

SZAKDOLGOZAT

**Kovács Ádám
Mezőgazdasági és
élelmiszeripari gépészmérnök
BSc**

**Gödöllő
2023**



Magyar Agrár- és Élettudományi Egyetem

Szent István Campus

Műszaki Intézet

Mezőgazdasági és élelmiszeripari gépészmérnök szak

**NÖVELT AKADÁLYLEKÜZDŐ KÉPESSÉGŰ MEZŐGAZDASÁGI
JÁRMŰ KONCEPCIONÁLIS TERVEZÉSE**

Belső konzulens:	Dr. Kiss Péter egyetemi tanár, tanszékvezető
Belső konzulens intézete/tanszéke:	Műszaki Intézet Járműtechnika Tanszék
Külső konzulens:	Szép Zoltán GVS ügyvezető igazgató
Készítette:	Kovács Ádám U43TTO

Gödöllő

2023

Tartalomjegyzék

1. Bevezetés, célkitűzés.....	6
2. A terepjárás történelmével, terepmechanika elméletével, a járművek általános felépítésével, kapcsolatos irodalmi források feldolgozása	7
2.1. A terepjárás történelmi áttekintése.....	7
2.2. A terepen mozgó járművek általános felépítése	8
2.3. Sebességváltók fajtái	9
2.4. Összkerék-hajtás.....	10
2.5. Differenciálművek	10
2.6. A szlip értelmezése	12
2.7. A terepmechanika elmélete	13
2.8. A járás szerkezet és a talaj közötti kölcsönhatás.....	15
2.9. Talajnyomás csökkentésére szolgáló megoldások	16
2.10. Forgóvázas tengelyek alkalmazása a mezőgazdaságban	17
2.11. Mezőgazdaságban alkalmazott 6 kerekű járművek	18
2.12. Elektromos járművek jellemzői	19
2.13. 3D műanyag nyomtatási technológia	21
3. Speciális járás szerkezetű terepjáró jármű koncepcionális tervezése	23
3.1. Terepjáró főbb méretei	23
3.2. Koncepcionális járás szerkezet bemutatása, funkcionalitása.....	24
3.2.1. Konstruktív megoldások.....	24
3.2.2. Járszerkezet előnyei	30
3.2.3. Járszerkezet hátrányai.....	31
3.3. Erőátvitel.....	31
3.3.1. Villamos motor választása.....	32
3.3.2. A hajtómű áttétele és hatásfoka	34
4. Menetellenállások	36
4.1. Gördülési ellenállás.....	36
4.2. Emelkedési ellenállás.....	39
4.3. Szlip a gumiabroncs-talaj kapcsolatban.....	41
5. Terepjáróra ható külső erők.....	41
5.2. Statikus tengelyterhelések vízszintes úton	41
5.3. Tengelyek igénybevétele ellenőrzése.	42
6. Jármű akadály leküzdő képessége	49
7. Egyéb konstruktív megoldások, alternatívák.....	52

7.1.	Mellső kerék felfüggesztés	52
7.2.	Mellső kerék kormányzás	53
7.3.	Elvetett korábbi konstrukciós megoldások	53
8.	Az elméleti koncepció megvalósítása	56
9.	Összefoglalás	58
10.	Summary	59
11.	Nyilatkozatok.....	60
12.	Köszönetnyilvánítás.....	61
	Irodalomjegyzék	62

**MŰSZAKI INTÉZET MEZŐGAZDASÁGI ÉS ÉLELMISZERIPARI
GÉPÉSZMÉRNÖKI ALAPSZAK
Erőgéptechika specializáció**

SZAKDOLGOZAT
feladatlap

Kovács Ádám (U43TTO)

részére

A szakdolgozat címe:

Növelt akadályleküzdő képességű mezőgazdasági jármű koncepcionális tervezése

Feladatkiírás:

Foglalja össze és értékleje a terepjáró járművekkel kapcsolatos szakirodalmakat. Készítsen koncepcionális tervet egy növelt akadályleküzdő képességű, mezőgazdasági célú terepjárműhöz. Végezze el a szükséges számításokat, méretezéseket, mutassa be a koncepcionális tervet.

Közreműködő tanszék: Járműtechnika Tanszék

Külső konzulens: Szép Zoltán, ügyvezető igazgató, Ground Vehicle Systems Kft.

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

Beadási határidő: 2023. november 6. (hétfő) 12.00 óra

Gödöllő, 2023. június 15.

Jóváhagyom


Prof. Dr. Kiss Péter
tanszékvezető


Dr. Bánfai Zoltán
szakfelelős

Átvettem


Kovács Ádám
hallgató

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

Gödöllő, 2023. 10. hó 18 nap


(külső konzulens)

1. Bevezetés, célkitűzés

A terepjárás elmélete egyidős az emberiséggel, az utóbbi 100 évben foglalkoztak vele a mérnökök és még jelenleg is kutatott terület. Mind a haditechnikában, mind a mezőgazdasági és erdőgazdálkodási ágazatban megtalálhatók különböző lánctalpas, illetve kerekes vagy egyéb, speciális futóművel ellátott eszközök. A technika folyamatos fejlődésével esedékessé válik a modernebb fejlesztésű járművek alkalmazása. A Járműtechnika Tanszékkel folytatok terepjáró jármű tervezési projektet, amihez egy hallgatói kutatócsoportot szerveztem és melynek jelenleg is én vagyok a vezetője. Korábban hobbi szinten is terveztem maketteket egy Rába Steiger 250-et fémből, illetve egy MTZ 550 traktort műanyagból 3D nyomtatással.

A terepjárással több tudományterületet is foglalkozik. A járműtechnika a mechanikai jellemzőkre fókuszál, amely rendkívül összetett megközelítést kíván. Az agrártudomány a talaj termőképességét és kémiai-biológiai összetételét vizsgálja. E két tudományterület csak egymással összekapcsolódva tud megfelelően működni, mert a talaj fizikai, kémiai és biológiai paraméterei időben is változhatnak és ezek közösen határozzák meg a tulajdonságát a talajnak. Talajmechanikai szempontból nézve, a két alapvető jellemző a nyomószilárdság és a nyírószilárdság. A nyomószilárdság a normál irányú igénybevételekkel szembeni ellenálló képességet értjük. A nyírószilárdság pedig a talajnak a nyíróigénybevételekkel szembeni ellenálló képességét mutatja. A terepi járművek szempontjából az említett nyírószilárdság szoros összefüggésben áll a kialakítható maximális tolóerő értékével, vagyis a vontatási teljesítménnyel is.

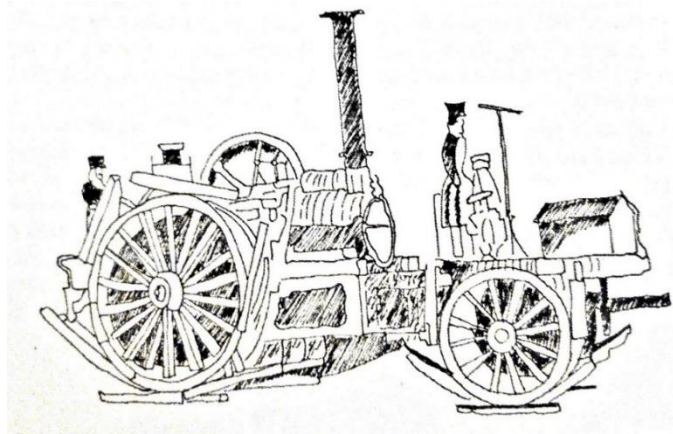
A munkám célja, hogy kifejlesszek a jelenleg használatban lévő terepi járműveknél egy jobb terepjáró képességgel rendelkező jároszerkezetet és ezt adott körülmények között teszteljem. Céloom továbbá nemcsak a szükséges mérnöki számítások elvégzése és jármű koncepcionális megtervezése, hanem hogy úgy tervezzem meg a prototípust 1:10 méretarányban, hogy az legyártható legyen. A gépelemek gyártása szintén az én feladatkörömbe tartozik, az egyedi bonyolult geometriájú alkatrészeket 3D műanyagnyomtatási technológiával, a tengelyeket és nagy szilárdságot és pontosságot igénylő alkatrészeket pedig gépi forgácsolással készítem el. Munkám során kitérek a mechanikai tervezésre, járműdinamikai számításokra, menetellenállások vizsgálatára és végül a gépelemek tervezésére. A modell RC (Remote Controlled) irányítású lesz, erre is kiterjed a feladatom, hogy olyan járműalkatrészeket, villamos motorokat válasszak ki a piacról, amely megfelelő a terepjáróhoz. Végül, pedig javaslatokat teszek a jármű továbbfejlesztésére, tökéletesítésére.

2. A terepjárás történelmével, terepmechanika elméletével, a járművek általános felépítésével, kapcsolatos irodalmi források feldolgozása

A szakdolgozatom érdemi részében tervezett jármű konstrukciós bemutatását és terepen való mozgásához szükséges legfontosabb tulajdonságait és az ehhez tartozó számításokat és a tervezést foglaltam össze és értékeltem ki. A jármű menettulajdonságainak ismeretéhez meg kell ismerni a hajtáselrendezést és járószerkezetet. Továbbá ismertetem a mezőgazdaságban alkalmazott hasonló konstrukciókat a talajnyomás csökkentése és a jobb terepjárás témakörében. A 3D műanyaggyártás gyártási technológiáját a váz és a karosszéria mechanikai tulajdonságainak ismeretének érdekében.

2.1. A terepjárás történelmi áttekintése

A terepen való mozgás az emberiséggel egyidejűnek tekinthető, mert természetes úton alapvetően nem fordul elő szabályos szilárd útburkolatú terep így a korabeli mozgások mindig „terepen” történtek. A kerék feltalálásával egy időben jelentek meg az olyan járművek (korabeli szekerek) amiknél a terepen való mozgást egy terepjáró eszköz végzi emberi vagy állati erővel vontatva. Mai szemmel tekintve igen primitívek voltak ezek a korabeli terepjárművek, felépítési szempontból azonban biztosra vehetjük, hogy minden tulajdonsággal (hasmagasság, kerekek méretei) tisztában voltak az alapvető terepi mozgáshoz. Forradalmasítást jelentett mind az iparban, mind a mezőgazdaságban a gőzgépek feltalálása, mert nem emberi vagy állati erőforrású eszközök voltak, ezért jóval hatékonyabban és gyorsabban dolgoztak. James Boydeell fejlesztette ki 1857-ben az úgynevezett kerékcipős puha, ingoványos talajon is jól közlekedő járművet, amelyet a 2.1. ábra szemléltet. A járművet tekintve nagy valószínűséggel katonai és mezőgazdasági célokra használhatták. A múlt századforduló környékén a belsőégésű motorok megjelenésével a járművek széles körben elterjedté váltak mind a mezőgazdaságban, szállítmányozásban és katonai célokra való felhasználásban. Az I. és II. világháború harcászati igénye segítette elő a terepjárók gyors fejlődését. Az elméleti és gyakorlati kutatások iránti nagyobb igény a II. világháborúban lépett fel.

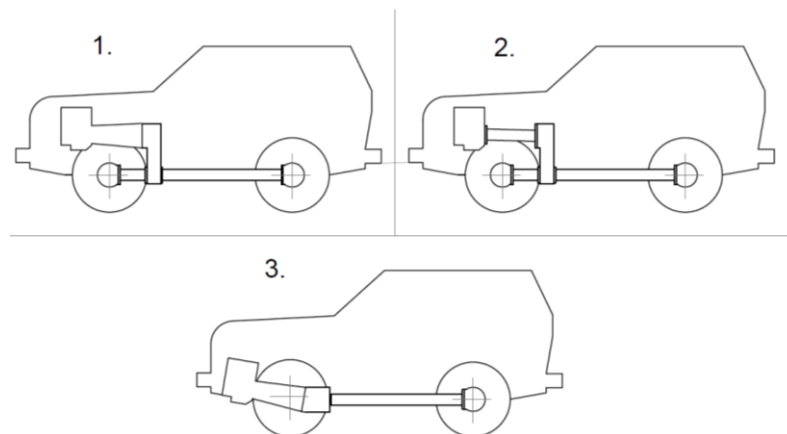


2.1. ábra - Kerékcipős jármű (Laib, 2002)

Ebben az időszakban a háború miatt fontossá vált a mozgékony és a gyors haladási sebesség puha, ingoványos és havas területeken, a csapatok gyors mozgósításához jelentős előnyt jelentett a hadseregnek a járművek nagyobb sebessége és gyors reagálási képessége. Mint ahogy minden korban a katonai eszközök fejlődése elősegíti azok civil használatba való megjelenését. Véleményem szerint a terepjárásnak a fejlődése általában szorosan összefüggött az emberiség háborúival és ezáltal a tudományos áttörések egyik fő mozgatójának lehet tekinteni a harcokat (Laib 2002).

2.2. A terepen mozgó járművek általános felépítése

A terepi és közúti járművek szerkezeti elemei és felépítése szinte egyezik, kivéve a láncaltpas járószerkezetet, az közúton nem engedélyezett. A terepi járművekre általánosságban igaz a nagy rugóút, alacsony tömegközéppont, nagy hasmagasság és masszív alvázszerkezet. Többféle megoldás létezik az erőátviteli rendszert tekintve. Manapság a terepen mozgó járművek belsőégésű motorral rendelkeznek a megbízhatóság és kiforrottság miatt. Az ilyen járművek hajtáslánc elrendezéseit a 2.2. ábra mutatja (Laib 2002).



2.2. ábra - Négykerék-hajtású járművek hajtáselrendezései

1. Ábrán a sebességváltó és a motor egy egységet alkotnak. A hajtáselosztó továbbítja a nyomatékot az első és hátsó tengelyeknek kardántengelyen keresztül.
2. Ábrán a sebességváltó és a hajtáselosztó alkot egy egységet és a motorhoz kardántengellyel csatlakozik.
3. Az ábrán a sebességváltó, motor és a hajtáselosztó egy egységet alkotnak a hátsó tengelynek szintén kardántengely továbbítja a nyomatékot.

2.3. Sebességváltók fajtái

A sebességváltók működése szempontjából 4 főle típus különböztetünk meg:

Manuális szinkronkapcsolású sebességváltó: Az akadály sikeres leküzdése a vezető ügyességén és tapasztalatán függ a legnagyobb mértékben, mivel a kívánt fokozatot ő választja meg. Továbbá lényegesnek tartom említeni, hogy a jármű vezetőjére ható külső hatások, lengések, rezgések nehezítik a sebességek váltását, illetve a sebességváltás művelete is külön figyelmet kíván.

Félaautomatikus sebességváltó: Kevesebb tapasztalatra és figyelemre van szükség a működtetéshez, mivel a sebességi fokozatot a vezető választja ki, viszont a tengelyek közötti kapcsolatra nincs befolyása közvetlenül.

Automatikus sebességváltó: A vezetőt ez a konstrukció tehermentesíti a legjobban, mert itt teljesen automatikus a sebességi fokozat választása és az ezáltal átvihető nyomaték mértéke szintén. Mezőgazdasági szempontból nézve, ennek a technológiának és az automatikának köszönhetően a teljesítményleadás itt állandó és a kezelőnek csak a munkaeszközre és az esetlegesen felmerülő akadályokra kell figyelnie.

2.4. Összkerékhatás

A terepi járművek magabiztos és hatékony haladásának kulcsa az összkerékhatás. Ez elengedhetetlen eleme egy terepjáró eszköznek, mivel nagy mértékben növeli egy jármű terepjáró képességeit, azonban vannak olyan terepjáró járművek, melyeknek nem minden tengelye hajtott. Hajtáselosztók használatával és azok kapcsolhatóságával kilehet küszöbölni a közúton való haladás során fellépő negatív következményeket, ide sorolva a drága szervízket, nagyobb kopásokat és súrlódásokat. (Bercsey, 2012)

2.5. Differenciálművek

A terepi járművek, mezőgazdasági gépek kiemelt jelentőségű eleme a differenciálmű és a differenciálzár, mert a vizes és csúszós terepen a kerekek kipöröghetnek vagy speciális esetben nem is érintkeznek a talajjal, ezért a jármű el is akadhat a terepen vagy instabillá válhat. Tehát a differenciálművek feladata a járművek meghajtott kerekei között azonos fordulatszám biztosítása egyenes haladás esetén és a két hajtott kerék egymástól eltérő fordulatszámát lehetővé kell tennie kanyarodás során. A differenciálzár működése szempontjából létezik önzáró és manuálisan működtethető differenciálművekről. Az utóbbi a mezőgazdasági gépeknél elterjedt megoldás, ebben az esetben egy kapcsolóval állítható a kerekek összezárása. Fontos, hogy a manuálisan ki-be kapcsolni csak egyenesen haladó járműnél szabad! Közúton és olyan helyeken, ahol a differenciálmű zárása nem indokolt, ott javasolt kikapcsolt zárral közlekedni, mivel a kerekek nagyobb kopásához, növekedett fogyasztáshoz és a hajtáslánc nagy mechanikus terheléséhez vezet. A modern traktorok, terepjárók hajtásláncában az önzáró differenciálművek az elterjedtebbek, mivel ezekkel a járművekkel gyakrabban közlekednek rosszabb utakon, rosszabb terepen. A következő táblázat összesíti a differenciálművek üzemi viszonyait a belső súrlódás függvényében (Zinner, 2005).

1. táblázat: Belső súrlódástól mentes, belső súrlódással rendelkező és $K=1$ önzárási tényezőjű differenciálművek üzemi viszonyai (Zinner, 2005)

Üzemi viszonyok	Nem önzáró szimmetrikus differenciálmű	Belső súrlódással rendelkező, $K > 1$ önzárási tényezőjű differenciálmű	Teljesen önzáró $K=1$ önzárási tényezőjű differenciálmű
A jármű egyenesen halad	Mindkét keréken azonos a nyomaték.	Mindkét keréken azonos a nyomaték.	Mindkét keréken azonos a nyomaték.
A jármű kanyarodik	Mindkét keréken azonos a nyomaték.	A kisebb íven forduló keréken kisebb a nyomaték.	A kisebb íven forduló keréken van csak nyomaték.
A hajtott tengely egyik kereke túlpörög	Mindkét keréken a kisebb tapadásnak megfelelő azonos nyomaték. A túlpörögő kerék fordulatszáma nagyobb lehet, mint a differenciálmű-ház fordulatszáma.	A túlpörögő keréken a csúszósúrlódással megegyező a nyomaték. A másik keréken a belső súrlódás nyomatékával nagyobb nyomaték. A túlpörögő kerék fordulatszáma nagyobb lehet, mint a differenciálmű-ház fordulatszáma.	Mindkét kerék azonos fordulatszámot vesz fel azonban nem azonos nyomatékot. A motor nyomatékának túlzott növelése mindkét kerék kipörögéséhez vezet.
A hajtott tengely egyik kereke érintkezik a talajjal	Az egyik kerék könnyen megállítható kis fékező nyomaték hatására is és ilyenkor a másik kerék a differenciálmű-ház fordulatszámának kétszeresével forog.	Az egyik kerék megállításához a belső súrlódásnak megfelelő nyomaték kell azt fékezni. A másik kerék ekkor a differenciálmű-ház fordulatszámának kétszeresével forog.	A kerekek külön-külön történő megállítása nem lehetséges. A differenciálmű-házra kifejtett nyomaték megegyező fékezőnyomatékot kell kifejtenünk ekkor a kerekek és a motor is megáll.

2.6. A szlip értelmezése

A járművek hajtásrendszerében több helyen is megjelenik a szlip „csúszás” fogalma. Ebben az esetben a gumiabroncs-talaj kapcsolattal fogok foglalkozni. A szlip kerécsúszást jelent, tehát egy relatív sebességkülönbséget a talaj és a kerék felfekvési pontja között. Csúszás akkor jön létre, ha a kerék és pálya kapcsolatban vízszintes erőátadás van. Vízszintes erőátadások a következők: kerületi erő, tolóerő és a menetellenállás).

Minden erőzáró kapcsolatban az erőátadás folyamán csúszás is létrejön, a talaj-gumiabroncs kapcsolat szintén ilyen erőzáró kapcsolat (súrlódási erő viszi át a nyomatékot).

Tehát következtetésképpen levonható, hogy a szlip egy rossz tulajdonsága a hajtásrendszernek, viszont nélküle a vízszintes erőátadás nem jöhetne létre. Kiküszöbölni nem tudjuk, ezért elengedhetetlen mérnöki feladat a szlipnek elfogadható mértéken belül tartása.

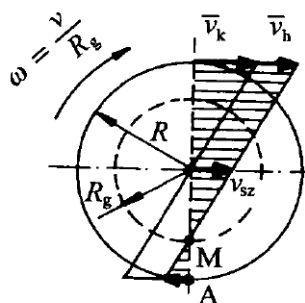
A szlip három helyen jelentkezik:

- gumiabroncsban – alakváltozási szlip (kis mértékű),
- kerék és talaj érintkezési felülete mentén,
- talajban.

Szintén három féle kerécsúszást különböztetünk meg.

- tiszta gördülés (zéró szlip),
- tolt kerék (negatív szlip),
- hajtott kerék (pozitív szlip).

Mivel jelen terepjáró esetében minden kerék folyamatosan hajtott kerék, ezért csak a fenti esetek közül a harmadikkal fogok foglalkozni.

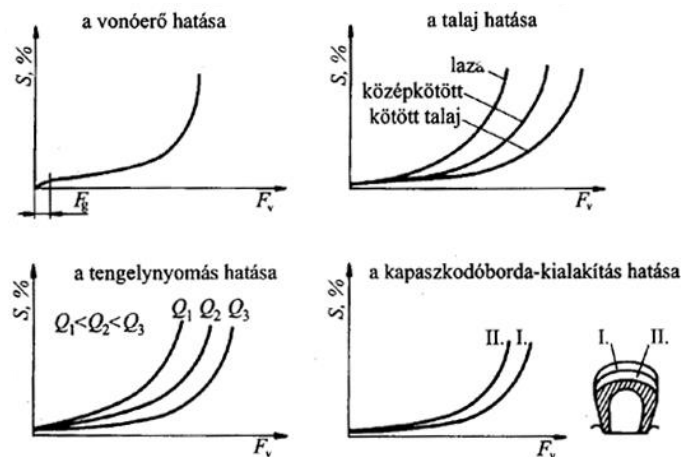


2.3. ábra - Hajtott kerék - pozitív szlip (Laib, 1998)

Az ábrán R_g jelöli a gördülőkör sugarát, ez annak keréksugárnak a nagysága lenne, mely az adott sebességi viszonyok mellett csúszásmentesen gördülne. Ez egy virtuális sugárérték, amely

a valóságban csak számolható, nem mérhető. Több szakirodalom ezt „kinematikai gördülési sugárnak” vagy „szlip sugárnak” említi.

A kerécsúszást befolyásoló tényezőket a 2.4. ábra szemlélteti, ezek a következők: Vonóerő hatása, talaj hatása, tengelynyomás hatása, kapaszkodóborda hatása.



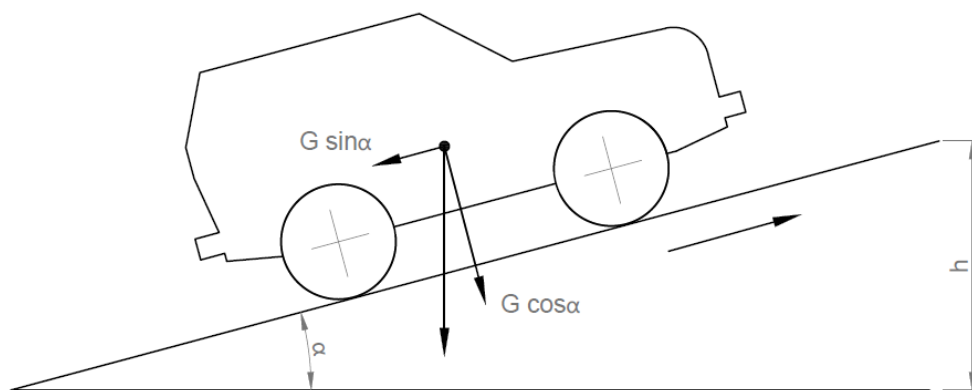
2.4. ábra - Szlipet befolyásoló tényezők (Laib, 1998)

A talaj esetében ahogy azt az ábra is szemlélteti, laza talajon kisebb vonóerő hatására előbb következik be a szlip, gondoljunk csak a homokos területekre mezőgazdasági műveleteknél. Hasonló az eset, ha nagyobb a kapaszkodóborda nagysága.

2.7. A terepmechanika elmélete

Terepen kiszámíthatatlan, hogy mekkora emelkedővel vagy akadállyal fog találkozni a jármű. Tehát a terepi járművek egyik legfontosabb, ha nem a legfontosabb menettulajdonsága, hogy a jármű milyen emelkedőt képes önerőből megmászni. Terepjárók tervezésénél fontos szempontok a következő jellemzők:

- funkcionális jellemzők:
 - Mászóképeség,
 - Maximális sebesség,
 - Jármű terhelhetőség,
 - Merülési képességek.
- egyéb jellemzők:
 - Szabványos méretek: kerékméretek, tengelyszélesség,
 - Törvényi szabályozás, hogy a közúti forgalomban részt vehet-e,
 - Környezeti akadályok: talaj egyenetlensége (makró- és mikroegyenetlenségek), láthatóság, talajfelszínen szennyeződés.



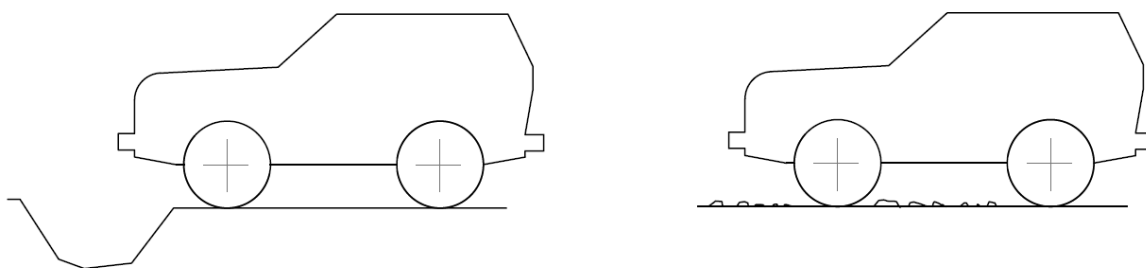
2.5. ábra - Járműre ható erők emelkedőn

A terepen mozgó járművek legalapvetőbb feltétele a talaj és a járászerkezet kölcsönhatása, ezen a kölcsönhatáson alapul a járműveknek a mozgása is. A talajegyenletlenségeket két csoportba sorolhatjuk: megkülönböztetjük a makró- és mikroegyenletlenségeket.

Makróegyenletlenségeknek nevezzük a 250 milliméternél nagyobb egyenetlenségeket. Ilyenek lehetnek például: sziklák, árkok, mélyedések, ahhoz, hogy ezeket az akadályokat legyőzzük a következő követelményeknek kell teljesülnie a járművünknek: Ne kerüljön kölcsönhatásba a talajjal/akadállyal a jármű alja, orra és fara, mivel akkor ezen fennakadhat és károsodhat a szerkezet. Fontos, hogy megfelelő tolóerő álljon rendelkezésre az adott akadályon történő áthaladáshoz.

Mikroegyenletlenségnek pedig a 250 milliméternél kisebb egyenetlenségek. Ezek sokszor nem a jármű haladását befolyásoló tényezők, hanem a személyzetre, kezelőre gyakorolnak olyan rezgéseket, behatásokat, amelyek a jármű kezelőit gátolják annak megfelelő módon történő irányításában vagy ezek elviselése is hosszútávon problémát jelenthet. Például a mezőgazdaságban való munkavégzésnél behatással vannak a traktorra ható rezgések a vezetőre, mivel gyorsabban elfárad, romlik a koncentráció képessége, ezáltal a munka minősége is.

Haladáskor a járművünknek a 2.6. ábraán látható akadályokat kell legyőznie. (Laib, 1998)



2.6. ábra – Makró-mikroegyenletlenségek bemutatása

A láthatóság a jármű haladási sebességét közvetve befolyásoló tényező. Vannak a környezetnek a láthatóságát akadályozó tényezők, amely befolyásokra ráhatásunk csak korlátozottan van. Ilyen akadályozó tényezők lehetnek például a ködös útszakasz, erős zivatar, továbbá az erős fények vagy éppen azoknak a hiánya. Ezek valamilyen szinten kiiktathatóak a járművek nagy teljesítményű lámpáival és fényre sötétedő felületekkel, azonban teljes mértékben nem szüntethetők meg.

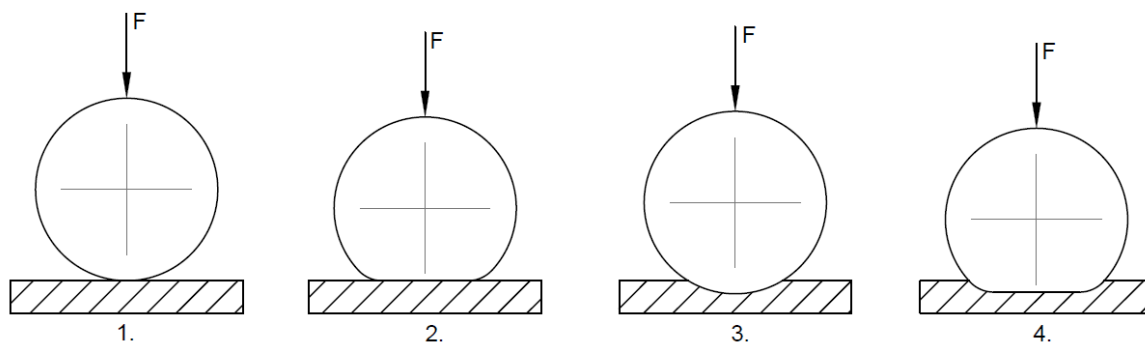
Terepi akadályok leküzdése során vagy akár a mezőgazdaságban végzett munkálatok során fontos még a járműnek a fordulási sugara. A szerkezetnek kikell kerülnie azokat az akadályokat, amelyeken az áthaladás nem lehetséges vagy fokozottan veszélyes, ilyen pl. szakadékok, falak, fák és vizes, mocsaras területek.

2.8. A jároszerkezet és a talaj közötti kölcsönhatás

A jároszerkezet és a talajfelszín egymásra kifejtett erejének hatására, vagyis az akció-reakció teszi lehetővé együttesen a jármű haladását. Ennek az említett kölcsönhatásnak a bemutatására többféle modellt is alkalmazunk.

A talaj és kerék kapcsolat négy modellje (2.7. ábra):

1. A legegyszerűbb modellnél merevnek tekintjük a jároszerkezetet és a vele kölcsönhatásba lépő felületet is, ilyen például a vasúti sínen haladó járművek ilyenkor nem deformálódik sem a kerék, sem az út.
2. Ezt az esetet tekinthetjük a közúti közlekedés modelljének, ahol deformálódó a kerék és merev a felszín (aszfalt) ebben az esetben csak a jármű kerekei deformálódnak a talajfelszín nem.
3. A merev kerék - deformálódó felszín kapcsolatának lehet tekinteni pl.: szeméttelen dolgozó járműveknél a kerekek nem deformálódnak csak a talajfelszín.
4. A legutolsó, legösszetettebb modell a deformálódó kerék és a deformálódó talaj kapcsolata, ez írja le a terepjárók haladását. A jármű haladásakor a kerekek a talajba süllyedése közben a kerekek és a talaj is deformálódik.

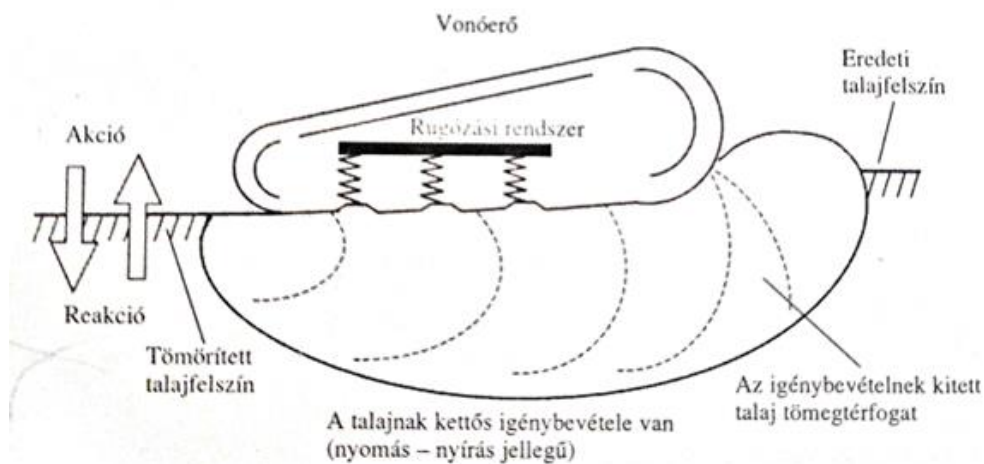


2.7. ábra - Talaj-kerék kapcsolata

Az utolsó pontban is említett valóságű talaj modellezése álláspontom szerint rendkívül bonyolult teendő, mert a természetes módon megjelenő talajok strukturális összetétele premanensen változhat sztochasztikusan, de megtalálhatóak benne akár üregek, sziklák, fatörzsek, valamint sajnos az emberiség rossz hulladékkezelő megoldásai következménye képpen a szemét is megtalálható szórványosan. Így a környezetünkben előforduló talajokat előállítani labor körülmények között nem lehetséges. A 2.7. ábraán a szemléltetés érdekében a benyomódás és deformáció nagyobb mértékű, mint a valóságban.

2.9. Talajnyomás csökkentésére szolgáló megoldások

A munkaerőhiány növekedése és a szélsőséges időjárás fokozott megjelenése egy nagyobb tömegű és méretű gépek használatára készteti a gazdálkodókat. Az ilyen gépek nagyobb tömeggel járnak, ezért fontos a megfelelő járószerkezet tervezése és költséghatékony üzemeltetése. A talajterhelést három tényező is befolyásolja: tengelyterhelés, gumibroncsnyomás és legördülés. Az abroncs ellaposodik, ha a nyomást csökkentjük benne, így a járófelület akár kétszeresére is megnövekszik. Tehát a jármű tömege a kerékterheléseken nagyobb felületen támaszkodik és oszlik el a talajon, vagyis a talajnyomás feleződik. A problémát viszont az jelenti, hogy a közútra visszahajtva az abroncsnyomást ismét emelni kell, hogy a szükséges stabilitást és közlekedési biztonságot fenntartsuk. A talajterhelés csökkentésére másik megoldást jelent a gumihevederes járószerkezeti konstrukciók alkalmazása. Amely a lánc talpas és gumikerekes járószerkezet előnyös tulajdonságait egyesíti. Alacsony talajterhelést a nagy felfekvőfelület biztosítja, továbbá 4-5% szlip mellett nagy vonóerő-kifejtés érhető el, ezáltal csökken a fajlagos hajtóanyag-felhasználás és nő a területteljesítmény is.



2.8. ábra - Talaj és a gumiheveder kölcsönhatásának elemei (Laib, 2002)

2.10. Forgóvázas tengelyek alkalmazása a mezőgazdaságban

A NAF vállalat 2019-ben bemutatta az első forgóvázas tengelyhajtási rendszerét mezőgazdasági, erdészeti, építőipari gépekhez, ez költséghatékony megoldást kínál a drága első és hátsó hajtásláncokhoz képest. Ezen a megoldáson alapul az én speciális járószerkezetű járművem is.



2.9. ábra - NAF forgóvázas tengely (NAF, 2019)

A hajtásátvitel a tengelyben fogaskerék áttételen, bolygómű hajtásokon és differenciálműveken alapulnak, amely így nagy nyomatékot képes átvinni. Ebben a rendszerben a bolygóhajtásokba integrált nagy teljesítményű és önhűtő olajba merülő tárcsafékek valósítják meg a fékezést. A szabadalmaztatott NAF által kifejlesztett állandó forgóváz-kiegyenlítő rendszer biztosítja a súly és a vonóerő egyenlő eloszlását mind a négy

gumiabroncs. Speciális áttétel működik a forgóvázon belül, amely csökkenti a forgóváz első kerekeinek emelőhatását, így kiemelkedő terepképességet, vonóerőt és kiváló stabilitást biztosít. Tehát optimalizált tapadást, vonóerőt és terheléeloszlást hoz létre bármilyen vezetési helyzetben. Ez a bevált tiszta mechanikus rendszer a vezetőtől függetlenül és önállóan működik. Beépíthető egy forgóvázemelő rendszer, amely lehetővé teszi az első abroncsok kiemelését és a gép csak a forgóváz tengelyének hátsó abroncsain hajt, ez jobb teljesítményt és kisebb kopást jelent a közúti utazások során. A mezőgazdasági betakarítógépeken fejlesztésre került a jármű hajtásláncának teljessé tétele érdekében központi hajtású, állítható nyomtávú hátsó kormányzott tengely.

2.11. Mezőgazdaságban alkalmazott 6 kerekű járművek

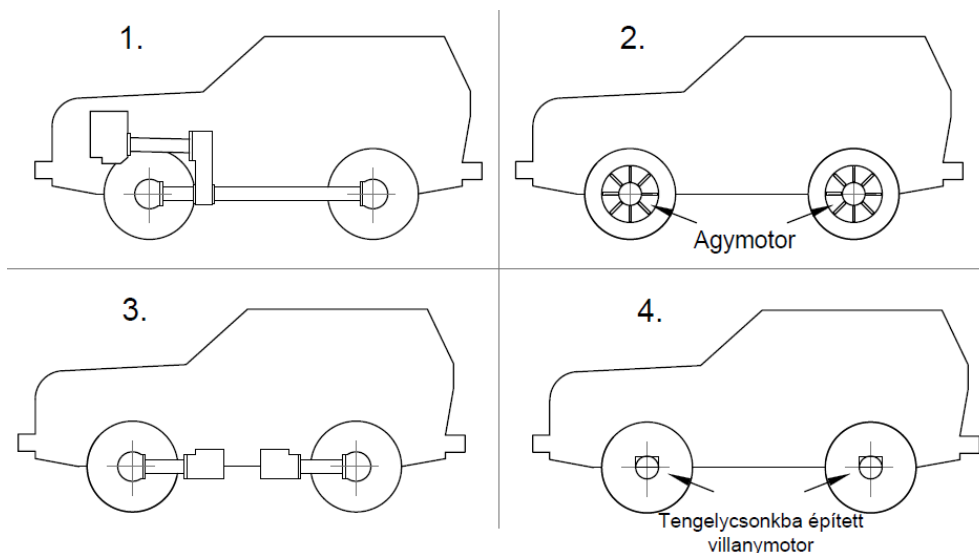
A Fendt TriSix koncepciót 2007-ben mutatták be a németországi hannoveri Agritechnica vásáron. A 2.101. ábraán látható tanulmánygép közúton is közlekedhet, három tengellyel és hat független rugózású kerékfelfüggesztéssel rendelkezik. A három tengely közül két tengely kormányozható a kúszás elkerülése miatt, ez tartja szinkronban a rendszert. A lejtőkön, domboldalon való munkavégzés során nagyobb stabilitás érhető el, emellett a közúton, keményebb talajon közlekedve kiemelhető a középső tengely, így csökkentve a talajnyomást és a gördülési ellenállást, kopást. A fejlesztés eredetisége egyesíti a kerekes traktorok előnyeit a lánc talpas traktorokéval, a hagyományos vontatási elvhez képest a háromtengelyes koncepció egyértelmű javulást garantált erőátvitelben és tapadásban egyaránt. 60 km/h-nál nagyobb szállítási sebesség is elérhető a nagy teljesítményű ABS-fékrendszerrel kombinálva. A traktor 402 kW (540 LE) maximális teljesítményre képes két fokozatmentes sebességváltóval felszerelve.



2.101. ábra - Fendt TriSix (Sixmania, 2007)

2.12. Elektromos járművek jellemzői

Az elektromos hajtású motorok nagy teljesítmények leadására képesek a belsőégésű motorokhoz hasonlóan, viszont egyszerű felépítésűek és kevesebb helyet foglalnak. Éppen emiatt a villamos motorok fejlődésével alternatíva nyílhat a járműipar, ezen kívül a hajtáselrendezések alapos átalakulására. A belsőégésű társaikat csak abban az esetben fogják leváltani, amennyiben az működtetésükhöz elengedhetetlen elektromos áram szállítását és annak tárolását olcsón, környezetkímélően és megfelelő mennyiségben sikerül megoldani. A jelenlegi energia tárolás és annak a cél helyre való eljuttatása szinte kizárja a mezőgazdaságban, erdőgazdálkodásban való elektromos járművek hasznosítását. A mezőgazdasági gépeknél a vontatmány működéséhez megnövekedett terhelést és vonóerőigényt az elektromos jármű akkumulátora nem képes kiszolgálni, nem beszélve a terepi útviszonyok nagyobb mozgásiellenállásáról. A felsorolt hátrányok ellenére fontos megemlíteni és szemléltetni pár fontosabb alternatíváját a hajtáselrendezéseknek, mert azok kis méretükből és technológiájukból kifolyólag sok elrendezés megvalósítható és ezek a jármű terepjáró képességeire is befolyással vannak. (Papp, 2012)



2.11. ábra - Elektromos hajtáselrendezések

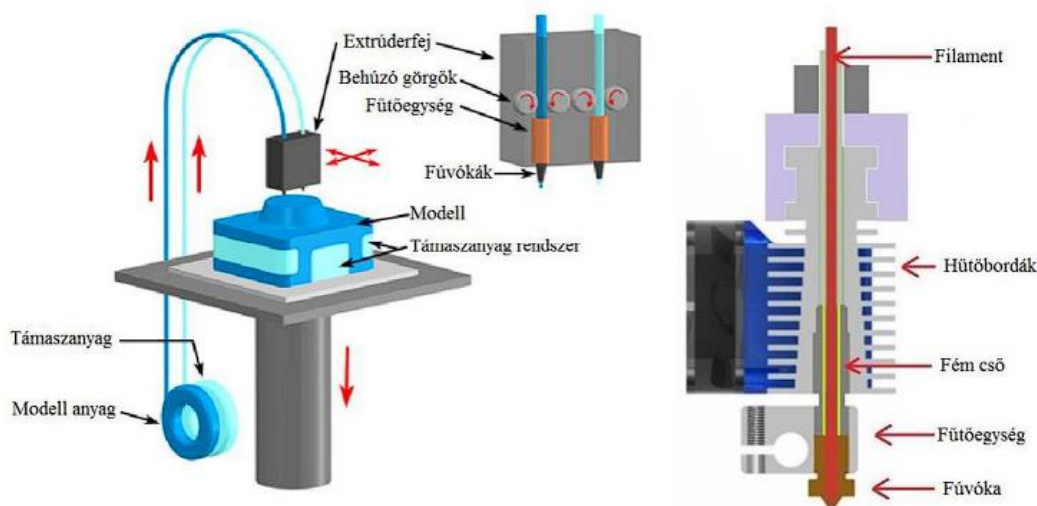
1. A belsőégésű motoroknál hagyományos felépítés.
2. Minden keréken agymotorok találhatóak, így önálló erőforrással rendelkeznek. Nincs fizikai differenciálmű és egyéb hajtástovábbító részek a kerék maga a motor is.
3. Az első és a hátsótengely külön-külön erőforrással és differenciálművel rendelkezik.
4. A féltengelyekbe van beépítve a motor minden kerék önálló erőforrással rendelkezik. Különálló differenciálműről itt sincs szó, a kereket általában egy áttételen keresztül hajtjuk meg. A súlyelosztás, valamint a helykihasználtság itt is jelentősebb a rugalmatlan tömeg drasztikus növekedése nélkül.

Az elektromos járműveknél a jelentős tömeget és helyet képviselnek az akkumulátorok. Napjaink legszélesebb körben elterjedt akkumulátor fajtája a Lítium-ion akkumulátorok annak alacsony súlya, magas energiasűrűsége okán, továbbá annak működtetése nem igényel különösebb bánásmódot. Az akkumulátorok fejlesztése azóta került középpontba, mióta az elektromos eszközök jelentős mértékben elterjedtek. Mind a járműiparban, mind pedig az elektronikai cikkek terén (laptopok, notebookok, tabletek, stb...) a mai mérnöki társadalom egyik legnagyobb feladata egy olcsó, fenntartható, környezetkímélő és nagy energiasűrűségű akkumulátor fejlesztése. Két féle típus létezik jelenleg: szilárdkatódos és folyékonykatódos akkumulátorok (Szabó, 2018).

A műanyagok napjainkban egyre elterjedtebbek a kis tömegük, de jó szilárdságuk miatt. A járműiparban széleskörűen alkalmazzák ezeket a kompozitokat karosszéria elemekhez, burkolatokhoz, utastér elemeihez. A 3D műanyag nyomtatás

2.13. 3D műanyagnyomtatási technológia

A jármű alvázat, egyedi alkatrészeit, fő tartószerkezetét és a karosszériáját 3D műanyagnyomtatással gyártottam le. Napjaink részét képezi ez a technológia, mert egy ideje már egyre szélesebb körben terjed el a háztartásokban is. A 3D nyomtatást a prototípusok gyártásánál is előszeretettel alkalmazzák, mivel a tárgy vagy alkatrész előállításához nincs szükség külön szerszámra, különleges készülékre és a formatervet illetően is szélesebb lehetőséget kapnak a tervezők (Akár belső üregek kialakítására is van lehetőség). A mai világban a 3D nyomtatás technológiája is kimondottan nagy ütemben fejlődik és egyre több új nyomtatási technológia elérhető. Jelenleg a legszéleskörűbben elterjedt és legolcsóbb eljárás az FDM (Fused Deposition Modelling) nyomtatás. Egy dobra előre felcsévélte hőre lágyuló polimer szálát adagoló fogaskerek segítségével adagolunk a felhevített nyomtatófejbe (lásd 2.12. ábra), ahol ezt a szálát felhevítjük az olvadási pontra és az olvadt műanyagot egy adott átmérőjű fűvókán keresztül a nyomtató asztalára extrudáljuk. A nyomtatott megmunkált rétegekből épül fel, amikor egy réteg elkészült a nyomtató asztala lejjebb ereszkedik és a következő réteget nyomtatjuk a félig megszilárdult anyagra. Ezek a rétegek egymáshoz tapadása és részleges összeolvadása adja a kész munkadarabot.



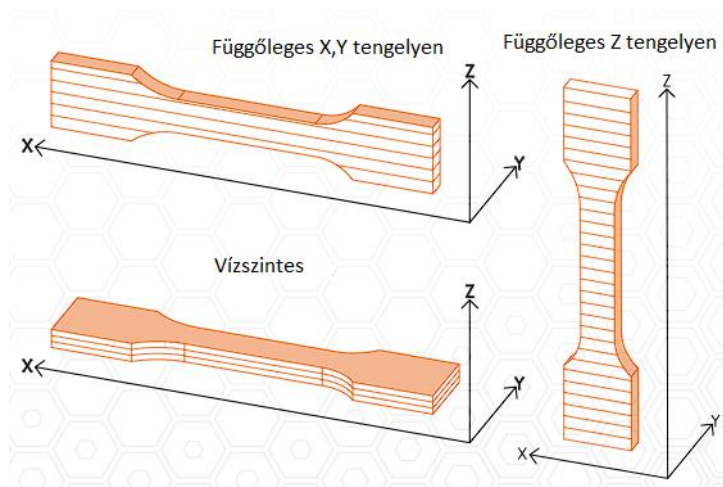
2.12. ábra - FDM 3D nyomtatás működési elve és a nyomtatófej felépítése [1]

A kész munkadarab nem modellezhető izotróp anyagként, épp ezért ennek a technológiának az alkalmazása felvet némi szilárdsági kérdéseket. Erre a legnagyobb hatással a nyomtatott anyag rétegeinek iránya, tömörsége és annak belső mintázata van a legjelentősebb hatással. A szakdolgozatomban szereplő speciális járószerkezetű járműhöz kétféle alapanyagot használtam. A nagyobb mechanikai igénybevételnek kitett, nagyobb szilárdságú alkatrészeket

PETG-ből (glikol tartalmú polietilén-tereftalát) nyomtattam, ilyen volt például az alváz és a himbarúd. A karosszéria elemek, elektronikai tartóelemek pedig PLA-ból (politejsav) készültek. A nagyobb szilárdságú anyag, a PETG mechanikai tulajdonságait a gyártó mérései alapján a lentebbi táblázatokban láthatóak. A táblázat megértését segíti a lentebbi 2.13. ábra a táblázathoz tartozó irányokkal. (Ádám Balázs, Polgár Balázs, 2018)

2. táblázat: PETG mechanikai tulajdonságai (Prusament 2018)

Tulajdonságok/ nyomtatási irány	Vízszintes	Függőleges X, Y-tengelyen	Függőleges Z-tengelyen
Szakító modulus [GPa]	2,2	2,4	2,3
Szakítószilárdság [MPa]	50,8	59,3	37,6
Megnyúlás a folyásponton [%]	2,9	3,2	1,9
Ütőszilárdság [kJ/m ²]	12,7	13,7	5



2.13. ábra - Tengely orientációk (Prusament 2018)

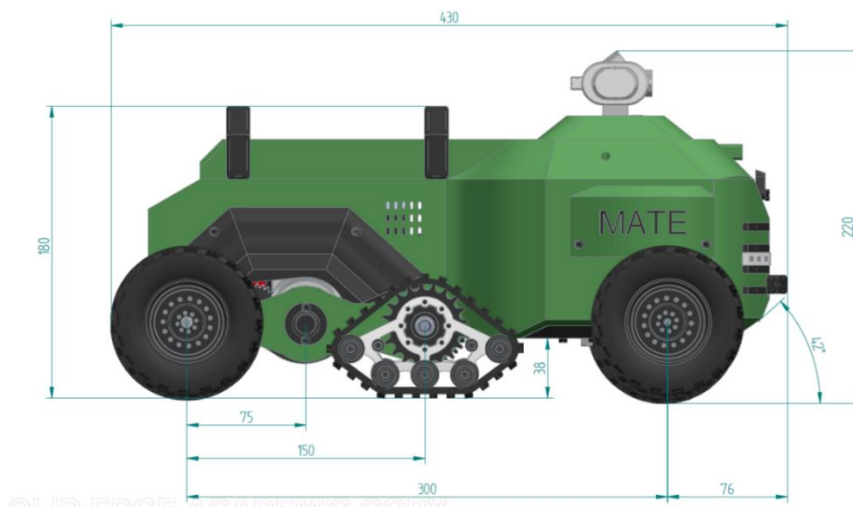
A táblázatban szereplő gyártói mérési adatok alapján megállapítható, hogy a rétegeknek a szakítószilárdsága közel kétszerese, hogyha a nyomtatott rétegekkel párhuzamosan hatnak az erők. Emiatt lényeges a megfelelő modell orientáció, következésképpen úgy célszerű elhelyezni a nyomtatótérben az alkatrészt, hogy a felléphető erőknek párhuzamosan módon kell hatni a rétegekkel. Ha ez nem possible, abban az esetben minél nagyobb érintkező felületet szükséges kialakítani a terhelt réteget között, hogy a szilárdságot maximalizáljuk.

3. Speciális járószerkezetű terepjáró jármű koncepcionális tervezése

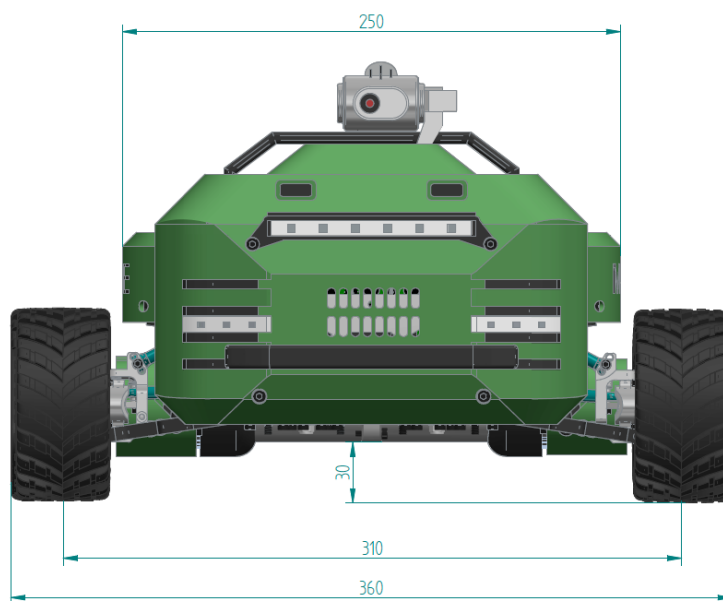
A jelen terepjáró tervezés célja egy koncepcionális járószerkezet kialakítása volt, amely mind terepen, mind közúton előnyt jelent a jelenleg alkalmazott terepi járművel szemben.

3.1. Terepjáró főbb méretei

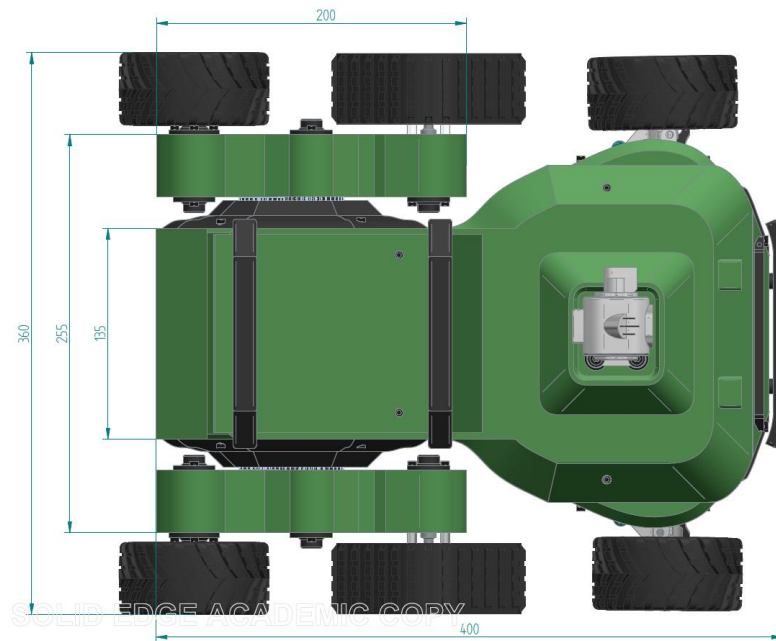
A speciális járószerkezetű terepjáró főbb méreteit a következő három, 3.1., 3.2., 3.3. ábra szemlélteti. A járószerkezet, illetve a hajtáslánc pontosabb méreteit a későbbiek során fogom ismertetni. A prototípus jármű főbb befoglaló méretei, 430 mm hosszú, 360 mm széles és 220 mm magas. 1:10 méretarányban felel meg.



3.1. ábra – Az általam tervezett vizsgálati makett terepjáró oldalnézete méretekkel



3.2. ábra - Terepjáró előlnézete méretekkel



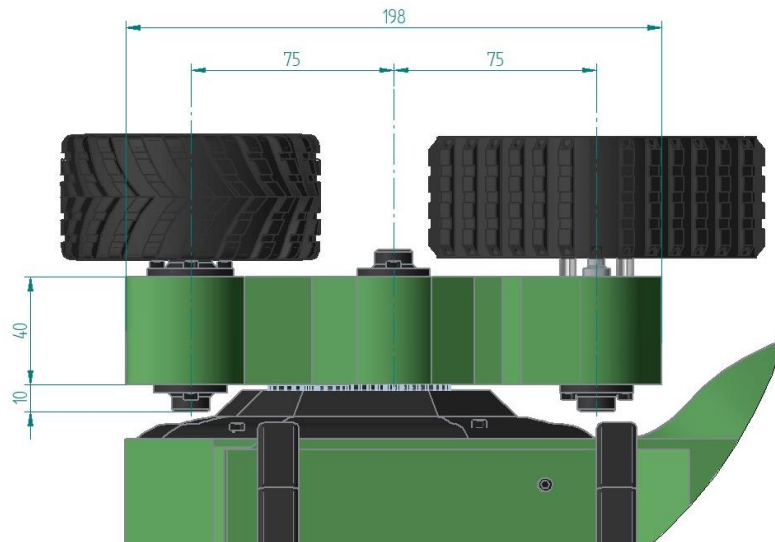
3.3. ábra - Terepjáró felülnézete méretezve

3.2. Konceptcionális járószerkezet bemutatása, funkcionalitása

Ebben a fejezetben bemutatom a legfontosabb előnyeit és hátrányait a járószerkezetnek. Fontos megjegyezni, hogy a jármű folyamatosan tervezés alatt áll, ezért felmerülhetnek a képek közötti eltérések.

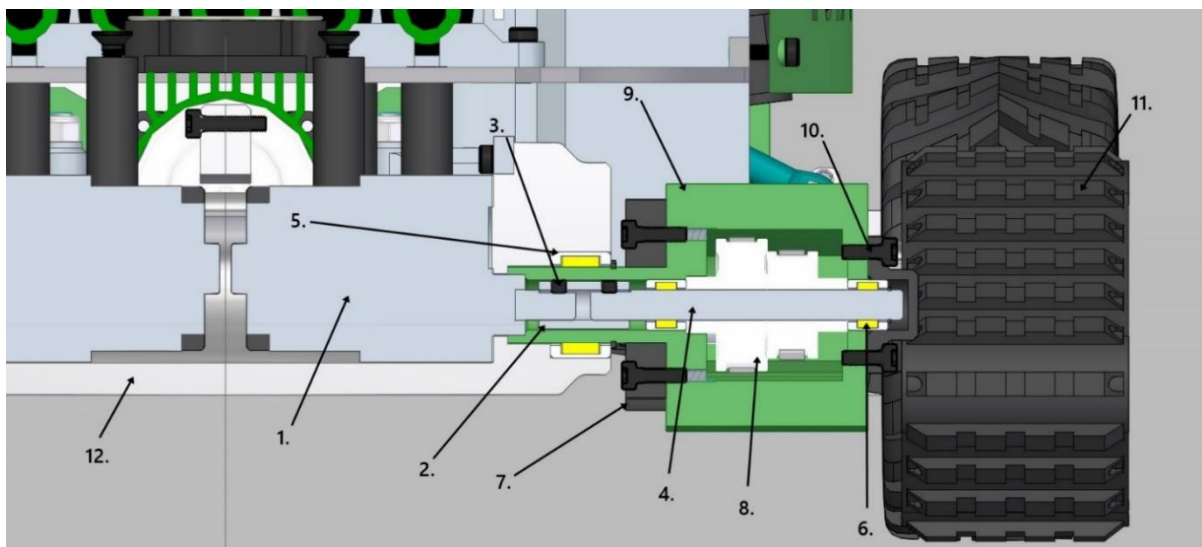
3.2.1. Konstrukciós megoldások

Hasonló volt az elképzelés a speciális járószerkezettel (későbbiekben: himbarúd) kapcsolatban, mint a már szabadalomban lévő Bogie Axle, amelyet nagy teherbírású gépeken alkalmaznak. Általam megalkotandó konstrukciós megoldásban ezen a rúdon el van helyezve egy gumiabronccsal szerelt kerék és egy gumiheveder a behajtó tengelytől egyenlő távolsággal.



3.4. ábra - Speciális járószerkezet méretei

Ahogy a 3.5. ábra mutatja, a rúd középső tengelyén van elhelyezve a csapágyazás és a futóműhöz rögzítés, ezen a prototípuson fontos megemlíteni, hogy csak a mellső járószerkezet rugózott, a himba mereven van rögzítve és csak a kerék és a gumiheveder csillapít.



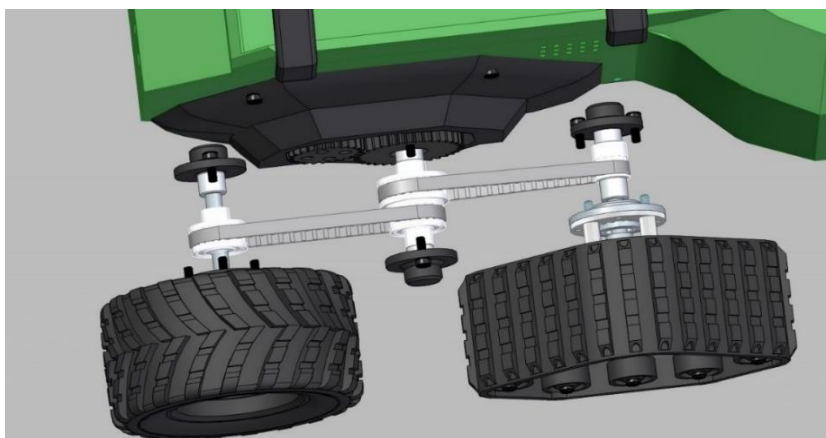
3.5. ábra - Speciális járószerkezet metszete

- | | |
|---------------------------|------------------------|
| 1 – Villamos motor | 7 – Fordító fogaskerék |
| 2 – Merev tengelykapcsoló | 8 – Fogasszík tárcsák |
| 3 – Hernyó csavar | 9 – Himba Rúd |
| 4 – Behajtó tengely | 10 – Rögzítő csavar |
| 5 – ø15 tűgörgős csapágy | 11 – Gumiheveder |
| 6 – ø6 tűgörgős csapágy | 12 – Hátsó híd |

A járszerkezet rögzítése az alvázra úgy történik, hogy az (1) villamos motor vállára felvan ütköztetve, és a (12) Hátsó hídon elhelyezett tűgörgős csapággal van megtámasztva. Az előbbi csapággy biztosítja a rúdnak az akadásmentes futását és a könnyebb átfordítást. Azt, hogy ne csússzon le a felépítményről a járszerkezet, a tengelykapcsoló mellett Seeger-gyűrű biztosítja.

A meghajtást a kerekek úgy kapják, hogy a villamos motorról érkező hajtás egy (2) merev tengelykapcsolóval csatlakozik a (4) behajtó tengelyre. Ez a tengely a himbarúdon két helyen van tűgörgős csapággal feltámasztva a zavartalan finom futás érdekében. Erre a tengelyre van rácsatlakoztatva 2db (8) fogasszíjtárcsa, ami közvetíti a nyomatékot a kerékre és a gumihevederre.

A 3.6. ábrán látható a himbarúdon belüli hajtáselosztást. A középső behajtó tengelyről fogasszíz hajtással van megoldva a nyomatékközlés. A kerék esetében azonos tárcsa átmérőket használtam. A gumiheveder esetében, pedig $n = 2$ áttételt kellett létrehozni az eltérő hajtókerék sugara miatt, ezt a következő fejezetben számítással alátámasztom. Mint ahogy a képen látható, mindkét nyomatékleadó tengely tűgörgős csapággyazással van feltámasztva.

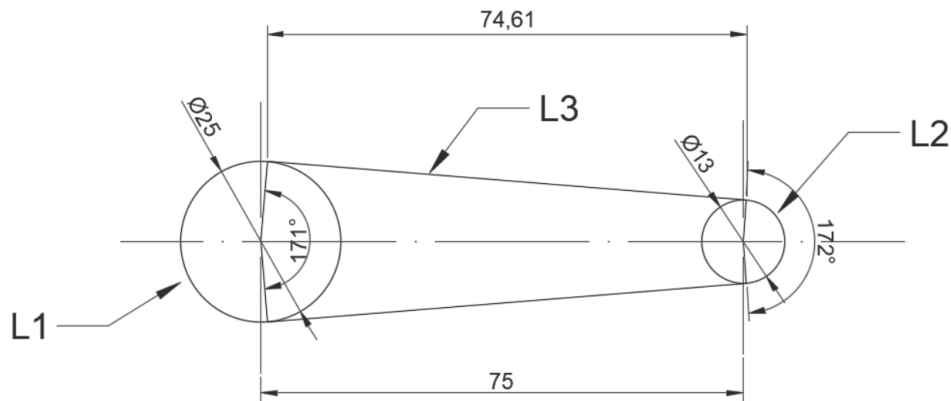


3.6. ábra - Himbarúd hajtáselosztás

3.2.1.1. Szabványos fogasszíz választása

A fogasszíz szabványos gépelem, ilyen méretarányban korlátozott méretekben kapható, ezért szükséges ennek a kiválasztása adott tengelytáv és tárcsaátmérő függvényében. A fogasszíjhajtás alakzáró nyomatékátvitelt tesz lehetővé, tehát a szíjon keresztirányban kialakított fogak viszik át a nyomatékot.

Két esetben is szükséges kiszámolni a szíjhosszt, mivel különböző tárcsaátmérőkről beszélünk a gumihevederre történő hajtás esetében és a kerékre történő hajtás esetében is. A hossz számításánál figyelembe kell venni az átfogási szöget és kerületet. A 3.7. ábrán szemléltetem a gumiheveder irányába történő hajtás vázlatát.



3.7. ábra - Szíjhajtás vázlata gumiheveder irányba

Átfogási hossz számítása a 25 mm átmérőjű tárcsa esetében:

$$L_1 = r_1 \beta_1 \frac{\pi}{180^\circ} = 12,5 \cdot (360^\circ - 171^\circ) \cdot \frac{\pi}{180^\circ} = 41,23 \text{ mm} \quad (3.1.)$$

Átfogási hossz 13 mm átmérőjű tárcsa esetében:

$$L_2 = r_2 \beta_2 \frac{\pi}{180^\circ} = 6,5 \cdot 172^\circ \cdot \frac{\pi}{180^\circ} = 20,25 \text{ mm} \quad (3.2.)$$

Laza és a feszeságban mért szíjhossz összegezve: (Autocad által számított adat)

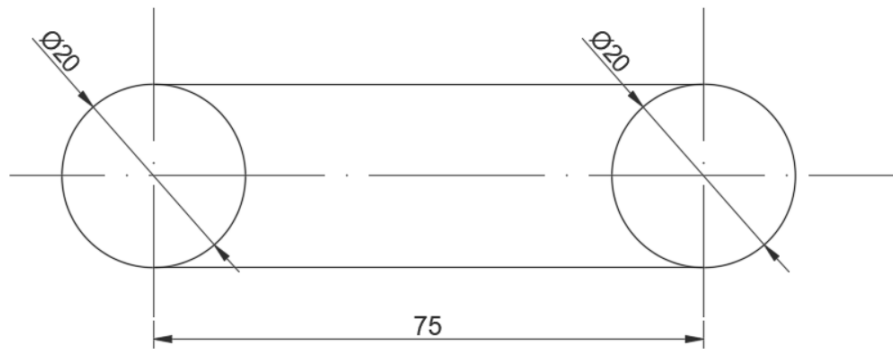
$$L_3 = L_l + L_f = 74,61 + 74,61 = 149,22 \text{ mm} \quad (3.3.)$$

Teljes szíjhossz:

$$L = L_1 + L_2 + L_3 = 41,2 + 20,2 + 149,22 = 210,62 \text{ mm} \quad (3.4.)$$

Tehát a számított szíjhosszúság 210,62 mm. Ehhez a legközelebb eső szabványos szíjhossz 210 mm, tehát a választott szíj: Reely 209520 210, fogak száma: 80.

3.8. ábra mutatja a kerék irányába történő hajtás vázlatát.



3.8. ábra - Szíjhajtás vázlata kerék irányba

Átfogási hossz 20 mm átmérőjű tárcsa esetén:

$$L_1 = r_1 \beta_1 \frac{\pi}{180^\circ} = 10 \cdot 180^\circ \cdot \frac{\pi}{180^\circ} = 31,41 \text{ mm} \quad (3.5.)$$

75 mm tengelytáv esetén a számított teljes szíjhossz:

$$L = 2L_1 + 2L_2 = 2 \cdot 31,416 + 2 \cdot 75 = 212,83 \text{ mm} \quad (3.6.)$$

Ebben az esetben is szintén a 210 mm kerületi hosszúságú szíjat fogom választani.

3.2.1.2. Átvihető kerületi erő

A motor adatai:

Névleges teljesítmény: $P = 10 \text{ W}$

Névleges fordulatszám: $n = 600 \frac{1}{\text{min}} = 10 \frac{1}{s}$

Szíjtárcsa átmérő: $d = 20 \text{ mm} = 0,02 \text{ m}$

Szíjsebesség meghatározása a tárcsaátmérőből és fordulatszámból:

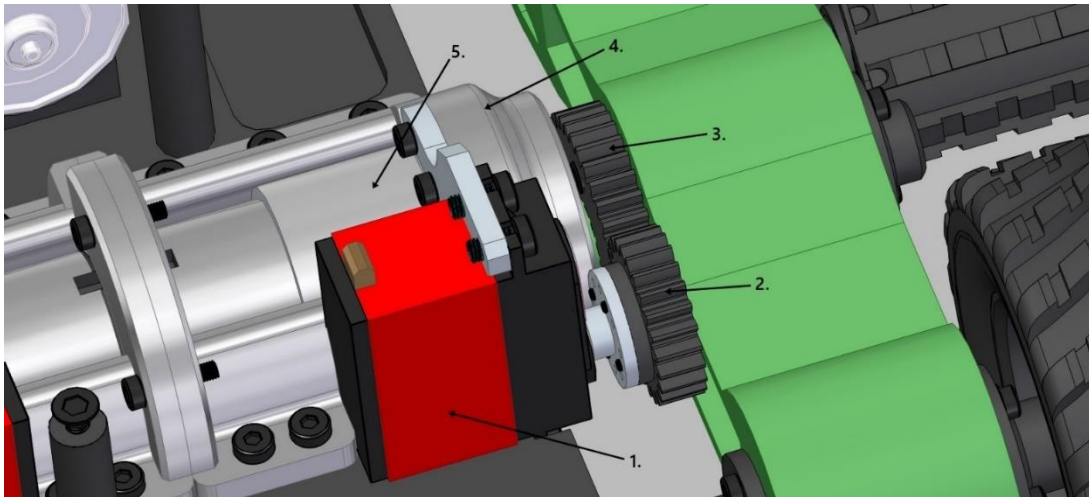
$$v = d \pi n = 0,02 \cdot \pi \cdot 10 = 0,63 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (3.7.)$$

Ez a sebesség csak akkor jelentkezik, ha a motor maximális fordulatszámon van üzemeltetve.

Kerületi erő számítása:

$$F_t = \frac{P}{v} = \frac{10}{0,628} = 15,92 \text{ N} \quad (3.8.)$$

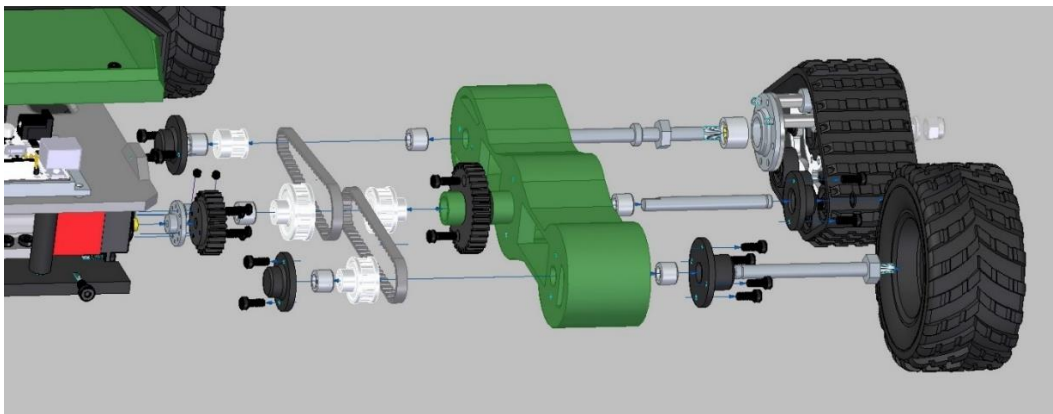
A 3.2.2. Járószerkezet előnyei fejezetben taglalni fogom, hogy a himbarúd a középső tengelye körül átfordítható, ennek a konstrukciós megoldását most fogom részletezni.



3.9. ábra - Himbarúd elforgatásának kivitelezése

- 1 – Villamos szervó motor
- 2 – Hajtó fogaskerék
- 3 – Hajtott fogaskerék
- 4 – Hátsó híd
- 5 – Villamos motor

Az átforgatás kivitelezéséhez többféle megoldást találtam, de az én véleményem szerint ez bizonyult a legegyszerűbbnek. A (1) villamos szervó motorra van csavarokkal felfogatva a (2) hajtó fogaskerék. A himbarúdra (3) hajtott fogaskerék van szintén csavarokkal rögzítve és a nagy nyomatékkal rendelkező motor így forgatjuk át a rudat. A fogaskerek között 1,5 áttétel valósul meg.



3.10. ábra – Speciális járószerkezet robbantott nézete

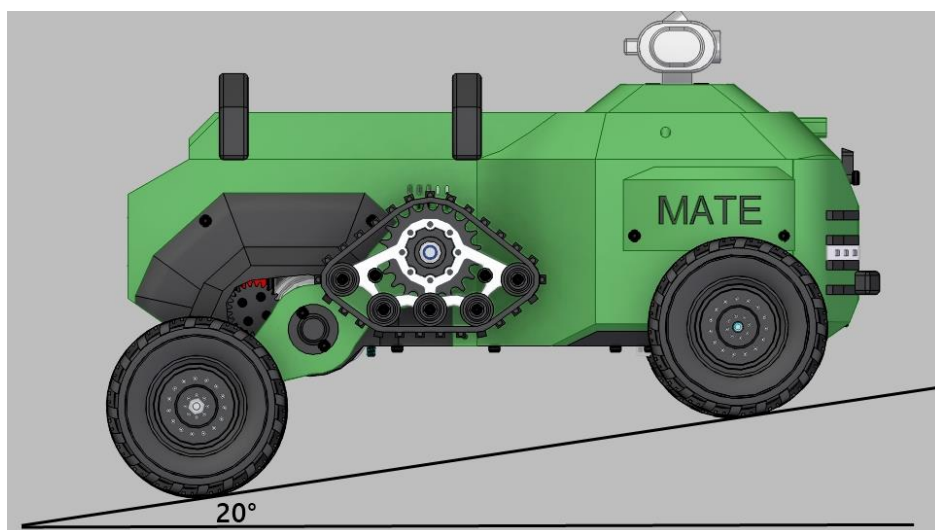
3.2.2. Járószervezet előnyei

A speciális járószervezetnek az egyik legfontosabb előnye, amely koncepció alapján kezdtem el a tervezést, hogy a középső tengely körül teljesen átfordítható a himbarúd és ezzel megcserélhető a kerék és gumiheveder helyzete.

Ebből következik az az előnye, hogy közúti közlekedés során kiemelhető a gumiheveder, így kisebb lesz a gördülési ellenállás. Hasonló helyzetben terepen közlekedve pedig hasznát tudja venni a plusz tapadó felületnek, ezzel nagyobb nyomatékot tud leadni és ingoványos talajon is kisebb eséllyel következik be kerékcúszás. Fontos megjegyezni, hogy terepen való közlekedésnél megváltozik a jármű menetiránya, tehát normál esetben mellsőkerék kormányzású jármű, viszont, hogy kihasználjuk a himbarúd adta előnyöket, terepen megfordul a menetirány és hátsókerék kormányzású terepjáróról beszélünk. Erre azért van szükség, hogy kihasználjuk az emelhető rúd adta előnyöket. Javul az akadályleküzdő képessége, mivel terepakadályhoz érkezve a himbarúd egymástól függetlenül mozgatni tudja, tehát úgy mond „fellép” a terepakadályra.

További előnyei közé sorolható, hogy lejtőn felfele menet könnyebben veszi az akadályokat, mivel kitudja szinte kitudja színtezni a felépítményt a jármű, tehát máshogy hatnak rá a mozgási ellenállások.

Lényeges konstrukciós megoldás, hogy a hasmagasságát is tudja változtatni a himbarúd segítségével. A járműnek az alap koncepcióból adódóan alacsony a hasmagassága, viszont ezzel a funkcióval ezt a hátrány kiküszöbölhetjük. Ezt az előnyt még tovább növeli, hogy a kerekek közötti tengelytáv is minimálisra van csökkentve.



3.11. ábra - Felépítmény színtezése lejtmenetben

3.2.3. Járószervezet hátrányai

Minden új konstrukciónak vannak az előnyök mellett hátrányai. A mérnöki pályának az egyik szépsége ebben rejlik, hogy a tervezés, tesztelés során felmerülő hátrányokat elhárítsuk, esetlegesen előnnyé alakítsuk azokat.

Első ilyen hátrány a már megemlített alacsony hasmagasság. Mint ahogy írtam ez könnyen előnnyé alakítható, viszont nem minden esetben jó ez a megoldás. A hátsó himbarúddal változtatható a hasmagasság, viszont a mellső kerék ugyanabban a magasságban marad, tehát a jármű megfog dőlni előre. Erre azt a megoldást fejlesztettem ki, hogy a mellső kerékhez egy automata futómű állítást kell beszerezni. Ez a megoldás az első prototípusba még nincs beépítve, viszont hamarosan ez a hátrány is előnnyé lesz kovácsolva.

A konstrukció elég bonyolultnak bizonyul, ezzel a gyártás és a szerelés költségei is magasak lesznek. Tény, hogy 1:10 méretarányban még bonyolultabb konstrukció kialakítására volt szükség. Valós méretben dolgozva agymotoros hajtást lehetne alkalmazni, ebből kifolyólag ilyen széles felépítményre sem lenne szükség és az akkumulátornak is több rendelkezésre álló hely maradna.

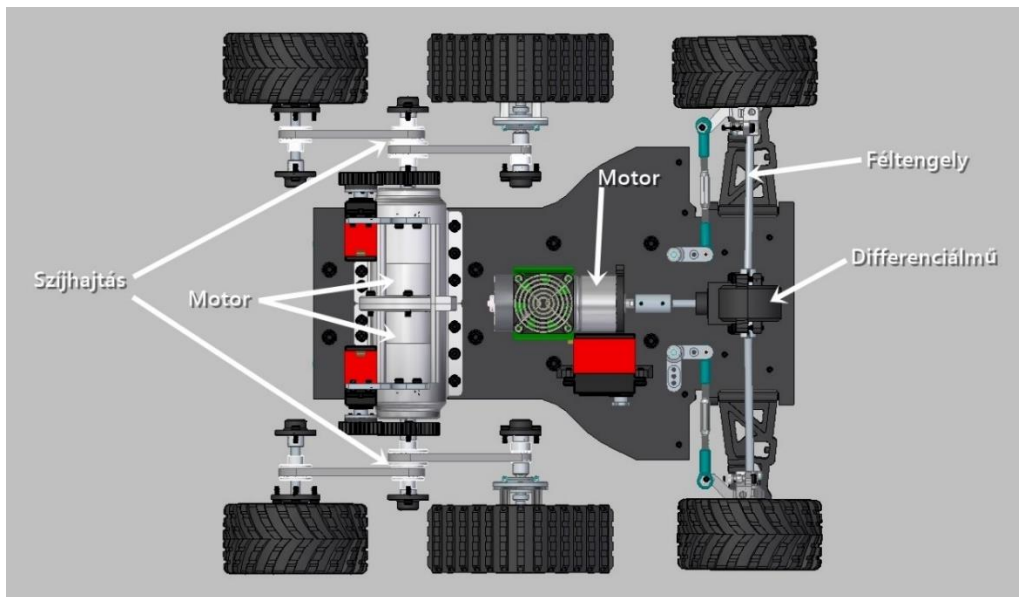
Himbarudat átfordító fogaskerekek kivannak téve a környezeti, mechanikai hatásoknak. Szükség van a megfelelő védőburkolat kialakítására, amely tervezésén még dolgozok.

3.3. Erőátvitel

Egy gépjárműben a motortól a hajtott kerékig a hajtásátvitel úgynevezett hajtásláncon keresztül történhet. A hajtáslánc elrendezéseket a szakirodalmi feldolgozásban már ismertettem. A jelen esetben az 3.12. ábra szemlélteti az összkerék-meghajtású terepjáró hajtásláncát. Modell méretben a hajtásátvitel és a motorok megválasztása bonyolultabb konstrukciós tervezést igényelt, mert korlátozott az alkatrészek elérhetősége. Jelen esetben a hajtás 3 nagy teljesítményű villamos motorral van megoldva. A 3.12. ábra látható, hogy a mellső kerék 1 nagy teljesítményű villamos motorról kapja a hajtást, a differenciálmű után pedig féltengelyekkel van kivezetve a kerékig, ez egy egyszerű megoldást jelent.

A hátsó kerekek lehajtása bonyolultabb megoldást igényelt, a fordulókör csökkentése érdekében szükség volt a két oldalt eltérő szögsebességgel hajtani, csakúgy, mint a láncalpas harckocsiknál a hadtechnikában. Ennek okáért két villamos motor került beépítésre egymással szemben. A himba rúdon ezt a hajtást két oldalra kellett vezetni, ennek a legegyszerűbb módja a fogasszíjhajtás volt, modell térben ez adja a legnagyobb nyomatékot és legkisebb

helyszükségletet igényel. A hátsó hajtásra több megoldást is kidolgoztam, viszont ez bizonyult a legjobbnak. Az említett megoldásokról a „Egyéb koncepciók” fejezetben fogok információt szolgáltatni.



3.12. ábra - Hajtáslánc elrendezés

A villamos motorok esetében nem változtatható az áttétel, a sebességet csak a fordulatszám változtatással lehet megoldani. Jelen esetben a motor után közvetlenül bevan építve hajtómű, amely a fordulatszámot csökkenti és a nyomatékot növeli, viszont a veszteséggel számolni kell.

Véleményem szerint, valós nagy méretekben nem szükségesek az alvázra motorok, hajtáslánc kiépítése, mert minden keréknél és gumihevedernél az agymotoros hajtás megoldása gyorsabb, egyszerűbb, hatékonyabb.

3.3.1. Villamos motor választása

RC modellekhez nagy választékú villamos motor érhető el a piacon. Különböző teljesítmény, fordulatszám, nyomaték. A terepjáróknál elsősorban a nyomaték a fontos, tervezés során az elérendő sebességhez és adott kerékátmérőhöz kellett villamos motort választanom. A piacon a fordulatszám alapján vannak besorolva ezek az alkatrészek.

A kerék és a gumiheveder eltérő sugárral rendelkezik, ezért két fordulatszámot kellett számolni.

Kerék:

Kerék sugara: $r_k = 48 \text{ mm} = 0,048 \text{ m}$

Kerületi sebesség: $v_k = 12 \frac{\text{km}}{\text{h}} = 3,33 \frac{\text{m}}{\text{sec}}$

Fordulatszám meghatározása:

$$v_k = r_k \cdot 2 \cdot \pi \cdot n \quad (3.9.)$$

$$v_k = r_k \cdot 2 \cdot \pi \cdot n \gg n_k = \frac{v_k}{r_k \cdot 2 \cdot \pi} = \frac{3,33}{0,048 \cdot 2 \cdot \pi} = 11,05 \frac{1}{s} \rightarrow 663 \frac{1}{\text{min}} \quad (3.10.)$$

Gumiheveder hajtó kerék:

Hajtó Kerék sugara: $r_{gk} = 25 \text{ mm} = 0,025 \text{ m}$

Kerületi sebesség: $v_k = 12 \frac{\text{km}}{\text{h}} = 3,33 \frac{\text{m}}{\text{sec}}$

Fordulatszám meghatározása:

$$v_k = r_{gk} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n \quad (3.11.)$$

$$n_{gk} = \frac{v_k}{r_{gk} \cdot 2 \cdot \pi} = \frac{3,33}{0,025 \cdot 2 \cdot \pi} = 21,22 \frac{1}{s} \rightarrow 1273 \frac{1}{\text{min}} \quad (3.12.)$$

A két sebesség közötti arány meghatározása azért szükséges, mert a 3.2. fejezetben említett szíjhajtásnál figyelembe kell venni a fordulatszám eltérését. Ha ezt nem teszem meg, akkor szlip lép fel a hajtáson belül, tehát az egyik keréknek nagyobb lesz a fordulatszáma a másikhoz képest.

$$\frac{v_{gk}}{v_k} = \frac{1273}{663} = 1,95 \approx 2 \quad (3.13.)$$

Ehhez azt a megoldást választottam, hogy kétszeres áttételhez a behajtó tengelyen megnöveltem a fogasszíjtárcsa átmérőjét, a kihajtó tengelyen pedig fele akkora csökkentettem, mint az előző. Ezt a későbbi fejezetekben számolással is ismertetem.

Tehát a számításaim alapján szükség van 2 db $663 \frac{1}{\text{min}}$ fordulatszámú motorra a hátsó hajtáshoz.

A piacon az ehhez az értékhez legközelebb eső nagy nyomatékú villamos motor $600 \frac{1}{\text{min}}$ fordulatszámmal rendelkezik, ezt választottam. A mellső hajtáshoz figyelembe kell venni a differenciálmű áttételét: $i_d = 2,65$. Ezt figyelembe véve $600 \cdot 2,65 = 1560$, tehát szabvány szerint $1580 \frac{1}{\text{min}}$ fordulatszámú motort választottam.

3.3.2. A hajtómű áttétele és hatásfoka

A hajtott kerekeken kifejtett nyomaték számításánál külön kell választani a kerekeket és a gumihevedert, mivel nem azonos motorról és nem azonos áttétellel történik a meghajtásuk. Ahhoz, hogy az erőátviteli számításokat el tudjuk végezni, először szükséges meghatározni a hajtómű áttételét és hatásfokát. A számításaim nyomon követhetősége végett a következő sorrendet fogom alkalmazni: Himbarúdon elhelyezkedő kerék, himbarúdon elhelyezkedő gumiheveder, mellső kormányozható kerék.

A rúdon elhelyezkedő keréknél a teljes hajtómű áttétele megegyezik a nyomatékváltó áttételével. Az adott villamos motor mögé beépített nyomatékváltó azonos áttétellel készült, nem változtatható.

$$i_{hk} = i_v = 4$$

A himbarúdra tervezett gumihevedernél annyiban eltérő, hogy ahogy a 3.13. hajtáslánc ábrán látható, itt nem egy adott áttételen kapja a hajtást, hanem bevan építve egy gyorsító áttétel, ezt figyelembe kell venni.

$$i_{hg} = i_v \cdot i_{sz} = 4 \cdot 2 = 8 \quad (3.14.)$$

A sorrendben az utolsó számítás, a mellső kerék. Ebben az esetben a villamos motor elé más áttételű hajtómű van tervezve, illetve egy differenciálmű is beépítésre került. Tehát a teljes hajtómű áttétele a következőképpen számolható:

$$i_{hmk} = i_v \cdot i_d = 8 \cdot 2,65 = 21,2 \quad (3.15.)$$

Vegyük először himbarúdon elhelyezkedő kereket. Figyelembe kell venni a motor nyomatékát (M_m) és a hajtómű áttételét (i_h), és hatásfokát (η_h).

A hajtásláncban fellépő súrlódások okán mechanikai veszteségek lépnek fel, tehát a hajtott kerekekre érkező nyomaték némileg kisebb lesz, mint a motor nyomatéka.

A motor nyomatéka: $M_m = 1,765 \text{ Nm}$

Az RC autó kefe nélküli motorja 80-90%-os hatékonysággal üzemel. A veszteségek figyelembevételével eredően a hajtott kerékre jutó nyomaték a motor nyomatékának és a hatásfoknak a szorzata:

$$M_{hk} = M_m \cdot i_{hk} \cdot \eta_h = 1,765 \cdot 4 \cdot 0,85 = 6 \text{ Nm} \quad (3.16.)$$

Az adott hajtott keréken kifejtett legnagyobb vonóerő úgy határozható meg, hogy vesszük a maximális nyomaték és a hajtott kerék sugarának hányadosát.

$$M_{max} = 6 \text{ Nm}$$

$$F_{hk_{max}} = \frac{M_{max}}{R} = \frac{6}{0,048} = 125 \text{ N} \quad (3.17.)$$

A himbarúdra felszerelt gumihevedernél a következő számítások érvényesek:

$$M_{hg} = M_m \cdot i_{hg} \cdot \eta_h = 1,176 \cdot 8 \cdot 0,85 = 7,99 \text{ Nm} \quad (3.18.)$$

A vonóerő is elfog térni az előző esethez képest, mert itt a hajtókerék sugara eltérő a kerék sugárhoz képest.

$$F_{hg_{max}} = \frac{M_{max}}{R} = \frac{7,996}{0,025} = 319,84 \text{ N} \quad (3.19.)$$

Végül pedig a mellső kerékre vonatkozó számítások: (motor nyomaték: $M_m = 1,176 \text{ Nm}$)

$$M_{hmk} = M_m \cdot i_{hmk} \cdot \eta_h = 1,176 \cdot 21,2 \cdot 0,85 = 21,2 \text{ Nm} \quad (3.20.)$$

Vonóerő:

$$F_{hmk_{max}} = \frac{M_{max}}{R} = \frac{21,2}{0,048} = 441,66 \text{ N} \quad (3.21.)$$

Terepi viszonyok között nem mindig valósul meg a következő két állítás, de a maximális nyomatéokra és vonóerőre egy-egy állításnak teljesülnie kell. A kerekeken kifejthető legnagyobb nyomaték akkor érhető el, ha a jármű kereke nem csúszik meg, ennek a feltétele a következő:

$$M_h < \mu_0 \cdot G \cdot R \quad (3.22.)$$

Amelyben, μ_0 a tapadási súrlódási tényező, G a fentebb kiszámított jármű súlya. A kifejthető maximális vonóerő pedig akkor érhető el, ha a következő állítás teljesül:

$$F_{hmax} < \mu_0 \cdot G \quad (3.23.)$$

Tehát a számítások összehasonlításából arra lehet következtetni, hogy a gumihevedernél a legnagyobb a vonóerő és legnagyobb nyomatékot tudja leadni a himbarúdon belül, viszont a differenciálmű áttétele és villamos motor utáni hajtómű áttétele azt eredményezi, hogy a legnagyobb nyomatékot a mellső kerék képes leadni. (Reimpell, 2012)

4. Menetellenállások

Ahhoz, hogy a gépjármű állandó sebességű haladó mozgást tudjon végezni, szükséges a rá ható erők eredője zérus legyen. Az terep és a gépjármű kereke között fellépő tapadási erőnek le kell győznie a menetellenállásokat. Terepi járműnél a kerékcúszást is figyelembe kell venni.

Járműre ható menetellenállások:

- Gördülési ellenállás,
- Emelkedési ellenállás,
- Szlip (csúszás),
- Légellenállás,
- Gyorsítási ellenállás.

Az 1:10 méretarányú modell terepjárónál eltekintek az utolsó kettő fellépő ellenállástól, mivel a jármű tervezett sebessége és gyorsulása alacsony értékű.

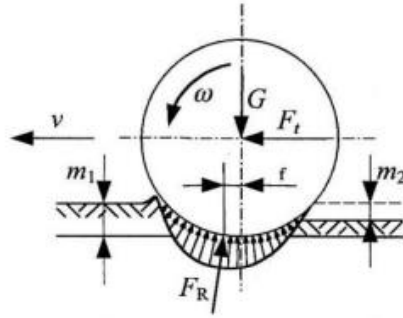
Jelenlegi terepjáróra ható menetellenállások:

- Gördülési ellenállás,
- Emelkedési ellenállás,
- Szlip.

4.1. Gördülési ellenállás

A gördülési ellenállás esetében három esetet is figyelembe kell venni, ezeket fogom összehasonlítani. Az első eset, ha a gumiheveder és mind a 4 gumiabroncs érintkezik a talajjal, második eset, ha 4 gumiabroncs érintkezik a talajjal és végül, ha a gumiheveder és két gumiabroncs van kapcsolatban a talajjal.

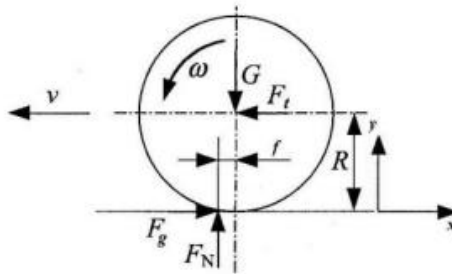
A gördülési ellenállást ebben az esetben vízszintes pályán értelmezzük, az emelkedési ellenállással vesszük figyelembe a lejtő hatását. A gördülési ellenállás adott pálya és kerék közötti kapcsolat eredményeképpen lép fel és figyelembe kell venni mind a pálya, mind a kerék alakváltozásait. Ez a feladat bonyolult, komplikált számolásokat igényelne, ezért szokás alkalmazni az egyszerűsített modelleket, ahol mérési eredményeken alapuló értékeket használunk a számításoknál. (Bercsey, 2012)



4.1. ábra- Gördülési ellenállás merev kerék és képlékeny pálya esetén (Bercsey, 2012)

A 4.1. ábrán látható modell a merev kerék és képlékeny pálya esetén a gördülési ellenállás. A G terhelésű kereket mozgatunk F_t erővel és v sebességgel.

A mozgás során a kerék deformálja a pályát m_2 -vel az előtte lévő m_1 vastagsághoz képest. A deformáció a kerék és a pálya érintkezési felületén egy nyomáseloszlást eredményez, amely F_R eredőjének mozgás ellen ható összetevője is van, ezt az összetevőt nevezzük gördülési ellenállásnak. A következő ábrán ez látható, ahol a gördülési ellenállás F_g , a pályát nyomó erő (normálirányú) F_N , ennek erőkarja f , a keréknek sugara R , terhelés G , mozgási sebesség v , kerék szögsebessége ω és a vonóerő pedig F_t .



4.2. ábra - Gördülés közben merev kerékre ható erők (Bercsey, 2012)

Ahhoz, hogy meghatározzuk a gördülési ellenállást, fel kell írni az egyensúlyi egyenleteket, egyenletesen haladó mozgás esetében:

$$\sum F_{xi} = 0 = F_g - F_t \quad (4.1.)$$

$$\sum F_{yi} = 0 = -F_N - G \quad (4.2.)$$

A kerék egyenletesen haladó mozgás mellett egyenletesen forgó mozgást is végez. Ennek következtében az alábbi egyensúlyi egyenletek írhatók fel:

$$\sum M_z = 0 = F_g R - F_N f \quad (4.3.)$$

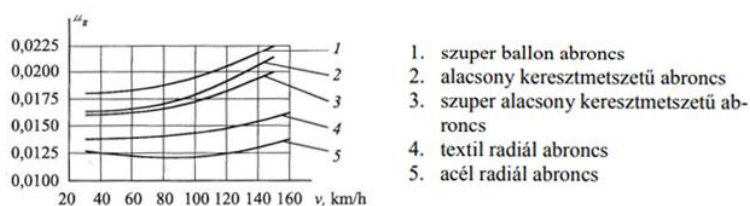
Ebből a (4.3.) és a (4.2.) egyenletből következik a gördülési ellenállás értéke: F_g

$$F_g = \frac{f}{R} F_N = \frac{f}{R} G = \mu_g G \quad (4.4.)$$

Az egyenletben μ_g -t nevezzük gördülési ellenállás tényezőnek. Coulomb-féle törvényt használtuk fel az egyenlet analóg módon való felírásához.

Az említett gördülési ellenállási tényező nagysága több dologtól is függ, ezek a kerék és pálya anyaga, pálya/útburkolat minősége és a kerék sugara. Az értéket jelentősen befolyásolja a gumiköpeny szerkezete, anyaga, a kerék deformációja és a gumiabroncs levegőnyomása. Ezek közül a gumiabroncs levegőnyomásától eltekintünk, mert a kiválasztott abroncs nem fújható levegővel. Továbbá a jármű haladási sebessége is nagymértékben befolyásolja a gördülési ellenállást, de ettől is eltekintünk esetünkben.

A következő ábrák szemléltetik az előbb felsorolt befolyásoló tényezőket.



4.3. ábra - Gumiabroncsok gördülési ellenállási tényezője a sebesség függvényében (Bercsey, 2012)

Esetünkben a szuper ballon abroncs (1) jelű görbét vesszük figyelembe.

Úttípus	μ_g gördülési ellenállási tényező/
Aszfalt	0,01-0,015
Beton	0,015-0,02
Szárazföldút	0,025-0,035
Nedves földút	0,05-0,15
Homok	0,10-0,30

4.4. ábra - Különböző úttípusok esetén a gördülési ellenállás értéke (Bercsey, 2012)

A számításhoz szükséges értékek az alábbiak:

Keréksugár: $R = 48 \text{ mm}$

Jármű tömege: $m = 7 \text{ kg}$

Súlyerő: $G = 7 \cdot 9,81 = 68,67 \text{ N}$

Gördülési ellenállási tényező: $\mu_g = 0.03$ Táblázat alapján szárazföldút középértékét választottam.

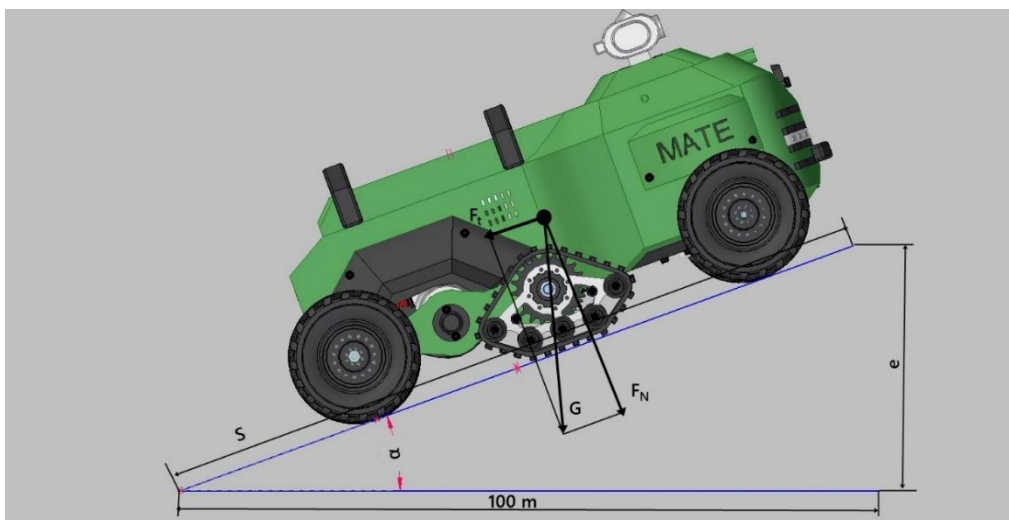
A (4.4.) egyenletbe behelyettesítve a következőt kapjuk:

$$F_g = \mu_g G = 0.03 \cdot 68,67 = 2,06 \text{ N} \quad (4.4.)$$

Ez egy elméleti gördülési ellenállás a gumiabroncsokra. A gumiheveder gördülési ellenállásának hasonló módú meghatározására jelen helyzet szerint nincsen szakirodalom, ezért a mérés gyakorlatban történik. A villamos motorokat üres állásba raktam, minden kerék és gumiheveder érintkezett a talajjal. Egy erőmérőt csatlakoztattam a terepjáróra és húzóerőt fejtettem ki rá. Ezt megismétltem a fentebb említett további két esetben is, amikor a gumiheveder a talajtól elvolt emelve. Az erők különbségét veszem figyelembe a későbbiekben.

4.2. Emelkedési ellenállás

Az emelkedőn haladó jármű (4.5. ábra) súlyának tangenciális összetevője adja az emelkedési ellenállást. A gépjármű vonóerejének ezt az ellenállást is lekell küzdeni.



4.5. ábra - Emelkedőn haladó terepjáróra ható erők

Az emelkedési ellenállás számítása $\alpha = 22^\circ$ emelkedőn:

$$F_t = G \sin \alpha = 68,67 \cdot \sin 22^\circ = 25,72 \text{ N} \quad (4.5.)$$

Az emelkedés fogalmát a fenti ábra alapján értelmezhetjük:

$$e = 100 \operatorname{tg} \alpha = 100 \cdot \tan 22^\circ = 40,4 \% \quad (4.6.)$$

Ez az emelkedés 100 m vízszintes haladás esetén történő szintemelkedést jelent. Tehát esetünkben ez 32,5 %-os lejtőnek felel meg. 10 %-os lejtő esetében elhanyagolható az emelkedési ellenállás.

Nagy emelkedési szögek esetében az ellenállás nem elhanyagolható, ilyenkor a szükséges munka 100m hosszú emelkedő esetében:

$$W_s = F_t s = s G \sin \alpha = 100 \cdot 68,67 \cdot \sin 22^\circ = 2572,43 J \quad (4.7.)$$

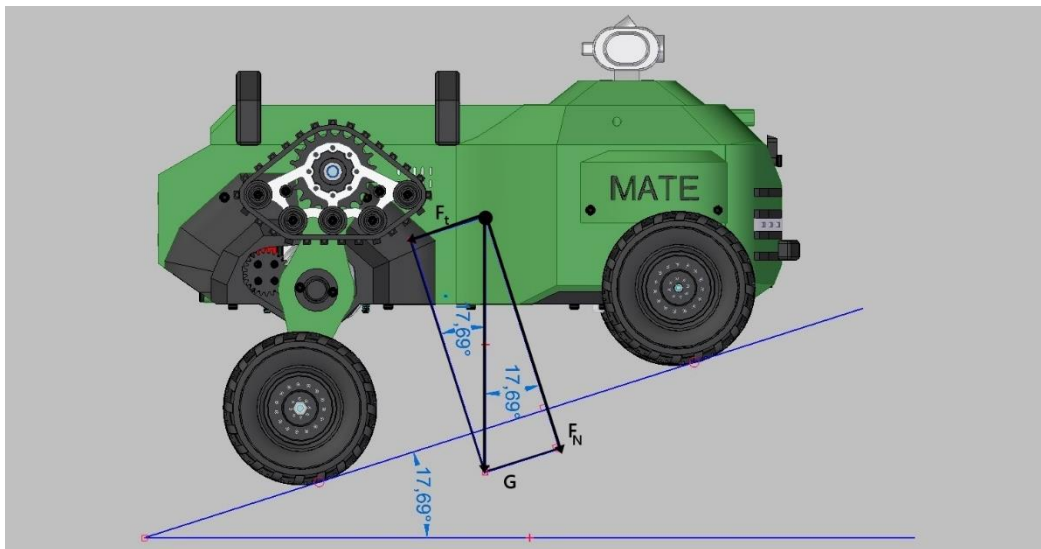
Ehhez szükséges teljesítmény a fentebb meghatározott $v = 3,33 \frac{m}{sec}$ esetén:

$$P_s = W_s t = F_t s t = F_t v = G v \sin \alpha = 68,67 \cdot 3,33 \cdot \sin 22^\circ = 85,66 W \quad (4.8.)$$

Ez a levezetés jelenti az alapesetet (Bercsey, 2012). Viszont a himbarúddal ezt a helyzetet is minimálisan előnyösebbé lehet tenni. Hogyha a rudat lefele mozgatva megemelkedik a jármű, ezzel vízszintbe állítható a felépítmény, viszont ennek van egy határa. Ezt a határt a Solid Edge tervezőprogrammal határoztam meg, a himbarudat nem teljesen vízszintes helyzetbe állítva a 4.6. ábrán látható maximálisan leküzdhető emelkedési szög is ábrázolva van.

$$e = 100 \tan \alpha = 100 \cdot \tan 17,69^\circ = 31,89 \% \quad (4.6.)$$

Tehát ebben az esetben 31,9 %-os lejtőről beszélhetünk.



4.6. ábra - Emelkedőn való módosított haladás

A terepjáró súlypontja előrébb tolódik, ezáltal mellső tengelyen nagyobb tengelyterhelés lép fel, ezáltal jobb tapadás érhető el, (3.20.) egyenlet alapján a mellső kerék képes leadni a legnagyobb nyomatékot, tehát ebben az esetben ez 100 %-ban kihasználható.

4.3. Szlip a gumiabroncs-talaj kapcsolatban

A túl nagy szlip csökkentésére kiváló megoldás, a himbarúd funkciója. Ezzel ellehet érni, a plusz tapadási felület biztosítását dinamikusan. Ezalatt azt értem, hogy nincs szükség ikerkerék szerelésére, vagy gumiabroncs cserére. Ha laza, ingoványos talajra érkezünk a terepjáróval akkor a gumiheveder leengedésével elérhetjük a nagyobb érintkezési felületet a talajjal.

Említettem, hogy a csúszást elfogadható értéken belül szükséges tartani, ezek értékei a következők:

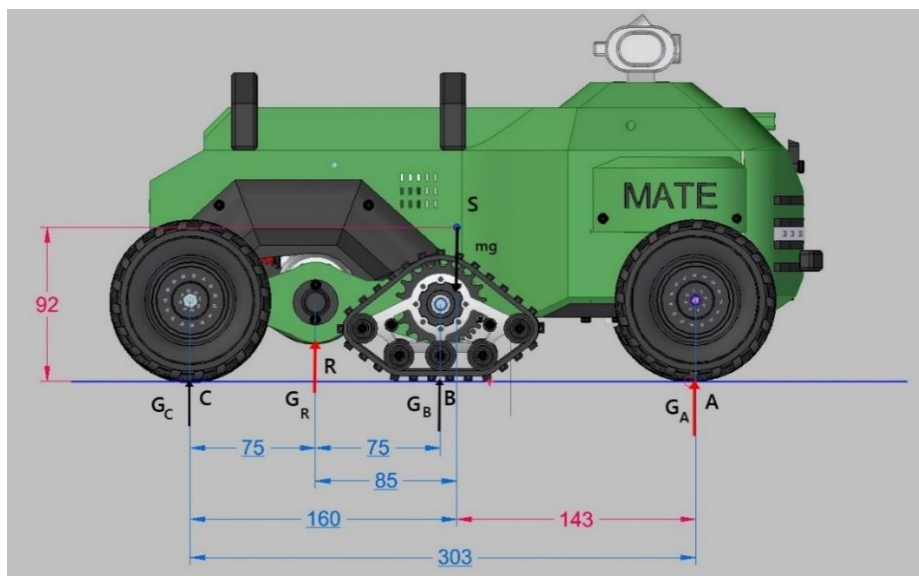
- Kétkerékkehajtás: 10-16 %
- Négykerékkehajtás: 5-10 %
- Láncalpas traktorok: 2-6%

Ebben az esetben négykerékkehajtás + gumiheveder hajtásról beszélünk. Átlagos szlip értéknek 4-6%-ot vehetünk. (Kiss, 2001)

5. Terepjáróra ható külső erők

A jármű súlypontjának meghatározását a Solid Edge tervezőprogramban végeztem el. Ebben a programban bevittam a különböző alkatrészek tömegét vagy sűrűségét és ez alapján kiszámította a súlypont helyét elfogadható pontossággal. A súlyerő ismeretében kiszámítom a tengelyterheléseket, majd ez alapján a tengelyeken szilárdsági ellenőrzéseket végzek.

5.2. Statikus tengelyterhelések vízszintes úton



5.1. ábra - A terepjáró statikus tengelyterhelései vízszintes úton

Az 5.1. ábrán látható a vízszintes úton álló gépjárműre ható erők, ahol a súlyerő reakció ereje megoszlik az A, B és C tengelyeken. A súlyerő eloszlásánál csak két tengelyt kell figyelembe venni, a mellső tengely és a himbarúd bekötési tengelye. Majd a rúdra eső erőt kell elosztani két egyenlő részre. Statikus terhelés esetén felírhatóak az alábbi egyensúlyi egyenletek:

$$\sum M_A = 0 = 143 \cdot mg - 228 \cdot G_R \quad (5.1.)$$

$$\sum M_R = 0 = -85 \cdot mg + 228 \cdot G_A \quad (5.2.)$$

Ahol az M_A és M_R az adott pontra ható nyomaték, G_A az A ponton átmenő, A tengelyre ható tengelyterhelés, G_R a R ponton átmenő, R himba tengelyre ható tengelyterhelés.

Az (5.1.) egyenletből következik:

$$G_R = \frac{143 \cdot mg}{228} = \frac{143 \cdot 7 \cdot 9,81}{228} = 43,07 \text{ N} \quad (5.3.)$$

Az (5.2.) egyenletből meghatározható a G_A súlyerő:

$$G_A = \frac{85 \cdot mg}{228} = \frac{85 \cdot 7 \cdot 9,81}{228} = 25,6 \text{ N} \quad (5.4.)$$

Mivel a himbarúdon egymástól egyenlő távolságra helyezkedik el a gumiheveder és a kerék, ezért a G_R terhelést felezve megkapjuk a G_B és G_C tengelyterhelést.

$$G_B = G_C = \frac{G_R}{2} = \frac{43,07}{2} = 21,54 \text{ N} \quad (5.5.)$$

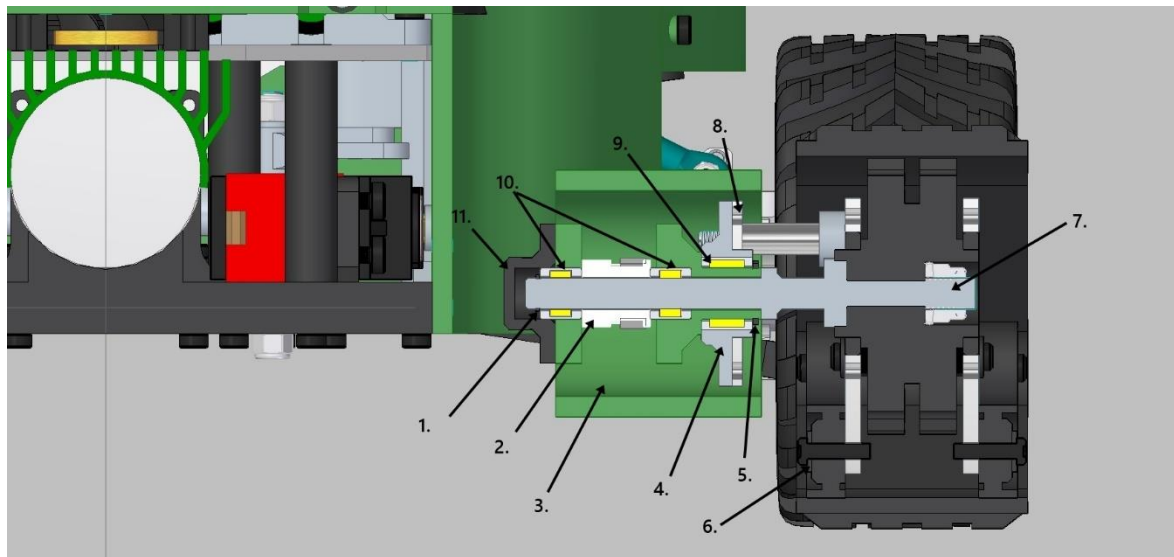
Gyorsuláskor és fékezéskor módosulnak a tengelyterhelések, ezeket dinamikus tengelyterheléseknek nevezzük. A lassú haladási sebességet figyelembe véve nem lép fel olyan nagy mértékű gyorsítási és fékezési erő, hogy ebben a kis méretarányban figyelembevehető legyen.

5.3. Tengelyek igénybevételi ellenőrzése.

A kiszámított tengelyterhelésekből következtetve ellenőrizhető a hajtó tengely hajlításra, illetve csavarásra. A hajlító igénybevétel a tengely azon végén ébred, ahol rögzítve van rá a kerék, a csavarási igénybevétel pedig a szíjhajtásból, illetve a kerékre való nyomatékátadásból

következik. Először a gumihevedert hajtó tengelyt fogom méretezni, amelynek a beépítése az 5.2. ábrán látható.

A (7.) hajtó tengely két ponton van (10.) tűgörgős csapággal feltámasztva. A tengely tehermentesítése érdekében építettem be a (8.) gumiheveder távtartót, amely a (4.) toldatra van rögzítve és ez egy 10 mm átmérőjű tűgörgős csapággal van a himbarúd csapjára feltámasztva, így becsléseim szerint leveszi a nagy hajlítói igénybevétel 2/3 részét a tengelyről.

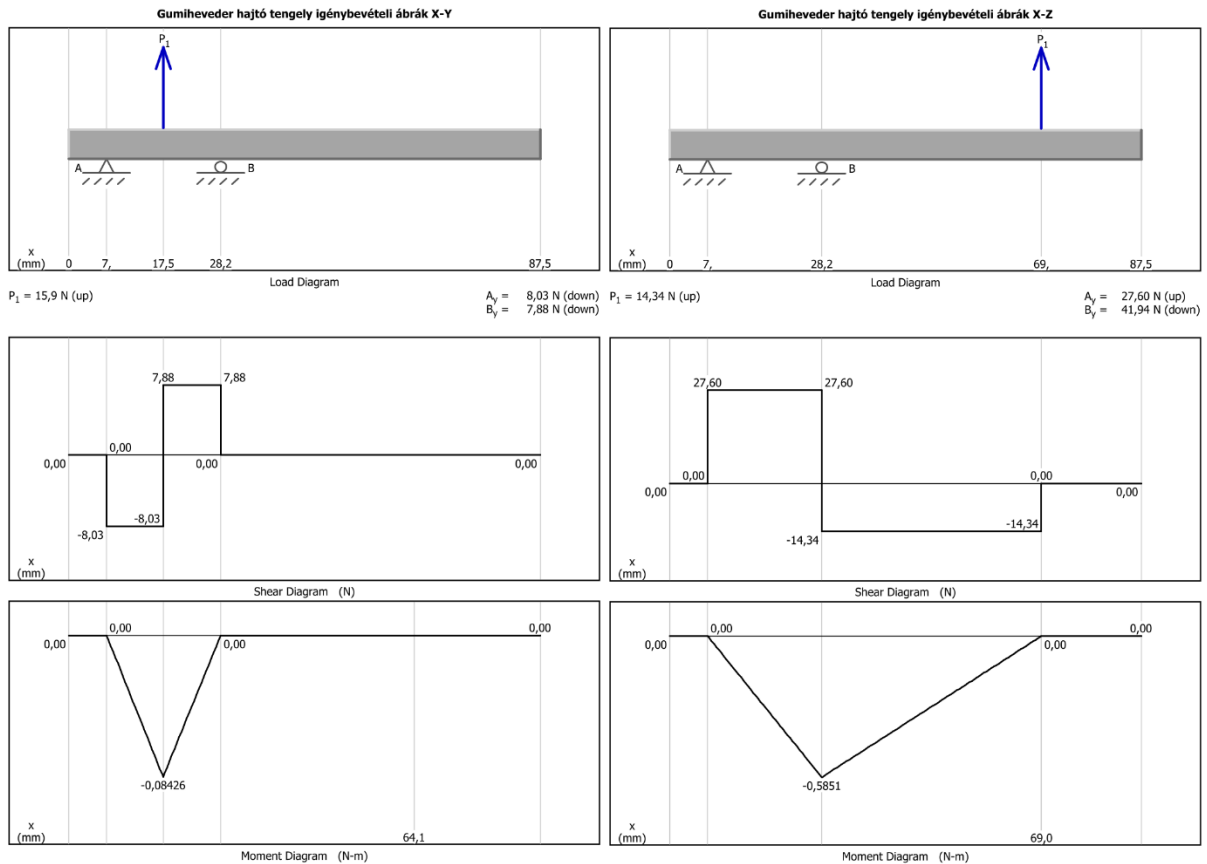


5.2. ábra - Gumiheveder hajtó tengely metszete

- | | |
|-----------------------------------|-------------------------------|
| 1 – $\varnothing 6$ Seeger-gyűrű | 7 – Hajtó tengely |
| 2 – Fogasszíj tárcsa | 8 – Gumiheveder távtartó |
| 3 – Himbarúd | 9 – HK1010 tűgörgős csapágy |
| 4 – Gumiheveder agytoldal | 10 – HK 0608 tűgörgős csapágy |
| 5 – $\varnothing 10$ Seeger-gyűrű | 11 – Porvédő |
| 6 – Gumiheveder | |

A hajtó tengely ellenőrzését kéttámaszú tartóként fogom elvégezni, a nyíróerő és nyomatóéki ábra az 5.3. ábrán látható. A gumihevedernél a lánckerék egy részén megoszlik a terhelés egy adott szakaszon, ezt koncentrált erővel helyettesítettem. A (3.2.8.) számítás alapján a kerületi erő a szíjtárcsánál 15,9 N. Terepi járművek esetében nagy dinamikus hatások lépnek fel a terepakadályok leküzdése során, ezt $z=2$ szorzóval és az (5.5) egyenlet alapján a hajlító igénybevétel 1/3 részével számolva a hajlító igénybevétel a tengelyvégén 14,34 N. Mivel szíjtárcsánál ható kerületi erő és a tengelyvégén ébredő hajlító erő két külön síkban ébred, ezért szükséges mindkét síkon kiszámítani az igénybevételeket.

A tengely méretezése:



5.3. ábra - Gumiheveder hajtó tengely igénybevételi ábrái (MD Solids)

Az ébredő maximális nyomatékok:

$$M_{h_{y_{max}}} = 0,0842 \text{ Nm}$$

$$M_{h_{z_{max}}} = 0,5851 \text{ Nm}$$

A Z és Y irányú nyomatékok nem egy síkban hatnak, ezért nem vonhatóak össze, ezért a kettő közül a nagyobb igénybevétellel fogok számolni a továbbiakban.

$$M_{h_{max}} = M_{h_{z_{max}}} = 0.585 \text{ Nm} \quad (5.6.)$$

Csavarónyomaték meghatározása a (D) tárcsaátmérő függvényében:

$$D = 13 \text{ mm} = 0,013 \text{ m}$$

$$F = 15,9 \text{ N}$$

$$M_{cmax} = \frac{1}{2} D F = \frac{1}{2} \cdot 0,013 \cdot 15,9 = 0,103 \text{ Nm} \quad (5.7.)$$

A σ_{max} és τ_{max} feszültségek értékének számítása:

A tengely anyaga: C45 Szakítószilárdság: $R_m = 600 \text{ MPa}$

A megengedett feszültség $n = 3$ biztonsági tényező figyelembevételével:

$$\sigma_{meg} = \frac{R_m}{n} = 200 \text{ MPa}$$

A tengely átmérője: $d = 6 \text{ mm}$

$$K_z = \frac{d^3 \pi}{32} = \frac{6^3 \pi}{32} = 21,206 \text{ mm}^3 \quad (5.8.)$$

$$\sigma_{max} = \frac{M h_{max}}{K_z} = \frac{0,5851 \cdot 10^3}{21,205} = 27,877 \text{ MPa} \quad (5.9.)$$

$$K_z = \frac{d^3 \pi}{16} = \frac{6^3 \pi}{16} = 42,411 \text{ mm}^3 \quad (5.10.)$$

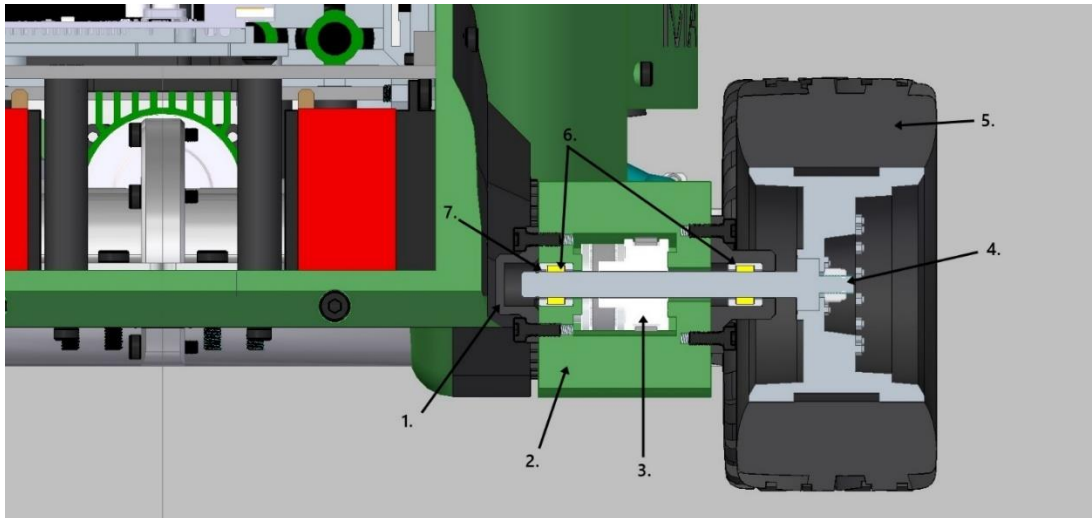
$$\tau_{max} = \frac{M h_{cmax}}{K_p} = \frac{0,103 \cdot 10^3}{42,411} = 2,43 \text{ MPa} \quad (5.11.)$$

A tengely ellenőrzése a HMH elmélet szerint a következő:

$$\sigma_{redmax} = \sqrt{\sigma_{max}^2 + 3 \cdot \tau_{max}^2} = \sqrt{27,877^2 + 3 \cdot 2,43^2} = 28,147 \text{ MPa} \quad (5.12.)$$

$\sigma_{redmax} < \sigma_{meg}$, tehát a tengely szilárdságilag megfelel!

A kereket hajtó tengelyt is a fentebb levezetett eljárás szerint fogom ellenőrizni, viszont ebben az esetben az ébredő hajlítóerő egy részét nem tudom a tengelyről tehermentesíteni, így azt a megoldást választottam, hogy a csapágyat minél közelebb építem be a kerék rögzített helyéhez. Ennek a tengelynek a beépítését az 5.4. ábrán fogom ismertetni.



5.4. ábra - Kerék hajtó tengely metszet

- | | |
|----------------------|----------------------------------|
| 1 – Porvédő | 5 – Kerék |
| 2 – Himbarúd | 6 – HK 0608 tûgörgös csapágy |
| 3 – Fogasszíz tárcsa | 7 – $\varnothing 6$ Seeger-gyûrû |
| 4 – Hajtó tengely | |

A (3.8.) számítás alapján a kerületi erô a szíjtárcsánál 15,9 N. A dinamikus tényezôt figyelembe véve a tengelyvégen ébredô erô az (5.5) egyenlet alapján 43,07 N. Az igénybevételi ábrákat szintén két síkban szükséges ábrázolni.

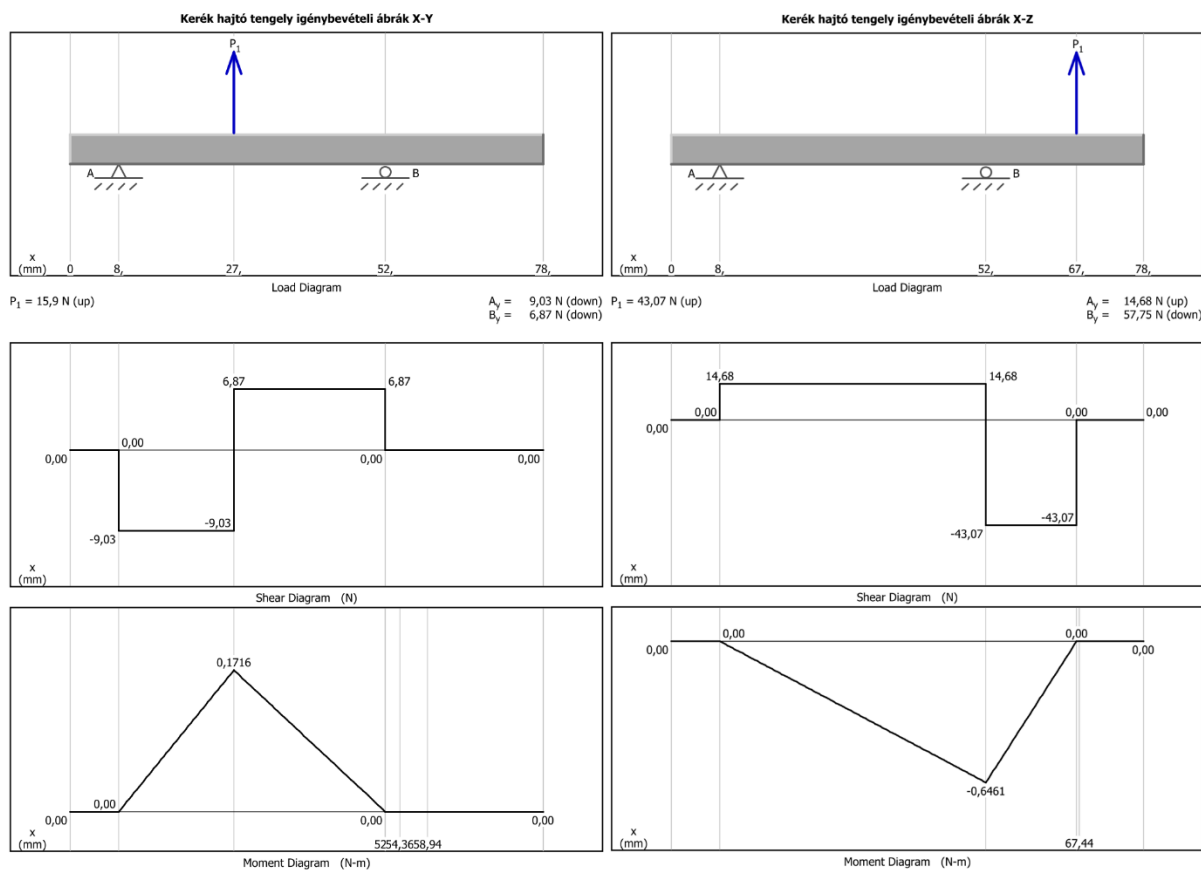
A tengely anyaga és a megengedett feszültség ebben az esetben is azonos az elôzôvel.

Csavarónyomaték meghatározása a (D) tárcsa átmérô függvényében:

$$D = 20 \text{ mm} = 0,02 \text{ m}$$

$$F = 15,9 \text{ N}$$

$$M_{cmax} = \frac{1}{2} D F = \frac{1}{2} \cdot 0,02 \cdot 15,9 = 0,159 \text{ Nm} \quad (5.13.)$$



5.5. ábra - Kerék hajtó tengely igénybevételi ábrák (MD Solids)

Az ébredő maximális nyomatékok:

$$M_{h_{zmax}} = 0,1716 \text{ Nm}$$

$$M_{h_{ymax}} = 0,6461 \text{ Nm}$$

$$M_{h_{max}} = M_{h_{ymax}} = 0,6461 \text{ Nm} \quad (5.14.)$$

A σ_{max} és τ_{max} feszültségek értékének számítása:

A tengely átmérője: $d = 6 \text{ mm}$

$$K_z = 21,2057 \text{ mm}^3$$

$$\sigma_{max} = \frac{M_{h_{max}}}{K_z} = \frac{0,6461 \cdot 10^3}{21,205} = 31,525 \text{ MPa} \quad (5.15.)$$

$$K_z = 42,411 \text{ mm}^3$$

$$\tau_{max} = \frac{M_{cmax}}{K_p} = \frac{0,159 \cdot 10^3}{42,411} = 3,749 \text{ MPa} \quad (5.16.)$$

A tengely ellenőrzése a HMH elmélet szerint a következő:

$$\sigma_{redmax} = \sqrt{\sigma_{max}^2 + 3 \cdot \tau_{max}^2} = \sqrt{31,525^2 + 3 \cdot 3,749^2} = 32,189 \text{ MPa} \quad (5.17.)$$

$\sigma_{redmax} < \sigma_{meg}$, tehát a tengely szilárdságilag megfelel!

A középső behajtó tengely ellenőrzése nem szükséges, mivel kisebb igénybevételnek van kitéve, tapasztalati úton is meghatározható, illetve a számításokból is tisztán látszik, hogy megfog felelni a szilárdsági követelményeknek.

A tengelyek a számítások után legyárthatóak. A gyártást szintén én végeztem el egyetemes esztergagépen és marógépen.

A himbarudat, mint befogott tartót is szintén szilárdságilag lehet ellenőrizni, ez egy fokkal bonyolultabb és hosszadalmasabb számításokat igényel, erre későbbi dolgozataim során fogok kitérni.

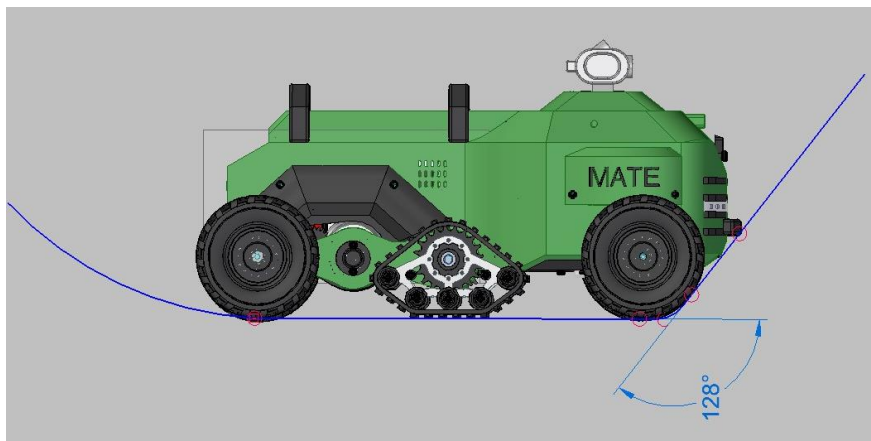
6. Jármű akadályleküzdő képessége

Makró akadályok esetén többféle jellegű akadálytípus létezik, megkülönböztetünk árokgát- lépcsős jellegű akadályt. Az első legfontosabb kritérium a járművek mozgásképességének megállapításánál, hogy a jármű geometriai kialakítása szempontjából átjusson ezen az akadályon. (Gurmai, 2015)

A speciális jároszerkezet konstrukciójából adódóan nagy méretű terepakadályokon tud elakadás nélkül áthaladni, viszont ennek is vannak határai. Ezeket a határokat fogom megállapítani mérésekkel, illetve szétbontom a feladatot és külön-külön vizsgálom meg a terepjáró terepáthaladási képességet a főbb terepakadály típusok esetén.

1. Völgymenet

A 6.1. ábrán szemléltetett völgymenet során a jármű mellső részével szükséges csak foglalkozni, mivel a felépítmény itt a keréken túlnyúlik. A hátsó részen nincs túlnyúlás, tehát csak a kerék terepszögét kell figyelembe venni az akadály leküzdésénél.

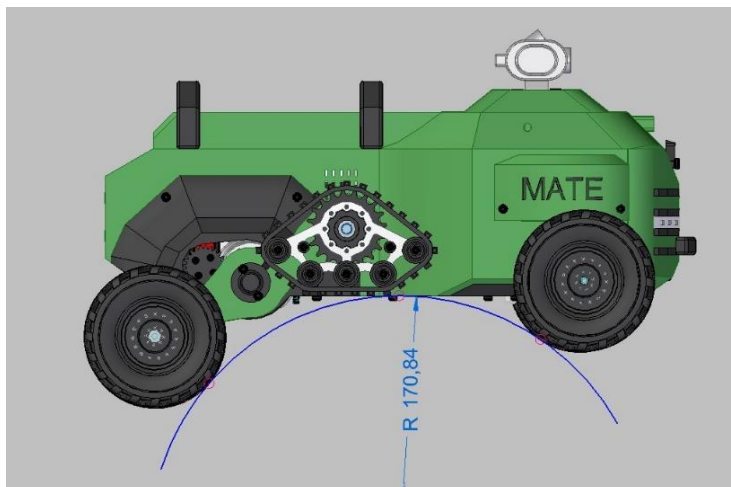


6.1. ábra - Terepjáró völgymenet környezetben

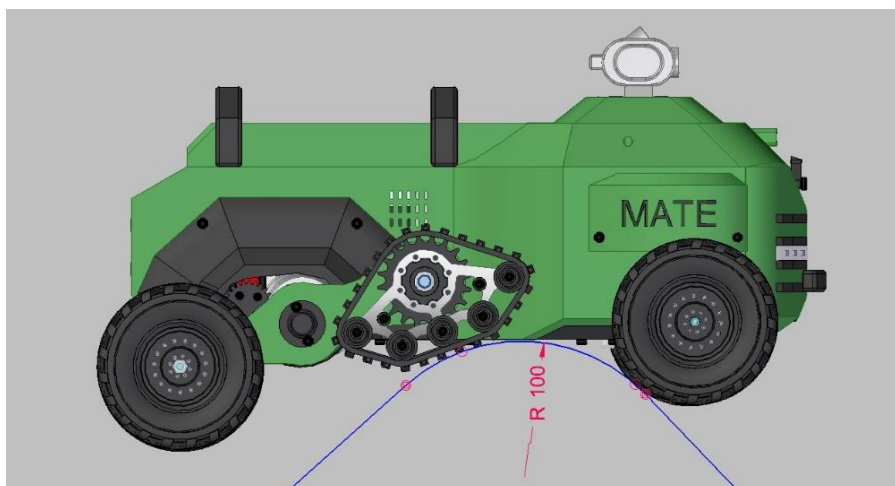
2. Dombon történő haladás

Dombon történő haladás során, úgymint az általános terepjáróknál a kritikus felütközési pont a terepjáró középső „has” része, illetve ebben az esetben a himbarúd középső tengely alatti része. Terepi körülmények között ez a probléma akkor következik be, amikor a jármű nagy méretű domb jellegű akadályon vagy árokból való kihajtáskor halad keresztül. A himbarúd ezt a hátrányt is kitudja védeni egy adott szintig. Az 6.2. ábrán látható, hogyha nincs működésben a himba hogyan reagál az akadályokra. Amikor nincs működésben a himbarúd, akkor talajkövető funkciót lát el. Az 6.3. ábrán pedig a rúd működtetésével a gumiheveder érintkezik a talajjal, a hátsó része a terepjárónak pedig megemelkedik és majdnem felére csökkenthető a legyőzhető

akadály sugarát. Ugyanezt az eredmény kapjuk, ha átfordítjuk a rudat és a kerék lesz középhelyzetben.



6.2. ábra - Himbarúd talajkövető állapotban

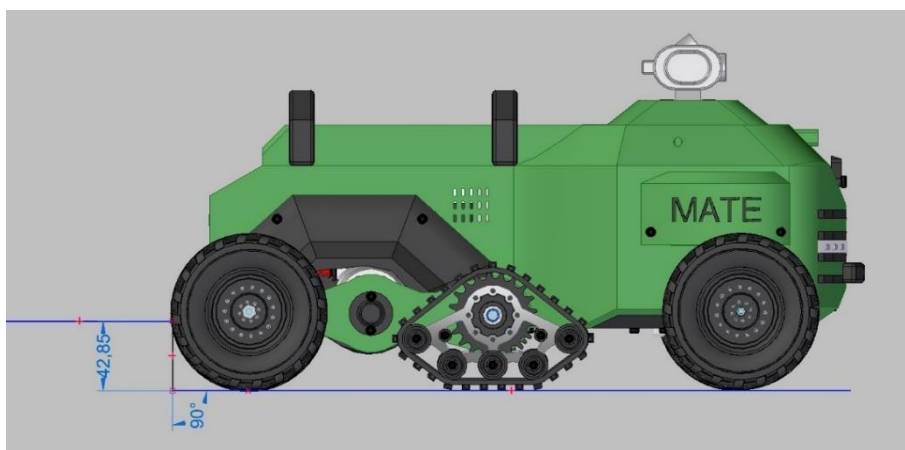


6.3. ábra - Himbarúd működés közben

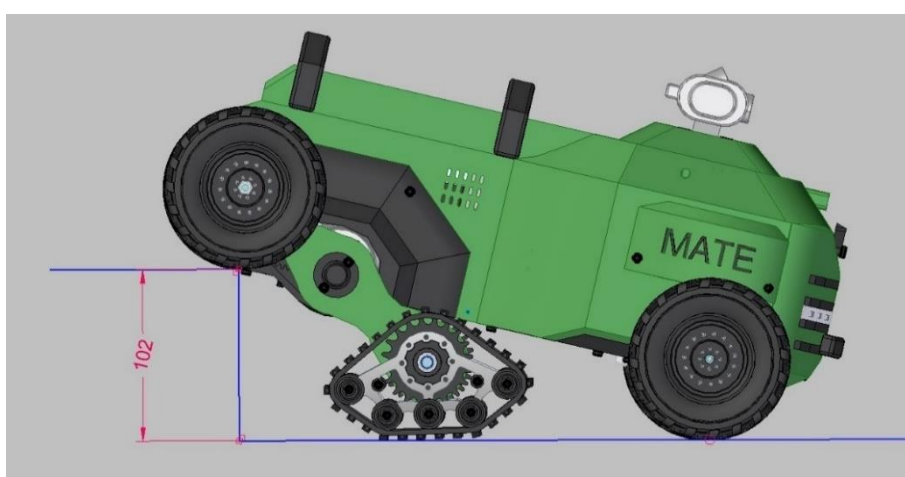
3. Lépcső jellegű akadály

A lépcső jellegű akadály leküzdését a jármű kétféle módszerrel képes megoldani. Az első módszer az 5.4. ábrán látható, amikor csak a kerék maximális terepszögét vesszük figyelembe. A másik eset pedig, hogy a speciális járószerkezet „lépcsőző” előnyét használja ki a jármű, tehát ez úgy működik, hogy az 5.5. ábrán is megfigyelhető, a himbarúd megemelésével a kerék könnyebben feltud mászni az akadályra. Miután már a kerék a lépcsőn van, előre mozgás közben kiszintezi a himbát, majd, amikor már a mellő kerék is elérte az akadályt, egyszerűen csak a kerék terepszögét kihasználva felmászik az akadályra menet közben.

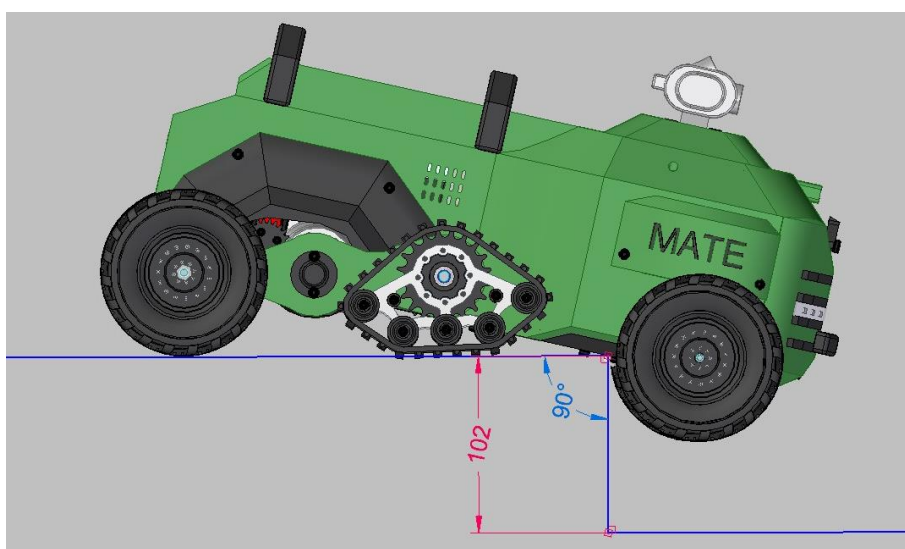
Az, hogy kerékkel vagy gumihevederrel hatásosabb ez a mászó funkció a gyakorlatban fogom tesztelni, mert az elméleti értékek megegyeznek jelenállás szerint.



6.4. ábra - Lépcsős akadály leküzdése a kerék terepszögével



6.5. ábra - Lépcsős akadály leküzdése a himbarúd emelésével



6.6. ábra - Lépcsős akadály leküzdésének végállapota

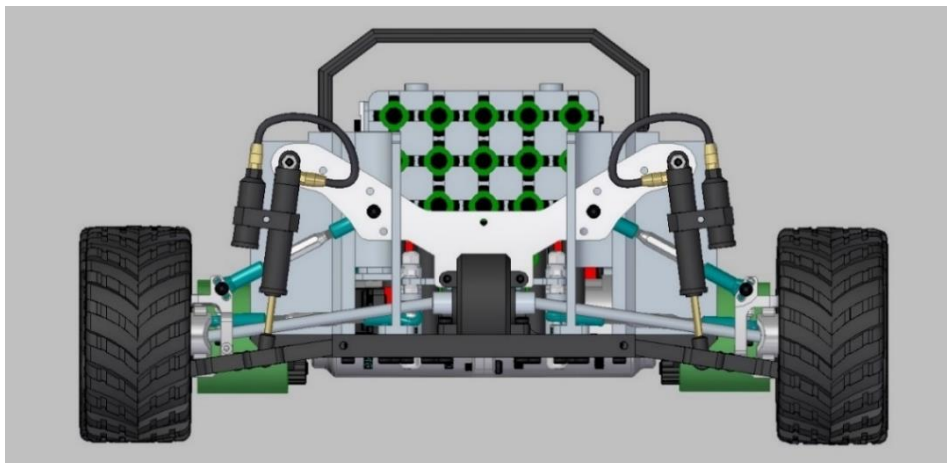
7. Egyéb konstrukciós megoldások, alternatívák

Ennek a terepjárónak a tervezése során, úgy ahogy szinte minden tervezés során folyamatosan újabb, jobb megoldások születtek. Ebben a fejezetben bemutatok egy-két elvetett konstrukciós megoldást, és megindokolom, hogy miért került elvetésre, vagy éppen milyen funkciót szolgált volna. Illetve röviden kitérek a dolgozatban részletesen nem említett, de a jármű fontos szerkezetét képző mellső felfüggesztésre is.

7.1. Mellső kerék felfüggesztés

A mellső kormányozható kerék egymástól független kettőslengőkaros-felfüggesztés. Az alsó lengőkarra támaszkodik fel a rugós tag, amely biztosítja a szükséges függőleges irányú tartást és elmozdulást. Ez a fajta kerékfelfüggesztés alapjába véve kis szerkezeti magasság jellemzi. Tervezésem során szerettem volna elérni, hogy ne az átlag terepjáróhoz hasonló merevhidas felfüggesztéssel rendelkezzen a mellső kerék. Viszont ebből az alacsony hasmagasság adódik, ennek kiküszöbölésére egy automata futómű állítót szeretnék beszerezni a későbbiekben. Amely működése: a független felfüggesztés mindkét oldalán egy villamos szervó motor helyezkedik el, amelyre rögzítve van a lengéscsillapító (rugós tag), ezek a motorok egy közös alaplagra vannak csatlakoztatva, amellyel változtatni lehet hasmagasságot, a rugós tag karakterisztikáját is akár üzem közben is egymástól függetlenül.

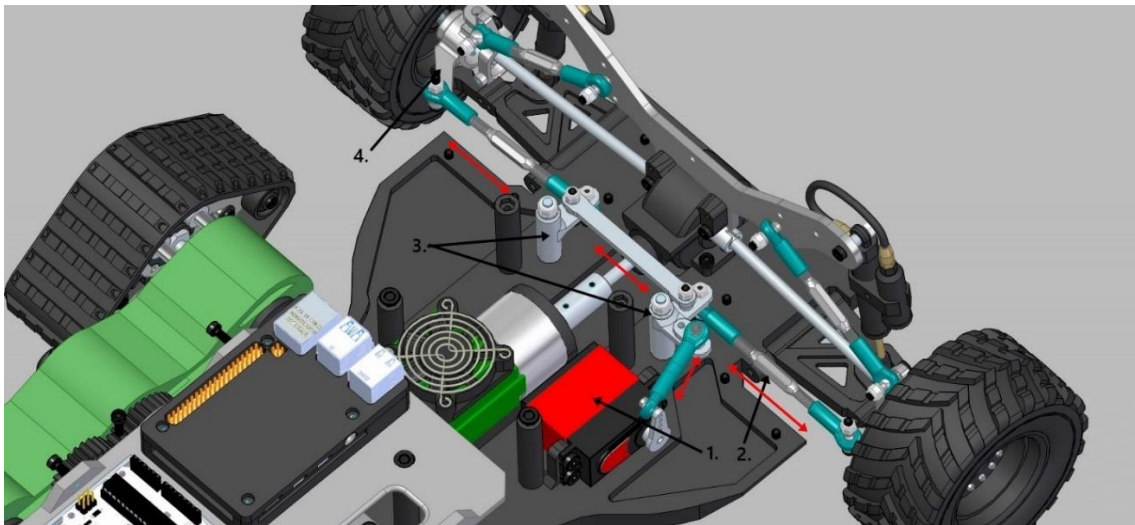
A 7.1. ábra szemlélteti a független kettőslengőkaros-felfüggesztést. Amint látható a felső lengőkar az egyszerűség, hely és súlytakarékosság miatt egy egyszerű támasztókarral van helyettesítve. Továbbá az is megfigyelhető az ábrán, hogy a lengéscsillapító egy további tartállyal van ellátva, ebben az az előny rejlik az átlagos lengéscsillapítóhoz képest, hogy a gáztöltetet leválasztották, így hosszabb dugattyúutat biztosítanak azonos cső hosszal.



7.1. ábra - Mellső független kerékfelfüggesztés bemutatása

7.2. Mellső kerék kormányzás

Ahogy azt említettem a jármű kormányzása az első kerék szögelfordulásával történik, emellett pedig a himbarúdon lévő kerekek eltérő szögsebességgel való hajtásával. A 7.2. ábra mutatja be a kormányzás működését. Az (1) Villamos szervó motor mozgatásával a (3) kormánykarok elmozdulnak az adott irányba és a (2) kormányrudazat összekötésével elmozdul a kerékhez rögzített (4) kormánycsésze, ami kerékelfordulást eredményezi. Az ábrán pirossal jelöltem a mozgási irányokat.



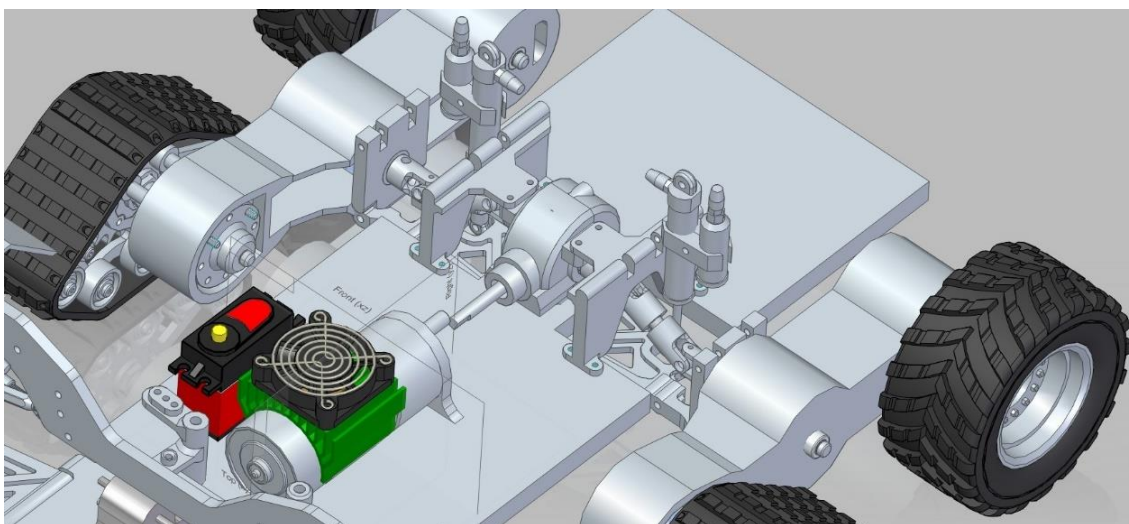
7.2. ábra - Kormányzás működésének bemutatása

7.3. Elvetett korábbi konstrukciós megoldások

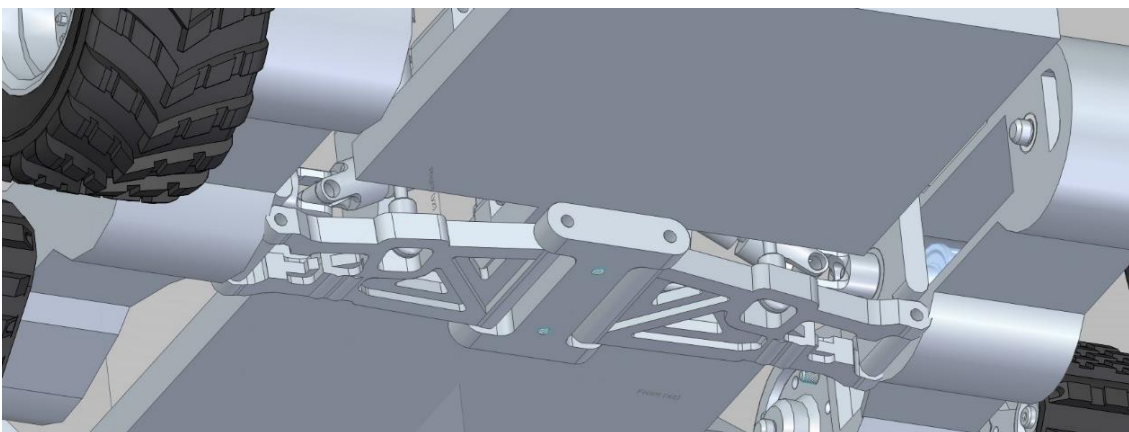
A himbarúd felfüggesztésére az alap tervem a függetlenlengőkaros-felfüggesztés volt, hasonlóan a mellső tengelyhez. Ennek sajnos több hátránya volt, mint előnye. Először is első számú hátrálynak mondható, hogy nagyon bonyolult konstrukciós megoldás. Ezáltal összetettebb szerelést igényel, nehezebb és drágább gyártást és mivel több alkatrész van, ezért több a hibalehetőség. Továbbá ez kisebb terhelhetőséget és instabilabb szerkezetet eredményezett volna. Nem beszélve arról, hogy a hajtás egyetlen nagy teljesítményű villamos motorról történt, tehát így nem megoldható a szögsebesség eltéréssel való hajtás a két oldalon. Jelentős előny lett volna a végső konstrukcióhoz képest, hogy megoldás született a himbarúd rugózására/lengéscsillapítására. A himbarúd ebben az esetben is szintén átfordítható lett volna, mivel a lengőkarok egy köztes elemre vannak rögzítve, amely azt teszi lehetővé, hogy a himbarúd függetlenül tud forogni, „billenni”. Lehetséges alternatíva lehetett volna még a rúd forgatására a lánchajtással való megoldás, viszont ott nagyobb helyigényre lett volna szükség és egy sokkal bonyolultabb megoldást igényelt volna. Másik további megoldás, egy

munkahengerrel vagy aktuátorral történő átfordítás, amely azért tűnt rossz megoldásnak, mert egy holtpontra mindig átkellett volna billenteni a rudat, amely nem biztos, hogy minden körülmény között kivitelezhető lett volna és szintén nagyobb helyigényre lett volna szükség a járművön.

Az alap konstrukció a 7.3. ábra és a 7.4. ábra szemlélteti.



7.3. ábra - Himbarúd felfüggesztésének alap konstrukciója

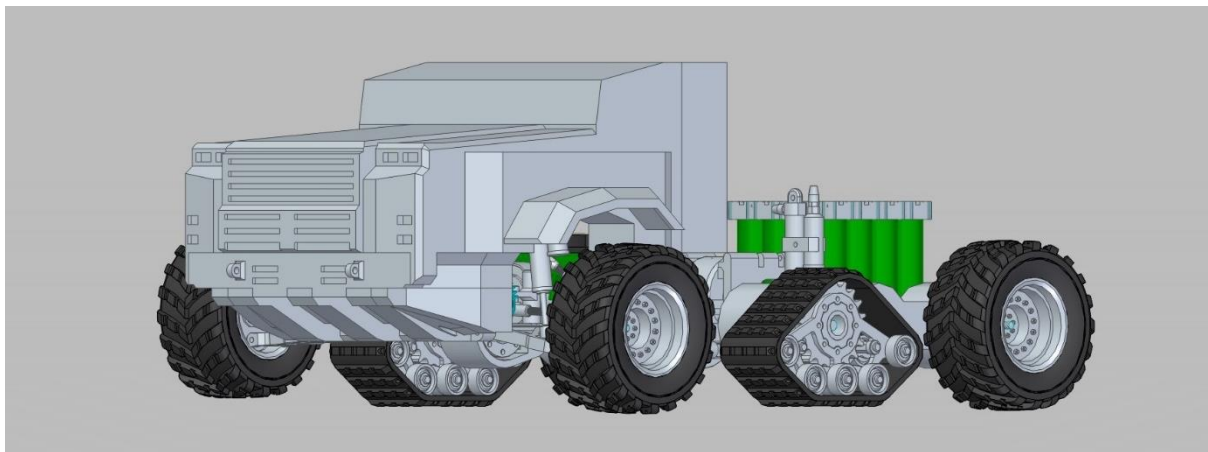


7.4. ábra - Himbarúd függetlenlengőkaros felfüggesztése

Tervezés során figyelembe vettem több alternatív megoldást is, melynek eredményeképp arra a következtetésre jutottam, hogy egy olyan lehetséges alternatíva is megoldást jelentene a himbarúd rugózására, mint a pótkocsik és teherautók felfüggesztéséhez használt laprugós kivitel.

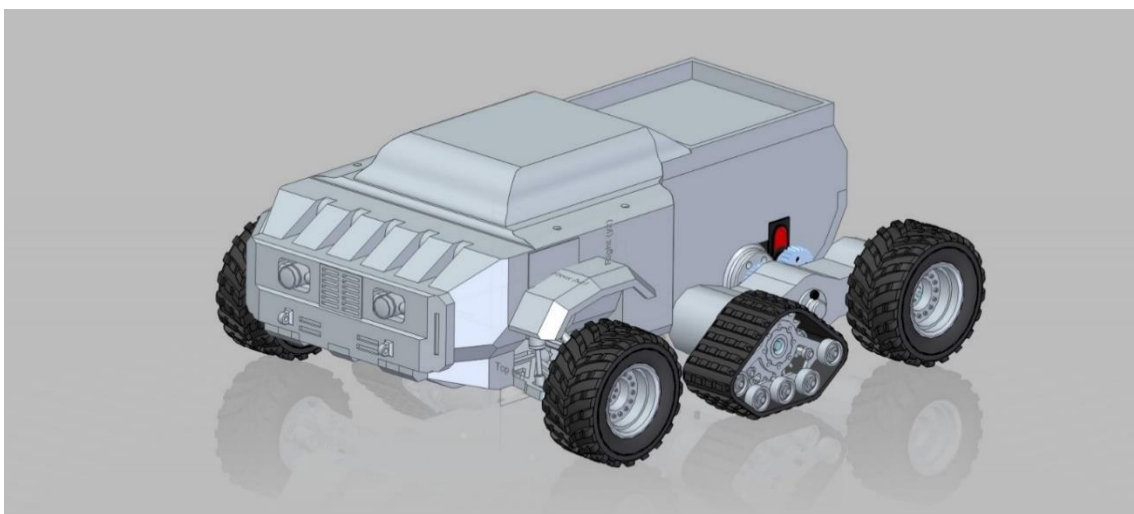
A karosszériára is több fajta megoldás született. Az első tervet a 7.5. ábra mutatja be, itt a Magyar Honvédségnél is használatban lévő páncélozott terepjáró „Gidrán” karosszériája adta az alap ötletet. Az akkumulátor telep itt a hátsó részen helyezkedett volna el, amely rosszul

befolyásolta volna a súlypont helyzetét és így pl. lépcsőre való mászáskor hátrányt jelentett volna. Ez a terv is gyorsan feledésbe merült, mivel így a jármű nem hasonlított volna egy vezető nélküli elektromos távirányítású járműre, pedig véleményem szerint elég markáns megjelenést adott volna neki.



7.5. ábra - Katonai karosszéria tervei

Szerettem volna egy sokkal futurisztikusabb megjelenést adni a járműnek, így született a 7.6. ábrán látható konstrukció. Ez már nagyobb részben hasonlított a jelenlegi jármű karosszériájára és már a hajtásrendszer elrendezése is a végleges tervezési fázisban volt, továbbá az akkutelep átkerült középre a villamos motor fölé. Sajnos a nagy helyigénye miatt csak itt lehetett elhelyezni. Ez a megoldás azért került áttervezésre, mivel így a jármű nagy orr hosszal rendelkezne így csökken a terepszöge és az akadályok leküzdésénél hátrányt jelentene, mivel fennakadna vagy nem tudná biztonságosan megközelíteni.



7.6. ábra - Futurisztikusabb karosszéria

8. Az elméleti koncepció megvalósítása

Tervezéseim és szakdolgozatom során folyamatosan gyártottam a terepjáró alkatrészeit. Ahogy már azt említettem az egyedi és bonyolult alkatrészek készültek 3D nyomtatással, a nagy mechanikai szilárdságot igénylő elemek pedig fémről, illetve a piacról kész elemeket szereztem be, mint pl. a gumiheveder, kerék, differenciálmű. Saját FDM 3D nyomtatómmal készítettem az alkatrészeket, a himbarúd, alváz és a hátsó híd, tehát a jobban igénybe vett alkatrészeket PETG-ből nyomtattam, melynek szilárdságát a szakirodalmi feldolgozásnál említettem. Ezek az elemek 0.2 rétegvastagsággal és 50%-os „cikk-cakk” kitöltéssel készültek, amely kitöltés nagyban hozzájárul a jobb szilárdsághoz. A 8.1. ábrán látható a kinyomtatott himbarúd és a bele szerelt tengelyek, illetve csapágyak.



8.1. ábra - Terepjáró speciális járószerkezetének gyártott alkatrészei

Két részben lett nyomtatva, amelynek több oka is van, az első, hogy kevesebb anyagfelhasználást igényelt ez a mód (támaszok száma csökkenthető volt), könnyebben szerelhető és a hosszú nyomtatás közbeni hiba lehetősége is csökkent ezzel. A lökhárító, illetve az elektronikát tartó második szint PLA-ból lett nyomtatva, 0.28 rétegvastagsággal és 20%-os kitöltéssel. Itt nem volt szempont a nagyobb szilárdság. Fontos megjegyezni, hogy az ABS (akrilnitril-butadién-sztirol) anyag kedvezőbb tulajdonságokkal rendelkezik, mint a PETG, viszont jelentősen drágább. Az első prototípusnál szempont volt, hogy olcsóbban készüljön el és álljon össze az alap konstrukció, hogy lássam milyen elemet szükséges még fejleszteni, milyen illesztési gondok akadnak szerelés közben, amiket majd a drágább anyag nyomtatásakor figyelembe veszek.

Mint említettem a tengelyeket is én gyártottam le a forgácsoló műhelyben. A tengelyek anyagának C45 szabványjelű acélt választottam (0,45% széntartalmú acél), hogyha esetleg szükség lenne hőkezelésre, akkor ez az anyag kiválóan nemesíthető. Egyetemes esztergagépen 16 mm átmérőjű köracélból esztergáltam le a megadott méretekre, majd a hatszög marást egyetemes marógépen végeztem osztókészülékben. A csapágó helyein fontos szempont volt a nagy pontosság elérése, itt mikrométer mérőműszert használtam és többszöri simítás után csapágóméretet esztergáltam.



8.2. ábra – A terepjáró makett

A fenti 8.2. ábra mutatja be a terepjárót 1:10 méretarányban. A szemléltetés érdekében a felső karosszéria elem nincs felszerelve, így látszanak a belső elektronikai részegységek, mint az akkupakk, Raspberry Pi és a motorvezérlők. A jármű átesett egy előzetes tesztelésen, amelyen megállapítottam, hogy a himba rúd szíjhajtásához szükséges plusz szíjfeszítőt beépíteni, mivel nagy nyomaték esetén a fogasszík nem elég feszes és átugrik a tárcsa fogain. Szerelés során több illesztési, tervezési hibát is kikellett küszöbölni, melyet a terepjáró továbbfejlesztése során figyelembe veszek majd. A nagy holtjáték miatt a kormányrudat, kormányösszekötőket műanyag alkatrészekről fémre kell cserélni, így a megmunkálás bonyolultabb lesz. Ahogy azt a dolgozatom elején írtam, a jármű elektronikája, vezérlése nem az én feladatkörömbe tartozik, így arról nem tudok beszámolni és jelenleg programozás alatt áll a rendszer.

9. Összefoglalás

A járműtechnika megállíthatatlan fejlődésével folyamatosan szükség van újabb innovációkra és fejlesztésekre. Ez vezérelt arra, hogy a terepjáró fejlesztésébe kezdjek, a másik oka pedig, hogy korábban is terveztem és gyártottam makett mezőgazdasági traktorokat és nagy érdeklődéssel tekintek a téma iránt, ebből kifolyólag a jármű gyártása nem jelentett akkora feladatot számomra. Munkám célja volt, hogy a Járműtechnika tanszékkal kifejlesszek, megtervezzek és legyártsak egy speciális járószerkezettel rendelkező terepjárót.

A terepen való mozgás az emberiséggel egyidejűnek tekinthető, mert természetes úton alapvetően nem fordul elő szabályos szilárd útburkolatú terep, így a korabeli mozgások mindig „terepen” történtek. A terepjárók mozgásának legalapvetőbb feltétele a járószerkezet és a talaj kölcsönhatása ezen kölcsönhatás segítségével jön létre a jármű mozgása is. Fontos megemlíteni, hogy ez a speciális járószerkezetű jármű terepen való haladáskor csak akkor tudja kihasználni az előnyeit, ha menetirányt változtat a közúti haladási irányhoz képest. Továbbá a terepi járművek hatékony és magabiztos haladásának egyik kulcs eleme az összkerék-hajtás, éppen ezért terveztem a 6x6 meghajtást.

Dolgozatom során kitértem a speciális járószerkezet mechanikai felépítésére, a konstrukció adta előnyökre és a kezdetleges megoldások miatt jelentkező hátrányokra. Ahogy azt említettem már a további munkám során ezeket a hátrányokat szeretném kiküszöbölni, esetleg előnnyé kovácsolni. A terepjáró mellsőkerék kormányzással rendelkezik, illetve a himbarúdon lévő kerekek szögsebesség-eltérő hajtásával (mint a páncélos láncalpas tankok).

A terepi jármű tervezése során nehéz feladatot jelentett a legegyszerűbb, leghatékonyabb konstrukció kialakítása, ezért több koncepció is elvetésre került, amelyektől nem tekintek el 100%-ban, mert egy következő prototípus gyártása során ezeket a való életben is tesztelni szeretném, hogy valóban akkora hátránnyal rendelkezik-e a himbarúd függetlenlengőkaros-felfüggesztése, mint a tervezések és feltételezések szerint. A tengelyek megfelelnek az igénybevételeknek, a műanyag 3D nyomtatással készült himbarúd a leggyártott alkatrészt tekintve tapasztalati úton mondható, hogy megfelel a fellépő igénybevételeknek.

Véleményem szerint az alap tervek és a terepjáró alap felépítése egy jó kiindulási pontot ad a további mérésekhez és a mérések eredményéből a későbbi továbbfejlesztésekhez. Tanulmányaim során és annak befejeztével is mezőgazdasági gépek tervezésével szeretnék foglalkozni.

10. Summary

With the unstoppable development of vehicle technology, there is a continuous need for new innovations and developments. This led me to start developing an all-terrain vehicle, and the other reason was that I had previously designed and manufactured mock-up agricultural tractors and was very interested in the topic, so the production of the vehicle was not such a big task for me. The goal of my work was to develop, design and manufacture an all-terrain vehicle with a special chassis with the Department of Vehicle Technology.

Movement on the terrain can be considered simultaneous with humanity, because there is basically no terrain with regular solid road surfaces on natural roads, so the movements of the time always took place „off-road“. The most basic condition for the movement of all-terrain vehicles is the interaction between the running structure and the ground, and the movement of the vehicle is created of this. It's important to mention that this special undercarriage vehicle can only take his advantages when driving off-road, if it changes direction compared to the travel on the road. Furthermore, all-wheel drive is one of the key elements for the efficient movement of all-terrain vehicles, which is why I designed the 6x6 drive.

During my thesis, I covered the mechanical structure of the special undercarriage vehicle, the advantages of the construction and the disadvantages due to rudimentary solutions. As I have already mentioned, in the course of my further work, I would like to eliminate these disadvantages. The all-terrain vehicle has front-wheel steering, as well as angular velocity differential drive of the bogie axle (like armored tracked tanks).

During the design of the all-terrain vehicle, it was a difficult task to create the simplest, most efficient construction, so several concepts were discarded, which I do not abandon 100%, because I want to test them in real life during the production of a next prototype, which really has such a drawback is the independent wishbone suspension of the bogie axle such as the designs and assumptions. The axles meet the demands, the plastic 3D-printed bogie axle can be said empirically to meet the demands of the manufactured part.

In my opinion, the basic plans and the structure of the off-road base provide a good starting point for further tests and developments based on the results of the measurements. During and after my studies, I want to deal with the design of agricultural machines.

11. Nyilatkozatok

NYILATKOZAT

a szakdolgozat nyilvános hozzáféréséről és eredetiségéről

A hallgató neve: Kovács Ádám
A Hallgató Neptun kódja: U43TTO
A dolgozat címe: Növelt akadályleküzdő képességű mezőgazdasági jármű koncepcionális tervezése
A megjelenés éve: 2023
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.

Ha a fenti nyilatkozattal 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 mindenkori szellemitulajdon-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: Gödöllő, 2023 év október hó 25 nap


Hallgató aláírása

NYILATKOZAT

Kovács Ádám (név) (hallgató Neptun azonosítója: UH3TTO)
konzulenseként nyilatkozom arról, hogy a szakdolgozatot áttekintettem, a hallgatót az irodalmi források korrekt kezelésének követelményeiről, jogi és etikai szabályairól tájékoztattam.

A szakdolgozatot a záróvizsgán történő védelemre javaslom / nem javaslom¹.

A dolgozat állam- vagy szolgálati titkot tartalmaz: igen nem^{*2}

Kelt: Gödöllő, 2023 év október hó 25 nap


Dr. Kiss Péter
belső konzulens

12. Köszönetnyilvánítás

Ezúton szeretném megköszönni belső konzulensemnek, Prof. Dr. Kiss Péter tanszékvezetőnek, hogy munkájával segítette a szakdolgozatom megalkotását és egyetemi tanulmányaimat.

Továbbá köszönetemet szeretném kifejezni Szép Zoltánnak, hogy külső konzulensemként kiváló szaktudásával és több évtizedes tapasztalatával támogatta dolgozatom létrejöttét.

Ezen kívül köszönettel tartozok a Járműtechnika tanszék munkatársainak is az általuk nyújtott szakmai segítségnek, végül de nem utolsó sorban, pedig Csepregi Tamásnak is szeretném megköszönni az elektronikai részben nyújtott munkáját, melyek nélkül nem jöhetett volna létre a dolgozatom.

Végezetül szeretném megköszönni az egyetem tanárainak, hogy kitartó munkájukkal hozzájárultak személyes tudásom gyarapításához és értékes, magas szintű ismereteket szerezhettem tanulmányaim során.

Irodalomjegyzék

- [1] Ádám Balázs, Polgár Balázs, (2018) 3D nyomtatott próbatestek mechanikai vizsgálata, Letöltve: http://real.mtak.hu/109573/1/2019_1_ENG_018_Balazs.pdf (Utolsó letöltés: 01/10/2022).
- [2] Bercsey Tibor, Tuskó László, (2012) Gépjárműtechnika, Letöltve: <https://dtk.tankonyvtar.hu/handle/123456789/3009> (Utolsó letöltés: 22/10/2022).
- [3] Csák Viktor, Terepjáró jármű részegységének koncepcionális tervezése szakdolgozat, MATE, 2022.
- [4] Csizmadia B. M., Égert J., Fekete T., Gelencsér E., Kósa C. és Nándori E., Mechanika Mérnököknek - Szilárdságtan, Csizmadia B. M. és Nándori E., szerk., Budapest - Gödöllő - Győr: Nemzeti Tankönyvkiadó Rt., 1999..
- [5] GÉPmax, (2022) A gumibroncs nyomás szabályozásának előnyei, Letöltve: <https://gepmax.hu/hir/gep-gumibroncs-nyomas-szabalyozas-mezogazdasag/> (Utolsó letöltés: 09/25/2023).
- [6] GÉPmax, (2022) A gumibroncs nyomás szabályozásának előnyei, Letöltve: <https://gepmax.hu/hir/gep-gumibroncs-nyomas-szabalyozas-mezogazdasag/> (Utolsó letöltés: 09/25/2023).
- [7] Gurmai László, (2015) Vontatmányra ható, terepen és próbapályán létrejövő igénybevételek összehasonlító elemzése, Letöltve: http://real-phd.mtak.hu/1179/1/Gurmai_Laszlo_PhD_DOI.pdf (Utolsó letöltés: 15/10/2022).
- [8] Kiss Péter, (2001) Terepen mozgó járművek energetikájának egyes kérdései, Letöltve: <https://adoc.pub/terepen-mozgo-jarmvek-energetikajanak-egyves-kerdeseie5513e8280a4d1a2ab2eabedb294651f49577.html> (Utolsó letöltés: 21/10/2022).
- [9] Laib L., Vas A., Kiss P., Mezei T., Farkas F., Jánosi L., Nagy K. és Varga V., Traktorok-autók, Dr. Laib L. és Dr. Vas A., szerk., Budapest: Mezőgazdasági Szaktudás Kiadó, 1998., p. 62..
- [10] Laib L., Terepen mozgó járművek, Budapest: Mezőgazdasági Szaktudás Kiadó Ház Rt., 2002.

- [11] NAF (2019) New system from NAF, Letöltve: <https://www.nafaxles.com/new-system-from-naf/> (Utolsó letöltés: 10/09/2019).
- [12] Papp Kristóf László, (2012) Járműbe építhető villamos meghajtási lehetőségek vizsgálata TDK dolgozat, Letöltve: <https://tdk.bme.hu/VIK/DownloadPaper/Villamos-meghajtasu-jarmu> (Utolsó letöltés: 10/09/2022).
- [13] PRUSAMENT (2018) PLA Technical data sheet, Letöltve: https://prusament.com/media/2018/07/PLA_datasheet.pdf (Utolsó letöltés: 01/09/2022).
- [14] Reimpell J., Betzler J. W., Bári G., Hankovszki Z., Kádár L., Lévai Z., Nagyszokolyai I., (2012) Gépjármű-futóművek I., Letöltve: <https://dtk.tankonyvtar.hu/handle/123456789/2979> (Utolsó letöltés: 10/10/2022).
- [15] SixMania, (2007) Fendt Trisix Vario tractor, Letöltve: <http://www.sixmania.fr/en/tracteur-fendt-trisix-vario-2007/> (Utolsó letöltés: 09/25/2023).
- [16] Szabó Dávid, (2018) Li-ion akkumulátorok mechanikai feldolgozása kísérleti úton Szakdolgozat, Letöltve: <http://midra.uni-miskolc.hu/document/29850/25763.pdf> (Utolsó letöltés: 25/10/2022).
- [17] SZAKÁL METAL (2015) Futómű, Felfüggesztés, Letöltve: <https://www.szakalmetal.eu/letoltes/fogalomtar/auto/futomu-felfuggesztes> (Utolsó letöltés: 22/10/2022).
- [18] Zinner György, Gépjárművek erőátviteli berendezései, Budapest: Tankönyvmester Kiadó, 2005.