó hajlító nyomatéki igénybevételi függvényről, a hajlítással egy tengelyen mért másodrendű nyomatéktól és az adott anyag rugalmasságától

$$f \cdot y_h = W_{2-1} = U_{1-2} = \int_0^l \frac{M_h(x) \cdot m_h(x)}{I \cdot E} \cdot dx \quad (45)$$

f : egységnyi erő [N]

y_h : elmozdulás [m]

W_{2-1} : a tartón végzett munka [J]

U_{1-2} : a tartó belső energiája [J]

I : másodrendű nyomaték [m⁴]

E : rugalmassági modulus [Pa]

Átrendezve a képletet:

$$f \cdot y_h = \frac{1}{I \cdot E} \int_0^l M_h(x) \cdot m_h(x) \quad (46)$$

Először is el kell készítsük a hajlító nyomatéki igénybevételi függvényeket.

Nyíró igénybevételi függvényből indulunk ki, mivel:

$$M_{h(x)} = - \int T_{(x)} dx \quad (47)$$

A nyíró igénybevételi függvény 30mm-től 330mm-ig:

$$T_{(x)} = 1677,5 \quad (48)$$

330mm-nél ugrás, majd 330-tól 630mm-ig:

$$T_{(x)} = -1677,5 \quad (49)$$

Ezeket kell integrálni.

Hajlító nyomatéki függvény [30;330[intervallumon:

$$M_{h(x)} = -1677,5x \quad (50)$$

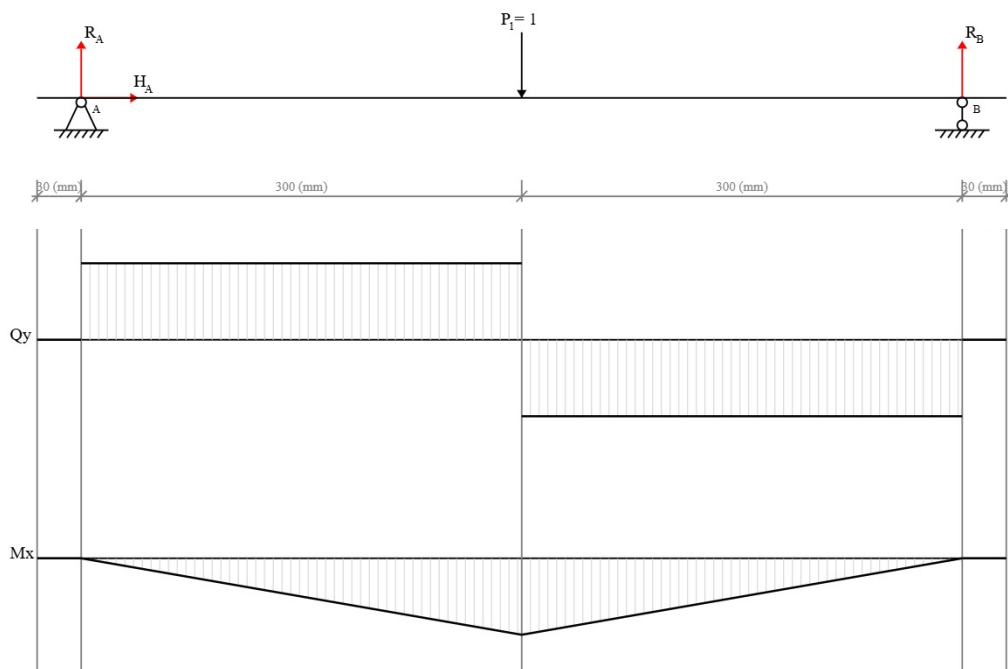
Integrálásnál ismerni kell, hogy a függvény milyen értékről indul, ezt a konstans hozzá kell adni.

Hajlító nyomatéki függvény]330;630] intervallumon:

$$M_h(x) = 1677,5x - 503,25 \quad (51)$$

A képletben látszik még egy másik nyomatéki függvény. Ezt a függvényt úgy kapjuk meg, ha beteszünk egy képzeletbeli erőt arra a helyre, ahol mérni kívánjuk a kihajlás mértékét.

Jelen esetben egyértelmű, hogy a legnagyobb kihajlása a tengelynek közepén lesz, a terhelés alatt, ezért a képzeletbeli 1N nagyságú erőket oda tesszük be (4. ábra).



4. ábra

Ilyen szimmetrikus esetekben felírhatunk egy képletet is, így nem kell végig számoljunk:

$$F_a = F_b = \frac{F_t}{2} \quad (52)$$

↓

$$M_{max} = \frac{F_t \cdot l}{4} = \frac{1 \cdot 0,6}{4} = 0,15 \text{ Nm} \quad (53)$$

A nyíró erő függvény

[30;330[intervallumon:

$$t_{(x)} = 0,5 \quad (54)$$

]330;630] intervallumon:

$$t_{(x)} = -0,5 \quad (55)$$

Integrálva a függvényeket:

a hajlító nyomatéki függvény

[30;330[intervallumon:

$$m_h(x) = -0,5x \quad (56)$$

]330;630] intervallumon:

$$m_h(x) = 0,5x - 0,15 \quad (57)$$

Össze szorozva a függvényeket:

[30;330[intervallumon:

$$M_h(x) \cdot m_h(x) = -1677,5x \cdot (-0,5x) = 838,75x^2 \quad (58)$$

]330;630] intervallumon:

$$M_h(x) \cdot m_h(x) = (1677,5x - 503,25) \cdot (0,5x - 0,15) \quad (59)$$

$$= 838,75x^2 - 503,25x + 75,4875 \quad (60)$$

Ezt a két függvényt integrálva:

[30;330[intervallumon:

$$\int_0^{l/2} M_h(x) \cdot m_h(x) dx = \int_0^{0,3} 838,75x^2 \cdot dx = 7,54875 N^2m^3 \quad (61)$$

]330;630] intervallumon:

$$\begin{aligned} \int_0^{l/2} M_h(x) \cdot m_h(x) dx &= \int_0^{0,3} 838,75x^2 - 503,25x + 75,4875 \cdot dx \\ &= 7,54875 N^2m^3 \end{aligned} \quad (62)$$

A kettő területnek az összege nyilván megegyezik, mivel szimmetrikus.

A kettő összege:

$$\int_0^l M_h(x) \cdot m_h(x) dx = 15,0975 N^2 m^3 \quad (63)$$

Ezt beírva a képletbe:

$$f \cdot y_h = \frac{15,0975}{I \cdot E} = \frac{15,0975}{267,035 \cdot 10^{-9} \cdot 210 \cdot 10^9} \quad (64)$$

$$f \cdot y_h = \frac{15,0975}{267,035 \cdot 210} = 0,000269 Nm \quad (65)$$

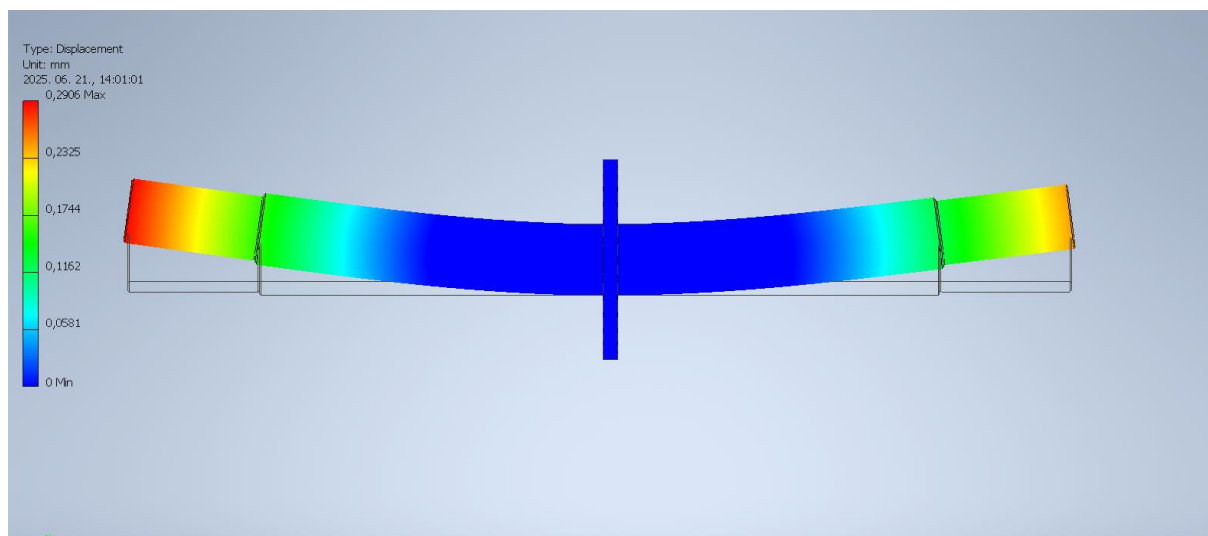
egység erővel leosztva:

$$y_h = 0,269 mm$$

Ismerve a gép funkcióját ekkora mértékű lehajlást elfogadhatónak tekintünk.

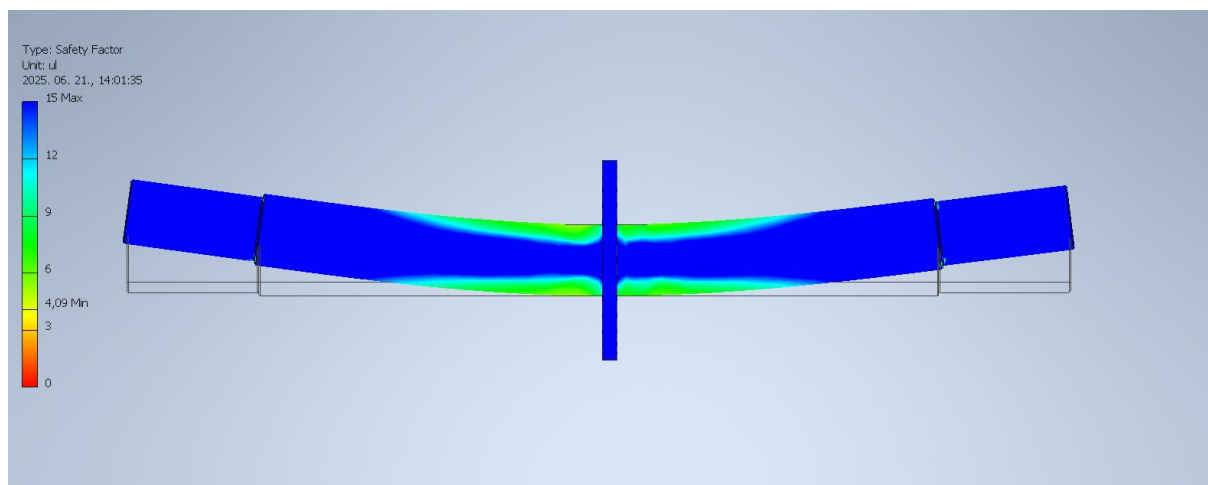
Az 5. ábrán látható a terheletlen állapottól való eltérése a tengelynek. Mint látható, a bal oldala jobban elhajlik, mivel, hogy a rúd azon oldala 5mm-el hosszabb. Az is eltérést okoz az általam számítottól, hogy én csak a csapágy és a tengely közepe között számoltam, a valóságban azonban a csapágyon túl lóg a tengely körülbelül 30mm-rel. Mivel a szerkezetnél nem a kerékagy a fix pont, hanem a csapágy, ezért azzal a plusz néhány milliméterrel nem kell foglalkozni.

Az ábrán azért az agy széle a fix, mivel így lehet a legjobban szimulálni a terheléseket.



5. ábra

A 6. ábrán látható, hogy a tengely teljes hosszában több, mint 4-es biztonsági tényező fölött van, ez azt jelenti, hogy biztonságosan használható, akár még az elő írt súlyhatár felett is.



6. ábra

3.2. Súly tartó váz tervezése

A váz megtervezésének fő szempontja az egyszerűség és a költség hatékonyság volt, így az első lépés a raktárba vezetett. Megnéztem milyen alapanyagokból lehet válogatni, miből lehet összeállítani egy ilyen szerkezetet anélkül, hogy a meglévő anyagokon kívül újakat kéne beszerezni. A választás a DIN1026-1 – U jelű szabvány 100 x 50 mm-es idomacéljára esett, amiből volt elegendő mennyiség a szerkezet legyártására. Ez a szelvény praktikus, mert jól hegeszthető, megmunkálása drága szerszámokat nem igényel, a felépítmény egyszerűen legyártható az idomok végének 45 fokban való levágásával, majd egymással való összehegesztésével.

3.2.1. A választott anyagban ébredő feszültségek ellenőrzése

A vázat a felső gerendára helyezett súlyok terhelik és a szerkezet aljában lévő csapágyak tartják. Normál esetben úgy modellezünk egy tartót, hogy egy szabadsági fokot csak egyszer kötünk le, hanem túlhátróztatott lesz. Mivel a tengely összefogja a tartót, muszáj vele számoljunk, éppen ezért mind a két csapágyazási helyen le kell rögzíteni, oldal elmozdulást nem szabad engedni. Hogy számolni lehessen vele, egy x irányú erővel helyettesítem a lerögzítést, aminek értékét Betti tétel segítségével ki lehet számolni.

A hajlító nyomatéki igénybevételt vonal mentén kell vizsgálni, ami két, különálló erő hajlításából adódik össze. A két hajlító igénybevételi ábrát külön elkészítem, majd a végén összevonom.

$$M_{h(s)} = M_{h1(s)} + M_{h2(s)} \quad (66)$$

Mivel a terhelés szimmetrikus, ezért csapágyazásoknál ébredő tartóerők megegyeznek.

$$F_{Ay} = F_{By} = \frac{F_t}{2} = \frac{2460}{2} = 1230 \text{ N} \quad (67)$$

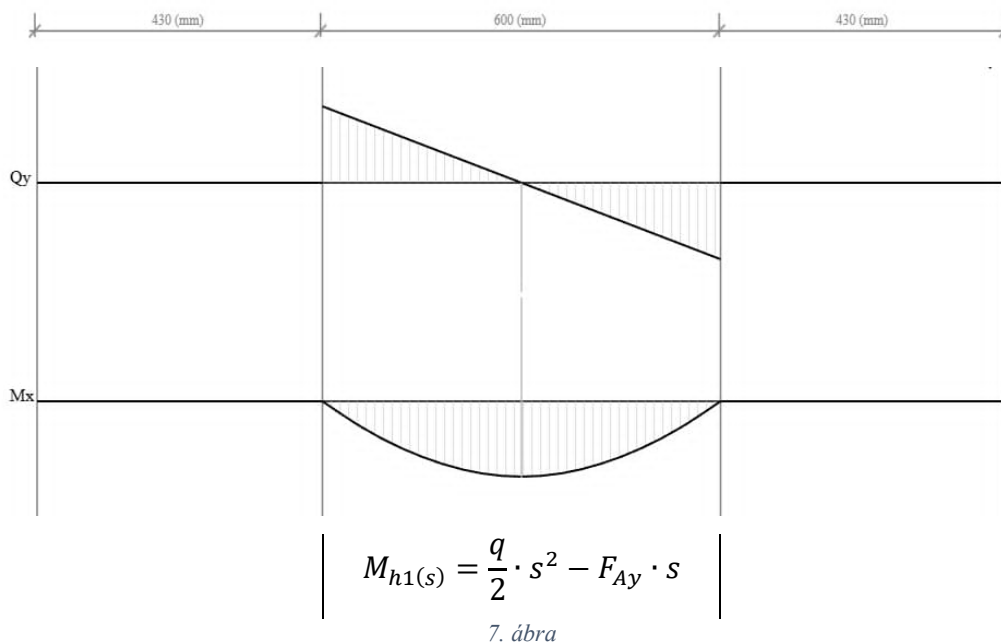
Ahol:

F_{Ay}, F_{By} : Csapágy erők [N]

F_t : Súlyok terheléséből származó erő [N]

A megoszló terhelésből eredő hajlító nyomaték csak a középső részen ébred, ahol a tartó vízszintes. A többi részen, mivel függőleges, ott hajlítás nem ébred (Ebben a részében a számolásnak nem foglalkozunk az oldal irányú reakció erővel).

Megoszló terhelésből eredő hajlítónyomatéki függvény (7.ábra):



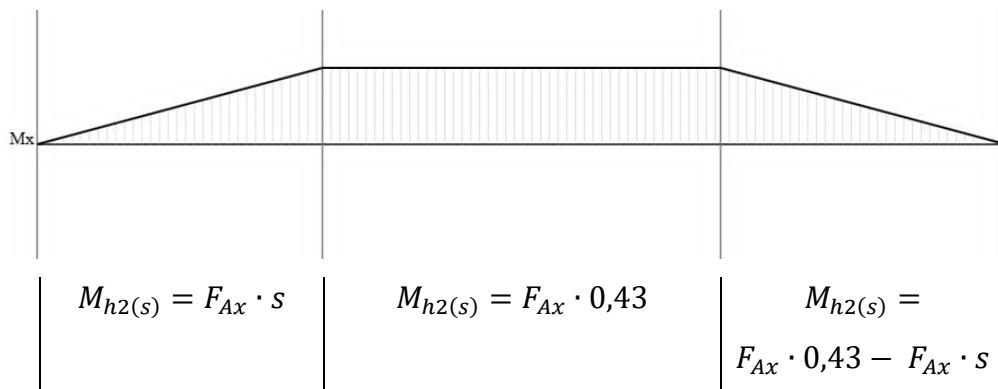
A megoszló terhelés:

$$q = \frac{m \cdot g}{s} = \frac{250 \cdot 9,81}{0,6} = 4087,5 \approx 4,1 \text{ kN/m} \quad (68)$$

Ezt behelyettesítve:

$$M_{h1(s)} = \frac{4100}{2} \cdot s^2 - 1230 \cdot s \quad (69)$$

Az oldal irányú reakció erők a következő hajlító igénybevételt okozzák (8.ábra):



8. ábra

Az F_{Ax} jelen esetben még ismeretlen, így az ábrákat nem tudjuk összeadni.

Az F_{Ax} kiszámítása Betti tétel segítségével:

$$f \cdot x_h = W_{2-1} = U_{1-2} = \int_0^l \frac{M_h(s) \cdot m_h(s)}{I \cdot E} \cdot dx \quad (70)$$

A Betti tétel használatához szükség van egy segéd nyomatéki függvényre. Ez a nyomatéki ábra úgy keletkezik, hogy egy segéderőt rakunk arra a helyre, ahol az elmozdulást mérni akarjuk. Jelen esetben mi nem kívánjuk kiszámítani az elmozdulást, mivel tudjuk, hogy ez zérus lesz.

Így:

$$f \cdot x_h = \emptyset = \int_0^l \frac{M_h(s) \cdot m_h(s)}{I \cdot E} \cdot ds \quad (71)$$

Mivel a teljes vonalon ugyan az az anyaga és a másodrendű nyomatéka, a tartónak, ezért a következő egyszerűsítés megengedhető:

$$\emptyset = \int_0^l M_h(s) \cdot m_h(s) \cdot ds \quad (72)$$

A fő hajlító nyomatéki ábra a kettő összegéből alakul ki, ezért:

$$M_h(s) = M_{h1}(s) + M_{h2}(s) \quad (73)$$

Így:

$$\emptyset = \int_0^l (M_{h1}(s) + M_{h2}(s)) \cdot m_h(s) \cdot ds \quad (74)$$

A segéd nyomatéki ábra (9. ábra) majdnem megegyezik az $M_{h2}(s)$ -vel, mivel az erők ugyan abban a támadáspontban és irányban ébrednek, csupán a nagyságukban térnek el.

$$M_{h2}(s) = m_h(s) \cdot F_{Ax} \quad (75)$$

Ezt behelyettesítve:

$$\emptyset = \int_0^l (M_{h1}(s) + m_h(s) \cdot F_{Ax}) \cdot m_h(s) \cdot ds \quad (76)$$

$$\emptyset = \int_0^l M_{h1}(s) \cdot m_h(s) \cdot ds + \int_0^l F_{Ax} \cdot m_h(s)^2 \cdot ds \quad (77)$$

$$\int_0^l M_{h1}(s) \cdot m_h(s) \cdot ds = -F_{Ax} \cdot \int_0^l m_h(s)^2 \cdot ds \quad (78)$$

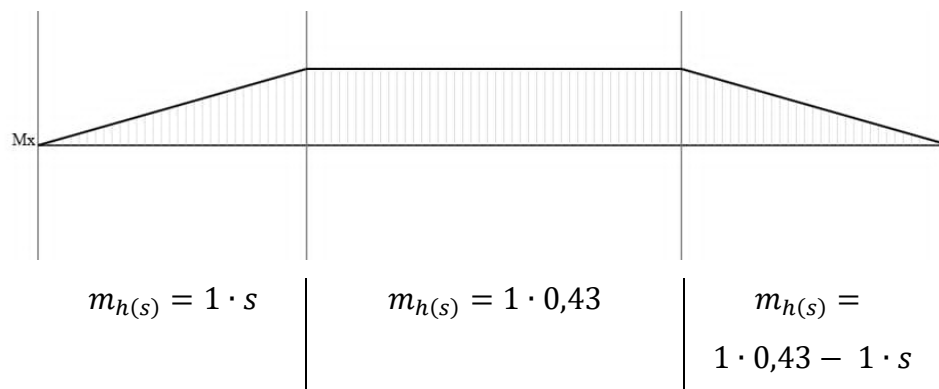
Ebből F_{Ax} kifejezhető

$$F_{Ax} = -\frac{\int_0^l M_{h1}(s) \cdot m_h(s) \cdot ds}{\int_0^l m_h(s)^2 \cdot ds} \quad (79)$$

A törtvonal feletti résszel kezdve:

Az $M_{h1}(s)$ függvényét megnézve (7.ábra) látható, hogy csupán a $[0,43;1,03]$ intervallumon tér el a nullától. Amelyik szekcióban az egyik függvény 0, ott egyértelmű, hogy a két függvény szorzata is 0.

$m_{h(s)}$ függvény egyszerűen felírható a tervezett hosszok tudatában:



9. ábra

Tehát a két függvény szorzatának integráltja a következő:

$$M_{h1(s)} = \frac{4100}{2} \cdot s^2 - 1230 \cdot s \quad (82)$$

$$m_{h(s)} = 0,43 \quad (83)$$

$$\int_0^l M_{h1(s)} \cdot m_{h(s)} \cdot ds = \int_0^{0,6} \frac{4100}{2} \cdot s^2 - 1230 \cdot s \cdot 0,43 \cdot ds \quad (84)$$

$$\int_0^l M_{h1(s)} \cdot m_{h(s)} \cdot ds = \int_0^{0,6} 881,5 \cdot s^2 - 528,9 \cdot s \cdot ds \quad (85)$$

Integrálást elvégezve:

$$\int_0^{0,6} M_{h1(s)} \cdot m_{h(s)} \cdot ds = -31,74 \text{ N}^2\text{m}^3 \quad (86)$$

A törtvonal alatti rész:

Ebben az esetben mind a három függvényrészrel kell foglalkozni, mivel nem szorozzuk 0-val.

Függvény első szakasza $[0;0,43[$:

$$m_{h(s)}^2 = 1 \cdot s^2 \quad (87)$$

Ezt integrálva az intervallum hosszán:

$$\int m_{h(s)}^2 \cdot ds = \frac{1}{3} \cdot s^3 + C \quad (88)$$

Mivel a függvény kezdőértéke 0, ezért a C konstanssal nem foglalkozunk

$$\int_0^{0,43} m_{h(s)}^2 \cdot ds = 0,0265 \text{ Nm}^3 \quad (89)$$

Függvény középső szakasza [0,43;1,03]:

$$m_{h(s)}^2 = 0,43^2 = 0,1849 \quad (90)$$

$$\int m_{h(s)}^2 \cdot ds = 0,1849 \cdot s \quad (91)$$

$$\int_0^{0,6} m_{h(s)}^2 \cdot ds = 0,1849 \cdot 0,6 = 0,11094 \text{ Nm}^3 \quad (92)$$

A függvény harmadik része megegyezik az elsővel, mivel szimmetrikus.

Összevonva:

$$\int_0^{1,46} m_{h(s)}^2 \cdot ds = 2 \cdot 0,0265 + 0,11094 \quad (93)$$

$$\int_0^l m_{h(s)}^2 \cdot ds = 0,16394 \text{ Nm}^3 \quad (94)$$

Visszahelyettesítve:

$$F_{Ax} = - \frac{\int_0^l M_{h1(s)} \cdot m_{h(s)} \cdot ds}{\int_0^l m_{h(s)}^2 \cdot ds} \quad (95)$$

$$F_{Ax} = - \frac{-31,74 \text{ N}^2 \text{ m}^3}{0,16394 \text{ Nm}^3} = 193,6 \text{ N} \quad (96)$$

Az F_{Ax} -et megkapva, most már feltudjuk írni a teljes igénybevételi függvényt.

Mivel a legnagyobb igénybevételeket a középső (vízszintes) szakasz biztosan tartalmazza, ezért elég csak azt felírni. Az $M_{h2(s)}$ ezen a szakaszon végig konstans, egyszerűen az x irányú reakció erőt meg kell szorozni a függőleges szakasz hosszával.

$$M_{h(s)} = \frac{q}{2} \cdot s^2 - F_{Ay} \cdot s + F_{Ax} \cdot h \quad (98)$$

$$M_{h(s)} = \frac{4100}{2} \cdot s^2 - 1230 \cdot s + 193,6 \cdot 0,43 \quad (99)$$

$$M_{h(s)} = \frac{4100}{2} \cdot s^2 - 1230 \cdot s + 83,248 \quad (100)$$

A legnagyobb feszültség vagy a tartó két szélén a sarkoknál ébred, vagy a tartó közepén (10. ábra).

Az igénybevételi függvényből kiolvasható, hogy a széleken a hajlító nyomaték kevesebb, mint 84 Nm, mivel eredetileg a parabola kezdő és végpontjában ébredő hajlítás 0.

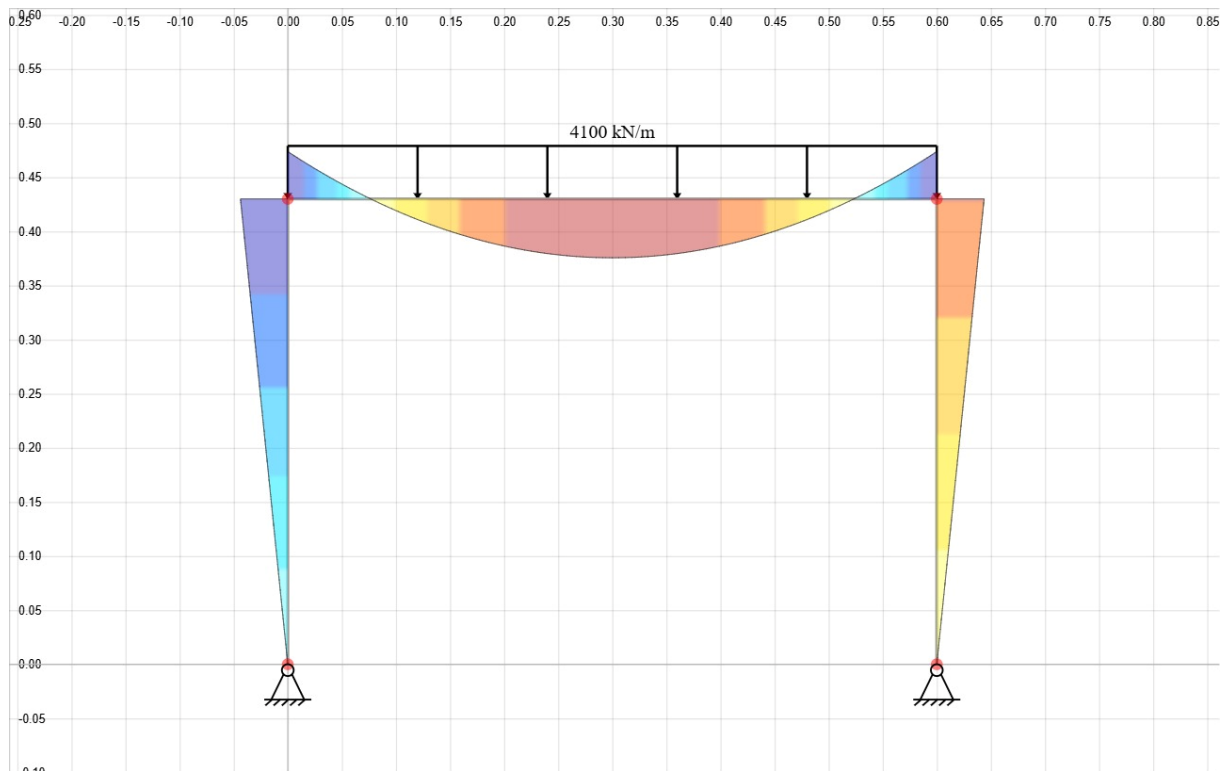
A tartó közepén a nyomatékot úgy kapjuk meg, ha „s” helyére behelyettesítjük a hosszának a felét, vagyis 0,3 métert.

$$M_{h(0,3)} = \frac{4100}{2} \cdot 0,3^2 - 1230 \cdot 0,3 + 83,248 \quad (101)$$

$$M_{h(0,3)} = -101,252 \text{ Nm} \quad (102)$$

Az eredményekből kiolvasható, hogy abszolút értékben a tartó közepénél nagyobb a hajlítás, ami 102 Nm-nél nem több.

A 10-es ábrán látható a megoszló terhelésből és az oldal irányú erőkből adódó hajlítónyomatéki igénybevétel.



10. ábra

Feszültség számítása a kritikus metszetben:

Idomacél keresztmetszeti tényezője:

$$K = 8,49 \text{ cm}^3$$

$$\sigma_{max} = \frac{M_{h \max}}{K} \quad (103)$$

$$\sigma_{max} = \frac{102}{8,49 \cdot 10^{-6}} = 12014134 \text{ Pa} \approx 12,1 \text{ MPa} \quad (104)$$

Mivel S235-ös anyagból van a váz szerkezet, ezért biztonsági tényezővel is bőven alatta van a megengedett feszültség értéknek.

Fontos megemlíteni, hogy erre a vázra még egy láda lesz hegesztve, aminek az alja 5mm vastagságú lemez, így egy úgynevezett kalapos szelvényt létrehozva. Ezzel hegesztéssel még erősebbé válik a szerkezet, de mivel ezzel a számítási móddal is belátható, hogy a szerkezet a terhelést megbírja, ezért további bonyolultabb méretezés nem szükséges.

IV. Egykerék vizsgálóval végzett kerékterhelési mérések

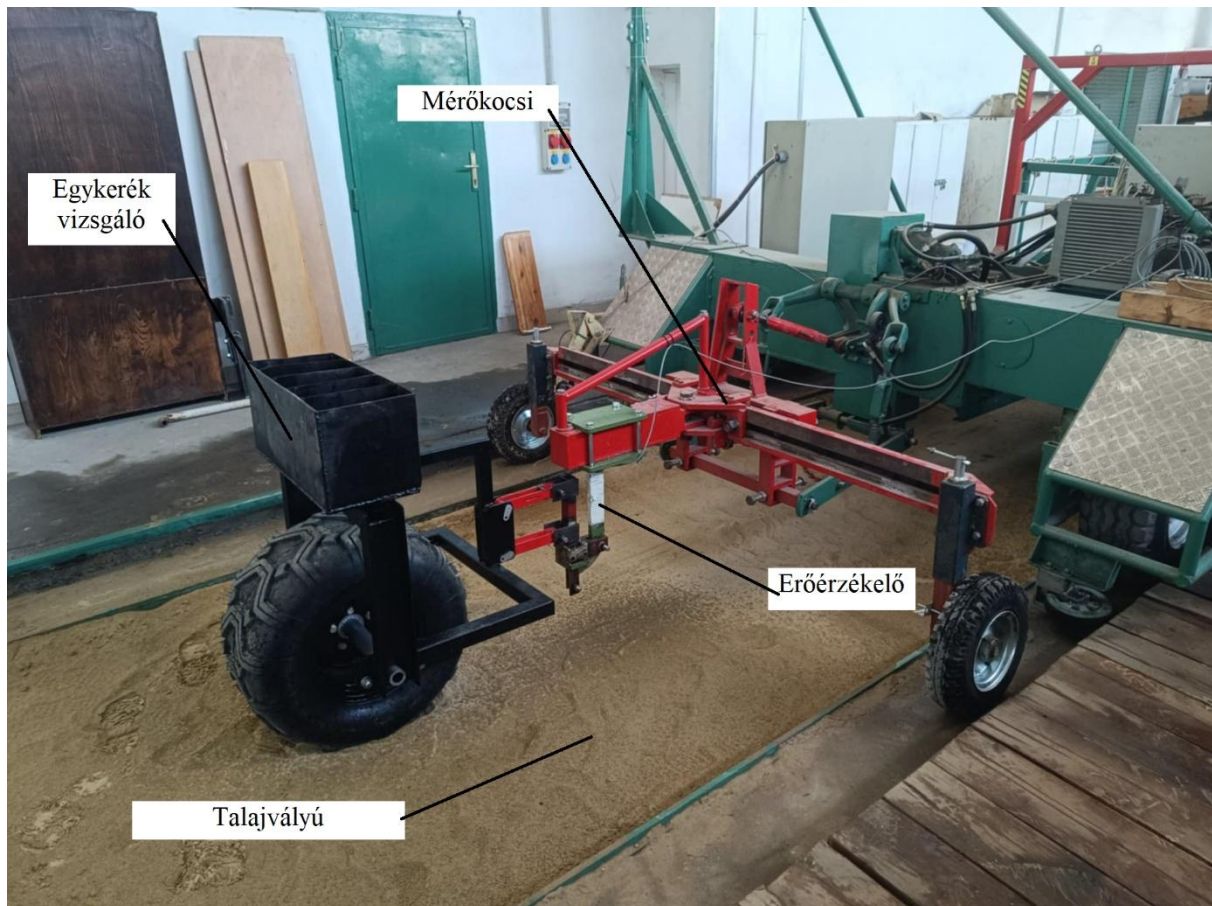
A mezőgazdasági és terepjáró járművek fejlesztése során kiemelt fontosságú a járművek talajra gyakorolt hatásának vizsgálata. Ennek részeként gyakran szükséges egy adott kerékkialakítás vagy üzemeltetési paraméter hatását értékelni különféle talajtípusokon. Jelen kísérletsorozat célja az volt, hogy egykerék vizsgáló berendezés segítségével meghatározzuk a kerék gördüléséhez szükséges vónóerőt különböző feltételek mellett, majd ebből gördülési ellenállás értéket számoljunk. A vizsgálatok során több beállítási paramétert változtattunk: terhelést, abroncsnyomást és talajnedvességet.

A mérések homokos talajon történtek, amely kiválóan alkalmas volt a különbségek kimutatására, mivel szemcsés szerkezete érzékenyen reagál a kerék által kifejtett terhelésre.

Mérés helye, ideje: Gödöllő, 2025.06.23.

Felhasznált eszközök (11. ábra):

- talajvályú, mérőkocsi:
 - hossz 50m
 - szélesség 1,9
 - mélység 2m
 - sebességtartomány: 0.1 – 2 m/s
- saját fejlesztésű egykerék vizsgáló berendezés gördülési ellenállás mérésre
- egyedi erőérzékelő
- Spider 8 univerzális mérésadatgyűjtő
- Mérő számítógép Catman 5.0 mérő szoftverrel
- kúpos penetrométer
- talajnedvességmérő TDR350
- talp mérleg: dini argeo WW2SCG4-6T
- súlyok: 25 kg névleges tömeg
- Profi air kerékfúvó pisztoly hitelesített nyomásmérővel és kompresszor



11. ábra

4.1.1. Kísérleti beállítások

A vizsgálat során három fő paramétert változtattunk szisztematikusan:

a) Kerékterhelés

A kereket három különböző súlyterheléssel teszteltük, ezzel szimulálva a jármű különböző terhelési állapotait:

- **Alacsony terhelés:** jármű saját súlyának kerekenkénti terhelése (pl. üres jármű),
- **Közepes terhelés:** köztes állapot, részleges rakománnyal,
- **Magas terhelés:** teljesen megrakott jármű esetén a kerékre eső súly.

A terhelést kb. 25 kilogrammos súlyokkal oldottuk meg, amelyeket közvetlenül a kerék fölé szerelt teherelosztó vázra helyeztünk. A mérések előtt a súlyt talpmérleggel mértük (12. ábra).



12. ábra

b) Gumiabroncsnyomás

A kerék abroncsnyomását három szinten állítottuk be:

- **Alacsony (0,8 bar)** – jellemzően nagyobb talajérintkezési felületet eredményez, kisebb fajlagos nyomással,
- **Közepes (1,8 bar)** – kiegyensúlyozott működési tartomány,
- **Magas (2,2 bar)** – kisebb felület, nagyobb pontszerű nyomás, jellemzően nagyobb talajtömörítéshez vezethet.

A nyomás értékét hitelesített nyomásmérő műszerrel ellenőriztük minden mérés előtt (13. ábra).



13. ábra

c) Talajnedvességi állapot

Két eltérő nedvességtartalmú talajt alkalmaztunk:

- **Száraz homok:** természetes állapotú, kis nedvességtartalommal rendelkező talaj,
- **Nedves homok:** előzetesen vízzel homogenizált talajréteg, közel telített állapotban.

A talajnedvesség mértékét minden mérés előtt külön ellenállásalapú nedvességmérő eszközzel ellenőriztük, és dokumentáltuk.

E három fő paraméter összesen 18 különböző mérési kombinációt eredményezett:

3 terhelési szint × 3 abroncsnyomás × 2 talajnedvesség = 18 különálló mérés

4.1.2. Talajvizsgálatok

A talaj állapotának pontos ismerete elengedhetetlen volt a mérési eredmények helyes értelmezéséhez. Ezért minden mérés előtt a következő vizsgálatokat végeztük el (14. ábra):

a) Talajellenállás vizsgálat kúpos penetrométerrel

A kúpos penetrométert kézzel nyomtuk a talajba, és rögzítettük a különböző mélységekhez tartozó behatolási ellenállást. Ez alapján képet kaptunk a talaj tömörségéről, teherbírásáról, valamint a nedvességfüggő változásairól

b) Nedvességtartalom meghatározás

Egy ellenállásmérésen alapuló talajnedvességmérő műszert használtunk, amely a talaj elektromos vezetőképessége (EC) alapján becsülte a nedvességtartalmat. Az eszköz gyors mérést tett lehetővé, így minden mérés előtt közvetlenül elvégezhettük az ellenőrzést.



14. ábra

4.1.3. Műszerezés és mérési eljárás

A mérések elvégzéséhez egy egykerékvizsgáló berendezést használtunk, amely lehetővé tette a kerék meghatározott sebességű, állandó előretolását a vizsgált talajon. A vizsgálókerék által kifejtett reakcióerőt egy speciálisan hajlításra méretezett, acélból készült mérőkarra szerelt erőmérő cellával mértük. A cellát ragasztott nyúlásmérő bélyegekkel (strain gauge) láttuk el, amelyek az igénybevétel hatására fellépő alakváltozást elektromos jellé alakították.

A mért jeleket egy adatgyűjtő egység olvasta ki és rögzítette valós időben, 50 Hz-es mintavételezési frekvenciával. A feldolgozást egy számítógépes program végezte, amely a mért feszültségértékekből erőértékeket számolt, és elmentette azokat időfüggvényként. Az adatgyűjtést a mérőkocsi indulása előtt indítottuk. Az állandósult sebességű és állandó talajállapotú kb. 20 méteres mérőszakasz kijelölése az erőadatokkal együtt gyűjtött kézzel beállítható trigger jellel történt. Az eredmények értékelése során csak a kijelölt szakaszok adatainak feldolgozása történt. A görbék alapján minden mérésnél:

- Meghatároztam az időben átlagolt erőértéket,
- Kiszámítottam az értékek szórását (standard deviáció), ami jellemezte a mérés stabilitását,
- az átlagos vonóerő értékek alapján minden mérési beállításhoz tartozóan kiszámítottam a kerék gördülési ellenállás értékeiket,
- a mérési adatokat a bizonytalanságra utaló hibasávokkal diagrammon ábrázoltam,
- lineáris modellt illesztettem a vonóerő, (és gördülési ellenállás) és a terhelő tömeg összefüggésének megadására.

4.1.4. Adatelemzés és eredmények

A feldolgozott mérésekből táblázatos formában rögzítettem (2.,3. táblázat):

- A beállított paramétereket (terhelés, nyomás, talajnedvesség),
- Az átlagos talajreakció-erőt,
- Az erőértékek szórását, mint a mérés szóródásának jellemzőjét.

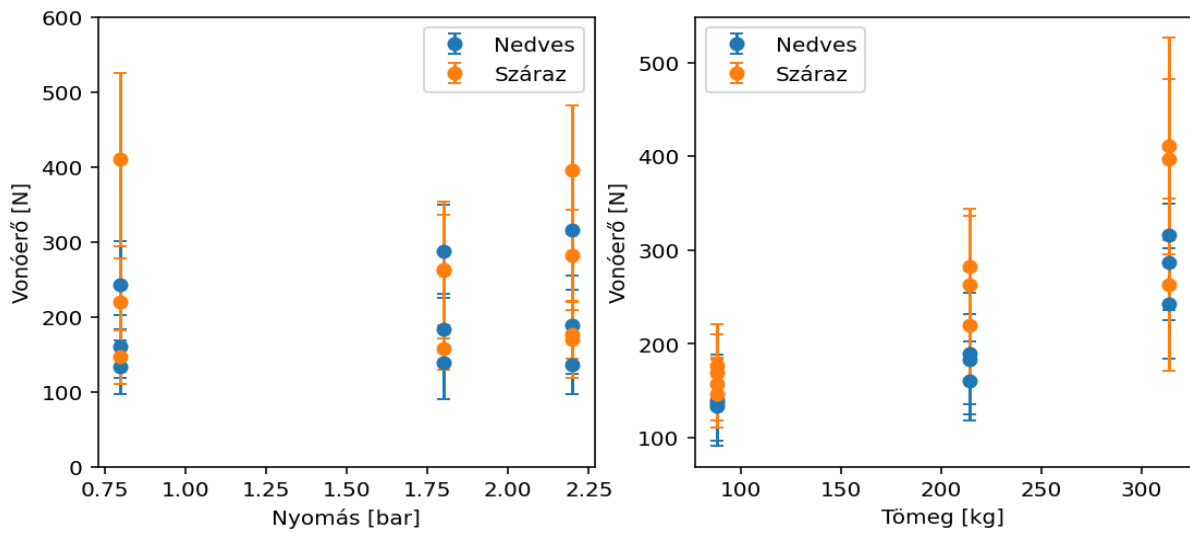
Száras talaj	0,8 bar		1,8 bar		2,2 bar	
	Átlagos vonóerő [N]	Szórás [N]	Átlagos vonóerő [N]	Szórás [N]	Átlagos vonóerő [N]	Szórás [N]
88 kg	146,4	184,9	157,3	196,8	177	196,8
214 kg	219,7	366,8	262,5	465,2	282,6	351,9
314 kg	410,6	796,2	262,7	709,7	396,3	691,8

2. táblázat

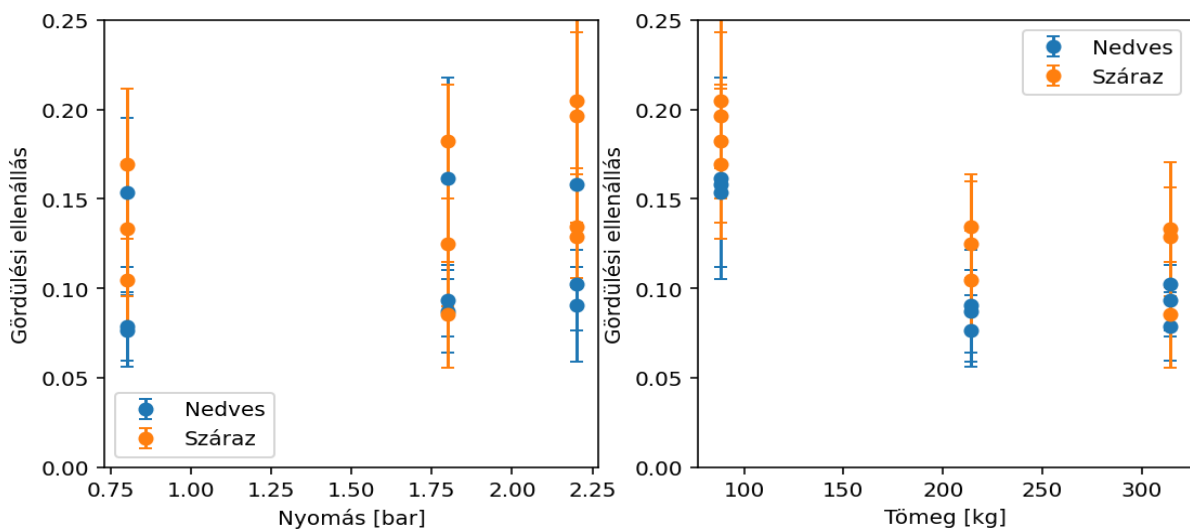
nedves talaj	0,8 bar		1,8 bar		2,2 bar	
	Átlagos vonóerő [N]	Szórás [N]	Átlagos vonóerő [N]	Szórás [N]	Átlagos vonóerő [N]	Szórás [N]
88 kg	132,8	247,5	139,5	286,2	136,7	226,6
214 kg	160,2	262,4	183,2	283,2	189,5	408,5
314 kg	242,5	360,8	286	354,8	315,4	462,2

3. táblázat

Az adatok alapján a tömeg és a vonóerő közötti lineáris trend egyértelműnek tűnik. Látható, hogy nedves talaj esetén a talaj megnövekedett nyomószilárdságának köszönhetően a vonóerő értékek lecsökkentek. Ugyan így a gördülési ellenállás csökkenése is megfigyelhető a nedvesebb talajállapot mellett. Amint látható a 15. és a 16. ábrán, a nyomás és a vonóerő, valamint az abroncsnyomás és a gördülési ellenállási tényező összefüggésében a vizsgálatunk során szignifikáns eltéréseket nem tudunk kimutatni. Ezeknek az összefüggéseknek az elemzéséhez további vizsgálatok, pontosabb mérés szükséges.



15. ábra



16. ábra

4.1.5. Regressziós modell ismeretlen terhelésekre

Mivel a gyakorlatban nem minden kerékterhelés esik pontosan a mért három szint egyikébe, ezért lineáris modellt illesztettem a mérési pontokra (az átlagolt adatokra). A regresszió során a terhelő tömeg és a vonóerő közti összefüggést legjobban közelítő lineáris függvény megadása a cél. A lineáris függvény általános alakja:

$$F = y_0 + \alpha \cdot m \quad (103)$$

ahol: F – a becsült vonóerő

α – a regressziós egyenes meredeksége

y_0 – a regressziós egyenes tengelymetszete

m – a terhelő tömeg.

A lineáris függvény meredeksége az alábbi összefüggéssel becsülhető:

$$\alpha = \frac{\sum_i (x_i - \bar{x})(y_i - \bar{y})}{\sum_i (x_i - \bar{x})^2}, \quad (104)$$

ahol:

x_i – az i -edik mérési ponthoz tartozó terhelő tömegérték,

\bar{x} – a terhelő tömegértékek átlaga,

y_i – az i -edik mérési ponthoz tartozó vonóerő,

\bar{y} – a mért vonóerők átlaga.

A függvény tengelymetszete pedig:

$$y_0 = \bar{y} - \alpha \cdot \bar{x}. \quad (105)$$

A száraz és nedves talajállapothoz a függvény együtthatói különbözőek lettek.

Száraz talaj esetén a tömeg függvényében a vonóerő az alábbi képlettel becsülhető:

$$F = 84,3 + 0,848 \cdot m \quad (106)$$

Nedves talaj esetén a tömeg függvényében a vonóerő az alábbi képlettel becsülhető:

$$F = 69,2 + 0,629 \cdot m \quad (107)$$

Ha ismert a vonóerő, akkor a gördülési ellenállási tényező a következő képlettel számítható:

$$f_0 = \frac{F \cdot r}{m \cdot g} \quad (108)$$

V. Összegzés

A szakdolgozatom egy egyetemi projekt keretében valósult meg, amelynek célja egy egykerék-vizsgáló berendezés tervezése, megépítése és alkalmazása volt gördülési ellenállás mérések elvégzésére. A berendezés alapvető feladata egy adott gumiabroncs és talajfelület közötti gördülési viszonyok kísérleti vizsgálata volt különböző nyomás és különböző terhelési viszonyok mellett.

A tervezési folyamat során részletes méretezési számításokat végeztem a berendezés fő szerkezeti elemeire. A vizsgálóberendezés tengelye egy vastagfalú acélcsőből készült, amelyet a fellépő igénybevételek – elsősorban hajlítóerő – figyelembevételével méreteztem.

A súlytartó váz szintén egyedi tervezés eredménye, amely a mérésekkel járó terhelésekből származó feszültségeket elviselte. A szerkezetre kialakított súlytartó rendszerben összesen tíz darab, egyenként körülbelül 25 kg tömegű súlyt helyeztünk el, ezáltal különböző kerékterheléseket szimuláltunk. A teljes szerkezet háromdimenziós modelljét Autodesk Inventor szoftver segítségével készítettem el, a gyártáshoz szükséges részletes műszaki rajzokat elkészítettem.

A gyártást követően a berendezés helyszíni összeszerelését és a mérési előkészületeket személyesen végeztem. A gördülési ellenállási méréseket 2024. június 26-án hajtottuk végre. A kísérletek során három különböző kerékterhelést, három különböző abroncsnyomást, valamint kétféle talajállapotot – száraz és nedves homokot – vizsgáltunk. Ez összesen 18 különböző mérési esetet jelent. A mérések során minden esetben dokumentáltuk a vonóerő-értékeket, és az eredményeket jegyzőkönyvben rögzítettem.

Az adatok feldolgozása után megállapítottam, hogy a vonóerő nagysága szoros összefüggésben áll a terhelő súllyal: a növekvő kerékterhelés nagyobb vonóerőt eredményezett. Ugyanakkor a gördülési ellenállási tényező és az abroncsnyomás közötti összefüggés nem volt egyértelműen kimutatható. Ezt a jelenséget valószínűleg a mérési bizonytalanságok és a korlátozott esetszámok okozták, így pontosabb következtetésekhez további, pontosabb és nagyobb mintaszámú vizsgálatokra lenne szükség.

A kiértékelt adatokat táblázatos formában rendszereztem, majd a vonóerő és a terhelés kapcsolatára regressziós modellt illesztettem. Az így létrehozott modell segítségével a különböző terhelési viszonyok közötti összefüggések jól becsülhetők, és az eredményekből tetszőleges terhelésre a gördülési ellenállási tényező is meghatározható.

VI. Summary

My thesis was completed as part of an university project aimed at designing, building, and applying a single-wheel testing device for measuring rolling resistance. The basic task of the device was to experimentally examine the rolling conditions between a given tire and the ground surface under different pressure and load conditions.

During the design process, I performed detailed dimensional calculations for the main structural elements of the device. The axis of the testing device was made of thick-walled steel pipe, which I dimensioned taking into account the stresses that would be applied, primarily bending force. The weight-bearing frame was also custom-designed to withstand the stresses resulting from the loads associated with the measurements. A total of ten weights, each weighing approximately 25 kg, were placed in the weight-bearing system designed for the structure, thereby simulating different wheel loads. I created a three-dimensional model of the entire structure using Autodesk Inventor software and prepared detailed technical drawings for manufacturing. After manufacturing, I performed a functional test of the equipment. I created a three-dimensional model of the entire structure using Autodesk Inventor software and prepared the detailed technical drawings required for manufacturing.

After manufacturing, I personally carried out the on-site assembly of the equipment and the measurement preparations. The rolling resistance measurements were carried out on June 26, 2024. During the experiments, we tested three different wheel loads, three different tire pressures, and two types of ground conditions – dry and wet sand. This resulted in a total of 18 different measurement cases. During the measurements, we documented the tractive force values in each case, and I recorded the results in a report.

After processing the data, I found that the magnitude of the tractive force was closely related to the load weight: increasing wheel load resulted in greater tractive force. At the same time, the relationship between the rolling resistance coefficient and the tire pressure was not clearly demonstrable. This phenomenon was probably caused by measurement uncertainties and the limited number of cases, so more accurate conclusions would require further, more accurate tests with a larger sample size.

I organized the evaluated data in tabular form and then fitted a regression model to the relationship between traction force and load. Using the model created in this way, the relationships between different load conditions can be estimated well, and the rolling resistance coefficient can also be determined for any load from the results.

VII. Köszönetnyilvánítás

A szakdolgozatom elkészülésében szeretném megköszönni a segítséget első sorban a belső és külső konzulensemnek, Dr. Kiss Péternek és Bakk Jánosnak, akik kérésemre a részletes segítséget és tájékoztatást sosem tagadták meg, sőt az előttem álló akadályokra, tenni valókra sokszor figyelmeztettek. Szeretném megköszönni Bércesi Gábornak is a segítségét, aki nélkül a mérések nem mehettek volna végbe és a kiértékelést nem tudtam volna elvégezni. Köszönöm továbbá Török Tamásnak a szerkezet tervezéséhez adott szakmai tanácsokat, a szerkezet legyártását és a mérésbeni segítségét.

VIII. Irodalomjegyzék

- A.I. Grishkevich (1986): *Automobiles, Theory* (original title in Russian: *Автомобили, Теория*).
Издательство Вышэйшая Школа.
- Anderson, N.E., Loewenthal, S. H., (1982): *Design of Spur Gears for Improved Efficiency*, ASME, JMD,
Vol. 104, pp. 767-774
- Az Egyesült Nemzetek Európai Gazdasági Bizottságának (ENSZ-EGB) 117. számú előírása – Egységes
rendelkezések gumiabroncsok gördülési zaj, nedves tapadás, illetve gördülési ellenállás tekintetében
történő jóváhagyásáról https://eur-lex.europa.eu/legal-content/HU/TXT/?uri=uriserv%3AOJ.L_.2011.307.01.0003.01.HUN&toc=OJ%3AL%3A2011%3A307%3AFULL, (Utolsó letöltés: 2025. 06. 20)
- Bergiers A., Goubert Luc., Vuye C. (2012): *About the rolling resistance trailer and parameters influencing rolling resistance*. 7th Symposium on Pavement Surface Characteristics: SURF
- Bode, E. (1996). *Konstruktionsatlas: Werkstoffgerechtes Konstruieren, Verfahrensgerechtes Konstruieren* (6., aktualisierte und erweiterte Auflage). Springer Fachmedien Wiesbaden.
[https://doi.org/10.1007/978-3-663-16320-6:contentReference\[oaicite:0\]{index=0}](https://doi.org/10.1007/978-3-663-16320-6:contentReference[oaicite:0]{index=0})
- Decker, K.-H., Kabus, K., Rieg, F., Weidemann, F., Engelken, G., Hackenschmidt, R. (2014):
Maschinenelemente – Tabellen und Diagramme (19., aktualisierte Auflage). Carl Hanser Verlag,
München. ISBN: 978-3-446-43856-9.
- Dirk, S. (2005): *Einfluss des Zahnflanken- und Zahnkopfspeiles auf die Leerlaufverlustleistung von Zahnradgetrieben*, Dissertation zur Erlangung des Grades Doktor-Ingenieur, Fákültät für Maschinenbau, Ruhr-Universität Bóchúm
- Duda, M (1971): *Der geometrische Verlustbeiwert und die Verlustunsymmetrie bei geradverzahnten Stirnradgetrieben*, Forschung im Ingenieurwesen 37 VDI-Verlag
- E. Jácúzzi ánd K. Gránlúnd, (2019): *Passive flow control for drag reduction in vehicle platoons*, J. Wind Eng. Ind. Aerodyn., vol. 189, no. March, pp. 104–117, doi: 10.1016/j.jweia.2019.03.001.
- Fenyvessy, T., Fuchs, R., Plósz, A. (2007): *Műszaki táblázatok*. Nemzeti Szakképzési és Felnőttképzési Intézet.
- H. Taghavifar, A. Mardani (2013): *Investigating the effect of velocity, inflation pressure, and vertical load on rolling resistance of a radial ply tire*. Journal of Terramechanics Vol. 50, Iss. 2 , 99-106
- J. J. Kim, J. Kim, T. Hánn, D. Kim, H. S. Róh, ánd S. J. Lee, (2019): *Considerable drag reduction and fuel saving of a tractor–trailer using additive aerodynamic devices*, J. Wind Eng. Ind. Aeródyn., vól. 191, no. March, pp. 54–62, doi: 10.1016/j.jweia.2019.05.017.
- J. Li, Y. Deng, Y. Wáng, C. Sű, ánd X. Liű (2018): *CFD-Based research on control strategy of the opening of Active Grille Shutter on automobile*, Cásé Stűd. Therm. Eng., vól. 12, nő. Máj, pp. 390–395, doi: 10.1016/j.csite.2018.05.009.

- J. Polasik, K.J. Waluś (2015): The tire pressure monitoring system - an overview of solutions. *Logistyka* 5/2015, 5363-5367
- J. Reimpell, P. Sponagel (1988): Chassis technology: tires and wheels (original title in German: *Fahrwerktechnik: Reifen und Räder*). Vogel Buchverlag, Würzburg
- J. Wierciński, A. Reza (2002): Road accidents. Vademecum of the court expert (original title in Polish: *Wypadki drogowe. Vademecum biegłego sądowego*). Wydawnictwo Instytutu Ekspertyz Sądowych, Kraków, ISBN 83-87425-65-6
- K. Kulikowski, D. Szpica (2014): Determination of directional stiffnesses of vehicles' tires under a static load operation. *Eksplotacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability* 16 (1), 66–72
- Koryciak, J. (2007): Einfluss der Ölmenge auf das Reibmoment von Wälzlagern mit Linienberührung, Dissertation, Ruhr-Universität Bochüm
- Kózmá M. (2004): Friction loss of gears, *Machine*, October-November
- L. Prochowski (2008): Car vehicles. Movement mechanics (original title in Polish: *Pojazdy samochodowe. Mechanika ruchu*). WKŁ, Warszawa ISBN 978-83-206-1701-6
- L. Prochowski, J. Unarski, W. Wach, J. Wicher (2008): Car vehicles. Basics of reconstruction of road accidents (original title in Polish: *Pojazdy samochodowe. Podstawy rekonstrukcji wypadków drogowych*). WKŁ, Warszawa ISBN 978-83-206-1688-0
- M. Dębicki (1969): Car theory. Drive theory (original title in Polish: *Teoria samochodu. Teoria napędu*) WNT, Warszawa
- M. Domek (2017): Opory ruchu pojazdu oraz minimalizacja oporów toczenia. *Napędy i Sterowanie*, R. 19, nr 12, 96-100
- M. Idzior (2007): Directions of changes of materials in motorization in view of ecological requirements. *MOTOR*, 9, 72-87
- M. Mitschke (1987): Car Dynamics. T. 1. Drive and braking (original title in Polish: *Dynamika Samochodu. T. 1. Napęd i hamowanie*). WKŁ, Warszawa.
- Mester, S., Balogh, D., Szalai I. (2022): Gördülési súrlódási együttható mérésére alkalmas készülék fejlesztése: Development of a rolling resistance measurement device. *Energetika-Elektrotechnika–Számítástechnika és Oktatás Multi-konferencia*, 36-40.
- MICHELIN (2002): Opór toczenia, a oszczędność paliwa. Societe de Technologie Michelin
- Minchejmer (1960): The theory of a moving car (original title in Polish: *Teoria ruchu samochodu*). Państwowe Wydawnictwo Naukowe, Warszawa.
- Niemann, G., Winter, H. (1989): *Maschinenelemente*. Springer, Berlin
- Nyári, P., Kerekes, F. A., Szabó, J. Z. (2017): Gördülési ellenállás összehasonlítására szolgáló tesztberendezés fejlesztése. *Repüléstudományi Közlemények*, 29(2), 73-84.
- P. Zając, L. M. Kołodziejczyk (2001): *Silnik spalinowe*. WSiP, Warszawa, ISBN 978-83-02- 07987-0
- Pálinkás, S., Juhász, G., Szodrai, F. (2020): Járműveknél fellépő veszteségforrások elemzése.
- Palmgren, A. (1957): Neue Untersuchungen über Energieverluste in Wälzlagern, *VDI Berichte*, Band 20, seite 117 – 121

- Póllák J., Vidá B. (2013) Hajtómű részterhelésének veszteségvizsgálata és annak jelentősége. Budapest: IFFK 2013 Budapest, ISBN 978-963-88875-3-5.
- Ronowski G. (2016): Design and Calibration of Rolling Resistance Test Trailer R2Mk.2. IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng. 148 012026
- S. M. Rákibúl Hássán, T. Islám, M. Ali, and M. Q. Islám (2014): Numerical study on aerodynamic drag reduction of racing cars, *Prócediá Eng.*, vól. 90, pp. 308–313, doi: 10.1016/j.proeng.2014.11.854.
- S. Orzelowski (1996): Construction of chassis and car bodies (original title in Polish: Budowa podwozi i nadwozi samochodowych). WSiP, Warszawa, ISBN 83-02-08785-8
- S. Tamyra (2007): Opór toczenia opon samochodowych. Wydawnictwo Politechniki Gdańskiej, Gdańsk
- S. Taryma, R. Woźniak (2006): Passenger car tyres/road rolling resistance measurements on different surfaces. *Archiwum Motoryzacji* 2, 1-10
- S. Taryma, R. Woźniak (2017): Unconventional vehicle wheels. *Autobusy. Technika, Eksploatacja, Systemy Transportowe* 7-8, 427-432
- Silliman, B (1871): *Principles of Physics, Or Natural Philosophy*, Ivison, Blakeman, Taylor & Co. Publisher,
- Stribeck, R. (1901): Kugellager für beliebige Belastungen, *VDI Zeitschrift*, Band 45, Heft 3, seite. 73 – 79,
- W. Piekarski, G. Dzieniszewski (2015): Transport and logistics processes of recycling in terms of ecological safety. *Logistyka* 5/2015, 461-466
- W. Siłka (1994): Theory of car motion, part II. Energy consumption of traffic and fuel consumption (original title in Polish: Teoria ruchu samochodu, cz. II. Energochłonność ruchu i zużycia paliwa). WSI, Opole
- W. Siłka (2002): The theory of a moving car (original title in Polish: Teoria ruchu samochodu). Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, Warszawa, ISBN 83-204-2748-7
- Wittel, H., Muhs, D., Jannasch, D., Voßiek, J. (2015): *Roloff/Matek Maschinenelemente: Normung, Berechnung, Gestaltung* (22. Aufl.). Springer Vieweg. <https://doi.org/10.1007/978-3-658-09082-1>

MATE Szervezeti és Működési Szabályzat

III. Hallgatói Követelményrendszer

III.1. Tanulmányi és Vizsgaszabályzat

6.13. sz. függelék: A MATE egységes szakdolgozat / diplomadolgozat / záródolgozat / portfólió készítési útmutatója

4.2. sz. melléklete: Nyilatkozat a záródolgozat/szakdolgozat/diplomadolgozat/portfólió nyilvános hozzáféréséről és eredetiségéről (módosítva: 2025. október 16.)

NYILATKOZAT

szakdolgozat nyilvános hozzáféréséről és eredetiségéről

A hallgató neve: Szlávik Bence
A Hallgató Neptun kódja: DCOJQZ
A dolgozat címe: Egykerék vizsgáló berendezés tervezése
A megjelenés éve: 2025
A konzulens intézetének neve: Műszaki intézet
A konzulens tanszékének a neve: Járműtechnika Tanszék

Kijelentem, hogy az általam benyújtott szakdolgozat egyéni, eredeti jellegű, saját szellemi alkotásom. Azon részeket, melyeket más szerzők munkájából vettem át, egyértelműen megjelöltem, és az irodalomjegyzékben szerepeltettem. Továbbá kijelentem, hogy a dolgozat elkészítése során alkalmazott mesterséges intelligencia-eszközök (pl. szöveggenerálás, nyelvi javítás, fordítás, adatelemzés) használata nem helyettesítette a saját kutatási és alkotói munkámat, azok alkalmazását a források között vagy a módszertani részben feltüntettem, és a szakmai-etikai elvárásoknak megfelelően jártam el.

Ha a fenti nyilatkozással valótlan állítottam, tudomásul veszem, hogy a záróvizsga-bizottság a záróvizsgából kizár és a záróvizsgát csak új dolgozat készítése után tehetek.

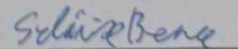
A leadott dolgozat, mely PDF dokumentum, szerkesztését nem, megtekintését és nyomtatását engedélyezem.

Tudomásul veszem, hogy az általam készített dolgozatra, mint szellemi alkotás felhasználására, hasznosítására a Magyar Agrár- és Élettudományi Egyetem mindenkor szellemi tulajdon-kezelési szabályzatában megfogalmazottak érvényesek.

Tudomásul veszem, hogy dolgozatom elektronikus változata feltöltésre kerül a Magyar Agrár- és Élettudományi Egyetem könyvtári repozitori rendszerébe. Tudomásul veszem, hogy a megvédett és

- nem titkosított dolgozat a védést követően
- titkosításra engedélyezett dolgozat a benyújtásától számított 5 év eltelte után nyilvánosan elérhető és kereshető lesz az Egyetem könyvtári repozitori rendszerében.

Kelt: 2025 év 11. hó 10. nap


Hallgató aláírása

Hallgatók, doktoranduszok nyilatkozata mesterséges intelligencia (MI) alkalmazásáról

1. Általános adatok

Hallgató neve:	Szlávik Bence
Neptun-kódja:	DCOJQZ
Képzési szint (a megfelelőt jelölje X-szel):	<input checked="" type="checkbox"/> BSc/BA <input type="checkbox"/> MSc/MA <input type="checkbox"/> Doktori (PhD) <input type="checkbox"/> Egyéb:
Tantárgy neve/kódja*:	Szakdolgozat készítés
A munka címe:	Egykerék vizsgáló berendezés tervezése

* doktori értekezés esetén nem kitöltendő

2. Nyilatkozat az MI használatáról

Alulírott, etikai felelősségem teljes tudatában az alábbi nyilatkozatot teszem:

(Kérjük, válasszon egyet az alábbi lehetőségek közül!)

- A) Nem alkalmaztam mesterséges intelligencia rendszert vagy szolgáltatást.
(Amennyiben ezt jelölte, a további táblázatok kitöltése nem szükséges.)
- B) Alkalmaztam mesterséges intelligencia rendszert vagy szolgáltatást.
(Kérjük, töltsse ki a vonatkozó táblázatokat!)

3. A mesterséges intelligencia használatának részletezése

I. TÁBLÁZAT: Asszisztensi vagy kisebb mértékű felhasználás (pl. fordítás, nyelvi korrektúra, ötletelés stb.)

(Ezen felhasználások esetében a konkrét promptok és válaszok csatolása nem szükséges.)

A felhasználás célja	Alkalmazott MI-eszköz neve és verziója	Érintett rész (ha nem a szöveg egészére vonatkozik)

II. TÁBLÁZAT: Jelentős tartalmi hozzájárulás (pl. egy teljes ábra vagy egy hosszabb szövegrész generálása)

(Ezekben az esetekben a felhasznált kulcsfontosságú promptok és az MI által adott nyers válaszok dokumentálása és a munka mellékletében való csatolása szükséges.)

A felhasználás célja	Alkalmazott eszköz verziója, elérhetősége	MI-neve,	Az érintett fejezet / ábra / táblázat pontos sorszáma	A prompt-naplót tartalmazó melléklet bejegyzésének sorszáma

--	--	--	--

3/A. Oktató által előírt kiegészítő szabályok (ha vannak)

Amennyiben az adott tantárgy oktatója vagy témavezetője az MI-eszközök használatára vonatkozóan külön szabályokat vagy elvárásokat határozott meg, kérjük, az alábbi mezőben foglalja össze ezeket:

Pl. az MI használatának tilalma bizonyos feladattípusokra; csak konkrét eszköz használata engedélyezett; eltérő hivatkozási elvárások; dokumentációs forma stb.

Oktató vagy témavezető által előírt szabályok:

...nincs ilyen.....

.....

.....

.....

4. Minden hallgatóra vonatkozó nyilatkozat:

Kijelentem, hogy az MI által esetlegesen generált tartalmakat minden esetben kritikailag felülvizsgáltam, szerkesztettem és a munkába illesztettem. A leadott munka minden eleméért, annak eredetiségéért és tudományos helytállóságáért teljes körű felelősséget vállalok. Tudomásul veszem, hogy a Magyar Agrár- és Élettudományi Egyetem a benyújtott munkát mesterséges intelligencia detektorral ellenőrizheti, és eljárást kezdeményezhet, amennyiben a nyilatkozatom valótlan vagy hiányos.

Kelt: *gyöngyösi*, 2025. *11.* ... hó *10.* nap

.....
Szilárd Bencz

Hallgató aláírása

.....
[Handwritten Signature]

Konzulens/Témavezető aláírása

MATE Szervezeti és Működési Szabályzat
III. Hallgatói Követelményrendszer
III.1. Tanulmányi és Vizsgaszabályzat
6.13. sz. függelék: A MATE egységes szakdolgozat /
diplomadolgozat / záródolgozat / portfólió készítési útmutatója
4.1. sz. melléklete: Konzulensi nyilatkozat

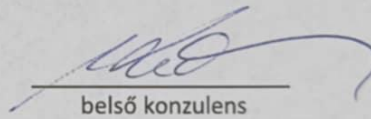
NYILATKOZAT

Szlávik Bence (hallgató Neptun azonosítója: DCOJQZ) konzulenseként nyilatkozom arról, hogy a szakdolgozatot áttekintettem, a hallgatót az irodalmi források korrekt kezelésének követelményeiről, jogi és etikai szabályairól tájékoztattam.

A záródolgozatot/szakdolgozatot/diplomadolgozatot/portfóliót a záróvizsgán történő védésre javaslom / nem javaslom.

A dolgozat állam- vagy szolgálati titkot tartalmaz: igen nem

Kelt: 2025 év 11. hó 19 nap


belső konzulens

MATE Szervezeti és Működési Szabályzat

III. Hallgatói Követelményrendszer

III.1. Tanulmányi és Vizsgaszabályzat

6.13. sz. függelék: A MATE egységes szakdolgozat /
diplomadolgozat / záródolgozat / portfólió készítési útmutatója

7. sz. melléklete: Műszaki Intézet külső konzulensi nyilatkozat

KÜLSŐ KONZULENSI NYILATKOZAT

Szlávik Bence (hallgató Neptun azonosítója: DCOJQZ)

külső konzulenseként nyilatkozom arról, hogy a hallgató az előre egyeztetett konzultációkon rendszeresen megjelent.

Kelt: 2025. november 5.



külső konzulens