

MÓZER ANDRÁS
DIPLOMATERV

BUDAPESTI MŰSZAKI ÉS GAZDASÁGTUDOMÁNYI EGYETEM
GÉPÉSZMÉRNÖKI KAR
GÉP- ÉS TERMÉKTERVEZÉS TANSZÉK



DIPLOMATERV

BUDAPESTI MŰSZAKI ÉS GAZDASÁGTUDOMÁNYI EGYETEM
GÉPÉSZMÉRNÖKI KAR
GÉP- ÉS TERMÉKTERVEZÉS TANSZÉK

MÓZER ANDRÁS
DIPLOMATERV
Hibrid hajtáslánc tervezése

Konzulens:

Fazekas Máté
doktorandusz

Témavezető:

Dr. Farkas Zsolt
adjunktus

Budapest, 2021



DIPLOMAMUNKA-FELADAT

NYILVÁNOS

AZONOSÍTÁS	Név: Mózer András		Azonosító: 78135917603	
	Képzéskód: 2N-MG0		Specializáció kódja:	Feladatkiírás azonosítója:
	Szak: Gépészmérnöki mesterképzési szak		2N-MG0-GT	GEGI:2022-1:2N-MG0;JDK00Z
	Diplomamunka-feladatot kiadó tanszék:		Zárvizsgát szervező tanszék:	
	Gép- és terméktervezés Tanszék		Gép- és terméktervezés Tanszék	
	Témavezető: Dr. Farkas Zsolt József (72860697177), adjunktus			

FELADAT	Cím	Hibrid hajtáslánc tervezése Designing a hybrid drivetrain
	Részletes feladatok	Végezzen irodalomkutatót és elemző összehasonlítást a témakörben! Állítsa össze a hibrid hajtáslánccal szemben támasztott követelményeket! Fordítson figyelmet az alkalmazás egyedi követelményeire, az elemek egyszerű, olcsó gyárthatóságára, beszerzésére! Dolgozzon ki konstrukciós változatokat a hajtáslánc-struktúrára vonatkozóan! A kidolgozás során vegye figyelembe a meglévő belső égésű motor jellemzőit és a működtetés különböző üzemállapotait! Készítse el a koncepcióváltozatok értékelési szempontrendszerét, majd válassza ki a legmegfelelőbb konstrukciót! Állítsa össze a gépelemek szükséges számítási dokumentációját! Állítsa össze a hajtásrendszer részletes 3D-s virtuális modelljét! Végezze el a szükséges optimalizálásokat! Állítsa össze a kereskedelmi elemek listáját és árajánlatát! Készítse el az egyedi alkatrészek műhelyrajzait!
	Hely	A diplomamunka készítés helye: BME Közlekedésmérnöki és Járműmérnöki Kar, KJIT tanszék; 1111 Budapest, Stoczek u 2 Konzulens: Fazekas Máté, doktorandusz

ZÁRÓVIZSGA	1. záróvizsga tantárgy(csoport)	2. záróvizsga tantárgy(csoport)	3. záróvizsga tantárgy(csoport)
	ZVEGEGINGGT Gépészeti szerkezetek tervezése	ZVEGEGINGHT Hajtástechnika	ZVEGEGINGAT Alkalmazott automatizálástechnika

HITELESÍTÉS	Feladat kiadása: 2021. szeptember 6.		Beadási határidő: 2021. december 10.	
	Összeállította: Dr. Farkas Zsolt József (72860697177) témavezető		Ellenőrizte: Dr. Horák Péter s.k. tanszékvezető	Jóváhagyta: Dr. Györke Gábor s.k. dékánhelyettes
	Alulírott, a feladatkiírás átvételével egyúttal kijelentem, hogy a Diplomamunka-készítés c. tantárgy előkövetelményeit maradéktalanul teljesítettem. Tudomásul veszem, hogy jogosulatlan tantárgyfelvétel esetén a jelen feladatkiírás hatálytalan. Mózer András			

KONZULTÁCIÓS NAPLÓ

Hallgató neve: Mózer András

Azonosítója: JDK00Z

A hallgató elérhetőségei (e-mail, telefon):

mozerbandi5@gmail.com +36 20 359 21 86

Szakedolgozat/diplomaterv címe:

Hibrid hajtáslánc tervezése

Témavezető: Dr. Farkas Zsolt Konzulens: Fazekas Máté

Tanszék: Gép és Terméktervezés Tanszék

Üzem: BME KJK KJIT Tanszék

Kérjük, hogy táblázatot olvasható (nyomtatott) betűkkel töltse ki! A táblázat bővíthető.

Alk.	Dátum	Elvégzett feladat/Megjegyzés/Mérföldkő	Aláírás (T/K)
1.	2021.02.16.	Feladat pontosítása, adatok egyeztetése	
2.	2021.03.25.	Szakirodalmi áttekintés véglegesítése	
3.	2021.05.12.	Követelményrendszer felállítása, konstrukció választása	
4.	2021.07.19.	Gokart szerelése, 3D modell készítése	
5.	2021.09.15.	Szimuláció előkészítése, modell felépítése	
6.	2021.11.10.	Konstrukció áttekintése, javítása	
7.	2021.12.15.	Diplomaterv tisztázása	

A Konzultációs naplót összesen legalább hét alkalommal az egyes konzultációk alkalmával kell láttamoztatni a témavezetővel vagy konzulenssel. Legalább négy konzultáció a témavezetővel kell történjen, ezek közül az egyik az utolsó alkalom kell legyen. A tanszékek a tanszéki elvárásoknak és a feladat jellegének függvényében a kötelező konzultációkon kívül „mérföldköveket”, ellenőrzési pontokat is beiktathatnak/előírhatnak.

A hallgató konzultációs kötelezettségeinek eleget tett, az elkészített szakdolgozat/diplomaterv a követelmények megfelel, az beadható.

Dátum:

Dátum:

konzulens aláírása

témavezető aláírása

Beadhatósági nyilatkozat

Mózer András (JDK00Z) diplomaterve, melynek címe: *Hibrid hajtáslánc tervezése*, az üzem/intézmény által elvárt szakmai színvonalnak mind tartalmilag, mind formailag megfelel, beadható.

Képzés megnevezése: Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem,
Gépészmérnöki Kar,
Gépészmérnöki mesterszak, Géptervező specializáció

A dolgozat beadásának féléve: 2021/22/1

Kelt, Budapest 2021.12.15

Az üzem részéről:

Tasuba Máté
Üzemi konzulens

Elfogadási nyilatkozat

Mózer András (JDK00Z) diplomaterve, melynek címe: *(Hibrid hajtáslánc tervezése)* a Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem Gépészmérnöki Kara által a Diplomatervezési és Szakdolgozat feladatokra előírt valamennyi tartalmi és formai követelménynek, továbbá a feladatkiírásban előírtaknak maradéktalanul eleget tesz. E diplomatervet a nyilvános bírálatra és nyilvános előadásra alkalmasnak tartom.

A dolgozat beadásának féléve: 2021/22/1

A beadás időpontja: 2021.12.17



témavezető

Nyilatkozat az önálló munkáról

Alulírott Mózer András (JDK00Z), a Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem hallgatója, büntetőjogi és fegyelmi felelősségem tudatában kijelentem és sajátkezű aláírással igazolom, hogy ezt a diplomatervet, melynek címe: (Hibrid hajtáslánc tervezése) meg nem engedett segítség nélkül, saját magam készítettem, és dolgozatomban csak a megadott forrásokat használtam fel. Minden olyan részt, melyet szó szerint vagy azonos értelemben, de átfogalmazva más forrásból átvettem, egyértelműen, a hatályos előírásoknak megfelelően, a forrás megadásával megjelöltem.

A dolgozat beadásának féléve: 2021/22/1

Budapest, 2021.12.17


szigorló hallgató

Köszönetnyilvánítás

Szeretnék köszönetet mondani témavezetőmnek, Dr. Farkas Zsoltnak, aki észrevételeivel és tanácsaival segítette munkámat.

Emellett szeretném megköszönni a BME Go-Kart, Go-Bosch! csapatának a gokart rendelkezésemre bocsátását. Köszönöm konzulensemnek, Fazekas Máténak az átadott tapasztalatokat és tudást.

Köszönöm továbbá a Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem Áramlástan Tanszékének az AMESim szoftverrel történt munkám megkezdésében nyújtott segítséget. Ezen belül külön köszönöm Dr. Sente Viktor adjunktusnak.

Végezetül szeretném megköszönni családomnak, barátaimnak és mindenkinek, aki a diplomamunkám írása során támogatott, és gondolatébresztő megjegyzésekkel látta el munkámat.

TARTALOMJEGYZÉK

Jelölések jegyzéke.....	4
1. Bevezetés	7
2. Szakirodalmi áttekintés.....	8
2.1. A hibrid hajtásokról általánosan	8
2.2. A hibrid járművek története	9
2.3. Pneumatikus hibrid járművek.....	10
2.4. Hidraulikus hibrid járművek.....	11
3. A hibrid járművek osztályozása	16
3.1. A funkciók szerinti osztályozás.....	16
3.1.1. START/STOP Rendszer	17
3.1.2. Lágy hibrid	18
3.1.3. Erős hibrid	18
3.1.4. Plug-In hibrid.....	18
3.2. Konfiguráció szerinti osztályozás	20
3.2.1. A soros hibrid járművek.....	20
3.2.2. A párhuzamos hibrid járművek.....	25
3.2.3. A Soros-Párhuzamos hibrid járművek.....	29
3.2.4. A komplex hibrid járművek	30
4. A hibrid járművek vezérlése	32
4.1. Üzemelési stratégiák	32
4.1.1. Üzemelési stratégia a nitrogén oxidok csökkentésére	32
4.1.2. Üzemelési stratégia a CO ₂ kibocsájtás csökkentésére	33
4.2. Regeneratív fékező rendszer.....	34
4.2.1. Motorfék szimuláció	34
4.2.2. Regeneratív fékrendszer.....	34
4.2.3. Kooperatív regeneratív fékrendszer.....	34
5. Előzetes koncepcióképzés.....	36
5.1. Követelményjegyzék.....	36
5.2. Funkcióstruktúra	40
5.3. Morfológiai mátrix	42
5.3.1. Az első megoldás.....	43
5.3.2. A második megoldás	44
5.3.3. A harmadik megoldás	44
5.3.4. A negyedik megoldás	45
5.3.5. Az ötödik megoldás	45
5.4. A megoldások értékelése.....	46

6. A hibrid hajtáslánc szimulációja.....	47
6.1. A szimuláció során használt program bemutatása.....	47
6.2. A terhelő ciklus meghatározása.....	48
6.3. A párhuzamos architektúra szimulációja.....	53
6.4. A teljesítmény elágaztatásos architektúra szimulációja.....	59
6.5. A két architektúra összehasonlítása.....	61
7. A hibrid hajtásláncok tervezése.....	68
7.1. A párhuzamos architektúra áttervezése.....	68
7.2. Átdolgozott hajtáselrendezés tervezése.....	77
7.3. Az új alkatrészek méretezése.....	83
7.3.1. csapágyszakaszok.....	83
7.3.2. tengelyek.....	87
7.3.3. Nyomatékkötések.....	92
7.3.4. A lánchajtások méretezése.....	95
7.4. Költségbecslés.....	96
8. Kitekintés az emisszió csökkentés irányába.....	98
9. Eredmények értékelése.....	101
10. Összefoglalás.....	102
11. Felhasznált források.....	103
12. Summary.....	104
13. Mellékletek.....	105

JELÖLÉSEK JEGYZÉKE

Jelölés	Megnevezés, megjegyzés, érték	Mértékegység
P_g	A generátor teljesítménye	kW
$P_{B.É.M.}$	A belsőégésű motor teljesítménye	kW
P_m	A villanymotor teljesítménye	kW
P_B	Az akkumulátorból származó teljesítmény	kW
P_{fd}	A végáttételen megjelenő teljesítmény	kW
T_g	A generátor nyomatéka	Nm
$T_{B.É.M.}$	A belsőégésű motor nyomatéka	Nm
T_m	A villanymotor nyomatéka	Nm
T_{fd}	A végáttétel nyomatéka	Nm
T_{shaft}	A hajtó tengely nyomatéka	Nm
ω_g	A generátor szögsebessége	rad/s
$\omega_{B.É.M.}$	A belsőégésű motor szögsebessége	rad/s
ω_m	A villanymotor szögsebessége	rad/s
i_T	A váltómű áttétele	-
i_{fd}	A végáttétel áttétele	-
PS	Power Split	
NEDC	New European Driving Cycle	
WLTP	Worldwide Harmonized Light-Duty Vehicles Test Procedure	
RDE	Real Driving Emissions	
C_0	Csapágyak statikus alapterhelése	kN
C	Csapágyak dinamikus terhelése	kN
f_0	Csapágyak számítási tényezője	-
F_{ax}	Csapágyak axiális terhelése	kN
P	Csapágyak egyenértékű dinamikus terhelése	kN
X	Csapágytényező	-
Y	Csapágytényező	-
e	Csapágytényező	-
F_r	Csapágyak radiális terhelése	kN
n	Fordulatszám	1/s
p	Csapágykitevő	-
L_h	Csapágyélettartam	h
s_0	Csapágyak statikus biztonsági tényezője	-
K_p	Poláris keresztmetszeti tényező	mm ³
K	Keresztmetszeti tényező	mm ³
$D_{külső}$	A tengelyek külső átmérője	mm

d_{furat}	A furatok átmérője	mm
$\tau_{\text{csavarás}}$	A csavarásból származó csúsztatófeszültség	MPa
T	Csavarónyomaték	Nm
$\sigma_{\text{hajlítás}}$	A hajlításból származó feszültség	MPa
M_h	Hajlítónyomaték	Nm
$\tau_{\text{nyírás}}$	A nyírásból származó csúsztatófeszültség	MPa
V	Nyíróerő	kN
σ_{HMH}	Egyenértékű feszültség (HMH elmélet)	MPa
ω_{k1}	Az első kritikus szögsebesség	rad/s
d	A veszélyes keresztmetszet átmérője	mm
a	A csapágys távolsága	mm
E	Rugalmassági modulus	GPa
ρ	Sűrűség	kg/m ³
p_{meg}	A megengedett palástnyomás	MPa
R_{eh}	A folyáshatár	MPa
τ_{meg}	A megengedett csúsztatófeszültség	MPa
p	Palástnyomás	MPa
F_t	A nyomatékból származó tangenciális erő	kN
d_{mag}	A csavar magátmérője	mm
l	A csavar érintkező hossza	mm
$BSFC$	Brake Specific Fuel Consumption	
τ_{II}	A varrat hossz tengelyével párhuzamos csúsztatófeszültség	MPa
a	A varrat gyökmérete	mm
A_0	A varrat középvonala által bezárt terület	mm ²
φ	A hegesztés jósági foka	-
SOC	State of Charge	
$Párh$	Párhuzamos architektúra	

1. BEVEZETÉS

A modern társadalmi berendezkedésünk és fogyasztási szokásaink a jelenleg felfedezett erőforrásainkkal számolva nem tartható fenn hosszú távon. Ennek megfelelően vagy új nyersanyag lelőhelyeket fedezünk fel, vagy a meglévő technológiáinkat korszerűsítjük. Mivel a korábban elterjedt és kipróbált technológiák rövid távon alacsonyabb anyagi vonzattal járnak, így sok esetben ezt a megoldást választják a cégek vezetői. Ugyanakkor, ha ténylegesen fenntartható megoldást keresünk, szükségessé válik a meglévő technológiától eltérő, alapjaiban más technológiákat adaptálni.

Az járműipar sem kivétel ezen hatások alól, így itt is megkezdődtek a fejlesztések a hagyományos fosszilis energiahordozók elhagyására. Ezek közül a jelenleg leginkább megvalósítható a hibrid hajtás. Ennek során a hagyományos belsőégésű motort, egy másik alapelveen működővel egészítjük ki. Ez a gyakorlatban általánosan villanymotort/okat jelent. Ennek a célja belsőégésű motor üzemanyag fogyasztásának csökkentése, hatásfokának növelése, valamint a károsanyag kibocsátás csökkentése.

Habár egyre jelentősebb a tisztán elektromos járművek elterjedése, hiszen ezeknek lokálisan ténylegesen zéró a károsanyag kibocsátásuk, ugyanakkor a technológia még nem rendelkezik olyan fokú kiforrottsággal, mint társai. A két legjelentős kérdés, hogy a szükséges elektromos áramot milyen módon termeljük meg, valamint az elhasználódott akkumulátorcsomagot hogyan semlegesítjük, vagy hasznosítjuk újra. Erre idővel természetesen választ kaphatunk, de addig is kézen fekvő alternatívát jelentenek, mára már az átlagos fogyasztó számára is, a hibrid járművek.

2. SZAKIRODALMI ÁTTEKINTÉS

2.1. A hibrid hajtásokról általánosan

Hibrid hajtásokról akkor beszélhetünk általánosságban, amikor az adott járművet nem csak egy energiaforrásból tápláljuk, hanem többől is. Ennek során a több egymástól alapvetően eltérő energiaforrást (belsőégésű motor, villanymotor, pneumatikus rendszerek, hidraulikus rendszerek) különböző módokon kapcsoljuk össze. Ezek közül a legelterjedtebb megoldás során egy belsőégésű motort kapcsolunk össze villanymotorral/villanymotorokkal. Ezek mára már igen elterjedtek, és nagy számban elérhetők a hétköznapi felhasználók számára is.

Egy hibrid elektromos jármű (HEV) egy hagyományos belsőégésű és egy elektromos jármű (EV) kombinációja. A jármű hajtására egyszerre egy belsőégésű motort (ICE), valamint egy vagy több villanymotort használ. A két erőforrás, a belsőégésű motor és a villanymotor, a teljesítményáram szempontjából sorosan és párhuzamosan is lehetnek kapcsolva. Amikor ezek sorosan vannak kapcsolva, a hibrid jármű egy soros hibrid, ahol csak a villanymotor szolgáltat mechanikus teljesítményt a kereknek. Amikor a belsőégésű motor és a villanymotor párhuzamosan vannak kapcsolva, párhuzamos hibridről beszélünk. Ilyenkor mind a villanymotor, mind a belsőégésű motor tud mechanikus teljesítményt szolgáltatni a kereknek, külön vagy akár együtt is.

A hibrid járművekben, a belsőégésű motor a legfőbb energiaátalakító, ami az összes energiát szolgáltatja a járműnek. A villanymotor növeli a rendszer hatásfokát és csökkenti az üzemanyag fogyasztást, a kinetikus energia visszanyerésével regeneratív fékezéskor. Optimalizálja a belsőégésű motor üzemelését normál használat esetén, a motor nyomatékának és fordulatszámának változtatásával. A belsőégésű motor a jármű számára megnövekedett hatótávot szolgáltat, ezzel kiküszöbölve a hagyományos elektromos járművek hátrányait.

A plugin hibridek esetén (PHEV), a folyékony üzemanyag mellett, rendelkezésre áll az akkumulátorokban tárolt elektromos energia is, ami újratölthető az elektromos hálózatról. Ezáltal az üzemanyag fogyasztás tovább csökkenthető.

A soros hibridek, valamint a plug-in hibridek esetén, a belsőégésű motor egy generátort hajt. A belsőégésű motor üzemanyagot alakít át mechanikus energiává, ezt a generátor elektromos árammá alakítja. A járművet egy villanymotor hajtja, a generátor által előállított elektromos áramot felhasználva. Ezt a villanymotort használjuk a kinetikus energia visszanyerésére fékezéskor. A generátor és a villanymotor között egy akkumulátorcsomag helyezkedik el, hogy kiegyenlítse az elektromos áram ingadozásait a generátor és a villanymotor között.

A párhuzamos hibridek, valamint a plug-in hibridek esetén, mind a belsőégésű motor, mind a villanymotor kapcsolódik a végáttétel tengelyéhez mechanikus úton,

tengelykapcsolók, fogaskerekek, vagy szíjak által. Ez a párhuzamos elrendezéslehetőséget teszi, hogy a belsőégésű motor és a villanymotor közösen, vagy külön-külön hajtja a járművet. A villanymotor használjuk az energia visszanyerésére regeneratív fékezéskor, valamint a motorfék használatakor a fölös energia elnyelésére.

A hibrid és plug-in hibrid járművek léteznek soros és párhuzamos, valamint bonyolultabb konfigurációban is, ahol többnyire egynél több villanymotor is beépítésre került. Ezek a konfigurációk általában tovább növelhetik a teljesítményt és az üzemanyag fogyasztást, de járulékos alkatrész költségekkel rendelkeznek.^[1]

2.2. A hibrid járművek története

Habár a modern elektromos hibrid járművek csak pár évtizede vannak jelen, az elektromos hajtással kiegészített hibrid járművek ötlete nem új. 1896-ban a Pieper nevű belga vállalat kifejlesztette az első elektromos hibridet az „Auto-Mixte”-t. A Piper hibridje egy párhuzamos hibrid volt, egy kis léghűtéses gázolajjal működő motorral, amit egy villanymotor, és ólom-sav akkumulátor segített. 1901-ben a vállalat épített két benzin-elektromos járművet, amiket egy 60 [LE] belsőégésű motorral és egy 40 [LE] villanymotorral szereltek, ezzel elérve a 100 [LE]-t. 1902-ben H. Kriger kifejlesztett egy soros hibrid járművet, és nagyjából ezeitől kezdődött a hibrid járművek gyártása Németországban a Lohner-Porsche által. Habár rengeteg energiát fektettek a hibrid járművek piacra dobásába, nem lettek annyira sikeresek, mint amire számítottak. A korai hibridek főleg arra szolgáltak, hogy a gyenge belsőégésű motorokat segítsék. Habár a gyors fejlődés a belsőégésű motorok technológiájában, a teljesítménysűrűség növekedése, és a hatásfok javulása miatt nem volt már előnye az elektromos hibrideknek és nem sokkal az 1. világháború után el is tűntek.

1967-ben Dr Ernest H. Wakefield elkezdett dolgozni egy soros hibrid járművön. Az általa tervezett elrendezésben az akkumulátort egy kis belsőégésű motor töltötte, amit egy váltoáramú generátorhoz kapcsolt. Habár egyik terve sem jutott el a piacra. 1975-ben a párhuzamos hibridek ötletét Dr. Victor Wouk és kollégái vették újra elő. Egy Mazda bolygó dugattyús motort kapcsoltak egy 15 [LE] egyenáramú villanymotorhoz, az akkumulátorcsomagot pedig nyolc egyenként 12 [V] feszültségű akkumulátor alkotta.

A manapság jelentős nagy érdeklődés a hibrid járművek iránt az 1990-es években kezdődött, a tisztán elektromos hajtás lassú fejlődése miatt. A Toyota volt az első vállalat ami elérte a piacot a Prius bemutatásával 1997-ben. Őket követte a Honda, ami két évvel később mutatta be az Insight-ot. Manapság világszerte már majdnem minden gyártó nagy energiát fektet az elektromos hibrid hajtások fejlesztésébe, ezzel jelezve, hogy van jövője ezen járműtípusoknak, habár manapság már egyre jelentősebb előrelépések vannak a tisztán elektromos járművek terén is.^[3]

2.3. Pneumatikus hibrid járművek

Manapság a legtöbb újonnan megjelenő, hibrid technológia az üzemanyag fogyasztás, valamint a károsanyag kibocsátás csökkentését célozza meg. Ezeknek a jelentős többsége elektromos hibrid. Léteznek ugyanakkor más elven működő hibridek is, mint például a pneumatikus hibrid járművek, ahol a járművet egy belsőégésű motor, valamint egy légmotor hajtja. A pneumatikus hibrid hajtáslánc képes elnyelni a jármű kinetikus energiáját, és azt egy tartályban sűrített levegőként tárolni, majd ezt később felhasználni gyorsításra, ezzel javítva a jármű üzemanyag fogyasztását. A pneumatikus hibrid mellett szól a pneumatika elterjedtsége, a gyártás egyszerűsége, környezetkímélő mivolta, valamint a korábban ismertetett egyszerű energiatárolás.

Fontos bejelentést tett a PSA Peugeot Citroën a cég egy korábbi innovációt bemutató rendezvényén. Kidolgoztak egy olyan hibrid hajtást, amelyben nem akkumulátor, villanymotor és generátor segítik a belsőégésű motor munkáját, hanem egy speciális sűrített levegős rendszer. Érthető okokból nem nagyon taglalták az Air Hybrid hajtás részleteit, de úgy jellemezték, hogy jelentős lépés a 2 l/100 km fogyasztású autó megvalósításának irányába. A benzinmotor mellé sűrített levegős palackokat, légmotort és egy speciális bolygóműves automata váltót társítottak. Az ilyennel felszerelt, főleg kisebb méretű modellek ezzel a megoldással háromféle üzemmódban működhetnek: csak benzinnel, csak levegővel, vagy ezek kombinált erejével.

A franciák becslései szerint az Air Hybriddel hajtott kisautók, például a C3 (2.1.ábra) vagy a Peugeot 208 vegyes átlagfogyasztása 2,9 l/100 km-re csökkenne, CO₂-kibocsátásuk pedig alig 69 g/km-re mérséklődne. Ráadásul városban (70 km/órás tempóig) az Air mód használatával az autók nulla emisszióval lennének képesek közlekedni. ^[4]



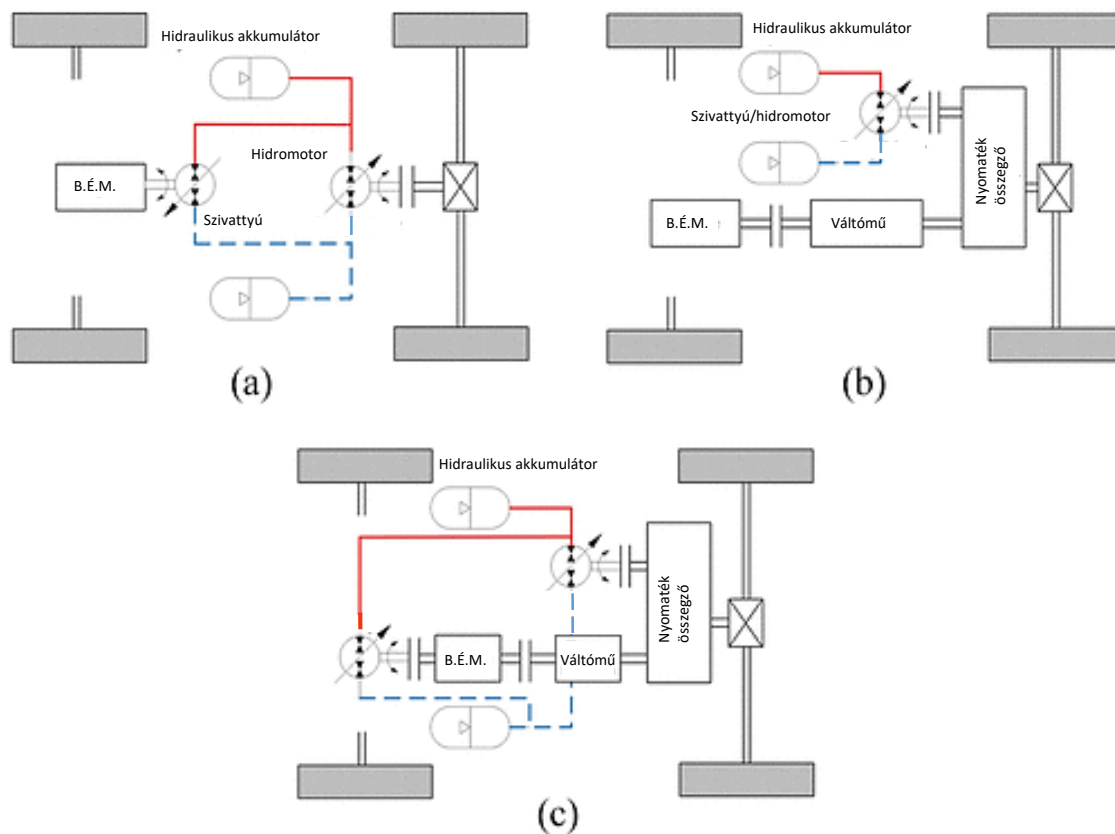
2.1.ábra. Citroën C3 Air Hybrid ^[5]

2.4. Hidraulikus hibrid járművek

Az energiatakarékos és környezetbarát autók iránti egyre erősebb igény mellett, a hidraulikus hibrid hajtáslánc egy lehetséges megoldás a városi közlekedésre. Habár az új megoldások sokszor még nem találták meg a megoldást a biztonságra, megbízhatóságra és alacsony költségekre.

A hibrid járművek többsége elektromos, mechanikus, vagy hidraulikus hibrid. A hidraulikus hibridek előnye a nagy teljesítménysűrűségük. Kisebb mérettel rendelkeznek, miközben ugyanakkora teljesítményt adnak le, mindez pedig kedvező a térbeli elrendezés és tömeg szempontjából.

Jelenleg három fő hidraulikus hibrid típus létezik (2.2.ábra), a soros (a), párhuzamos (b), és soros-párhuzamos (c).



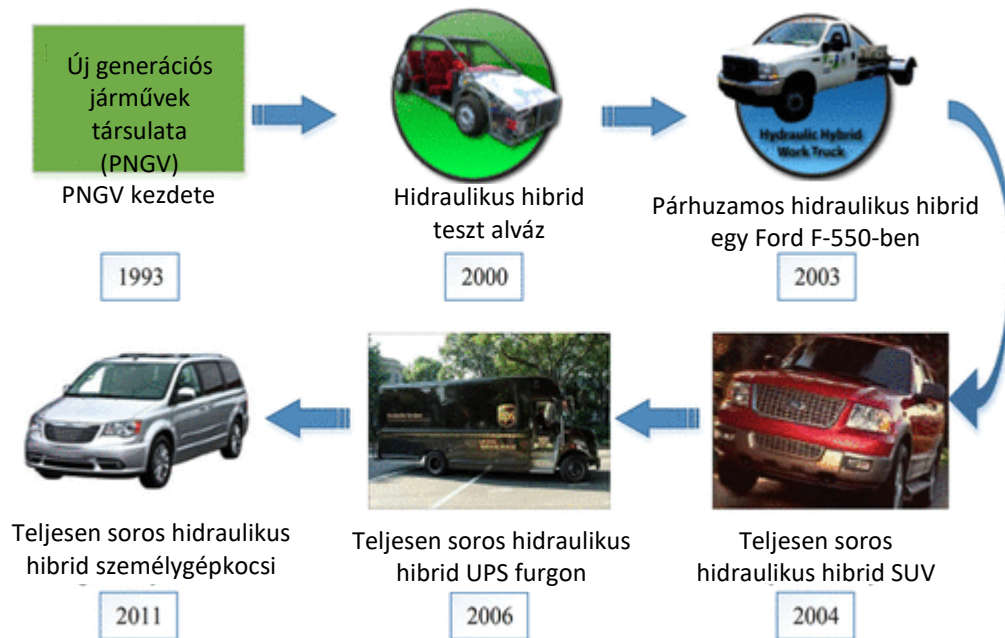
2.2.ábra. A hidraulikus hibrid kialakítások ^[6]((a)-soros, (b)-párhuzamos, (c)-soros-párhuzamos)
(B.É.M.-belsőégésű motor)

A soros hibrid architektúra képes leválasztani a motort a hajtás többi részéről. Nincs szükség mechanikus váltóműre. A motor a lehető legkedvezőbb működési tartományban képes üzemelni, ami kedvezőbbé teszi a fogyasztást és a károsanyag kibocsátást. Továbbá könnyen megvalósítható vele egy fokozatmentes váltómű és integrált hajtás/fékezés vezérlést.

A párhuzamos hibrideknek sok műszaki alkalmazása van, a könnyű szerelhetőség, és magas hatásfok miatt. Ugyanakkor a motornak nincs lehetősége teljesen szabadon leválnia a hajtás többi részéről, mint a soros architektúránál. Ennek következtében az optimalizálhatóság korlátozott és az energia megtakarítás sem olyan magas. Továbbá nem rendelkezik a fokozatmentes váltómű előnyeivel.

A soros-párhuzamos hibrid mind a soros mind a párhuzamos architektúra előnyeivel rendelkezik. A legnagyobb teljesítménynövekedéssel bírnak a hibrid hajtások közül változó vezetési körülmények között. Ennélfogva a fogyasztás tovább csökkenhet. Habár a kialakítása komplikált, és az alkatrészek megbízhatóságára nagyban szükség van. A vezérlése képes az egyes üzemmódok közötti finom váltásra.

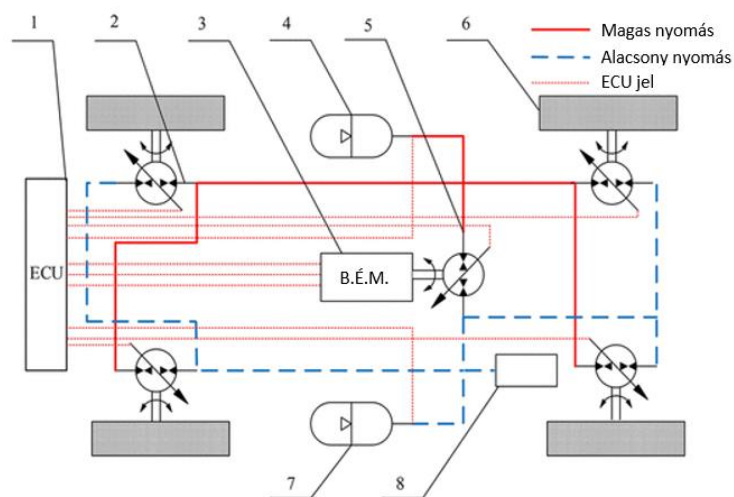
A hidraulikus hibrid technológiát főleg a közepes és nehéz gépjárművek használják (2.3.ábra). Az elmúlt években a hidraulikus építőelemek fejlesztésével a technológia a könnyű járművek, a városi tömegközlekedés és az SUV-k körében is egyre népszerűbb lett. A fejlesztési trend azt mutatja, hogy a nehéz járművek külső hajtása helyett a könnyű járművek teljes hidraulikus hajtása a következő lépés.



2.3.ábra. Hidraulikus hibrdek ^[6]

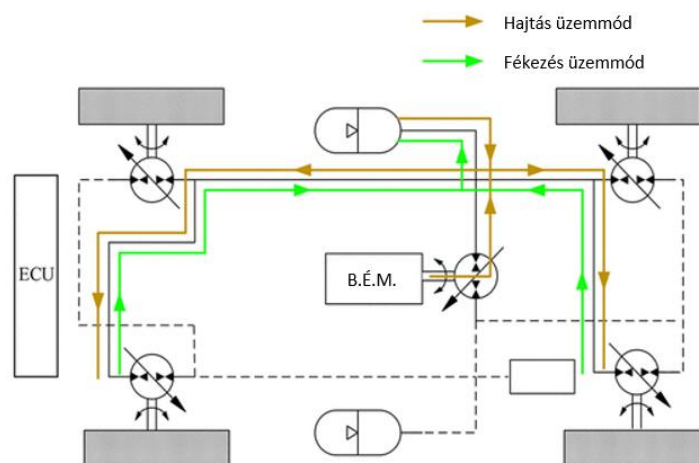
A múltban sok kutatás készült a hidraulikus hibrid hajtáslánc vizsgálatával kapcsolatban. A soros hidraulikus hibrid hajtáslánc hatásfoka alacsony. Mivel a belsőégésű motor nem képes közvetlenül a kerekeket hajtani, így jelentős a veszteség. Néhány esetben, ha a belsőégésű motor hajtja a kerekeket nagyobb a hatásfok. Emellett egy nagy teljesítményű hidraulikus motorra is szükség van, mivel ennek képesnek kell lennie minden körülmény között hajtani a járművet.

Sokféle megoldást próbáltak már találni ezekre a problémákra, melyek közül az egyik kísérlet a kerékagy hajtás megvalósítása. Ez a megoldás szükségtelessé teszi a hagyományos hajtáselemeket. A négy kerekeket közvetlenül négy változtatható nyelésű motor hajtja. Emiatt a belsőégésű motor lehet kisebb hengerűrtartalmú is (downsizing), a magas nyomású hidraulikus akkumulátornak köszönhetően. A fogyasztás csökkenthető, ha a jármű fékezési energiáját visszanyerjük. Továbbá a jármű hasmagassága növelhető a négy kerékagymotor miatt.



2.4.ábra. Hidraulikus hibrid kerékagy motorokkal [6]

A bemutatott jármű mind hajtó, mind fékező üzemben képes működni, az energiaáramlás útját a következő ábra mutatja be.



2.5.ábra. Az energiaáramlások útja [6]

Hajtás

Az elektromos vezérlés érzékeli a nyomást az akkumulátoron induláskor és gyorsításkor. Ha a nyomás alacsonyabb, mint egy megengedett határ, akkor a motor meghajtja a szivattyút, hogy előálljon a kellő nyomás. Ha a nyomás magasabb, mint ez a határ, akkor az akkumulátor önállóan elkezd szolgáltatni a nyomást a motoroknak, mialatt a belsőégésű motor alapjáraton üzemel, vagy leáll. A belsőégésű motor és az akkumulátor képes közös üzemre is, amikor hirtelen gyorsításokra van szükség. Ez a kialakítás képes felülmúlni az alacsony hatásfok hátrányait és a motor magas károsanyag kibocsátását indítás és gyorsítás alatt. Amikor állandó sebesség mellett haladunk, két üzemmód is megvalósulhat annak megfelelően, hogy mekkora az akkumulátorban a nyomás. Ha alacsonyabb, mint a szükséges, akkor a belsőégésű motor az optimum állapotában üzemel. A felesleges nyomást az akkumulátor tárolja.

A másik esetben, az akkumulátor szolgáltatja a nyomást, és a belsőégésű motor, vagy alapjáraton üzemel, vagy leáll. Ennélfogva a motor a legkedvezőbb teljesítménytartományban csak időszakosan üzemel. Tolatáskor a vezérlés megváltoztatja a kerékagymotorok forgásirányát, de az energiafolyam ugyanolyan marad, mint előrefele haladás esetén.

Fékezés

A vezérlés érzékeli a fékpedál jelét, és a belsőégésű motor azonnal alapjáratra vált, vagy leáll. A szivattyú nem szállítja tovább a magas nyomású folyadékot. A vezérlés átállítja a kerékagymotorokat, hogy szivattyúként üzemeljenek, amit a jármű tehetetlensége hajt. Ennélfogva a kinetikus energia nyomássá alakul, amit az akkumulátor tárol. Amikor az akkumulátor telítődik a felesleges magas nyomású hidraulikaolaj egy alacsony nyomású tartályba folyik egy nyomáshatároló szelepen keresztül. Ennek hatására az olaj nyomása megnövekszik. Ezen a ponton már a hagyományos fékrendszernek kell fékeznie a járművet.^[6]

3. A HIBRID JÁRMŰVEK OSZTÁLYOZÁSA

A hibrid járművek osztályozása történhet több módok is. Ezek közül a legmeghatározóbb az, hogy milyen feladatokat képesek ellátni, valamint, hogy milyen konfigurációban kerültek kialakításra. A következőkben ezeket mutatom be.

3.1. A funkciók szerinti osztályozás

Ahhoz, hogy megértsük milyen osztályokba sorolhatjuk a hibrid hajtásokat, először meg kell ismernünk az általuk ellátott funkciókat.

Az üzemállapottól és a teljesítményigénytől függően, a belsőégésű motor és a villanymotor eltérő mértékben vesz részt a jármű hajtásában. A hibrid vezérlőrendszer határozza meg a teljesítmény eloszlását a két rendszer között. A kapcsolat a belsőégésű motor és a villanymotor között határozza meg az üzemmódokat.

Start/stop

A start/stop üzemmód lehetővé teszi a belsőégésű motor átmeneti kikapcsolását, a gyújtáskapcsoló elfordítása nélkül. Ebben az esetben a motor álló helyzetben kikapcsol, majd automatikusan újraindul, amint a sofőr folytatni akarja a vezetést.

Regeneratív fékezés

Regeneratív fékezés alatt a járművet nem csak az üzemi fékek lassítják, hanem a generátorüzemű villanymotor által felvett nyomaték is. Ebben az esetben a villamos hajtás átalakítja a jármű kinetikus energiáját villamos energiává, amit aztán az akkumulátorokban tárol. A regeneratív fékezés rekuperatív fékezésnek is ismert.

Hibrid meghajtás

A hibrid meghajtás azokra az állapotokra utal, amikor a belsőégésű motor és a villanymotor közösen adja a nyomatékot a hajtás számára. A hibrid meghajtást tovább bonthatjuk a villanymotor generátor és motor üzemmódjaira.

Az akkumulátor generátor üzemben töltődik. Erre a célra a belsőégésű motor olyan módon üzemel, hogy a jármű meghajtásához szükséges teljesítménynél többet termeljen. A felesleges teljesítményt a villamos hajtás veszi fel, és alakítja át elektromos árammá, amit az akkumulátor tárol.

Az akkumulátorból a villanymotor motor üzemmódjában vesszük ki a teljesítményt. Az elektromos hajtás segíti a belsőégésű motort a hajtásra fordított szükséges teljesítmény előállításában.

Tisztán elektromos hajtás

Tisztán elektromos hajtás esetén, a járművet csak a villanymotor hajtja. Ennek érdekében a jármű szétkapcsolódik a belsőégésű motortól, ami le is kapcsol. Így ebben az üzemmódban a jármű tulajdonképpen hangtalanul, és lokálisan károsanyag kibocsátás mentesen tud üzemelni.

Feltöltés a hálózati csatlakozóknál

A hálózati csatlakozóknál történő feltöltés esetén a jármű töltőkábelrel csatlakoztatható a hálózathoz, és az akkumulátor feltölthető.

Ezek alapján a hibrid hajtáslánc megvalósítások a következő csoportokba sorolhatók:

3.1.1. START/STOP RENDSZER

A start/stop rendszerek működésükhöz a start/stop valamint a regeneratív funkciókat használják fel. A hagyományos járművek generátor vezérlése kerül adaptálásra erre a célra. Normális üzemben a generátor kimenetén alacsony teljesítmény mérhető. Az ezt meghaladó fázisokban a generátor kimenetén mérhető teljesítményt meg kell növelni, hogy a jármű lassítását nagyobb mértékben felhasználva nagyobb teljesítményt állítsunk elő.

Az üzemanyag megtakarítás elérheti akár a 4-5%-ot is a start/stop rendszer használatával (New European Driving Cycle).

3.1.2. LÁGY HIBRID

A lágy hibrid a start/stop funkció mellett, a regeneratív fékezéssel, valamint hibrid meghajtással is rendelkezik. A tisztán elektromos hajtás viszont nem lehetséges. A villanymotor tudja ugyan csak magában hajtani a járművet, de ennek során a belsőégésű motor végig kapcsolatban marad a hajtásláccal.

Az üzemanyag megtakarítás elérheti akár a 10-15%-ot is a lágy hibrid rendszer használatával (New European Driving Cycle).

3.1.3. ERŐS HIBRID

Az erős hibrid, a lágy hibrid funkciói mellett képes csak a villanymotort felhasználva rövidebb távolságokat megtenni. A belsőégésű motor tisztán elektromos hajtás esetén kikapcsol.

Az üzemanyag megtakarítás elérheti akár a 20-30%-ot is az erős hibrid rendszer használatával (New European Driving Cycle).

3.1.4. PLUG-IN HIBRID

Az erős hibridek alternatívaként megtervezhetők plug-in hibridekként. Ezek képesek az akkumulátorukat egy hálózati csatlakozóról feltölteni. Hasznos ezeket az akkumulátorokat magas töltöttségi szinten tartani, így hosszabb utakat is megtehetünk tisztán elektromos hajtás felhasználásával.

Az üzemanyag megtakarítás elérheti akár az 50-70%-ot is a plug-in hibrid rendszer használatával (New European Driving Cycle). Ez a magas érték annak köszönhető, hogy a hajtásra fordított energia egy része az elektromos hálózatról jön, és ez nem adódik hozzá közvetlenül az üzemanyag fogyasztáshoz.

Ezeket a csoportokat és az általuk ellátni képes funkciókat az 1.Táblázat foglalja össze.

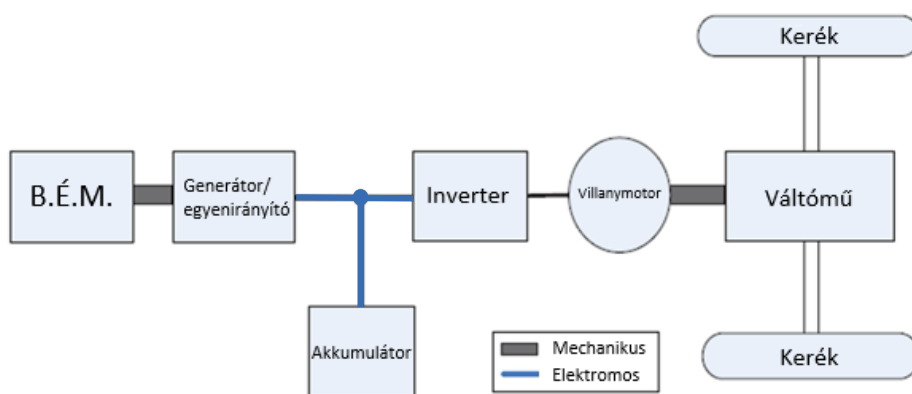
3.1. Táblázat: A funkcionális csoportosítás^[2]

		Hibrid rendszerek			
		Start/stop	Lágy hibrid	Erős hibrid	Plug-in hibrid
Funkció	Start/stop	X	X	X	X
	Regeneratív fékezés	X	X	X	X
	Elektromos rásegítés		X	X	X
	Elektromos hajtás			X	X
	Töltés elektromos hálózatról				X

3.2. Konfiguráció szerinti osztályozás

A hibrid járművekben sokféleképpen állíthatjuk össze a belsőégésű motort, a villanymotort, valamint a váltóművet. A különböző konfigurációk elkülöníthetők a teljesítményfolyam által az alábbi kategóriákba: párhuzamos, soros, teljesítmény elégaztatásos hibrid jármű.

3.2.1. A soros hibrid járművek



3.1. ábra. A soros hibrid járművek felépítése [1]

A soros hibrid hajtásoknál (3.1. ábra) a belsőégésű motor az elektromos hajtást hajtja meg, ami generátorként üzemel. Az ezen a módon előállított elektromos energia, az akkumulátorból származóval együtt elérhető egy második elektromos hajtásnak, ami meghatja a járművet. A villanymotor kaphat áramot közvetlenül a generátortól, az akkumulátortól vagy egyszerre mindkettőtől. Mivel a belsőégésű motor nincs közvetlen kapcsolatban a kerekekkel, a fordulatszáma a jármű sebességétől függetlenül vezérelhető. Ez nem csak a vezérlést egyszerűsíti, hanem lehetővé teszi a belsőégésű motor optimális fordulatszámon való üzemeltetését is, a legkedvezőbb üzemanyag fogyasztás eléréséhez. Továbbá rugalmassá teszi a motor elhelyezését a járműben. A hagyományos mechanikus váltóműre nincs szükség a soros hibrid járművek esetén. A jármű üzemelési körülményei alapján, a hajtás részegységei különböző kombinációkban üzemelhetnek a soros hibrid járműveknél. A veszteségektől eltekintve a következő általános képleteket kapjuk:

$$P_g = \omega_g \cdot T_g \quad (2.1.)$$

$$P_{B.É.M.} = \omega_{B.É.M.} \cdot T_{B.É.M.} \quad (2.2.)$$

$$P_m = \omega_m \cdot T_m \quad (2.3.)$$

$$T_{fd} = T_m \cdot i_T \quad (2.4.)$$

$$T_{shaft} = T_{fd} \cdot i_{fd} \quad (2.5.)$$

, ahol T a nyomaték, P a teljesítmény, és i az áttétel. Az indexek esetén g a generátor, $B.É.M.$ a belsőégésű motor, m a villanymotor, fd a végáttétel, $shaft$ a hajtó tengely, B az akkumulátor, i_{fd} a végáttétel áttétele, i_T pedig a váltóműé.

Csak az akkumulátor:

Amikor az akkumulátorban megfelelő az energiaszint, és a jármű teljesítmény igénye kicsi, a generátor kikapcsol, és a járműnek csak az akkumulátor szolgáltat energiát.

$$T_g = T_{B.É.M.} = 0 \quad (2.6.)$$

$$P_{fd} = P_m = \omega_m \cdot T_m = P_B \quad (2.7.)$$

Kombinált üzemmód:

Nagy teljesítmény igény esetén a generátor bekapcsol, valamint az akkumulátor is szolgáltat energiát a villanymotornak.

$$P_g = P_{B.É.M.} \quad (2.8.)$$

$$P_m = \omega_m \cdot T_m = P_B + P_g = P_B + \omega_g \cdot T_g \quad (2.9.)$$

Csak a belsőégésű motor:

Autópályán való utazás és közepes teljesítmény igény esetén, a generátor bekapcsol. Az akkumulátort nem töltjük, de nem is merítjük. Ez annak tudható be, hogy az akkumulátor töltöttségi szintje (State of Charge, továbbiakban SOC) már magas szinten van, de a jármű teljesítmény igénye megakadályozza a belsőégésű motor kikapcsolását, vagy nem lenne hatékony kikapcsolni a motort.

$$P_g = P_{B.É.M.} = P_m = \omega_m \cdot T_m \quad (2.10.)$$

Teljesítmény elágaztatás:

Amikor a belső égésű motor be van kapcsolva, de a jármű teljesítményigénye, valamint az akkumulátor töltöttsége (SOC) alacsony, akkor a belsőégésű motor teljesítményének egy része az akkumulátor töltésére fordítódik.

$$P_g = P_e \quad (2.11.)$$

$$P_B = P_g - P_m \quad (2.12.)$$

Töltés álló helyzetben:

Az akkumulátort a generátor tölti anélkül, hogy a jármű mozogna.

$$T_{fd} = T_{shaft} = 0 \quad (2.13.)$$

$$P_B = P_g = P_{B.É.M.} \quad (2.14.)$$

Regeneratív fékezés:

A villanymotor generátor üzemben használva a jármű kinetikus energiáját átalakítjuk elektromos energiává és az akkumulátort töltjük vele.

$$T_g = T_{B.É.M.} = 0 \quad (2.15.)$$

$$T_{fd} = \frac{T_{shaft}}{i_{fd}} \quad (2.16.)$$

$$T_m = \frac{T_{fd}}{i_T} \quad (2.17.)$$

$$P_B = P_m = \omega_m \cdot T_m \quad (2.18.)$$

A teljesítményfolyam szempontjából tehát soros kapcsolat áll fent ebben az esetben.

A soros hibridek mindig erős hibridek, mivel minden szükséges funkció (start/stop, regeneratív fékezés, hibrid hajtás, tisztán elektromos hajtás) megvalósul.

Előnyök:

Annak ismeretében, hogy nincs mechanikus kapcsolat a belsőégésű motor és a hajtott kerekek között, ez az elrendezés rendelkezik néhány előnnyel. Ugyanis nincs szükség hagyományos váltóműre a hajtásláncban. Ez által jelentős hely szabadul fel.

Emellett, a belsőégésű motor indítása elektromos meghajtás esetén, nincs káros hatással a jármű haladására.

A fő előnye haladás közben, az a képesség, hogy a belsőégésű motor üzemelési pontja szabadon megválasztható. Ez kedvező üzemanyag fogyasztást, és alacsony károsanyag kibocsátást eredményez. A motor továbbá optimalizálható egy szűk működési tartományra.

Hátrányok:

A soros hibridek egy hátránya, hogy az elektromos energiát kétszer kell átalakítani. A fellépő veszteségek a kétszeres átalakítás során magasabbak, mint a tisztán mechanikus továbbítás során egy váltóműben.

Továbbá, két, nagyjából a belsőégésű motorral hasonló teljesítményű villanymotor szükséges a teljesítmény továbbítására.

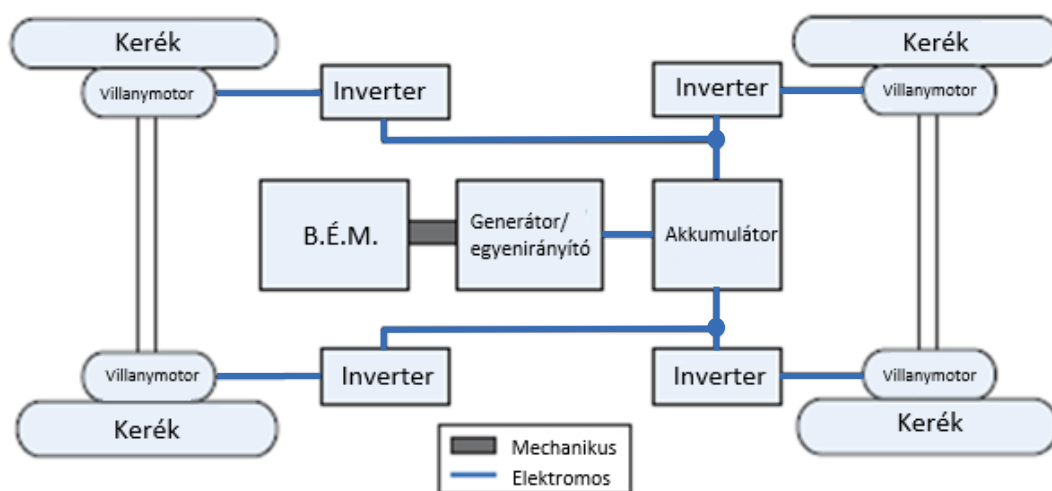
Alacsony sebességeknél a soros hibrid, a nagyobb veszteségek ellenére, üzemanyag fogyasztás csökkenést eredményez, mivel itt szabadon megválasztható a belsőégésű motor üzemelési pontja, és ez ellensúlyozza a veszteségek negatív hatását. Ez az arány közepes és magas sebességeknél megfordul.

A soros hibridek felhasználása

A soros híbrideket jelenleg túlnyomórészt dízel-elektromos mozdonyokban és városi buszokban használják.

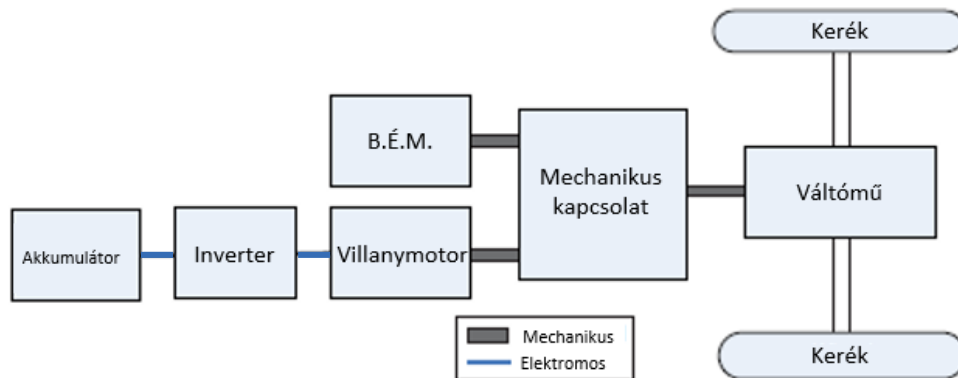
Az autóiparban a soros hibrid elrendezések egyre többet jelennek meg olyan elektromos járművekben, ahol a belsőégésű motor hatótáv növelés céljából kerül bele.

A soros hibrid járművek konfigurálhatók ugyanúgy, mint a hagyományos járművek, azaz villanymotorral a belsőégésű motor helyett. Ugyanakkor más lehetőségek is léteznek, mint a kerékagyhajtás. Ebben az esetben, ahogy azt a 3.2. ábra mutatja, négy villanymotor van, mindegyik egy-egy kerékben. A váltómű és végáttétel kiküszöbölésével, a hatásfok jelentősen megnövelhető. A jármű ezen felül, akár összkerekhajtású üzemmódban is használható lesz. Ugyanakkor a négy motor egyszerre történő vezérlése kihívást jelent.



3.2. ábra. Soros hibrid kerékagyhajtással ^[1]

3.2.2. A PÁRHUZAMOS HIBRID JÁRMŰVEK



3.3. ábra. A párhuzamos hibrid felépítése ^[1]

A párhuzamos hibrid járművekben (3.3. ábra) a belsőégésű motor és a villanymotor össze vannak kapcsolva, kuplungok, szíjak, és fogaskerekek által. Mind a belsőégésű motor mind a villanymotor tud teljesítményt szolgáltatni a végáttételhez, akár kombinálva, akár külön-külön. A villanymotor használható generátorüzemben a kinetikus energia visszanyerésére fékezés közben, vagy a belsőégésű motor teljesítményének egy részének elnyerésére. A párhuzamos hibrid járműveknek csak két komponensre van szüksége, a belsőégésű motorra, és egy villanymotorra. Ezeket a következő üzemmódokban használhatjuk:

Villanymotor üzemmód:

Amikor az akkumulátor töltöttségi szintje megfelelő, és a jármű teljesítmény igénye alacsony, a belsőégésű motor kikapcsol, és a járművet csak a villanymotor és az akkumulátor hajtja.

$$T_{B.É.M.} = 0 \quad (2.19.)$$

$$P_m = \omega_m \cdot T_m = P_B \quad (2.20.)$$

Kombinált üzemmód:

Magas teljesítmény igény esetén a belsőégésű motor bekapcsol és a villanymotorral együtt szolgáltat teljesítményt a kereknek.

$$T_{fd} = (T_m \cdot i_T + T_{B.É.M.} \cdot i_{B.É.M.}) \quad (2.21.)$$

$$P_B = P_m = \omega_m \cdot T_m \quad (2.22.)$$

$$P_{shaft} = P_m \cdot P_q \quad (2.23.)$$

Csak a belsőégésű motor:

Autópályán történő utazáskor, vagy közepes teljesítmény igények esetén, a belsőégésű motor szolgáltatja az összes teljesítményt a jármű meghajtásához. A belsőégésű motor kedvező üzemállapotban működik. Ez annak köszönhető, hogy az akkumulátor töltöttségi szintje már ezt megelőzően magas, de a jármű teljesítmény igénye megakadályozza a belsőégésű motort abban, hogy kikapcsoljon, vagy nem lenne hatékony kikapcsolni.

$$T_m = 0 \quad (2.24.)$$

$$P_B = P_m = \omega_m \cdot T_m = 0 \quad (2.25.)$$

Teljesítmény elágaztatás:

Amikor a belsőégésű motor be van kapcsolva, de a jármű teljesítmény igénye kicsi, valamint az akkumulátor töltöttségi szintje is, akkor a belsőégésű motor teljesítményének egy részét átalakítjuk elektromos árammá, és ezzel az akkumulátort töltjük.

$$T_{fd} = (T_e \cdot i_e - T_m \cdot i_T) \quad (2.26.)$$

$$P_{fd} = P_e - P_m \quad (2.27.)$$

$$P_B = P_m = \omega_m \cdot T_m \quad (2.28.)$$

Töltés álló helyzetben:

Az akkumulátort a generátorüzemű villanymotor tölti, amit a belsőégésű motor hajt meg, anélkül, hogy a jármű mozogna.

$$T_{fd} = 0 \quad (2.29.)$$

$$P_m = P_{B.\acute{E}.M.} = P_B = \omega_m \cdot T_m = \omega_e \cdot T_e \quad (2.30.)$$

Regeneratív fékezés:

A villanymotort generátor üzemben működtetjük, hogy a jármű kinetikus energiáját átalakítsuk elektromos árammá, és ezt az akkumulátorban tároljuk. Fontos megjegyezni, hogy amíg regeneratív fékezés üzemmódban vagyunk, definíció szerint lehetséges, hogy a belsőégésű motort üzemeltetve, a korábbi felüli elektromos áramot szolgáltatva gyorsabban töltjük az akkumulátort (amíg a villanymotor generátor üzemben van) és a nyomatékát ennek megfelelően szabályozzuk, vagyis, hogy elérjük a maximális akkumulátor teljesítmény bemenetet. Ebben az esetben, a belsőégésű motor és a villanymotor szabályozóinak megfelelő összehangolására van szükség.

A párhuzamos hibrid hajtások léteznek lágy hibridként (start/stop, regeneratív fékezés, hibrid üzemmód), vagy erős hibridként (a korábbiak mellett tisztán elektromos hajtás).

A párhuzamos hibrid hajtások alapvető előnye, a hagyományos hajtásláncok széles körben való megtartása. A párhuzamos hibrid hajtás fejlesztésével és installációjával járó munka mértéke alacsonyabb a soros és teljesítmény elágaztatásos rendszerekkel összehasonlítva, ugyanis a legtöbb esetben csak egy alacsony kimeneti teljesítményű villanymotor és kisegítő berendezései szükségesek (inverter, akkumulátor, stb.) az átalakításhoz.

Lágy párhuzamos hibridek:

A lágy párhuzamos hibrid hajtásoknál a villanymotor közvetlenül a belsőégésű motorhoz csatlakozik. Szemben a soros és teljesítmény elágaztatásos hibridekkel, a belsőégésű motor fordulatszáma nem változtatható a villamos hajtásától függetlenül.

A jármű lassítási szakaszaiban, a belsőégésű motor nem választható le a villamos hajtásról, tehát mindig kapcsolatban marad vele. A belsőégésű motor motorféke miatt csökken a regeneratív fékezés hatékonyságát.

A tisztán elektromos hajtás nem lehetséges ebben a konfigurációban. Az elektromos hajtás lehet ugyan az egyetlen hajtásra felhasznált egység, de a belsőégésű motor ekkor is kapcsolatban marad vele menet közben.

Az elektromos hajtás használható a belsőégésű motor támogatására, valamint a dinamikus tulajdonságok javítására.

Erős párhuzamos hibrid:

Az erős párhuzamos hibrideket sokféleképpen felépíthetjük. Az egyértelmű megoldás a lágy hibridek kiegészítése. A belsőégésű motor és a villanymotor közé egy tengelykapcsolót beépítve lehetővé válik a belsőégésű motor leválasztása. Ennélfogva a tisztán elektromos hajtás megvalósítható. A belsőégésű motor lassítási fázisokban is lekapcsolható lesz. Egyrészt ez növeli a regeneratív fékezés hatékonyságát, másrészt lehetővé teszi az üresben gurulást, amikor a járművet csak a légellenállás és gördülési ellenállás lassítja.

Ahhoz, hogy ezt a konfigurációt elfogadhatóvá tegyük, el kell érni a belsőégésű motor indítását az elektromos hajtásról a komfortérzet feladása nélkül. Erre két különböző módszer is létezik. A legegyszerűbb esetben a belsőégésű motor indításakor, a motor le van választva az elektromos hajtásról, és egy külön indítómotor indítja, ezáltal nincs nemkívánt hatása a jármű mozgására. Ehhez viszont szükség van egy külön indítómotorra, amit a hibrid jármű már meglévő elemei tudnának szolgáltatni.

Egy másik lehetőség, hogy a belsőégésű motort, úgy indítjuk/ kapcsoljuk össze az elektromos hajtással, hogy annak a járműre gyakorolt hatását kompenzáljuk, a folyamat alatt. Erre a célra egy intelligens vezérlés szükséges, ami képes felügyelni a belsőégésű motort, az elektromos hajtást, valamint a leválasztást biztosító tengelykapcsolót. A tengelykapcsolónak képesnek kell lennie automatikusan alkalmazkodnia a változó körülményekhez, folyamatos működés közben, és követnie kell a vezérlés utasításait.

Erős hibrid kettős tengelykapcsolóval rendelkező váltóművel:

Szemben a párhuzamos lágy hibridekkel még egy tengelykapcsoló beépítése az erős hibrid járművekbe, a hajtáslánc hosszának növekedésével jár. Néhány esetben a beépítéshez szükséges hely nem áll rendelkezésre. Ez a probléma megoldható egy kettős tengelykapcsolóval rendelkező váltómű beépítésével. Az elektromos hajtás már nem kapcsolódik a belsőégésű motor főtengelyéhez, hanem a váltómű egyik alegységéhez csatlakozik. Ebben az elrendezésben nincs leválasztásra szolgáló tengelykapcsoló, a belsőégésű motor, és az elektromos hajtás között. A tisztán elektromos meghajtás megvalósítása során a belsőégésű motor leállítása, a váltóműben lévő két tengelykapcsoló oldásával valósul meg. Ennélfogva ez az elrendezés egyben egy erős párhuzamos hibrid is.

A váltómű alegységében választott fogaskerekektől függően, az elektromos hajtás és a belsőégésű motor között megvalósítható egy áttétel. Ez még egy szabadságfokot ad a hibrid vezérlés számára, amit felhasználva az üzemanyag fogyasztás tovább csökkenthető.

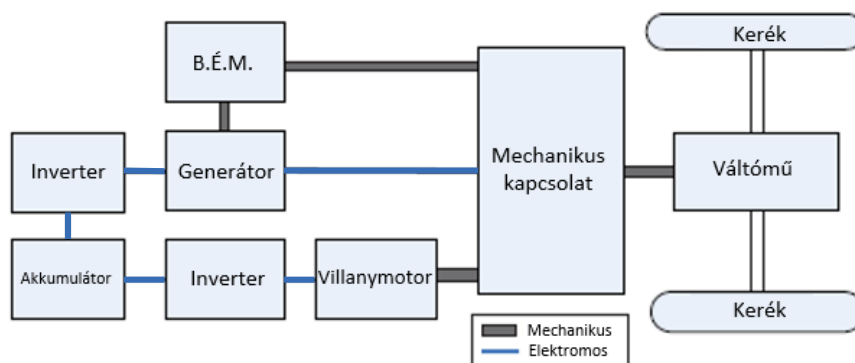
Tengely megosztásos párhuzamos hibrid:

Egy másik párhuzamos hibrid hajtás elrendezés az, ha egy különálló tengelyt elektromos hajtással látunk el. Itt, egy belsőégésű motorból, és váltóműből álló hagyományos hajtásláncot látunk el egy elektromos hajtással rendelkező tengellyel. Ez az elrendezés erős hibridnek számít attól a pillanattól fogva, amikor a belsőégésű motor leáll, és lekapcsolódik a hajtásláncól, mialatt az elektromos rendszer hajtja a járművet. Erre a célra egy félautomata váltómű és start/stop rendszer szükséges.

A hajtás elrendezése a párhuzamos hibridek kategóriájába esik, mivel a belsőégésű motor és a villanymotor teljesítménye összeadódik. A korábbi elrendezésekkel szemben, nem a hajtásláncba kerül a villanymotor, hanem a hajtott kerekek síkjába. Ebben az esetben az akkumulátor akkor töltődik, amikor a belsőégésű motorral hajtva a járművet a villanymotor egy időben fékezi azt. Az akkumulátor a jármű álló helyzetében nem tölthető.

A belsőégésű motor és az elektromos hajtás együttesen négykerék hajtást képes megvalósítani. A hajtó nyomaték elosztása az elektromos hajtás tág határok közötti, megfelelő aktiválásával történik. Összkerék hajtás csak akkor érhető el, amikor nem csak az eredeti villanymotor kap energiát az akkumulátorból, hanem egy második villanymotor kapcsolódik, vagy a főtengelyhez, vagy a vezérműszíjhoz/lánchoz a belsőégésű motorban, és ez tölti az akkumulátort. Ezáltal az akkumulátor a jármű álló helyzetében is tölthető.

3.2.3. A SOROS-PÁRHUZAMOS HIBRID JÁRMŰVEK



3.4. ábra A soros-párhuzamos hibridek felépítése ^[1]

A soros-párhuzamos hibridek magukba foglalják mind a soros, mind a párhuzamos hibridek tulajdonságait. Egy soros hibriddel összehasonlítva tartalmaz egy mechanikus kapcsolatot a belsőégésű motor és a végáttétel között. A párhuzamos hibridekkel összehasonlítva rendelkezik egy második villanymotorral is, amely főleg generátorüzemben működik.

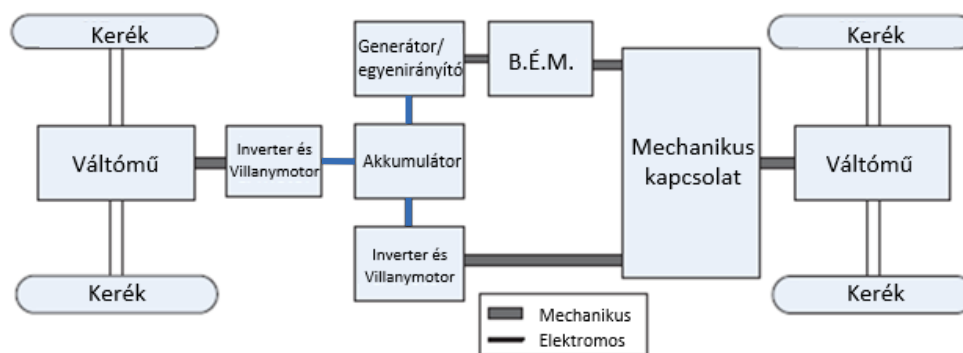
A soros-párhuzamos hibridek képesek kihasználni a soros hibridek előnyeit alacsony sebességeknél, és megkerülik a hátrányait magasabb sebességeknél, a tengelykapcsoló összezárásával. Amikor ez megtörténik, a soros-párhuzamos hibrid párhuzamos hibridként üzemel.

Mivel a kettős energiaátalakítás korlátozva van az alacsonyabb sebességekre, és alacsonyabb leadott teljesítményekre, kisebb elektromos hajtások is elegendőek a soros-párhuzamos hibridekhez, mint a soros hibridekhez.

A soros hibridekkel összehasonlítva, a kisebb kialakítás előnye elveszik a mechanikus kapcsolat miatt, a belsőégésű motor és a hajtott kerekek között. A párhuzamos hibridekkel összehasonlítva, két elektromos hajtás szükséges ugyanarra a feladatra.

A vezérlés megnövekedett szabadságfoka népszerű választássá teszi, a soros-párhuzamos hibrideket. Ugyanakkor, a megnövekedett alkatrészszám és komplexitás miatt a soros-párhuzamos hibridek általában drágábbak soros vagy párhuzamos társaiknál. A soros-párhuzamos vagy komplex hibridek működésének részletes vizsgálata nagyban függ a hajtáslánc elrendezésén.

3.2.4. A KOMPLEX HIBRID JÁRMŰVEK



3.5. ábra. Négykerék hajtás komplex hibrid kialakítás segítségével ^[1]

A komplex hibrid járművek általában bolygóművekkel és több villanymotorral rendelkeznek (össz-/négykerék hajtás esetén). Egy tipikus példa a négykerék hajtású rendszerre, a külön hajtótengely használata (3.5. ábra). A generátor feladata ebben a rendszerben az, hogy a soros üzemmódot megvalósítsa, valamint, hogy befolyásolja a belsőégésű motor üzemelési paramétereit a legjobb hatásfok eléréséhez. A további két villanymotor valósítja meg az négykerék hajtást, valamint jobb teljesítményt biztosítanak regeneratív fékezés esetén. Továbbá növelheti a jármű stabilitását, valamint a kerekek megcsúszása ellen is hatásos, ha két villanymotort alkalmazunk.

Teljesítmény elágaztatásos hibrid hajtás:

A teljesítmény elágaztatásos hibrid járművek vegyítik a párhuzamos és soros hibrid járművek jellemzőit. A belsőégésű motor által leadott teljesítmény egy része átalakul elektromos energiává az első elektromos hajtás által, a maradék, a második elektromos hajtással együtt, hajtja a járművet. A teljesítmény elágaztatásos hibridek mindig erős hibridek, mivel minden szükséges funkció (start/stop, regeneratív fékezés, tisztán elektromos meghajtás) megvalósítható.

Egyszeres módú hibrid

A hajtás központi eleme egy bolygómű, amely a három kapcsolódási lehetőségén keresztül van kapcsolatban a belsőégésű motorral, és a két elektromos hajtással. A bolygómű kinematikájából adódóan a belsőégésű motor fordulatszáma a jármű sebességétől függetlenül változtatható.

A belsőégésű motor teljesítményének egy része a bolygóművön keresztül, mechanikus úton jut el a kerekekhez. A maradék teljesítmény elektromos úton kettős átalakítással jut el a hajtott kerekekhez.

Hasonlóan a soros hibridekhez, a teljesítmény elektromos útja alacsony teljesítmény igényeknél használható. Magasabb teljesítmény igényekhez a mechanikus teljesítmény továbbítás lehetséges. Ellentétben a soros-párhuzamos hibridekkel, nem lehet önkényesen váltani a mechanikus és elektromos teljesítmény szállítás között. A bolygómű, belsőégésű motor, és elektromos hajtás elrendezésétől függően, csak néhány változat valósítható meg a mechanikus és elektromos teljesítmény szállítási módok között.

Ezáltal a teljesítmény elágaztatásos hibridek, jelentős üzemanyag fogyasztás csökkenést érhetnek el alacsony, és közepes sebességeknél. Magas sebességeknél nem érhető el további üzemanyag fogyasztás csökkenés.

Hasonlóan a soros hibridekhez, a teljesítmény elágaztatásos hibrideknek is, magas, a belsőégésű motor teljesítményével nagyjából megegyező teljesítményű elektromos hajtásra van szükségük.

Kétszeres módú hibrid

Az egyszeres módú teljesítmény elágaztatásos hibrid tovább bővíthető kétszeres módú hibriddé, egy második bolygómű alkalmazásával.

A mechanikus komplexitás növekszik, mialatt az elektromos csökken. Alacsonyabb elektromos teljesítmény elegendő. Továbbá, az üzemanyag fogyasztás közepes és magas sebességeknél tovább javítható az egyszeres módú hibridekhez képest.^{[1][2]}

4. A HIBRID JÁRMŰVEK VEZÉRLÉSE

A hatékonyság, amit a releváns hibrid hajtásokkal el lehet érni nem csak a hibrid elrendezésétől, hanem a magas szintű hibrid vezérléstől is függ. A magas szintű vezérlés koordinálja az egész rendszert, az alegységek közül pedig aminek van saját vezérlési funkciója. Ezek az akkumulátor management, az elektromos hajtás vezérlése, a váltómű vezérlése és a fékrendszer vezérlése.

Az alegységek tiszta vezérlése mellett, a hibrid vezérlés még magába foglal egy működési stratégiát is, ami optimalizálja a hajtáslánc működésének módját. A működési stratégia hatással van a hibrid jármű üzemanyag fogyasztására és károsanyag kibocsájtására, vagyis a motor start/stop rendszerére, a regeneratív fékezésre, és a hibrid, valamint elektromos üzemelésre.

4.1. Üzemelési stratégiák

Az üzemelési stratégia határozza meg, hogyan oszlik meg a hajtásra fordított nyomaték a belsőégésű motor és a villanymotor között. Eldönti, mekkora mértékben használja ki az üzemanyag fogyasztás, valamint károsanyag kibocsájtás csökkentésének lehetőségét. A működési stratégiának használnia kell a különböző hibrid funkciókat, mint a regeneráció, elektromos rásegítés, valamint elektromos hajtás.

Az egyes állapotok közötti váltás és a megfelelő kiválasztása számos körülmény figyelembevételével történik, mint a gázpedál állása, az akkumulátor töltöttségi szintje, és a jármű pillanatnyi sebessége. A hibrid járműben található komponensek eltérően viselkednek annak megfelelően, hogy mi az optimalizáció célja (üzemanyag fogyasztás csökkentése vagy károsanyag kibocsájtás csökkentése).

4.1.1. ÜZEMELÉSI STRATÉGIA A NITROGÉN OXIDOK CSÖKKENTÉSÉRE

Azok a járművek, amik szegény keverékkel üzemelnek alapvetően már elérték egy viszonylag alacsony üzemanyag fogyasztást részterhelés mellett. Habár részterhelés mellett a sűrűlődből adódó veszteségek igen nagyok, annyira, hogy a fajlagos üzemanyagfogyasztás megnő. Emellett, az alacsony égési hőmérséklet és az lokális oxigén hiány miatt az alacsony részterhelés tartományában magas szén-monoxid kibocsájtást eredményez.

Egy elektromos hajtás már alacsony teljesítménnyel is ki tudja váltani a belsőégésű motort az alacsony terhelési tartományban. Ha a szükséges elektromos energia visszanyerhető regeneratív fékezés által, akkor ez a módszer hatalmas előnyökkel járhat az üzemanyag fogyasztás és a károsanyag kibocsátás tekintetében.

Egy személyautó diesel motorja mind alacsony részterhelés mellett (rossz hatásfokkal és magas HC és CO kibocsátással) mind pedig közepes/magasabb terheléssel is üzemel (magas NOx kibocsátás).

A párhuzamos hibrid hajtás azzal kerüli ki a belsőégésű motor alacsony terhelésű üzemelési pontjait, hogy tisztán elektromos üzemben működik, vagy pedig azzal, hogy lecsökkenti a belsőégésű motor terhelését. Ez csökkenti az üzemanyag fogyasztást, és a többi károsanyag kibocsátását is. A belsőégésű motor terhelése pedig tovább csökkenthető a villamos hajtás párhuzamos üzemeltetésével. Ezáltal még kedvezőbb eredmények érhetők el.

4.1.2. ÜZEMELÉSI STRATÉGIA A CO₂ KIBOCSÁJTÁS CSÖKKENTÉSÉRE

A sztöchiometrikusan működő diesel motorok extrém alacsony kibocsátási értékeket tudnak elérni a háromutas katalizátorokkal. Ezekben a járművekben a fókusz az üzemanyagfogyasztás csökkentésén van, ezáltal pedig szintén a CO₂ kibocsátás csökkentésén is.

A New European Driving Cycle (NEDC) alapján a belsőégésű motorok alacsony részterhelés mellett üzemelnek, és ezáltal optimum alatti hatásfokkal. Párhuzamos hibrid járművekben az alacsony belsőégésű motorterhelés elkerülhető a tisztán elektromos hajtással. Mivel a szükséges elektromos energiát nem lehet egyedül rekuperáción keresztül visszanyerni, az elektromos hajtás ilyenkor generátorként üzemel. Ennek következményeképp, a hagyományos motorokkal összehasonlítva, a magasabb motorterhelések felé való eltolódást jelent, és ezáltal nagyobb szintű hatékonyságot.

A teljesítmény elágaztatásos hibrid hajtások esetén, a belsőégésű motor működési tartománya nagyobb korlátozásnak van kitéve mint a párhuzamos hibrideké. Ennek következményeképp a motor fordulatszámának függvényeként olyan terhelésnél üzemel, ahol az egész hajtás az energiaoptyimum alatti körülmények mellett üzemel.

4.2. Regeneratív fékező rendszer

A regeneratív fékezés esetében, a jármű kinetikus energiája lassítás során az elektromos hajtás által, ami ekkor generátorként üzemel, elektromos energiává alakul. Ezáltal, annak az energiának egy része, ami általában hőként elveszik fékezés során, az akkumulátorba kerül hasznosításra.

4.2.1. MOTORFÉK SZIMULÁCIÓ

Az erős hibridek esetén, a regeneratív fékezés céljából, a belsőégésű motor leválik és a motorféket a villanymotor egy vele megegyező generátor nyomatéka helyettesíti (motorfék szimuláció). Az előállt energia tárolásra kerül.

Ha a belsőégésű motor nem választható le (mint az erős hibridek esetén), egy kisebb generátor nyomaték vezethető be a rendszerbe a motorfék mellé (motorfék növelés).

4.2.2. REGENERATÍV FÉKRENDSZER

Fékezés során az elektromos hajtás képes beállítani a generátor nyomatékát, ezáltal motorfék szimulációt létrehozva. A jármű a fékpedál ugyanolyan állásában jobban lassít, mint egy hasonló hagyományos járműben. A teljesítményt figyelembe véve, viszont hirtelen nagy lassítások nem kivitelezhetők. Ami problémát jelent az a különböző regeneratív fékezőnyomaték az egyes fékezések közben és az ezzel járó eltérő fékerő. Ezt alkalmazni kell az akkumulátor töltöttségi szintjére és az elektromos hajtás hőterhelésére való tekintettel. Ha például, az akkumulátor hőmérséklete jelentősen emelkedik egy fékezés után, szükséges bizonyos körülmények mellett a rendszerből energiát kivenni, a hő miatti túlterhelés elkerülésének érdekében.

4.2.3. KOOPERATÍV REGENERATÍV FÉKRENDSZER

Az üzemi fékrendszert nagyobb lassítások esetén módosítani kell, a kinetikus energia további kihasználásának érdekében. Erre a célra mindegyik vagy néhány üzemi féket ki kell cserélni regeneratív fékre, amellet, hogy a jármű lassulása változna amikor a fékpedál állását állandó értéken tartjuk. Ez egy kooperatív regeneratív

fékrendszerben valósul meg, ahol a jármű vezérlése és a fékrendszer olyan módon hat egymásra, hogy folyamatosan annyi súrlódásos féknyomatékot nyerünk vissza amennyit az elektromos hajtás használni tud.^[2]

5. ELŐZETES KONCEPCIÓKÉPZÉS

A korábban ismertetteknek megfelelően összeállítottam néhány lehetséges kialakítás előzetes koncepcióját. Ennek során törekedtem a lehető legtöbb különböző koncepciót összeállítani. Ennél fogva ezeket a koncepciókat még általánosított formában mutatom be és csak a kiválasztott koncepcióval haladok tovább a részletes kidolgozás során.

5.1. Követelményjegyzék

Mint minden tervezési feladat során, most is a követelményjegyzék összeállításával kezdem meg a tervezési folyamatot. Természetesen mivel a feladat során konkrét megrendelőről nem beszélhetünk, így a megadott számszerű adatok változtatására még van lehetőség, ahogyan a tervezési folyamat halad előre.

Az egyes követelmények meghatározásánál külön figyelmet, és fontos szerepet szántam az egyszerű gyárthatóságra és szerelésre. A már meglévő alkatrészek (belsőégésű motor, erről részletesebben egy későbbi fejezetben) geometriai és egyéb jellemzőit szintén lényeges követelményként kezeltem.

Az elkészült követelményjegyzéket az 5.1. táblázat tartalmazza. Mivel az egyes követelmények eltérő súllyal lettek figyelembe véve, így ezt a „Minősítés/súly” oszlopban a szokásos módon jelöltem. Ennek megfelelően az alap kritériumokat „KA” rövidítéssel jelöltem. Ezeknek a teljesülése feltétele a konstrukció megfelelőségének. A szintkövetelményeket („KSZ”) számokkal láttam el, annak megfelelően, hogy mennyire lényegesek a tervezett hajtáslánc szempontjából. Végül az óhajokat, melyek a legkisebb súllyal jelennek meg „Ó” betűvel jelöltem.

5.1.Táblázat. Követelményjegyzék

Követelményjegyzék

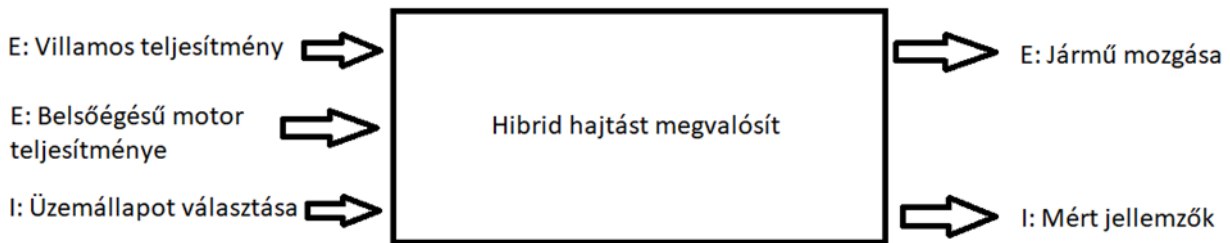
Hibrid hajtáslánc						
Csoport	Nr.	Követelmény	Adat/Érték	Minősítés/súly	Forrás	Megjegyzés
Geometria	1					
	1.1	Kis befoglaló méret		KSZ 8		
	1.2	Alacsony magasság		Ó		
	1.3	Létező csatlakozási pontok felhasználása		Ó		
	1.4	Kompakt elrendezés		KSZ 8		
Kinematika	2					
	2.1	Forgó mozgás megvalósítása		KA		
	2.2	Mozgás mindkét irányba		KA		
	2.3	Sebesség	60 km/h	KSZ 6		
	2.4	Gyorsulás	3 m/s ²	KSZ 6		KERS funkció
Erők	3					
	3.1	Kis tömeg		KSZ 6		
	3.2	Kis rendszertehetatlenség		KSZ 6		
	3.3	Merevség		KSZ 4		
	3.4	Terhelés		KSZ 7		

Energia	4					
	4.1	Teljesítmény	8 kW	KSZ 9		
	4.2	Hatásfok	0,3	KSZ 9		
	4.3	Hűtés		KA		
	4.4	Energiatárolás		KSZ 7		
	4.5	Energiaátalakítás		KA		
Anyag	5					
	5.1	Könnyű anyagok		KSZ 5		
Jel	6					
	6.1	Bemenő jelek		KA		
	6.2	Kimenő jelek		KSZ 7		
Biztonság	7					
	7.1	Elszigeteltség		KA		
	7.2	Zajvédelem		KSZ 6		
	7.3	Üzemanyag elszeparált tárolása		KA		
Ergonómia	8					
	8.1	Egyszerű kezelés		Ó		
Gyártás	9					
	9.1	Kis méretű alkatrészek		KSZ 7		
	9.2	Hegesztett/csavarozott alkatrészek		KA		

	9.3	Nem igényel különleges gyártási eljárást		KSZ 8		
Ellenőrzés	10					
	10.1	Mérőpad kompatibilitás		KA		
Szerelés	11					
	11.1	Kézi erővel		KA		
	11.2	Hagyományos szerszámokkal		KSZ 7		
Szállítás	12					
	12.1	Könnyű szállítás		KSZ 6		
	12.2	Szállítás szétszerelve		KSZ 6		
Üzemeltetés	13					
	13.1	Fogyasztás		KSZ 8		Minél kisebb
Karbantartás	14					
	14.1	Karbantartási időköz		KSZ 4		Utánkenésnek megfelelő
Költségek	15					
	15.1	Költséghatékony		KSZ 8		
Határidő	16					
	16.1	Tervezési határidő	2021.09.01	KA		
	16.2	Végleges határidő	2021.12.10	KA		

5.2. Funkcióstruktúra

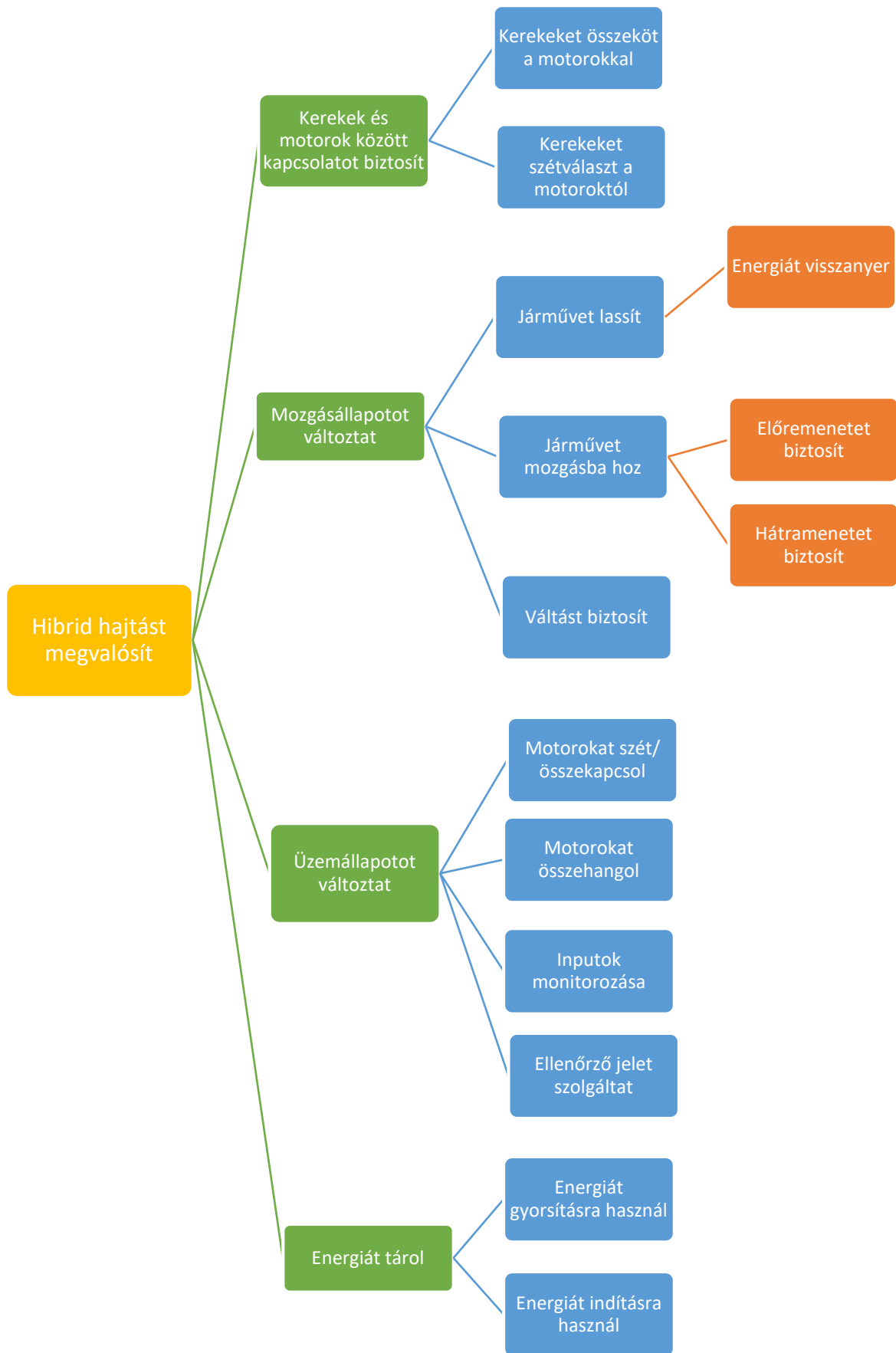
A követelményjegyzék felállítása után, meghatároztam a szerkezet főfunkcióját.



5.1.ábra. Fekete doboz modell

Ennek során egy fekete dobozként modellezve a hajtásláncot azt kaptam, hogy a fő funkciója a hibrid hajtás megvalósítása. Mivel ezek a hajtásláncok összetett feladatokat látnak el, így a leginkább találó kifejezés ez. A fekete doboz modell egy belső égésű-elektromos hibrid hajtáslánchoz készült el, de jellegében mindegyik típus hasonló. Látható, hogy bemenő energiakét a belsőégésű motor energiája, valamint egy másik motor (jelen esetben villanymotor) energiája érkezik meg a rendszerbe, majd ezek együttesen mozgatják a járművet. Emellett a vezető által választott üzemiállapotnak megfelelően történik az egyes paraméterek változtatása (pl. gyorsítás), így ez a bemenő információ, kimenőként pedig az egyes alkatrészekon mért jellemzők, mint visszacsatolás jelennek meg.

Ezek után létrehoztam magát a funkcióstruktúrát (5.2.ábra) is. Itt egy hierarchikus struktúraként adtam meg az egyes részfunkciókat.



5.2.ábra. Funkcióstruktúra

5.3. Morfológiai mátrix

5.2. Táblázat. Morfológiai mátrix

Funkció	1	2
Kerekeket összeköt a motorokkal	Mechanikus tengelykapcsoló	Elektromágneses tengelykapcsoló
Kerekeket szétválaszt a motoroktól		
Energiát visszanyer	Villanymotor generátor üzemben	Hidraulika szivattyú
Előremenetet biztosít	Bolygómű	Villanymotor vezérlése
Hátramenetet biztosít	Bolygómű	Váltómű
Váltást biztosít	Bolygómű	Villanymotor vezérlése
Motorokat szét/összekapcsol	Bolygómű	Tengelykapcsoló
Motorokat összehangol	Folyamatos vezérlő	Üzemállapot figyelése
Inputok monitorozása	Vezérlő	
Ellenőrző jelet szolgáltat	Szenzorok	
Energiát gyorsításra használ	Villanymotor	Hidromotor
Energiát indításra használ	Villanymotor	Hidromotor

3	4	5
Pneumatikus tengelykapcsoló	Hidraulikus tengelykapcsoló	
Kompresszor		
Hidromotor	Légmotor	
Villanymotor vezérlése	Hidromotor	Légmotor
Hidromotor nyelése	Nyomás szabályozása	
Lánc	Szíj	
Légmotor		
Légmotor		

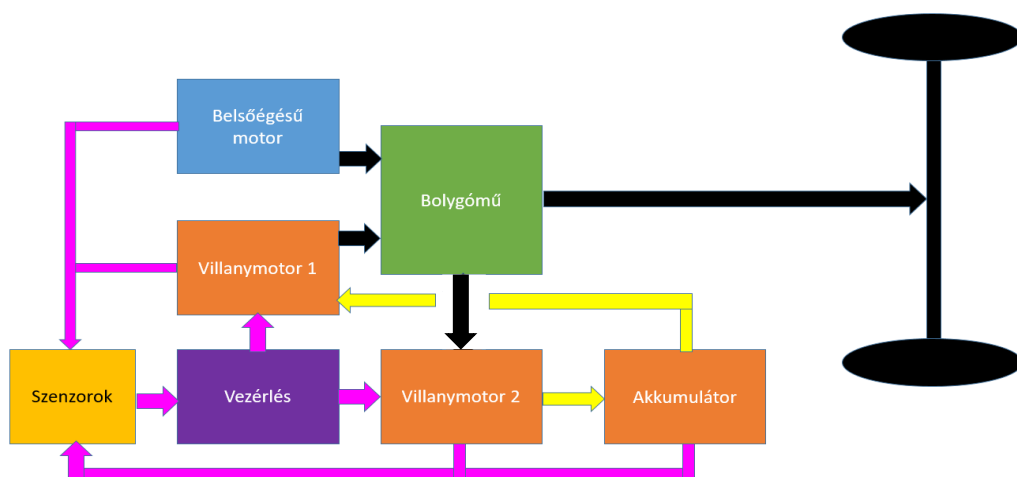
A morfológiai mátrixban összeszedett megoldási lehetőségek alapján pedig kidolgoztam az előzetes koncepciókat, melyeket szintén táblázatos formában szedtem össze.

5.3. Táblázat. Az előzetes koncepciók.

Funkciók	Koncepció				
	1	2	3	4	5
Kerekeket összeköt a motorokkal	1	2	1	3	4
Kerekeket szétválaszt a motoroktól					
Energiát visszanyer	1	1	1	3	2
Előremenetet biztosít	1	2	2	4	3
Hátramenetet biztosít	1	3	2	5	4
Váltást biztosít	1	2	2	4	3
Motorokat szét/ összekapcsol	1	2	3	-	-
Motorokat összehangol	1	-	2	-	-
Inputok monitorozása	1	1	1	1	1
Ellenőrző jelet szolgáltat	1	1	1	1	1
Energiát gyorsításra használ	1	1	1	3	2
Energiát indításra használ	1	1	1	3	2

5.3.1. AZ ELSŐ MEGOLDÁS

Ebben a megoldási lehetőségben pusztán villamos valamint mechanikus elemeket választottam ki. Mivel a motorok összekapcsolását bolygómű végzi, azáltal, hogy az egyes motorok más-más részére hajtanak rá, illetve kapnak hajtást (napkerék, kar, gyűrűkerék). Így az ezzel járó kedvező tulajdonságok alapján ez egy teljesítmény elágaztatásos elektromos hibrid.

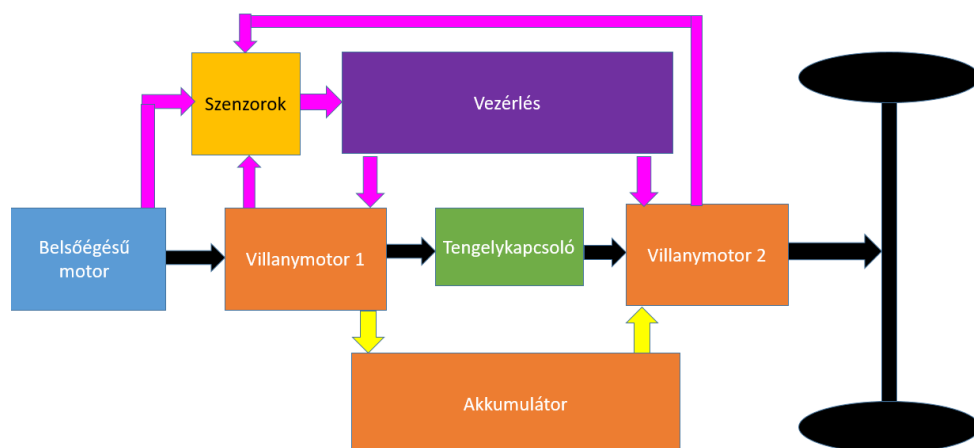


5.3. ábra. Az első megoldás.

(fekete nyíl-mechanikus kapcsolat, sárga nyíl-elektromos kapcsolat, rózsaszín nyíl-információáram)

5.3.2. A MÁSODIK MEGOLDÁS

Ebben az esetben szintén csak villamos és mechanikus elemeket választottam, viszont a motorok összekapcsolását már nem bolygómű végzi. Mivel van lehetőség az egyes motorok összekapcsolására tengelykapcsolóval, valamint azok képesek külön is üzemelni, így ebben az esetben egy soros-párhuzamos elektromos hibridről beszélhetünk.

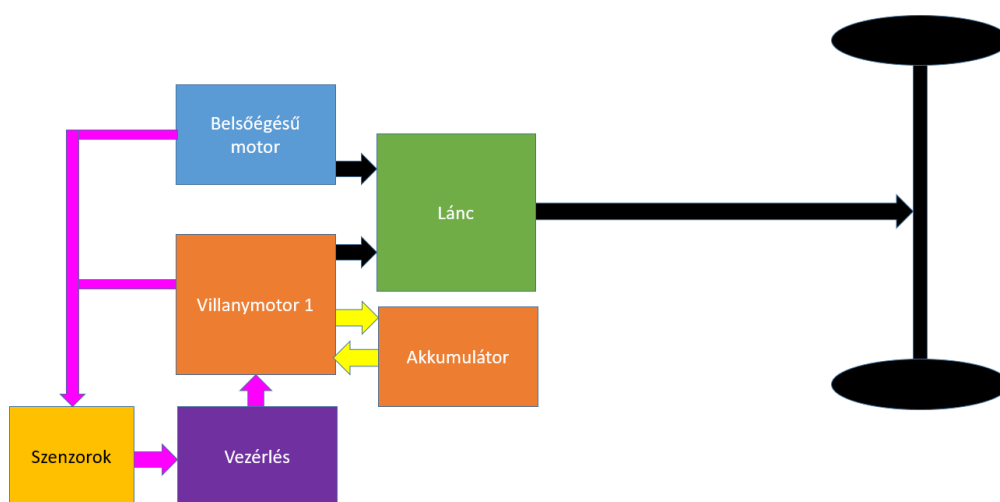


5.4.ábra. A második megoldás

(fekete nyíl-mechanikus kapcsolat, sárga nyíl-elektromos kapcsolat, rózsaszín nyíl-információáram)

5.3.3. A HARMADIK MEGOLDÁS

Ebben az esetben a mechanikus és villamos elemeket egy lánc köti össze fixen. Így itt ezek az egységek nem képesek egymástól függetlenül működni. Ennek megfelelően itt egy párhuzamos elektromos hibridről beszélhetünk.

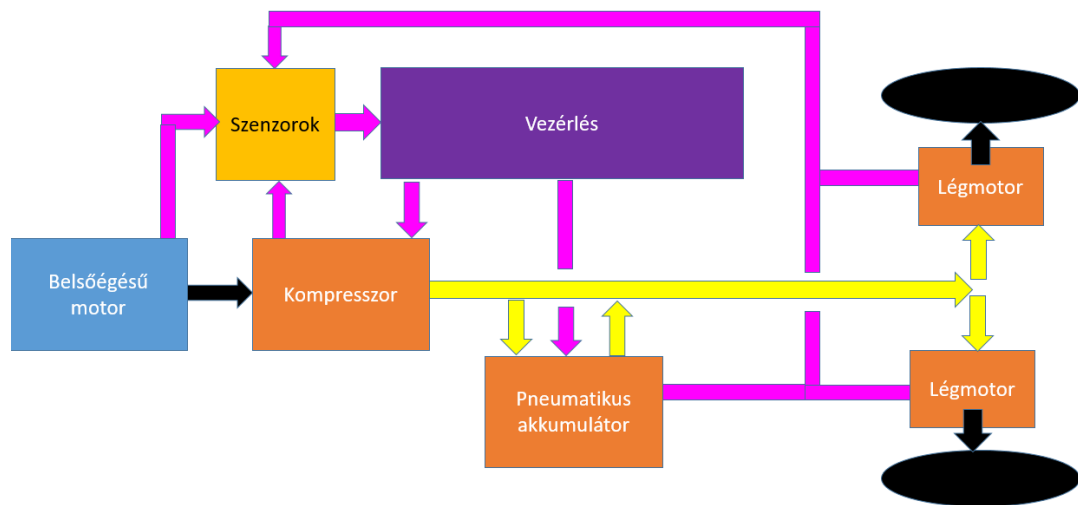


5.5.ábra. A harmadik megoldás

(fekete nyíl-mechanikus kapcsolat, sárga nyíl-elektromos kapcsolat, rózsaszín nyíl-információáram)

5.3.4. A NEGYEDIK MEGOLDÁS

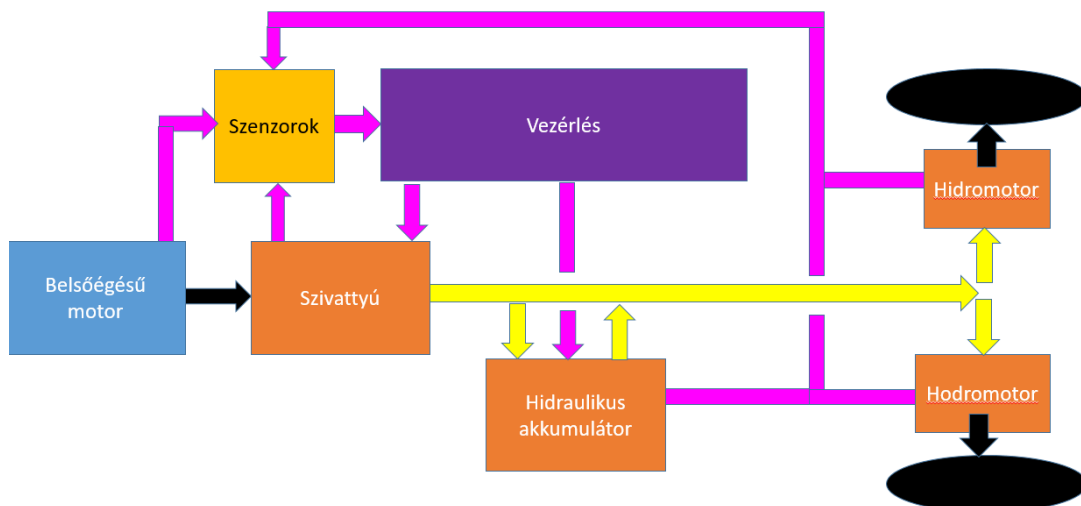
Ebben az esetben amennyire lehetett a belsőégésű motor mellé pneumatikus elemeket választottam. Ennek alapján ez egy pneumatikus, soros hibrid.



5.6.ábra. A negyedik megoldás
(fekete nyíl-mechanikus kapcsolat, sárga nyíl-sűrített levegő, rózsaszín nyíl-információáram)

5.3.5. AZ ÖTÖDIK MEGOLDÁS

Itt törekedtem a hidraulikus elemek használatára, így egy hidraulikus, soros hibridet létrehozva.



5.7.ábra. Az ötödik megoldás
(fekete nyíl-mechanikus kapcsolat, sárga nyíl-hidraulikaolaj, rózsaszín nyíl-információáram)

5.4. A megoldások értékelése

Az egyes megoldások értékelése során figyelembe vettem a már meglévő alkatrészek (részletesebben egy későbbi fejezetben), valamint az általános jelenlegi trendeket is. Ezen belül szerettem volna minél nagyobb hatásfokot és minél kedvezőbb fogyasztást elérni, így mindenképpen cél volt a belsőégésű motor független üzemeltetésének megvalósítása.

5.4. Táblázat. Megoldások értékelése

	1			2		3	
Szempont	Súly	Érték	Érték*Súly	Érték	Érték*Súly	Érték	Érték*Súly
Alkatrészek száma	0,6	8	4,8	6	3,6	8	4,8
Megvalósítható funkciók	0,9	9	8,1	9	8,1	6	5,4
Költség	0,8	8	6,4	6	4,8	9	7,2
Meglévő alkatrész mennyisége	0,8	8	6,4	7	5,6	8	6,4
Konstrukció bonyolultsága	0,6	5	3	7	4,2	8	4,8
Mennyire jellemző az iparban?	0,7	9	6,3	8	5,6	6	4,2
Összesen			35		31,9		32,8

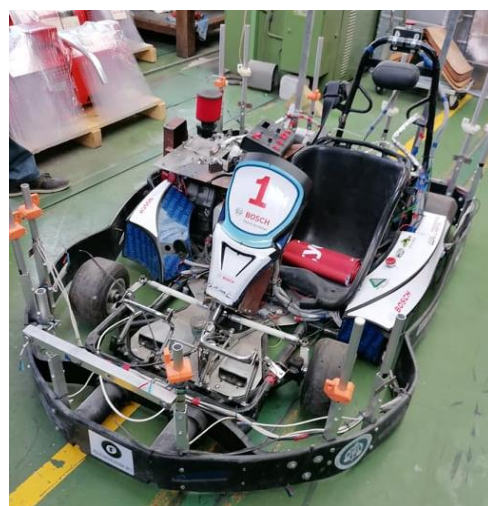
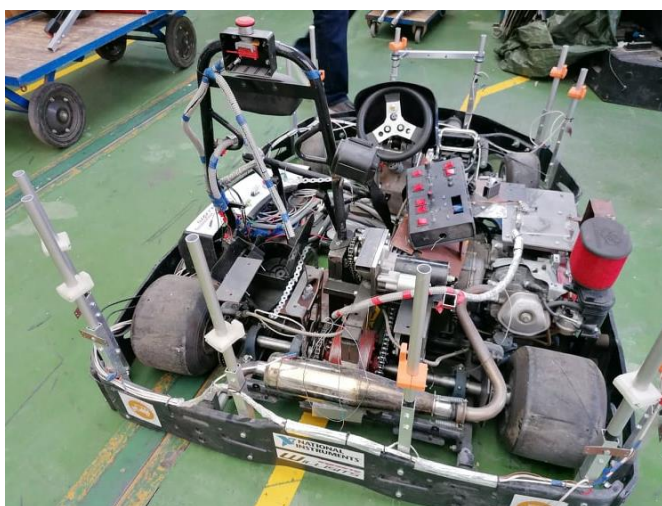
	4		5	
Szempont	Érték	Érték*Súly	Érték	Érték*Súly
Alkatrészek száma	6	3,6	6	3,6
Megvalósítható funkciók	9	8,1	9	8,1
Költség	8	6,4	6	4,8
Meglévő alkatrész mennyisége	5	4	5	4
Konstrukció bonyolultsága	7	4,2	7	4,2
Mennyire jellemző az iparban?	3	2,1	6	4,2
Összesen		28,4		28,9

A táblázatból kapott értékek alapján tehát a feladatnak leginkább egy teljesítmény elágaztatásos elektromos hibrid hajtáslánc felel meg. Ennél az architektúránál minden lehetséges hibrid funkciót képesek vagyunk kihasználni, valamint a bolygóművel könnyen megoldható az egyes egységek összekapcsolása. Emellett a Tanszéken korábbi munkákból felhasználható bolygóművek is rendelkezésre állak. Mindemellett jelenleg az iparban is ezzel a megoldással találkozhatunk a legtöbbet, mivel a korábban említett előnyök mellett képes a belsőégésű motor független üzemeltetésére, valamint az üzemállapotnak megfelelően a szükséges hajtásmódot kiválasztani. Így a lehető legkedvezőbb fogyasztást, károsanyag kibocsájtást, és hatásfokot eredményezni.

6. A HIBRID HAJTÁSLÁNC SZIMULÁCIÓJA

A korábban bemutatott, illetve kiválasztott hajtásláncok általánosan elterjedtek a járműiparban. Ugyanakkor diplomamunkám során egy versenyfelhívásra készített járművet, egy gokartot volt lehetőségem vizsgálni, illetve továbbgondolni a már létező megoldásokat. Ez a gokart a pár évvel ezelőtt megrendezett Go Bosch Go Kart versenyre készült. Itt az egyik feladat során az egyetem csapata már elvégezte a hajtáslánc hibridizációját. Munkám megkezdésekor ezt a kialakítást tudtam megvizsgálni, és meghatározni hozzá a szükséges módosításokat. Az elkészült jármű vizsgálata során ugyanis felléptek problémák melyeket a tervezés bemutatása során részletezek.

Dolgozatomban ezt az elrendezést, mely egy párhuzamos hibrid architektúra hasonlítom össze az előző fejezetben kiválasztott teljesítmény elágaztatásos hibrid architektúrával. Az összehasonlítás alapját szimuláció fogja adni, melyben felépítettem mindkét architektúra modelljét, majd pedig azonos terhelésnek vetettem alá őket.



6.1.ábra. A diplomamunka alapjául szolgáló gokart

6.1. A szimuláció során használt program bemutatása

A Simcenter Amesim egy vezető integrált, skálázható rendszerszimulációs platform, amely lehetővé teszi a rendszerszimulációs mérnökök számára a mechatronikai rendszerek teljesítményének virtuális értékelését és optimalizálását. Ez növeli az általános rendszertervezési termelékenységet a korai fejlesztési szakaszoktól a végső teljesítmény validálásáig és a szabályozások kalibrálásáig. A Simcenter Amesim egyesíti a használatra kész multifizikai könyvtárakat az alkalmazás- és iparorientált megoldásokkal, amelyeket a platform erőteljes képességei támogatnak, így gyorsan

hozhat létre modelleket és végezhet pontos elemzéseket. Ez a nyílt környezet könnyen összekapcsolható a főbb számítógéppel segített mérnöki (CAE), számítógéppel segített tervezési (CAD) és vezérlő szoftvercsomagokkal [8].

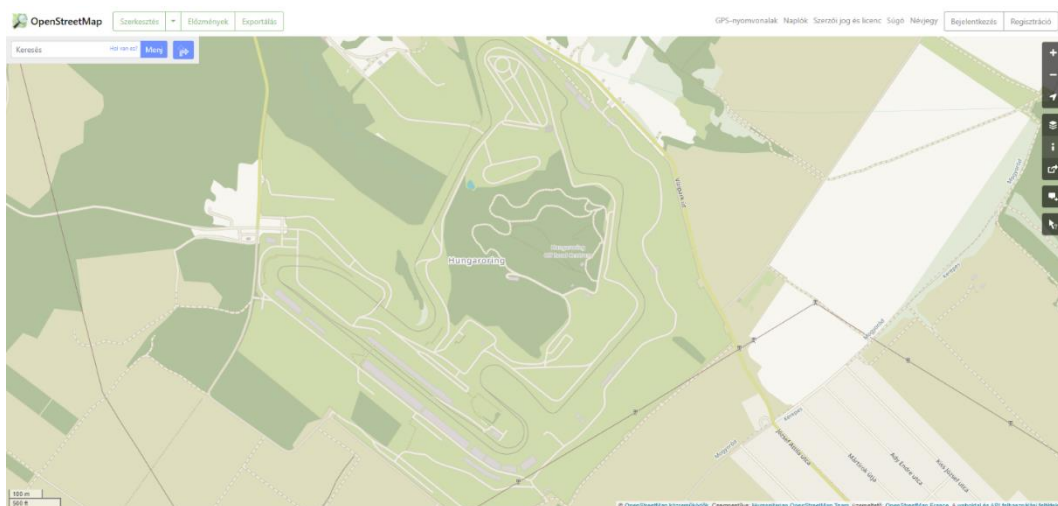
A program képes hajtásláncok teljeskörű vizsgálatára, így az általam elvégzett, és később bemutatott értékelő összehasonlításhoz minden szükséges, az autóiparban járatos paramétert képes meghatározni.

6.2. A terhelő ciklus meghatározása

A diplomamunkámmal párhuzamosan készített TDK dolgozatomban^[8] a gokart felfüggesztését vizsgáltam. Ennek során a gokartot egy előre kiválasztott pályán végig vezetve vizsgáltam a felfüggesztése viselkedését és a felfüggesztésre ható erőket. Itt a program előre meghatározta a gokart beállításából adódó sebességprofil. Így lehetőségem volt ezt a sebességprofil felhasználni a hajtáslánc vizsgálatánál is, ezzel kiegészítve a korábban végzett munkámat és a gokartról egy átfogóbb képet kapva.

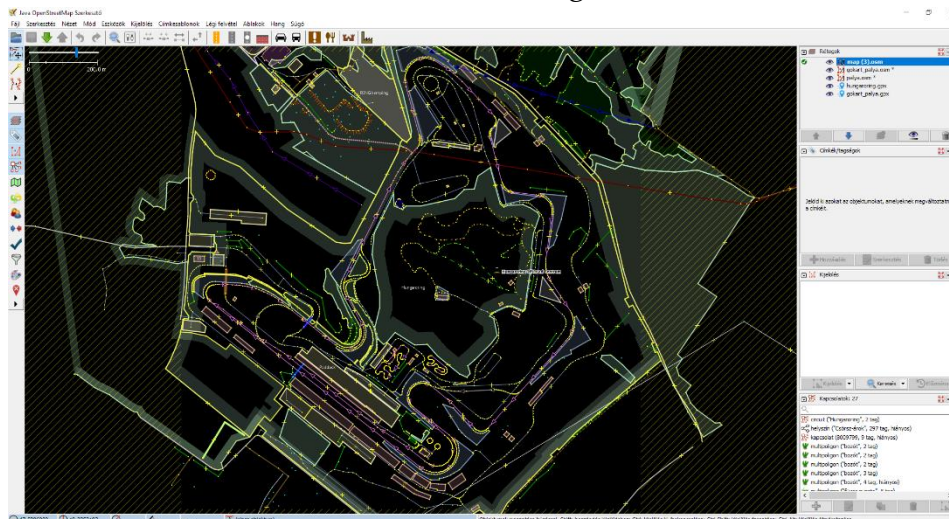
A pályakövető modell felépítése során az első lépés egy megfelelő pálya kiválasztása volt. Ez később kihatással van nyilvánvalóan a terhelésre is, ennek megfelelően egy olyan pályát kellett választanom, amely valóban tükrözi a gokartok által használt pályák jellegzetességeit, nevezetesen a sok egymásba fonódó kanyar és a viszonylag alacsony végsebesség. Ezeket szem előtt tartva a legkézenfekvőbb az volt, ha egy valós pályán vezetem végig a szimuláció során a járművet.

Ennek megfelelően egy, a Hungaroring mellett található pálya volt az, amely a leginkább megfelelt a fent említett kritériumoknak. Ezután szükséges volt a pálya adatait a program számára beolvasható állapotba hozni. Ehhez az OpenStreetMap weboldalon keresztül a pályát osm formátumba kellett kimentenem, melyet később szerkeszteni tudtam.



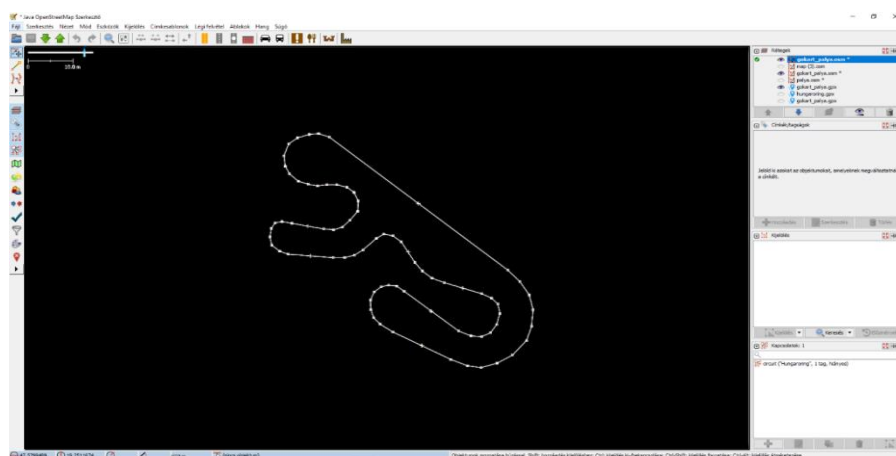
6.2.ábra A pálya környezetének felülnézete az OpenStreetMap weboldalon^[8].

Ezt követően a kimentett adatokat a kellő formátumban be tudtam olvasni egy JAVA környezetben fejlesztett OpenStreetMap szerkesztőbe. Ebben a programban szükséges volt eltávolítanom a számomra zavaró, felesleges adatokat. Ilyenek voltak a pálya generálásához nem használt utak, valamint a honlapon feltüntetett turisztalátnyosságok, és egyéb metaadatok. Itt kiemelném, hogy a gokartpályák az esetek nagy részében nem rendelkeznek jelentős szintkülönbséggel (kivétel talán a fedett többszintes pályák, amelyek nem képezik ennek a dolgozatnak a részét), így a pályaadatoknál a magassági adat egy állandó értéket jelentett. Ezt már a munkám során itt, az első lépésnél, az exportálásnál, figyelembe vettem, így az adatsor módosításánál később ezzel nem kellett külön foglalkoznom.



6.3.ábra A pályaszerkesztő program (JOSM-JAVA OpenStreetMap Editor) [8].

Itt tehát a fent ismertetett lépések elvégzése után, az említett irányelveknek megfelelően készítettem elő a végleges pályát, melyet gpx formátumban mentettem el. Az egyes formátumok közötti váltásra a használt programok képességei miatt volt szükség. Ennek a megemlékését azért tartom fontosnak, mivel így jól látható, hogy az ismertetett folyamat nem rutinszerű, egyszerűsítése, összevonása egy programba, az ehhez hasonló szimulációs folyamatok megkönnyítéséhez vezet, így remek fejlesztési lehetőséget tartalmaz.



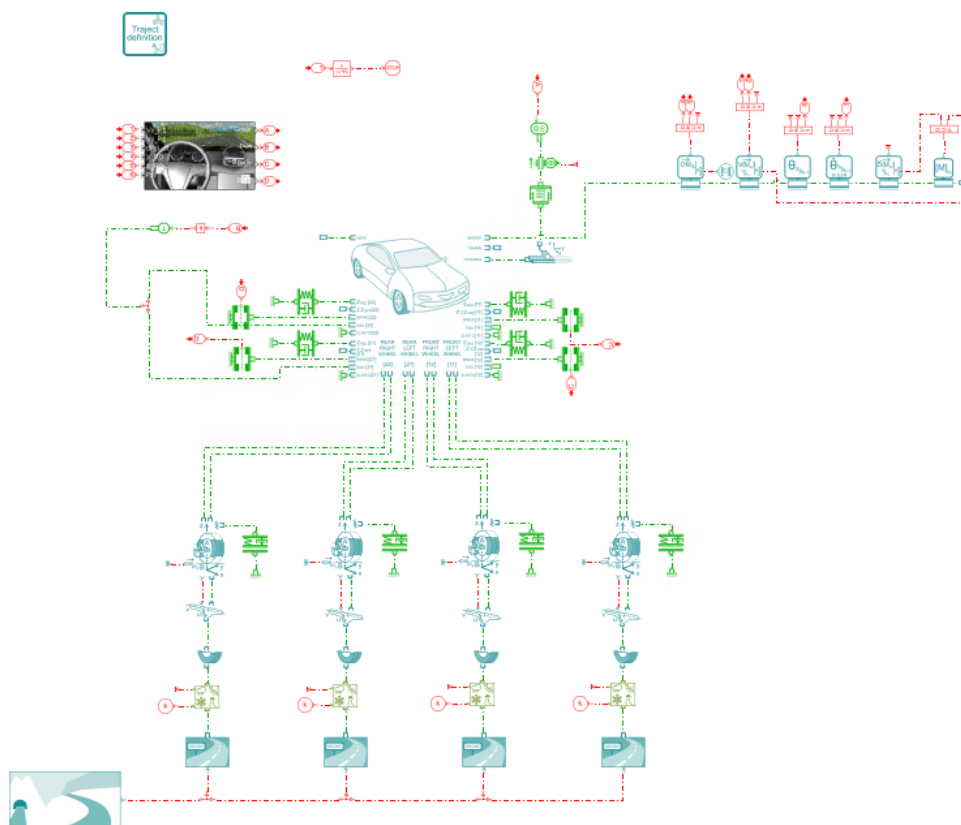
6.4.ábra A végleges pálya képe [8].

A következőkben már a fent ismertetett AMESim programmal haladtam tovább a szimulációk elvégzéséhez. A program sok esetben igen felhasználóbarát, ezt az is mutatja, hogy rengeteg előre kidolgozott minta szimuláció áll a rendelkezésünkre, továbbá igen kiterjedt és részletes adatbázissal rendelkezik az egyes modulok leírását tekintve. A munkám során leginkább ezekre támaszkodtam a szakirodalmi áttekintés mellett.

Alapvetően a szimulációk készítése során lépéseket következetesen, egymásra épülve elvégezve hoztam létre a szimulációt. A főbb lépések a következők:

- vázlat létrehozása,
- az almodell kiválasztása,
- a paraméterek megadása,
- a szimuláció futtatása.

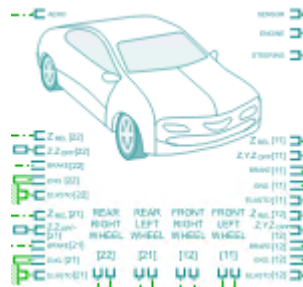
Vázlat létrehozása során lehetőségünk van felépíteni a szimuláció vázát. Itt adhatjuk meg milyen elemeket szeretnénk használni a későbbiekben.



6.5.ábra A pályakövető modell vázlata^[8].

Esetemben a vázlat ablakban elhelyezett első főbb modul egy jármű modell modul. Ez egy 15 szabadságfokkal rendelkező modell. Elhanyagolásai között szerepel például

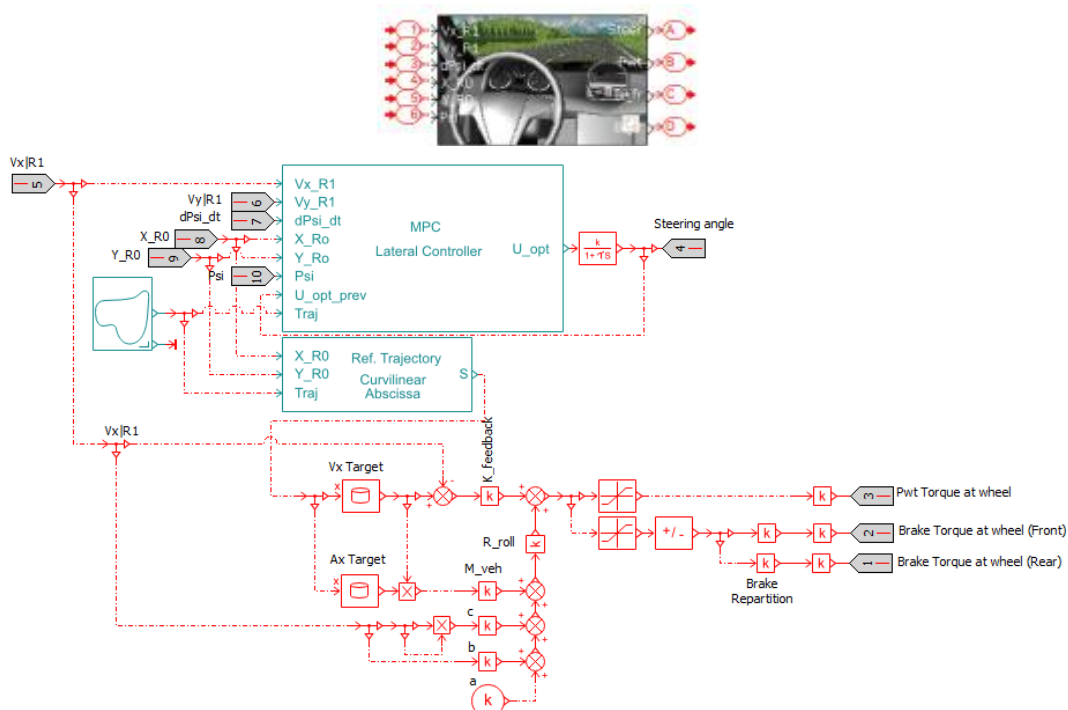
az alváz csavarodásától való eltekintés. Paramétereik között megadható a felfüggesztés viselkedése, minden a karosszériára vonatkozó paraméter (tömegek, inerciák, tömegközéppont nyugalmi helyzete,...), valamint a szimulációhoz kapcsolódó explicit állapot leírására szolgáló jellemzők.



6.6.ábra A jármű modelljének modulja^[8].

Emellett természetesen hozzárendelhetők a szimuláció során változó paraméterek is, mint a kormányászög értéke, a hajtott kerekre ható nyomaték, valamint a légellenállásból adódó erő. Ez utóbbit a szimuláció során egyszerűsítési céllal elhanyagoltam. Mivel ez az erő a sebességgel négyzetesen arányos, így belátható, hogy esetemben a viszonylag alacsony végsebesség miatt nem jelentős a hatása.

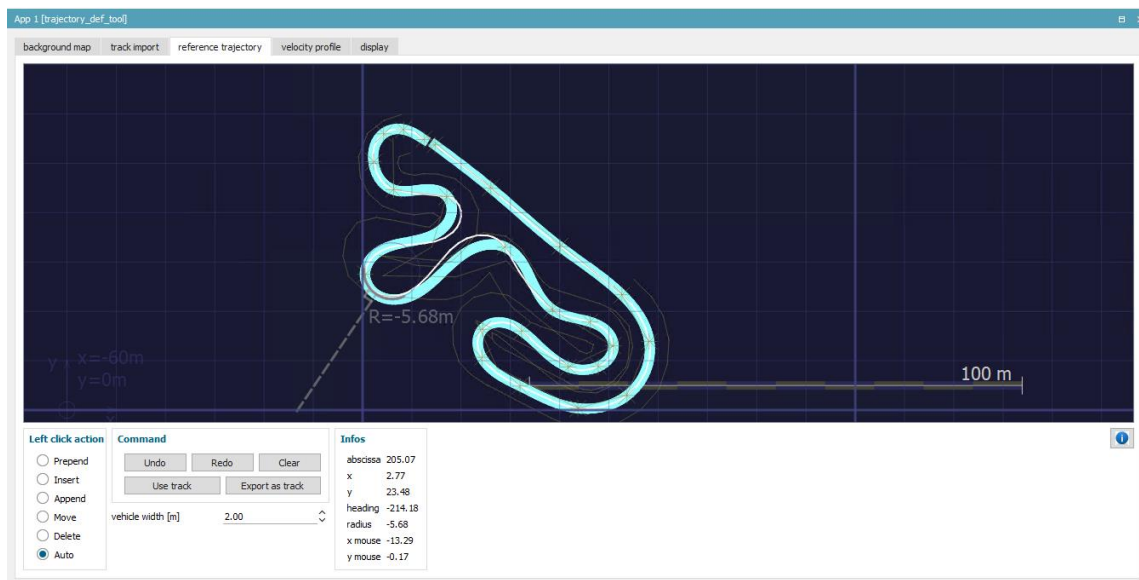
A másik főbb modul a pályakövetéshez szükséges szabályozás modulja. Itt a jármű szenzorozott paramétereinek alapján az előző pontban ismertetett pályán vezeti végig a járművet.



6.7.ábra A jármű szabályozásának modulja^[8].

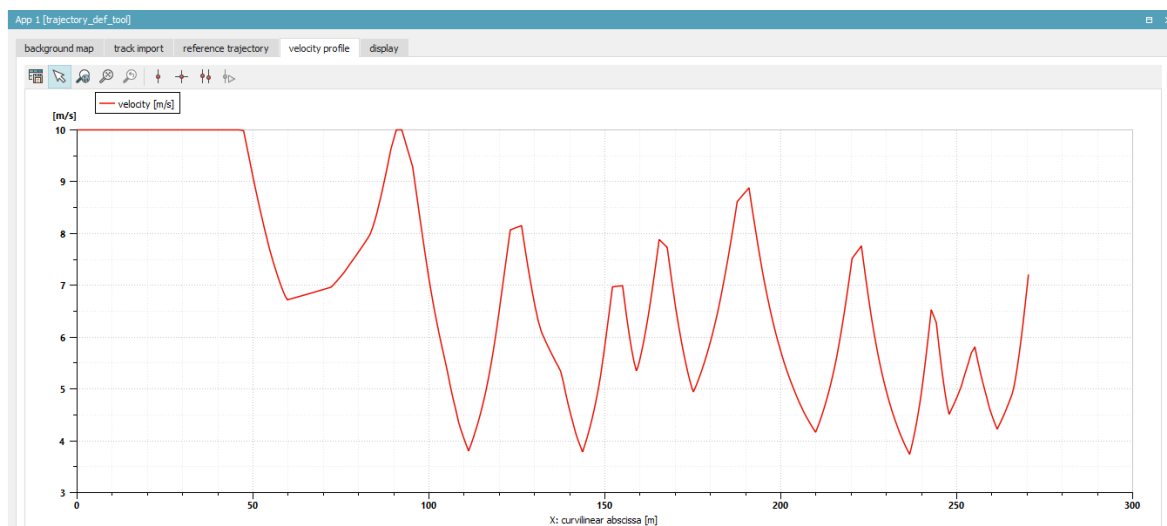
Látható, hogy a modulon belül is található még almodulok melyek az egyes rész-szabályozásáért felelnek. Ilyen a hosszirányú szabályozás, amely a sebességprofil felhasználásával a gyorsulásért felel, valamint a keresztirányú szabályozás amely a pályakövetésen belül a kanyarodásért felel.

A harmadik főbb modul amelyet még mindenképp külön is kiemelnék, az előző pontban bemutatott pályát képezi le a szabályozás számra (6.8. ábra). Ennek különlegessége, hogy tulajdonképpen egy különálló programként jelenik meg a programban.



6.8.ábra A pályát értelmező modul ikonja, és felhasználói felülete^[8].

Itt még van lehetőség a módosításra, amelyre sok esetben szükség is van, hiszen az előző pontban bemutatott pálya exportálása során előfordulhat, hogy az kevés vezérpontot tartalmaz, ezáltal a most bemutatásra kerülő program nem tud folytonos, sima pályát illeszteni rá. (A görbeillesztés során klotoid görbét használ a program). Emiatt van lehetőségünk új pontok közbeiktatására, valamint a meglévők mozgatására. Érdekességgént megemlíthető, hogy itt is van lehetőség minden előzetes adat nélkül, a semmiből pályát meghatározni, ugyanakkor ez időigényesebb, valamint érzékeny a méretarányra.



6.9.ábra A sebességprofil [8].

A most bemutatott modul képes továbbá egy sebességprofil meghatározására (6.9.ábra). Ehhez előzetesen pár adatot használ csak fel (végsebesség, jármű tömege, megengedett legnagyobb gyorsulás). Ennek megfelelően ez csupán egy ideális esetet tükröz, tehát a szimuláció során ezeket az értékeket próbálja meg elérni a jármű, ugyanakkor, ha megcsúszik, mert esetlegesen túl nagy az itt meghatározott sebesség a kanyar beviteléhez, úgy természetesen ezektől eltérő eredményeket fog produkálni a végleges szimuláció.

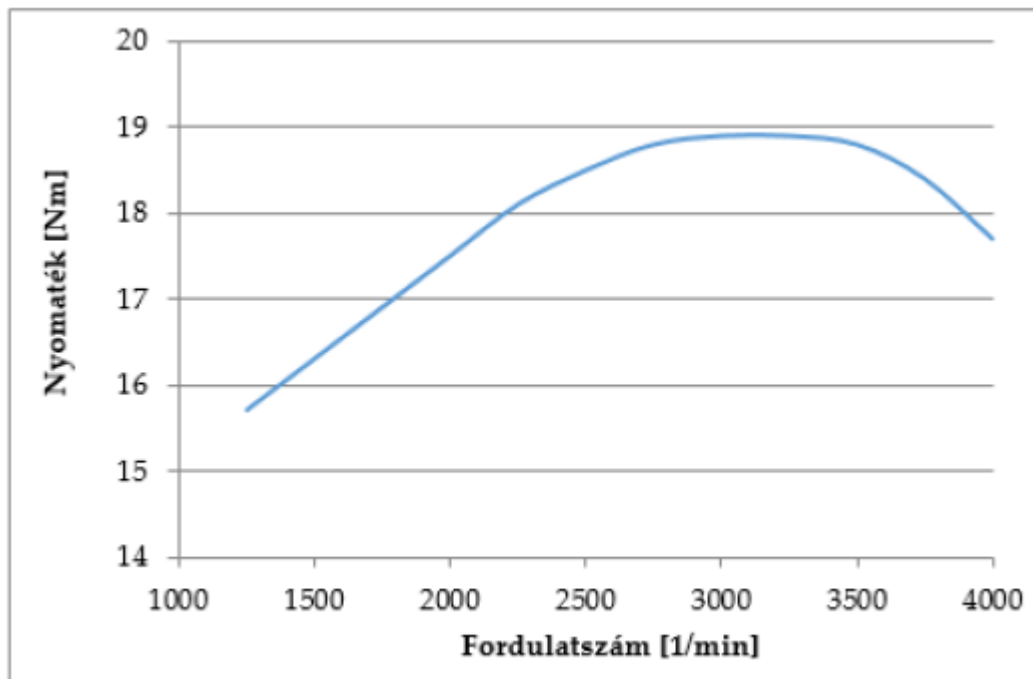
A továbbiakban ezt a sebességprofilot használtam fel mint bemeneti adat a hajtásláncok vizsgálata során. A jármű valós sebessége a korábban ismertetett okok miatt ugyan eltérhet ettől, ugyanakkor ez nem okoz lényegi változást. Természetesen az alkatrészeket arra az üzemállapotra méreteztem, amikor az egyes nyomtatók a maximálisak. Ez a sebességprofil csupán a járműiparban elterjedt vizsgálati ciklusokkal (NEDC, WLTP...) analóg módon az eltérő vezérlések, és elrendezések összehasonlítására és kiértékelésére használtam.

6.3. A párhuzamos architektúra szimulációja

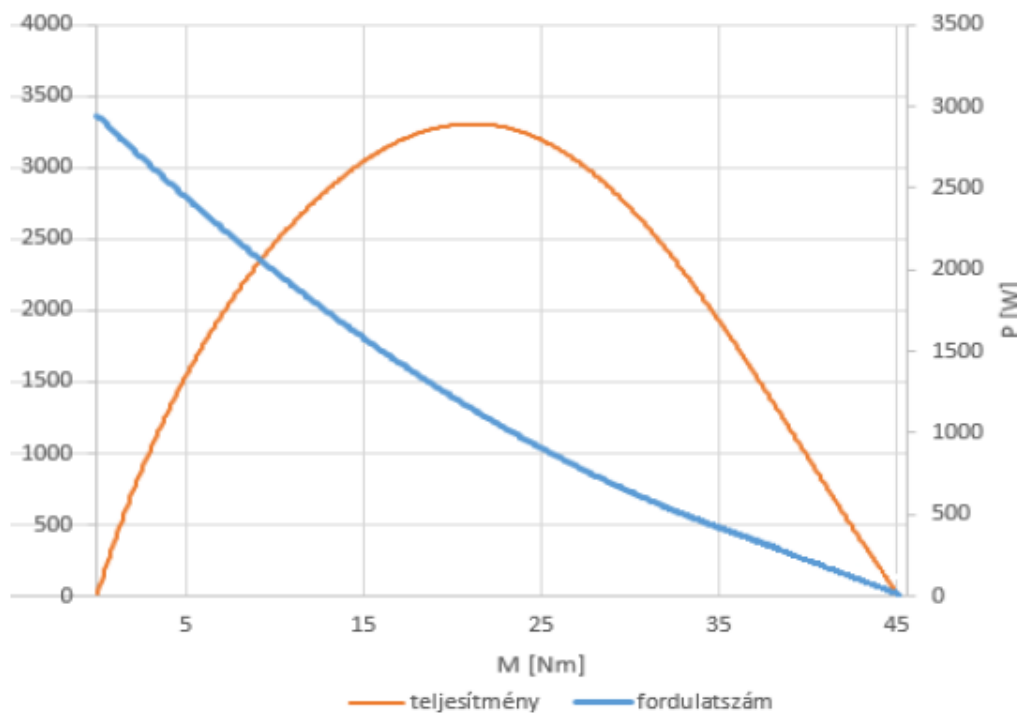
Ahogy már korábban is említettem a párhuzamos architektúra modellezésénél a már meglévő elrendezést vettem alapul, amellyel a gokart részt vett a versenyen.

A verseny során biztosított volt egy belsőégésű motor (Honda GX 270, 7[kW]), egy kis teljesítményű BLDC motor (1,15 [kW]), valamint egy önindító motor (2,8[kW]). Ezek felhasználásával kellett megépíteni a verseny során a hibrid hajtásláncú gokartot. Mivel ezekről a motorokról már rendelkezésre állnak adatok, valamint a megépített gokart összehasonlítási alapul szolgálhat, így a továbbiakban én is ezeket felhasználva

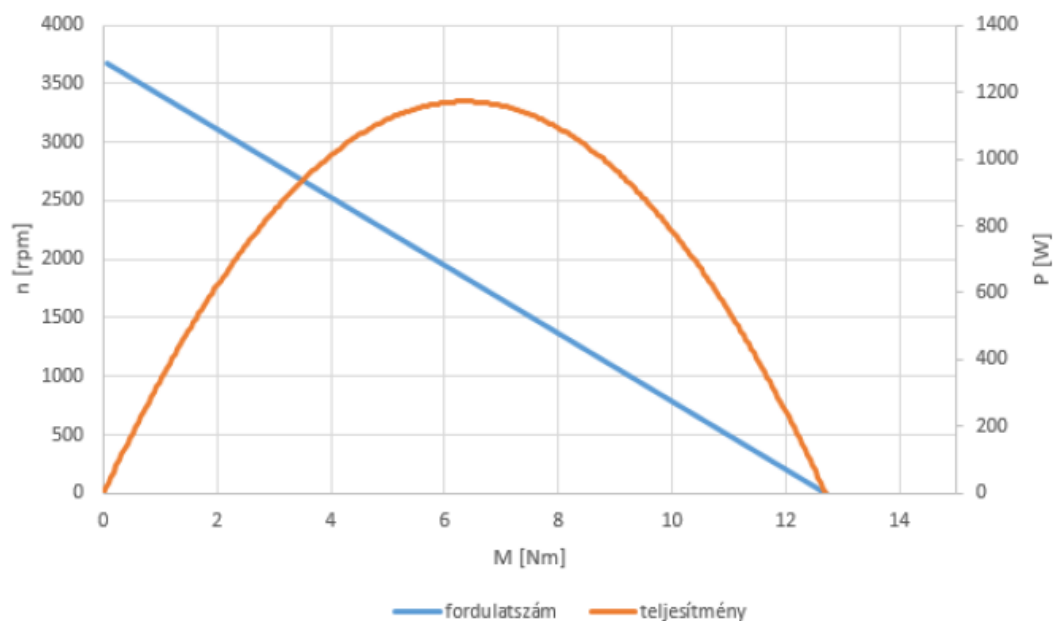
tervezem, illetve tervezem át a teljesítmény elágaztatásos, illetve a párhuzamos elrendezést.



6.10. ábra. A belsőégésű motor karakterisztikája ^[7]

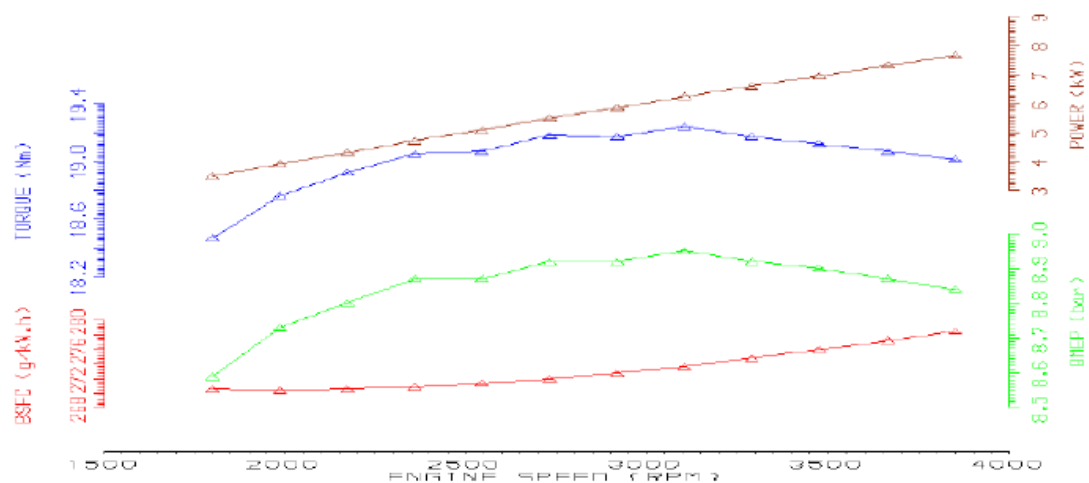


6.11. ábra. Az indítómotor karakterisztikája ^[7]



6.12.ábra. A BLDC karakterisztikája^[7]

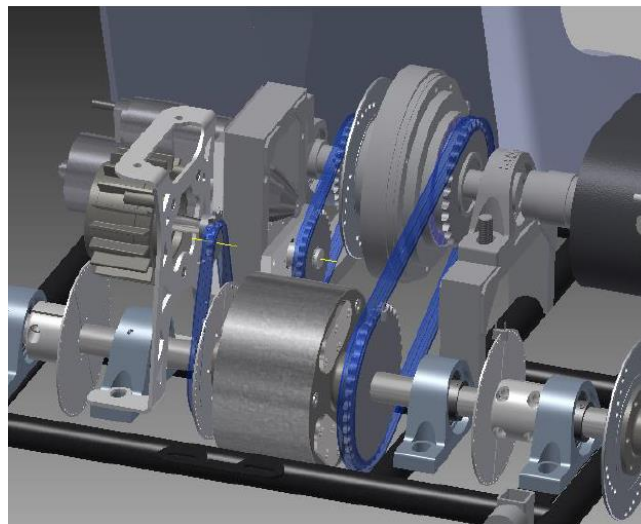
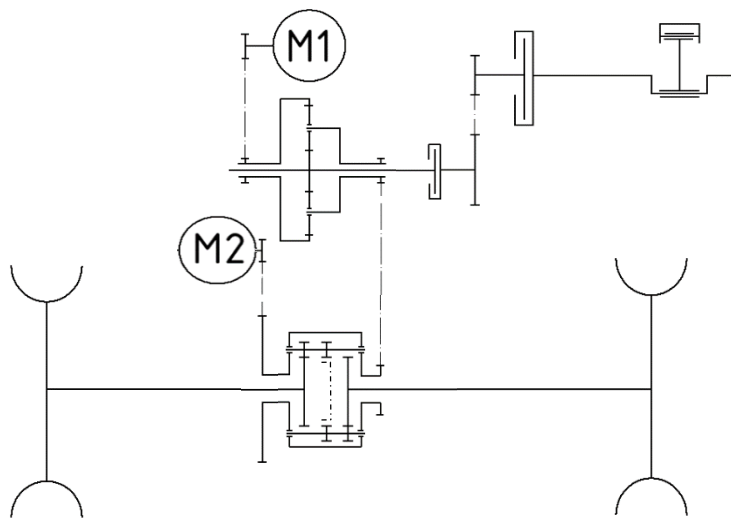
A fent bemutatott karakterisztikák a gyári adatok alapján mutatja be az egyes motorokat. A verseny során ugyanakkor lehetőség volt a belsőégésű motor egyes alkatrészeinek módosítására. Emiatt a motort módosított vezérműtengellyel, illetve új leömlővel látták el. Ezeknek a hatását egy szimulációban vették figyelembe, melynek alapján a belsőégésű motor karakterisztikája a következőképpen módosul (6.13.ábra).



6.13. ábra. A módosult belsőégésű motorkarakterisztika^[7]

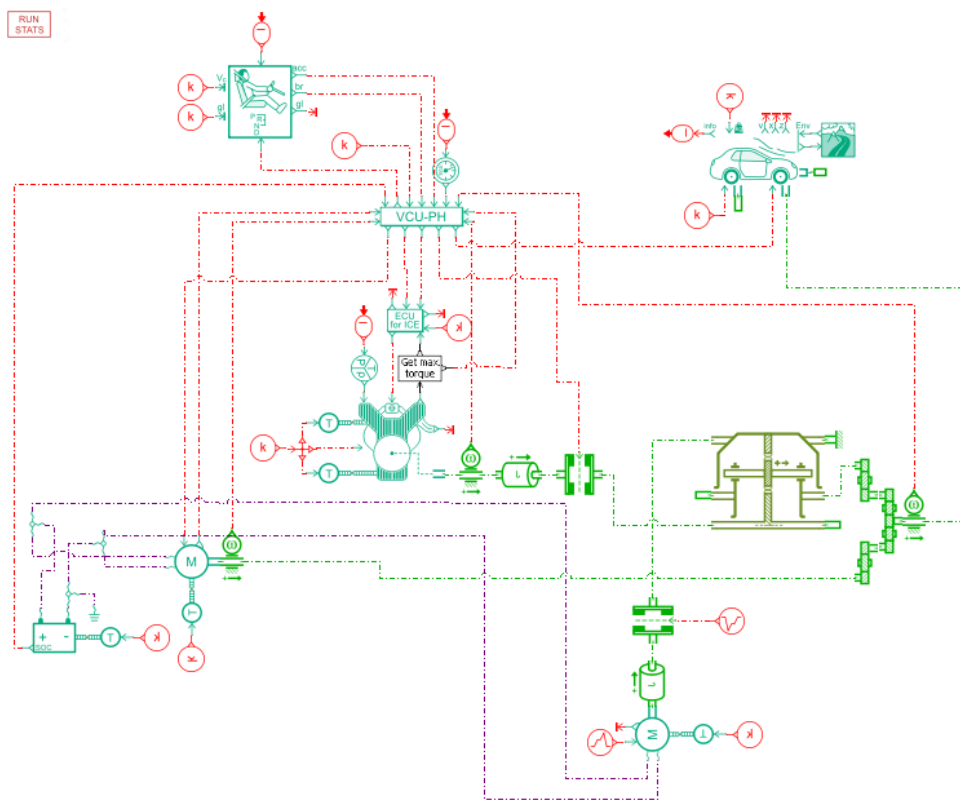
A versenyre korábban elkészített hajtásláncban a belsőégésű motor egy röpsúlyos tengelykapcsolóra hajt rá. Innen egy hagyományos KB bolygómű napkerekét hajtja meg. A bolygómű gyűrűkerekén egy önindítómotor található, mely egy villamos rásegítésként képes üzemelni. Mivel ennek a maximális üzemelési ideje nem haladhatja meg az 5 [s]-et, így ezt a motort főleg kigyorsításokban érdemes bekapcsolni, utána a nagy áramfelvétel miatt hűteni kell.

A bolygómű karjáról halad tovább a kerek felé a hajtás. Itt még először egy K+K bolygómű található, ami, differenciálműként üzemel. Az egyik karra érkezik meg a hajtás. A másik karra egy BLDC motor hajt rá, ezzel tulajdonképpen létrehozva a párhuzamos architektúrát. Végül a napkerekeken keresztül jut el a hajtás a kerekhez (6.14. ábra.).



6.14. ábra. A versenyen használt párhuzamos hibrid architektúra kialakítása és szerkezeti ábrája ^[7]

A fentebb bemutatott motorokat és elrendezést felhasználva elkészítettem a hajtáslánc szimulációs modelljét (6.15. ábra).



6.15. ábra. A párhuzamos hibrid architektúra modellje

A modell elrendezése alapján megfigyelhetők a főbb elemek, valamint a köztük lévő kapcsolatok. Látható, hogy mindkét villanymotor ugyanabból az akkumulátorból kapja az áramot, viszont csak az egyik van közvetlenül bekötve a vezérlőegységbe. Ennek az az oka, hogy az indítómotor csak kis ideig képes üzemelni így ezt csak rásegítésként alkalmazhatjuk. Itt a célegyenes utáni első kanyarból való kigyorsításnak megfelelő időpillanatban definiált jel hatására kapcsol be a villanymotor, ezáltal modellezve azt, amikor a sofőr manuálisan egy nyomógommbal aktiválná azt. Mivel a valóságban az önindító nincs folyamatos kapcsolatban a hajtáslánccal, csak a bendix hatására kapcsolódnak a fogaskerekek, így itt egy tengelykapcsolót kellett elhelyeznem, ami csak a vezérlő jellel együtt kapcsol. Ezáltal megakadályozva a teljesítmény visszaáramlását az önindítóra.

Miután megadtam a korábbi pontban ismertetett terhelést, azaz a számított sebességprofilt, szükséges volt még az egyes karakterisztikák mellett más bemeneti adatokat is megadnom. Ezek leginkább a belsőégésű motorra vonatkoztak.

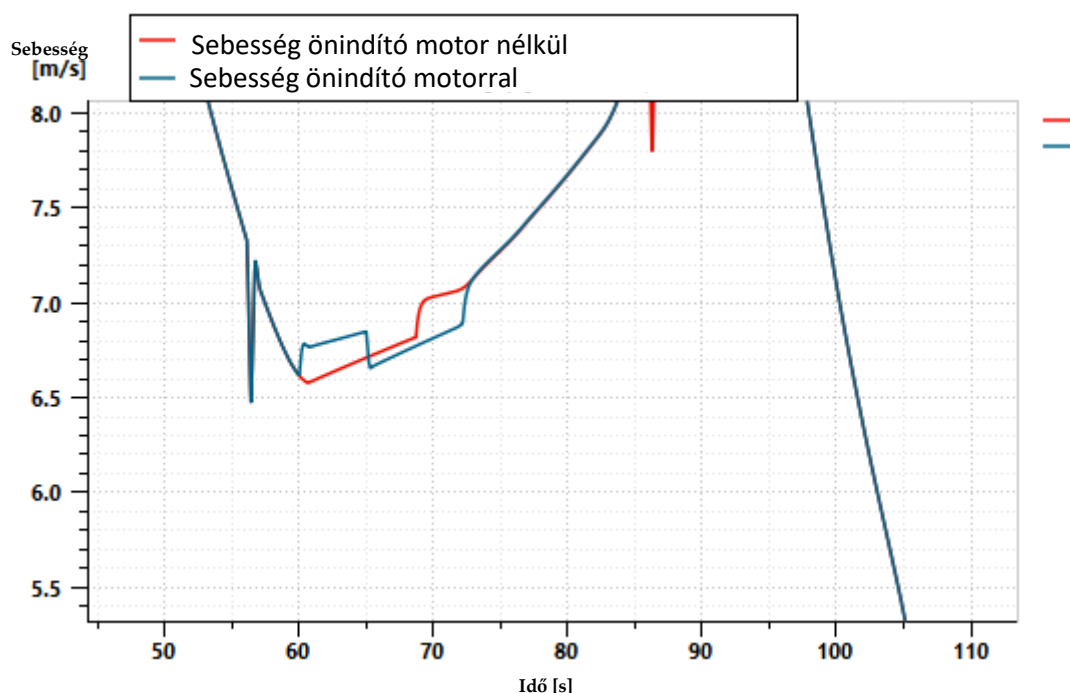
6.1. Táblázat. A belsőégésű motor adatai

Típus	4 ütem, 1 henger
Hengerűrtartalom	270 [cm ³]
Furat x Löket	77x85 [mm]
Kompresszióviszony	8,5 [-]
Max. teljesítmény	6,3 [kW] @3600 [1/min]
Max. nyomaték	19,1 [Nm] @ 3000 [1/min]
Alapjárat fordulatszám	1400 [1/min]

6.2. Táblázat: A párhuzamos architektúra vezérlésének főbb paraméterei

Megnevezés	Érték
Lassítás közben járó belsőégésű motor	Igen
Akkumulátor töltésének kezdete	60 [%]
Akkumulátor töltésének vége	65 [%]
Sebesség, ami felett hibrid üzemmódba kapcsol	3 [m/s]

Az eddig bemutatott adatok mellett még fontos megemlítenem az akkumulátor modellezéséhez felhasznált paramétereket. Ezeket úgy választottam meg, hogy a kör végére az akkumulátor töltöttsége érzékelhető módon, de ne jelentősen csökkenjen. Természetesen valós körülmények között bizonyos határok között érdemes tartani a töltöttségi szintet, ezáltal minden kört azonos feltételek mellett kezdetünk meg.

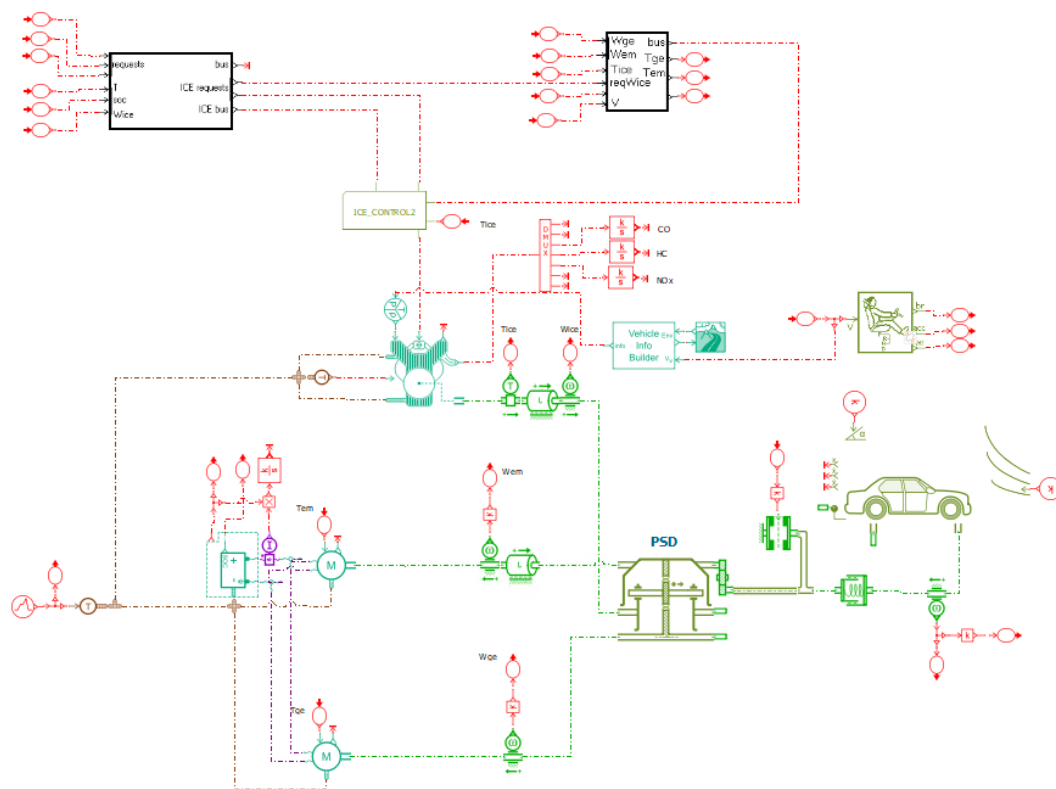


6.16. ábra. Az önindítómotor rásegítésének hatása

A 6.16. ábrán látható a sebességprofil egy kiemelt része, ahol az önindító rásegítését vizsgáltam. Látható, hogy 60 [s] után a kék görbe helyezkedik el magasabban. Ebben az esetben alkalmaztam az önindítót. A piros görbe, ahol rásegítés nélkül üzemel a hajtáslánc, pedig alacsonyabb sebességet jelent. Megfigyelhető, hogy az 5 [s] maximális üzemidő után a két görbe felcserélődik. Ez annak tudható be, hogy a vezérlés mindenképpen ugyanahhoz a sebességprofilhoz igazítja a sebességeket. Ennek megfelelően a rásegítés használata után szándékosan lassítja a járművet. Nyilvánvalóan a valóságban, ahol ezt a vezérlőt a sofőr váltja fel ez az eset nem fordulhat elő.

6.4. A teljesítmény elágaztatásos architektúra szimulációja

Ebben az esetben már egy, a korábbtól teljesen független hajtásláncot alakítottam ki. Ugyanakkor a már meglévő elemeket felhasználtam, így a korábban bemutatott jelleggörbék itt is helytállóak, annyi kiegészítéssel, hogy két BLDC motort alkalmazok, azáltal, hogy az önindító motor helyére is azt építettem be.



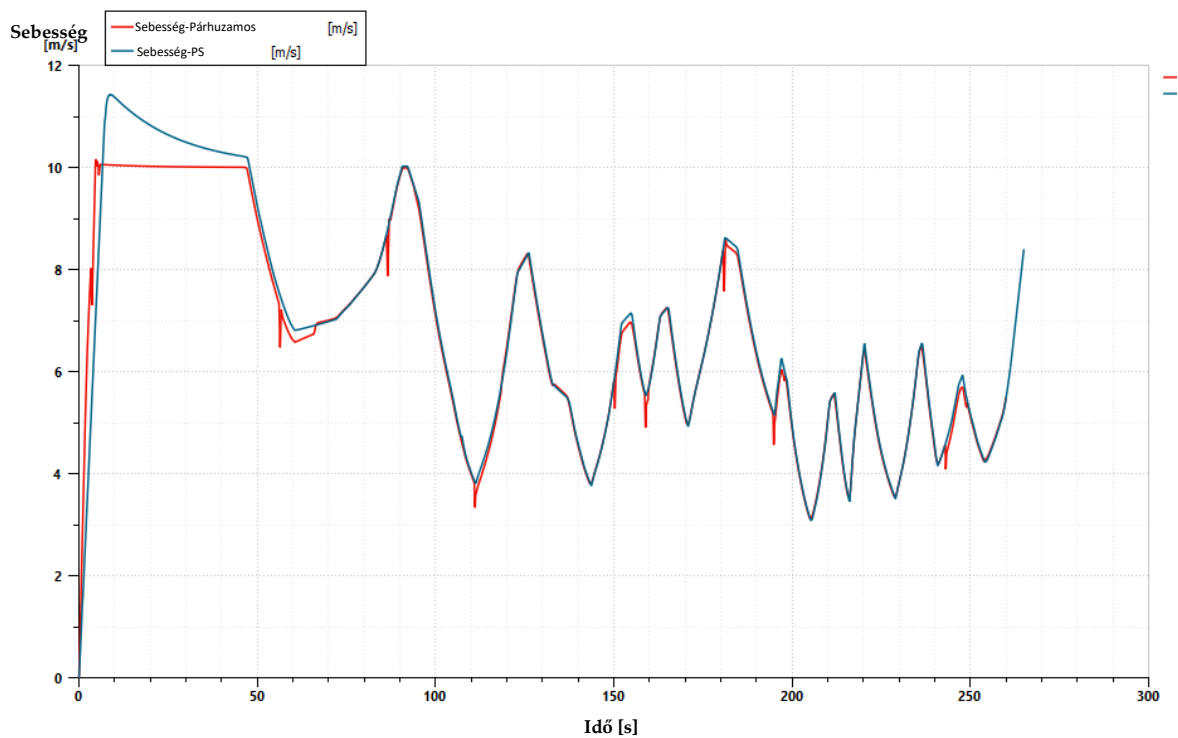
6.17. ábra. A teljesítmény elágaztatásos architektúra modellje

6.3. Táblázat: A párhuzamos architektúra vezérlésének főbb paraméterei

Megnevezés	Érték
Kerékfordulatszám, ami fölött bekapcsol a belsőégésű motor	400 [1/min]
Kerékfordulatszám, ami alatt kikapcsol a belsőégésű motor	150 [1/min]
Akkumulátor töltésének vége	80 [%]
Akkumulátor töltésének kezdete a belsőégésű motorral	40 [%]

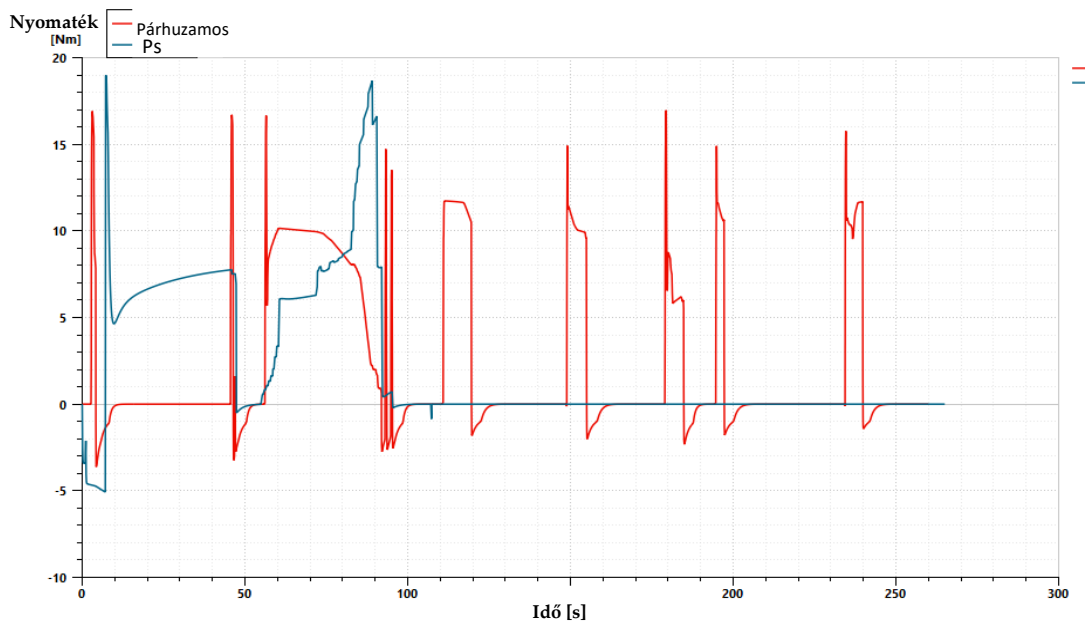
Ennél az elrendezésnél első lépésben szükséges volt meghatároznom az egyes motorok kapcsolódásának a módját. Mivel ez a gyakorlatban is bolygóművel történik, valamint, már rendelkezésre áll egy korábbról, így emellett döntöttem. Ezután ki kellett választanom melyik taghoz, melyik elem kapcsolódjon. Abban az esetben, ha a gyűrűkerékre a motorüzemű villanymotor hajt rá, és innen halad tovább a hajtás a kerekek felé is, kis veszteségek mellett, könnyen megvalósítható a tisztán elektromos üzemű hajtás is. A másik két tag felosztásánál figyelembe vettem, hogy amennyiben a belsőégésű motor a karra hajt rá, úgy könnyen szabályozható annak a fordulatszáma a villanymotorok segítségével. Végezetül, ha a generátor a napkerékkel áll kapcsolatban, úgy álló belsőégésű motor esetén is van lehetőség rekuperációra.

Megfigyelhető, hogy ennél az architektúránál jóval bonyolultabb vezérlésre van szükség. A hibrid stratégia vezérlője mellett, megtalálható még, egy, a villanymotorok számára dedikált vezérlőegység is. Valamint a belsőégésű motor is rendelkezik saját vezérléssel (6.18.ábra).



6.19. ábra. A két architektúra sebességprofija (kék-PS, piros-Párhuzamos)

A sebességprofilik alapján látható, hogy a teljesítmény elágaztatásos architektúra magasabb végsebességeket eredményez, valamint a kanyarok előtt a féktáv végén is nagyobb sebességgel tud haladni. Természetesen az áttételek változtatásával lehetőségünk van befolyásolni a végsebességet. Mivel tehát a két architektúra eltérő áttétellel rendelkezik, így ezzel magyarázható az eltérő végsebesség.

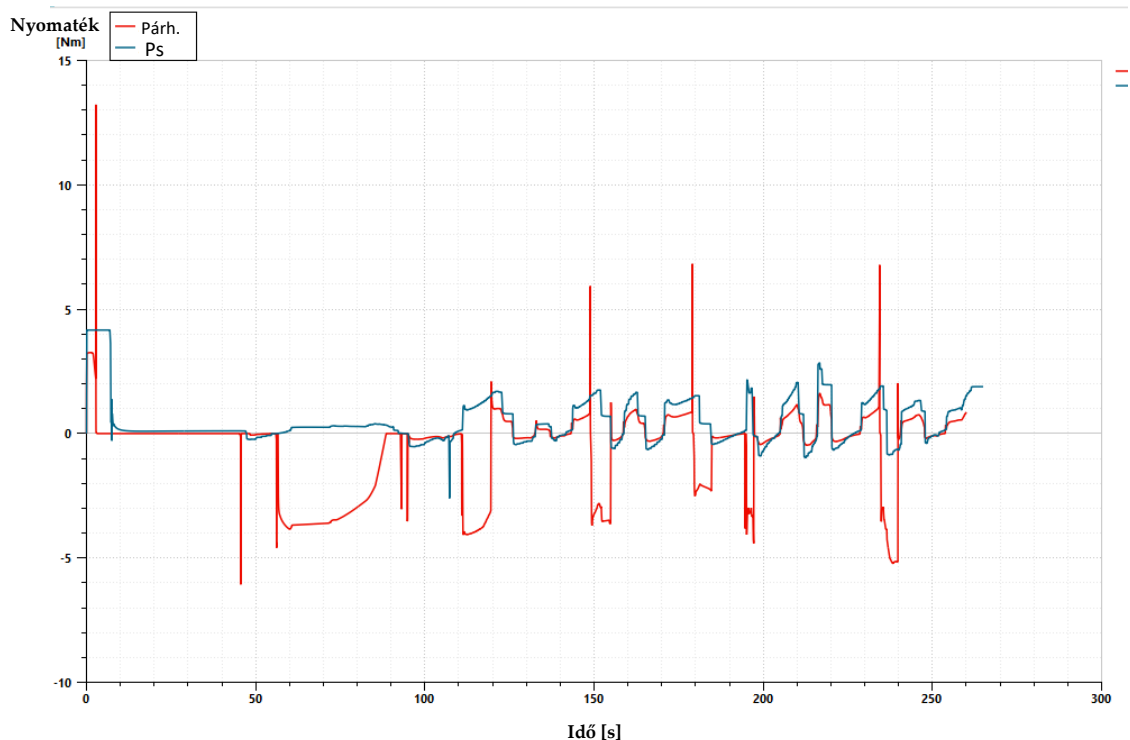


6.20. ábra. A belsőégésű motor nyomatéka (kék-PS, piros-Párhuzamos)

Alapvetően egy kör alatt a belsőégésű motor csak nagy sebesség mellett, valamint a hirtelen gyorsítások hatására vesz részt a hajtásban. Ennek indokait részletesebben a szakirodalmi áttekintés során mutattam be, de legfőbb oka, hogy a belsőégésű motor hatásfoka nagyobb a magasabb terhelések mellett.

Látható, hogy a párhuzamos architektúra esetében ez minden esetben megjelenik, azaz a belsőégésű motor nyomatéka segíti a gyorsításokat. A teljesítmény elágaztatásos architektúra esetében ugyanakkor látható, hogy a belsőégésű motor csak a ciklus elején vesz részt a hajtásban. A későbbi, alacsonyabb sebességű szakaszokban tisztán elektromos hajtással képes elérni a szükséges sebességet. Ennek oka a korábban is említett eltérő áttételek, de leginkább az eltérő vezérlés.

Mivel már itt jól kivehető, hogy mennyivel többet üzemel a párhuzamos elrendezésnél a belsőégésű motor, így egyértelmű, hogy ebben az esetben lesz nagyobb az üzemanyag fogyasztás. Ezt ennél fogva tovább nem részletezem, következtetésképp levonható, hogy a teljesítmény elágaztatásos architektúra fogyasztása kedvezőbb.

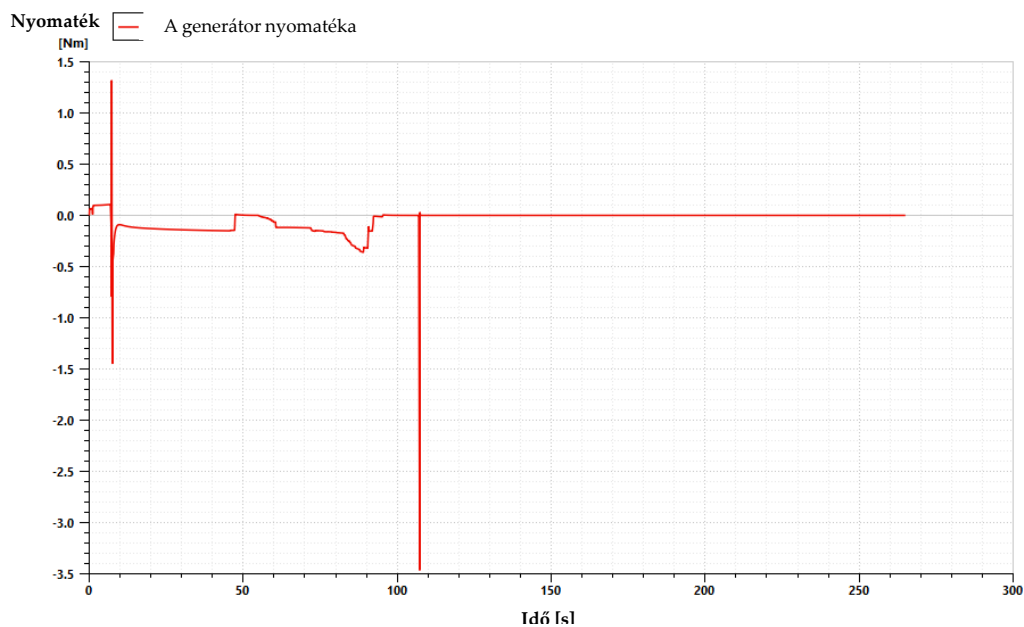


6.21.ábra. A villanymotorok nyomatéka (kék-PS, piros-Párhuzamos)

A villanymotorok nyomatékát tekintve pont ellentétes jelleg figyelhető meg, mint a belsőégésű motor esetén. A kezdeti szakaszban például, ahol a teljesítmény elágaztatásos architektúra esetén jelentős nyomatékot szolgáltatott a belsőégésű motor, a villanymotorok közel nulla nyomatékot adnak le. Ezután viszont a kisebb gyorsulásokot igénylő, alacsonyabb átlagsebességgel rendelkező szakaszon a jármű már képes tisztán csak a villanymotor nyomatékára hagyatkozva üzemelni.

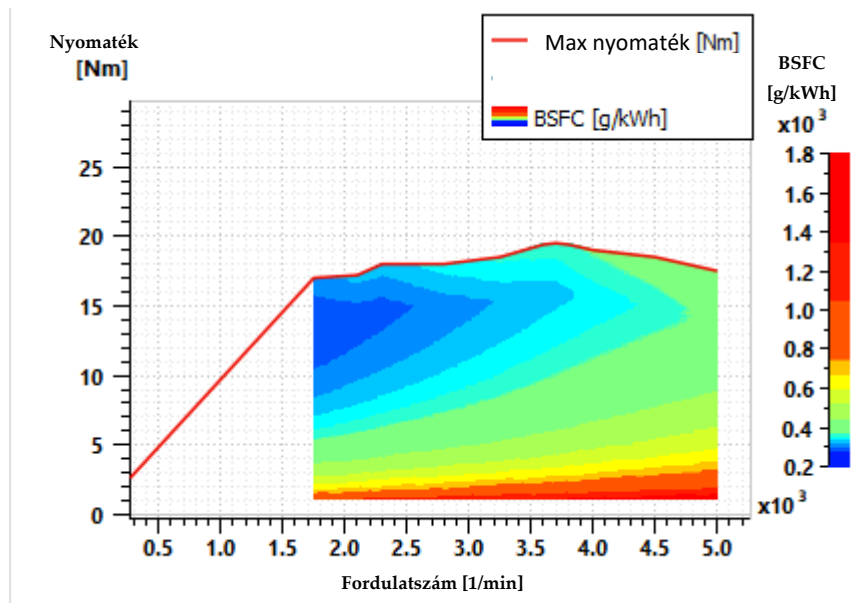
Megfigyelhető kiugró nyomatékcúcsok, melyek időbeli rövidségük miatt, mivel a villanymotorokról általánosan elmondható, hogy rövid ideig túlterhelhetők, nem okoznak problémát. Ebben az esetben viszont valószínűsíthető, hogy csupán a vezérlés által kiadott, a hirtelen gyorsulásváltozás okozta hiba. Ezek a későbbiekben egy egyszerű szűrő alkalmazásával orvosolhatók. Valószínűsíthető, hogy egy ilyen kezdeti nyomatékcúcs gyorsította a megfelelő sebességre a párhuzamos architektúra esetén a járművet. Ezért, valamint a nem nulla kezdősebesség miatt nem jelenik meg utána leadott nyomaték. A teljesítmény elágaztatásos esetben nem jelennek meg ezek a csúcsok, itt a vezérlő beállítása megfelelő.

Emellett a ciklus második felén érdemes megfigyelni, ahogyan a párhuzamos elrendezés esetén a villanymotor nyomatéka adott különbséggel leköveti a teljesítmény elágaztatásost, ez megfelel az elvárásoknak. Ezt a nyomaték-különbséget szolgáltatja a ciklus közben végig üzemelő belsőégésű motor, amely a szükséges esetekben a rekuperációként jelenik meg az áttételeken keresztül.



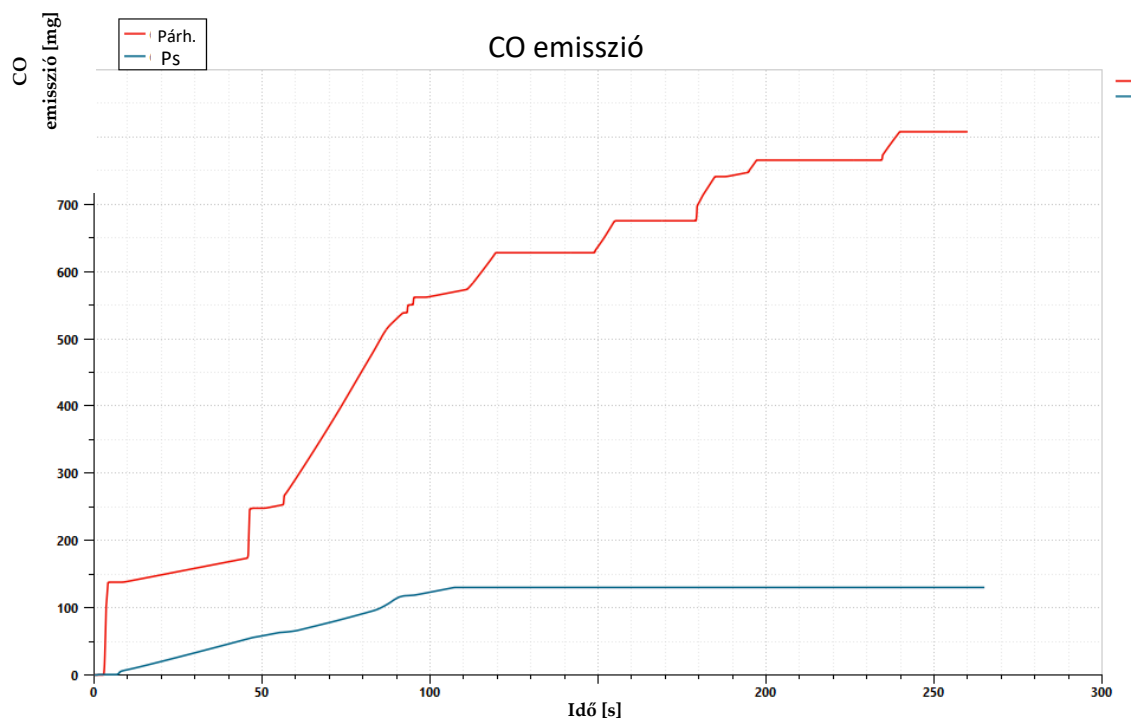
6.22.ábra. A generátor nyomatéka teljesítmény elágaztatásos architektúra esetén

Mivel a párhuzamos elrendezés esetén csak egy villanymotor található a rendszerben, így ez a felelős a rekuperációért is (6.21.ábra). A fenti (6.22.ábra) ábra alapján tehát a negatív nyomaték értékeknél történik visszatáplálás. Látható, hogy a teljesítmény elágaztatásos architektúránál, nem, illetve csak a lassítások végén megy át a negatív tartományba a nyomaték (6.22.ábra). Az egyik az első hosszú egyenes végén, valamint az egyenes alatt, hogy a belsőégésű motor a lecsökkent külső terhelés hatására továbbra is kedvezőbb hatásfokkal üzemeljen, amikor már állandósult a sebesség. A rekuperáció mértéke természetesen befolyásolható a generátor áttételének változtatásával.

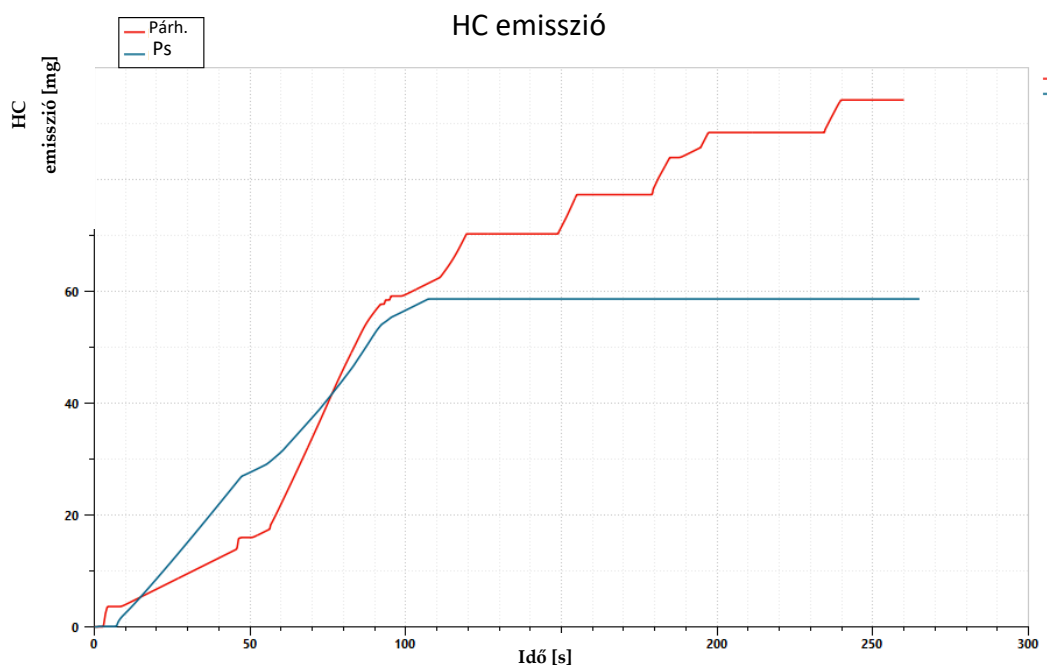


6.23. ábra. A belsőégésű motor kagylógörbéje

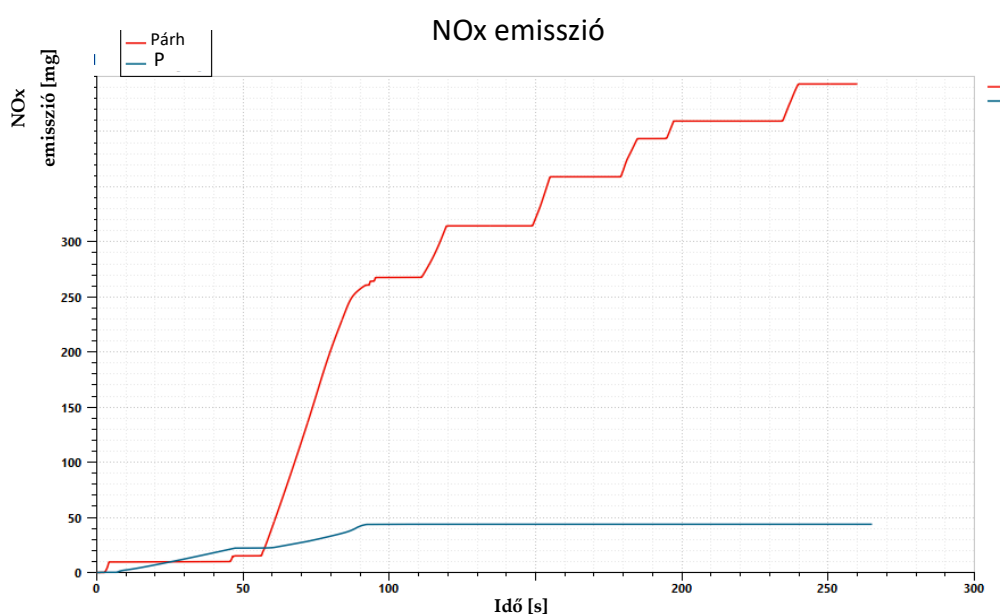
Ahogy az előzőekben is említettem, a vezérlés egyik legfőbb célja, hogy a belsőégésű motor lehetőleg mindig kedvező üzemállapotban működjön. Általánosan a belsőégésű motorok esetén a munkapontok meghatározásához a kagylógörbéket vehetjük segítségül. Jelen esetben például, látható, hogy az alacsony fogyasztás eléréséhez a sötétkék mezőn belül kell tartanunk a belsőégésű motor munkapontjait.



6.24. ábra. CO emisszió (kék-PS, piros-Párhuzamos)



6.25.ábra. HC emisszió (kék-PS, piros-Párhuzamos)

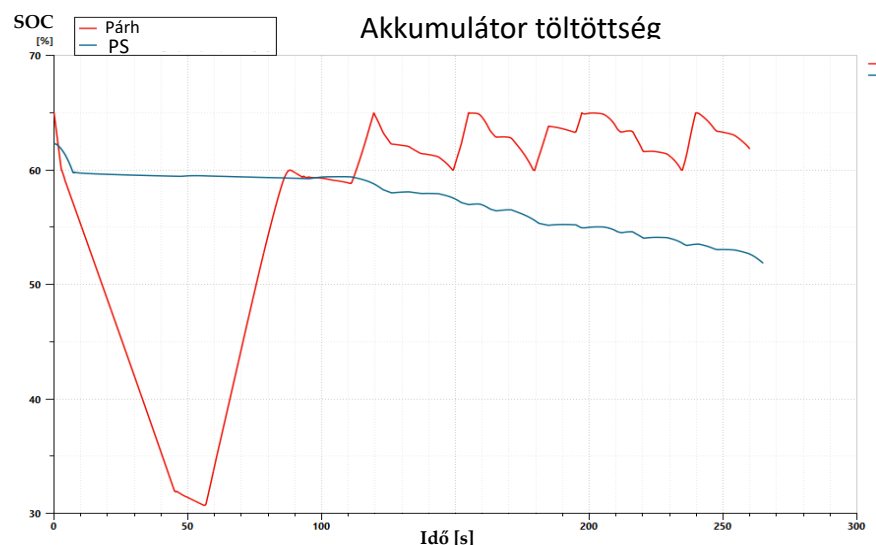


6.26.ábra. NOx emisszió (kék-PS, piros-Párhuzamos)

A korszerű mérnöki gyakorlatban a belsőégésű motorok vizsgálatánál elengedhetetlen megvizsgálni az egyes esetekben az emissziós értékeket. Látható a fenti grafikonok alapján, hogy szinte minden esetben a párhuzamos elrendezés esetén lesz kedvezőtlenebb a károsanyag kibocsájtás. Jelen esetben a CO (6.24.ábra), HC (6.25.ábra), és NOx (6.26.ábra) kibocsájtást vizsgáltam, a gyakorlatban elterjedt ezek mellett még a részecske-emisszió vizsgálata is, mivel azonban a belsőégésű motor nem

rendelkezik közvetlen befecskendezéssel és benzin üzemű, így ezt nem tartottam jelentősnek.

Az ábrázolt trendek megfelelnek a korábban bemutatott üzemállapotok elemzésének. Mivel a belsőégésű motor a teljesítmény elágaztatásos rendszerben csak a ciklus nagyjából első harmadában üzemel szinte önállóan, ott lokálisan magasabb emissziót eredményez. Így nem meglepő, hogy globálisan kisebb emisszós eredményeket produkál. Ugyan korábban említettem, hogy az üzemanyagfogyasztást nem vizsgálom, viszont mivel a HC és CO emisszió egyenesen arányos az üzemanyag fogyasztással, így erre is tudtam levonni következtetéseket, hiszen ebben a két esetben a szennyező részecske közvetlenül az üzemanyagból származik.



6.27. ábra. SOC (kék-PS, piros-Párhuzamos)

Mivel a teljesítmény elágaztatásos architektúra esetén többet dolgozik a villanymotor, mint a párhuzamos felépítésű konstrukció esetén, így várható volt, hogy az akkumulátor töltöttségi szintje is jobban fog csökkenni. A párhuzamos elrendezésnél a töltöttség a ciklus végén majdnem megegyezik a kezdeti értékkel, így tehát a következő kört a korábbinak megfelelő feltételek mellett kezdheti meg a sofőr. Ez már nem igaz a teljesítmény elágaztatásosra. Itt kezdetben szinte változatlan a töltöttség, hiszen arányaiban a belsőégésű motor szolgáltatja a nyomaték nagyobb részét. Mivel a ciklus hátralévő részében nem kapcsol be, valamint nincs jelentősebb lassítás, ami visszatöltést eredményezne, így folyamatosan csökken a töltöttségi szint. Ez orvosolható lenne azzal, ha a vezérlésben beállítjuk, hogy kisebb nyomatékigényre már kapcsoljon be a belsőégésű motor. Ennek hatására, hogy a viszonylag magas terhelés megmaradjon a belsőégésű motoron, a belsőégésű motor teljesítményének egy részével elkezdjük hajtani a generátort, így növelve a töltöttség szintjét. Mivel a teljesítményének egy része a jármű hajtására fordítódna, így kisebb lenne a villanymotor nyomatékigénye, amellett, hogy nő a töltöttségi szint, egyszerre csökken a villamos áram fogyasztása is. ^[17]

7. A HIBRID HAJTÁSLÁNCOK TERVEZÉSE

Ebben a fejezetben bemutatom a korábban ismertetett szimulációknak megfelelően elvégzett tervezési feladatokat. Ezek alapján a már meglévő párhuzamos architektúrát csupán módosítottam és a felmerült működési rendellenességekre kínálok megoldási javaslatot. A teljesítmény elágaztatásos architektúrát a lehető legkevesebb új alkatrész felhasználásával terveztem. A következő pontokban gyűjtöm össze a tervezés során kiválasztott és méretezett alkatrészeket. Az itt nem közölt részletes számítások megtalálhatók a mellékletben.

7.1. A párhuzamos architektúra áttervezése

A későbbi tesztelések megkönnyítésének érdekében, ahol a szimulációs modell validációja is megtörténhet, mindenképpen hasznos megtartani a korábbi elrendezést vizsgálati céllal. Ennek következményeként az alkatrészek nagy része megtartható. Itt ugyanakkor a verseny során jelentkezett problémákat feltétlenül szükséges orvosolni. Nevezetesen:

- a nem megfelelő vezetési pozíció,
- a visszaáramló teljesítmény a röpsúlyos tengelykapcsoló felé.

A sofőr pozíciója korábban a hajtáslánc elemek elrendezéséből adódóan volt nem megfelelő, így ennek a megváltoztatásával ez orvosolható. A visszaáramló teljesítmény ellen a vezérlés módosítása, a szimulációnak megfelelően, jelenthet megoldást. Ugyanakkor emellett még egy elektromágneses tengelykapcsoló beépítése is célszerű, mely adott üzemállapotokban képes teljesen leválasztani a belsőégésű motort. Ezeket a változtatásokat a későbbiekben részletesen bemutatom.

A korábban bemutatott problémák mellett cél volt még a tömegcsökkentés is. Ennek keretein belül a diplomamunkámmal párhuzamosan, egy féléves tárgy keretein belül, a már meglévő alkatrészeket optimalám. Mivel ennek az elrendezésnek az újatervezésével nem adódnak nagy változások, így a jövőben könnyen megépíthető és tesztelhető.

A feladat során két fő motortartó konzolt választottam ki, melyeket optimalásnak vettem alá. Ez a kettő:

- a belsőégésű motort tartó lemezalkatrész,
- valamint a villanymotor rögzítésére használt hajlított konzol.

A korábbi tervdokumentációk alapján már rendelkezésre álltak a befoglaló méretek, a terhelések, illetve az egyes tervezési paraméterek.

7.1. Táblázat: A belsőégésű motor (Honda GX 270) adatai

A motor nyomatéka	19 [Nm]
A motor tömege	20 [kg]

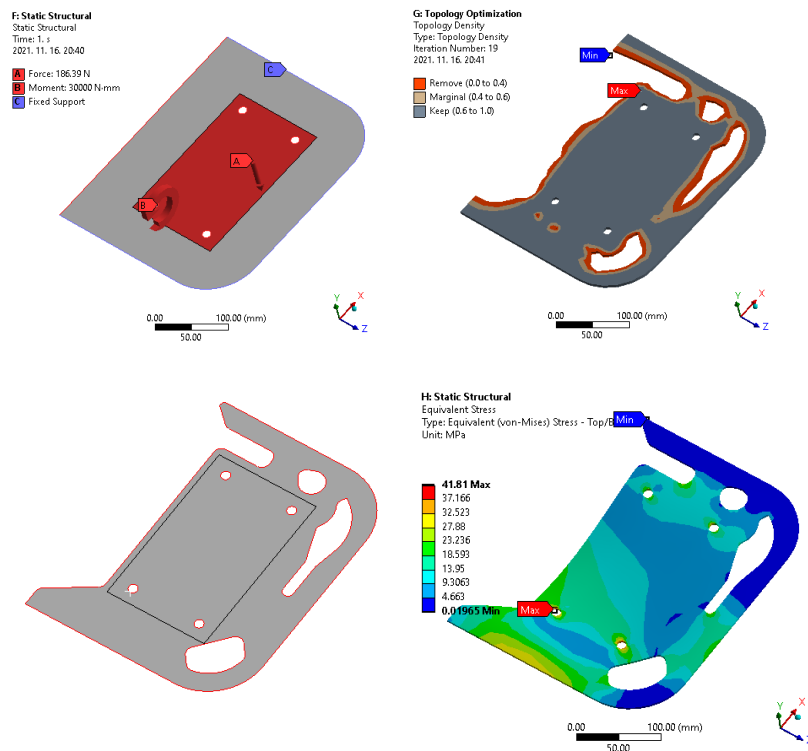
7.2. Táblázat: A villanymotor (Bosch F016L68035 BLDC) adatai

A motor nyomatéka	2,5 [Nm]
A motor tömege	1.5 [kg]
A láncvezetés terhelése	1537 [N]

A villanymotor esetén, mivel nem közvetlenül egy tengelyre hajt rá, hanem egy láncsal megvalósított áttételre, így szükséges a láncvezetésből adódó terheléssel, mint külpontos terheléssel számolnom. Továbbá a motor képes generátorüzemben is működni, így szimmetriára vonatkozó megkötéseink is voltak.

A tervezési paramétereket minden esetben a konzolok rögzítése, illetve a motorok felfogatásai határozták meg. A topológiai optimalálás leállási kritériuma az eredetihez képesti 85%-os tömegcsökkenés volt.

Első lépésben a meghatározott tervezési változók és paraméterek mellett a topológia optimalálását végeztem el.



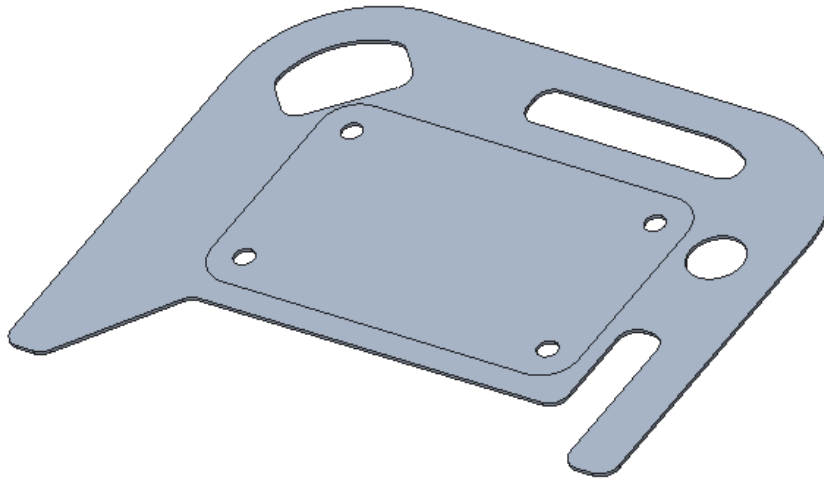
7.1. ábra. A motortartó lemez topológia optimalálása, peremfeltételi és terhelései^[9]

A 7.1. ábrának megfelelően a lemez körben hegesztve van, ami fix megfogást jelent. A motor nyomatékából és tömegéből származó terhelés a pirossal jelölt felfekvő felületen jelenik meg.

Miután elvégeztem a topológia optimalizálását, az egyes alkatrészek alakoptimalizálását is elvégeztem. Ennek során külön figyelmet fordítottam a lemezalkatrészekre jellemző merevítési eljárásokra.

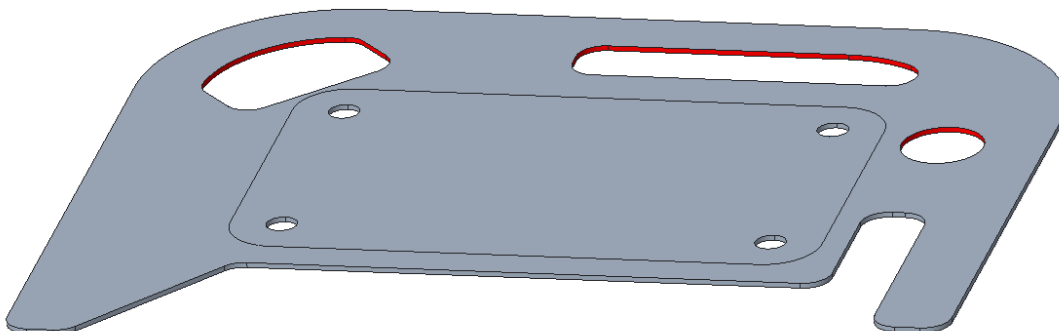
Mivel az előző pontban bemutatott lemezek nem gyártáshelyesek, így további módosításokat kellett elvégeznem rajtuk.

A továbbiakban a PTC Creo szoftver segítségével végeztem el a szükséges optimalizálásokat. Az egyszerűbb paraméterezhetőség, valamint a korábban említett gyártáshelyesség miatt, a bonyolult kivágásokat egyszerűbb geometriai alakokkal közelítettem a topológia optimalizálás eredményéhez képest.



7.2. ábra. Az egyszerűsített geometriájú motortartó lemez^[9]

A 3.1. ábrán látható milyen egyszerűsítéseket alkalmaztam az alakoptimalizálás preprocessálásánál. Ezekkel az egyszerűsítésekkel egyébként magát a futási időt is nagyban tudtam csökkenteni. A 7.3. ábrán már a végleges, optimalizált alakkal ábrázoltam a modellt, a külön körvonallal pedig a motor felfekvő felülete is megjelenik.



7.3. ábra. A parametrizált méretek jelölése (piros színnel) a motortartó lemezen^[9]

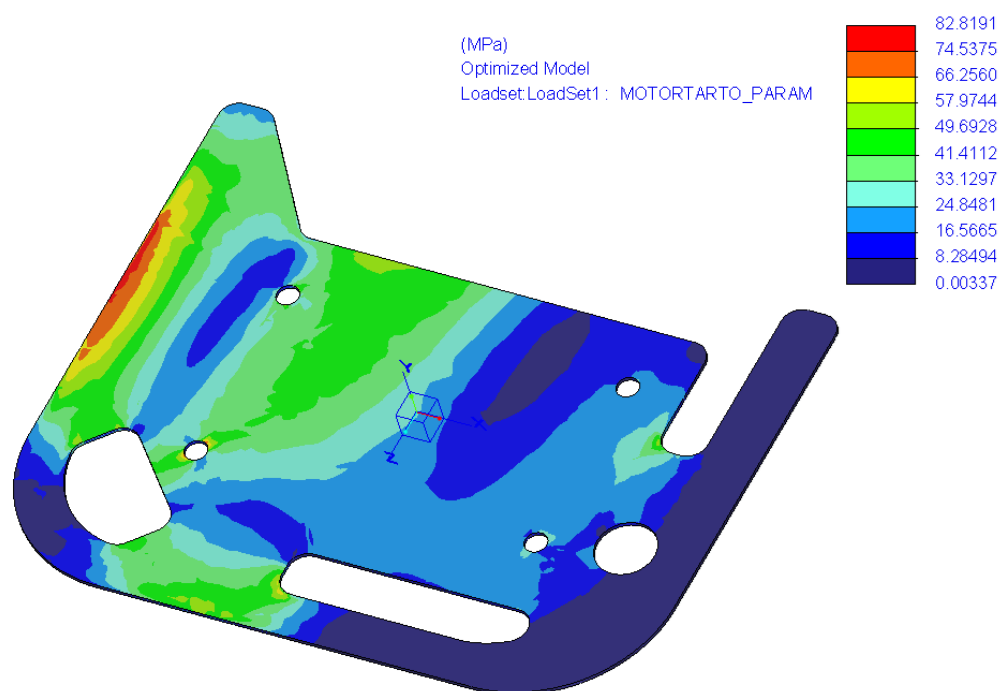
7.3. Táblázat: Az optimált méretek^[9]

Megnevezés	Kezdeti érték [mm]	Tartomány [mm]	Optimált érték [mm]
A lemez vastagsága	5	2-6	2
d59: A hosszabb kivágás szélessége	25	20-40	25,852
d58: A hosszabb kivágás hossza	100	100-150	103,374
d73: A kör átmérője	32	32-40	32,068

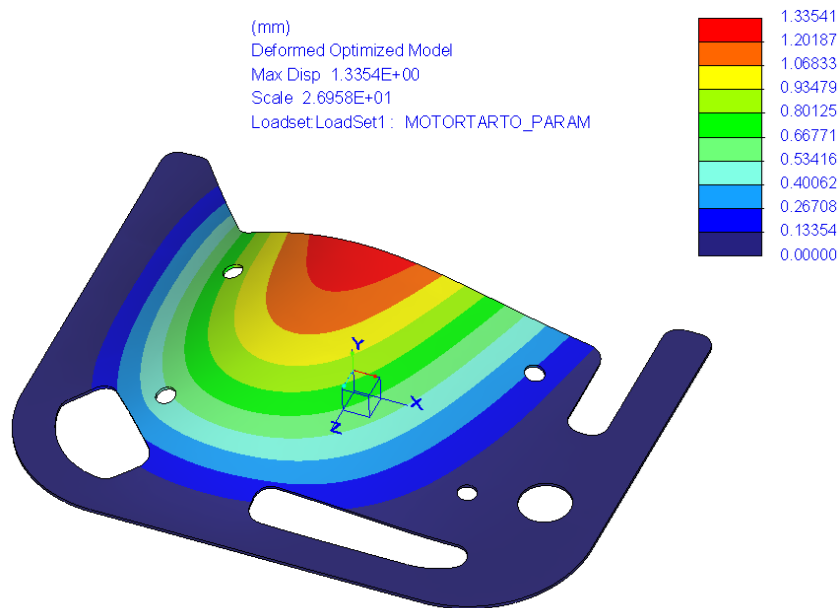
A táblázatban megnevezett adatok jelölése a csatolt 3D modell alapján történt.

Mivel, ahogyan az a topológia optimalizálásának eredményéből is látszik a piros színnel jelölt kivágások környezetében még (7.3.ábra) volt lehetőségem anyagot elvenni, így ezeket a kivágásokat parametrizáltam. A megmaradt geometria már eléggé közel van a motor felfekvő felületéhez, így azt nem módosítottam tovább.

Mivel a megfogások és a terhelések a korábbi pontban bemutatottal megegyeznek, így most csak az eredményeket közlöm. Ennek megfelelően a feszültség (7.4.ábra) és a deformáció (7.5.ábra) a következőképpen alakul az optimált modellben.

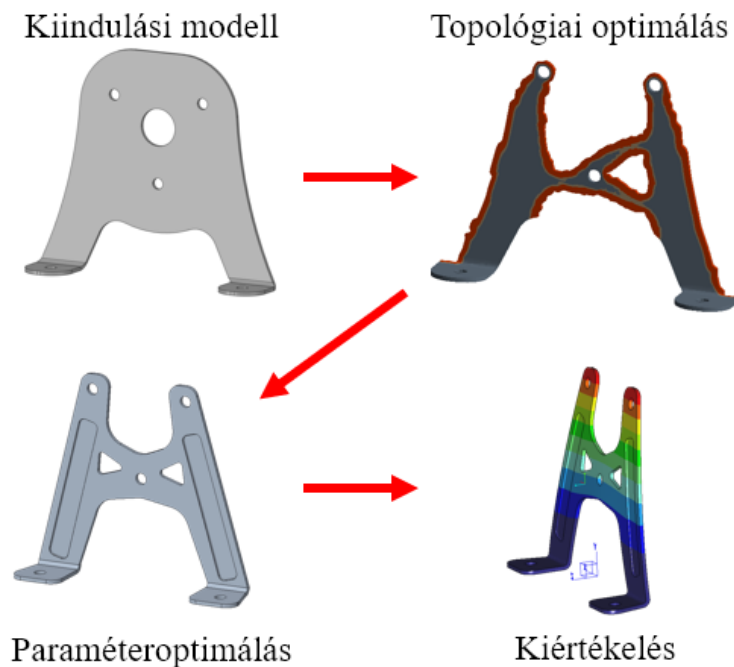


7.4.ábra. A feszültségeloszlás a motortartóban^[9]



7.5.ábra. A deformáció a motortartóban ^[9]

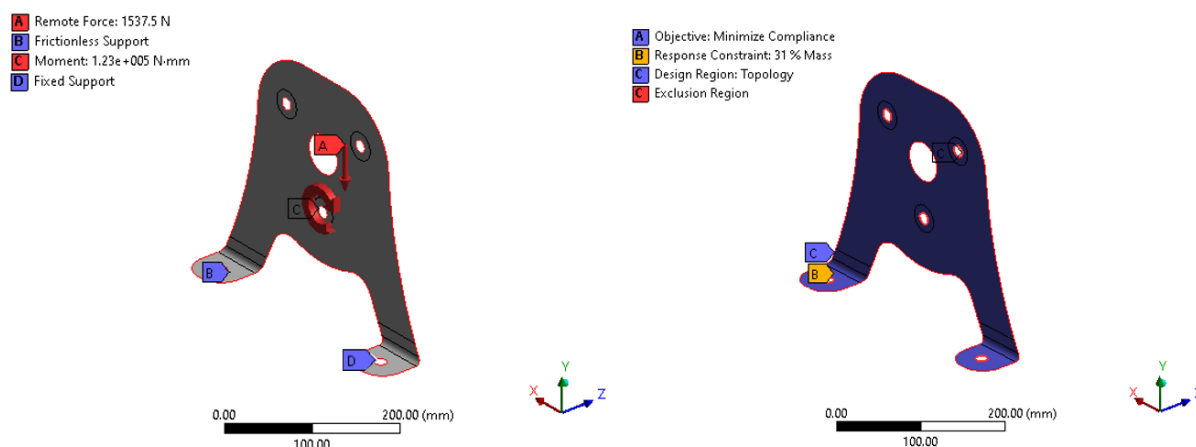
Látható, hogy a feszültség értéke nem haladja meg, sőt meg sem közelíti a folyáshatár értékét S235JR anyag esetén. Emellett a deformáció sem okoz zavart a működésben. Mivel a maximális nyomaték nem jelentkezik minden esetben, csak maximális terhelés mellett. A lemezvastagság ugyan lehetne kisebb, viszont a túlságosan vékony lemez megnehezíti az alkatrészek rögzítését.



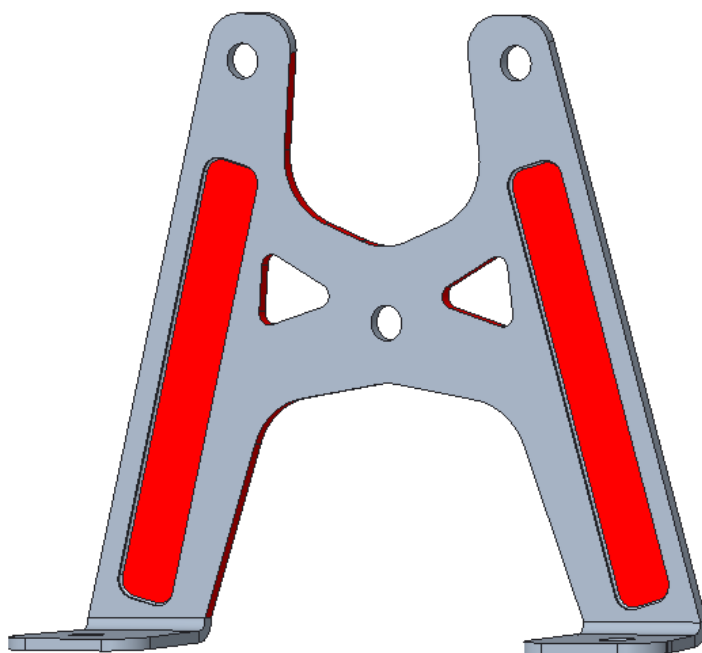
7.6.ábra. Az optimalizációs folyamat a konzol esetén^[9]

A villanymotort tartó konzol (7.7.ábra) esetében hasonlóan jártam el, mint a motortartó konzolnál. Ebben az esetben is a topológia optimalizálás eredményeit felhasználva, egy gyártható lemezalkatészt modelleztem vissza a kapott eredmények alapján. Fontos még megemlíteni, hogy ennél a modellnél megvizsgáltam a benyomás hatását a lemezalkatrészre, így egy sokkal merevebb alkatrészt kaptam eredményül.

A tartó konzol esetén (7.7.ábra) a talpánál csavarkötéssel kerül rögzítésre (bal oldal B és D). Emellett a terhelése a villanymotor által kifejtett nyomatékból és a lánchúzásból (külpontos erő) adódik. A topológiaoptimalizálás esetén a leállási kritérium itt 69%-os tömegcsökkenés volt.



7.7.ábra. A villanymotort tartó konzol topológiaoptimalizáshoz használt modellje a peremfeltételekkel és terhelésekkel^[9]



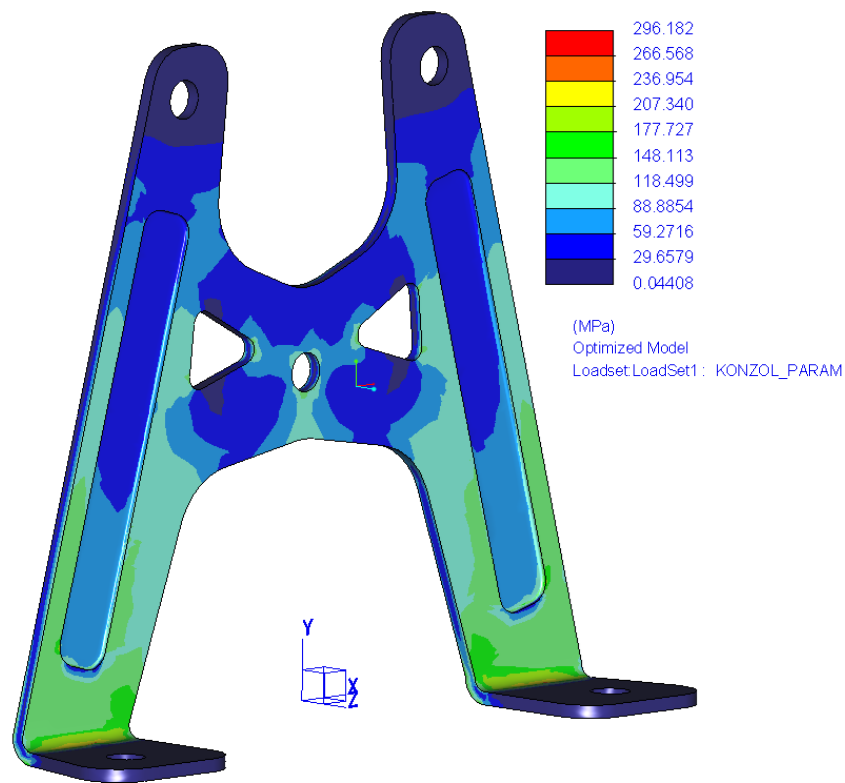
7.8.ábra. A konzol parametrizált méretei (piros színnel jelölve)^[9]

7.4. Táblázat: Az optimált méretek^[9]

Megnevezés	Kezdeti érték [mm]	Tartomány [mm]	Optimált érték [mm]
d119: Háromszög 1. oldala	35	30-40	34.978
d120: Háromszög 2. oldala	45	40-50	44.928
d121: Háromszög 3. oldala	45	40-50	44.928
d146: Benyomás szélessége	25	20-30	27.295
d147: Benyomás hossza	175	100-200	192.568
d22: Alsó kivágás szélessége felül	70	60-80	60
d31: Felső kivágás félszélessége felül	55	50-60	50
d30: Felső kivágás félszélessége alul	50	40-60	41.923

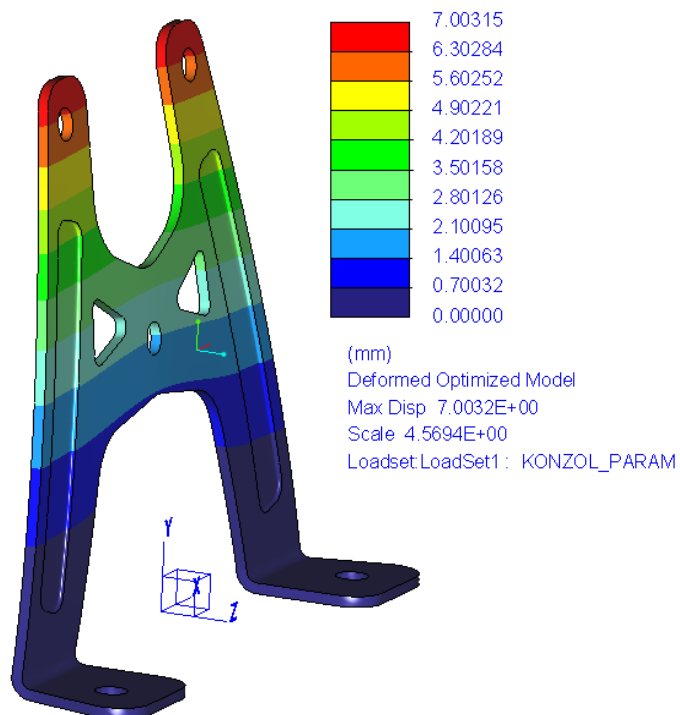
Hasonlóan a korábbi táblázathoz az egyes méretek jelölése a 3D modell alapján történt.

Ennek a konzolnak az esetében fontos volt, hogy a deformáció ne legyen túl nagy, hiszen ebben az esetben a nagy lehajlás már a lánc feszességének rovására mehet.



7.9.ábra. A feszültségeloszlás a konzolban [9]

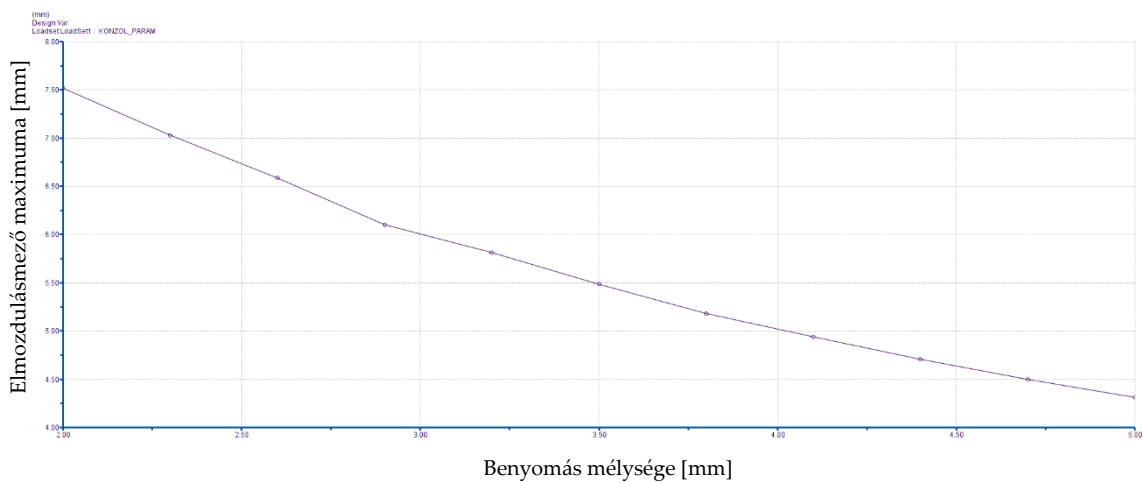
Látható, hogy a szerkezeti feszültség értékei (7.9.ábra), itt sem haladják meg az anyag folyáshatárát. A kiugró, helyi csúcsfeszültségek, csak a szingularitásnak tudhatók be. Emellett látható, hogy a hajlítás hatására csak a szélső szálban adódik a folyáshatárral összevethető nagyságrendű feszültség.



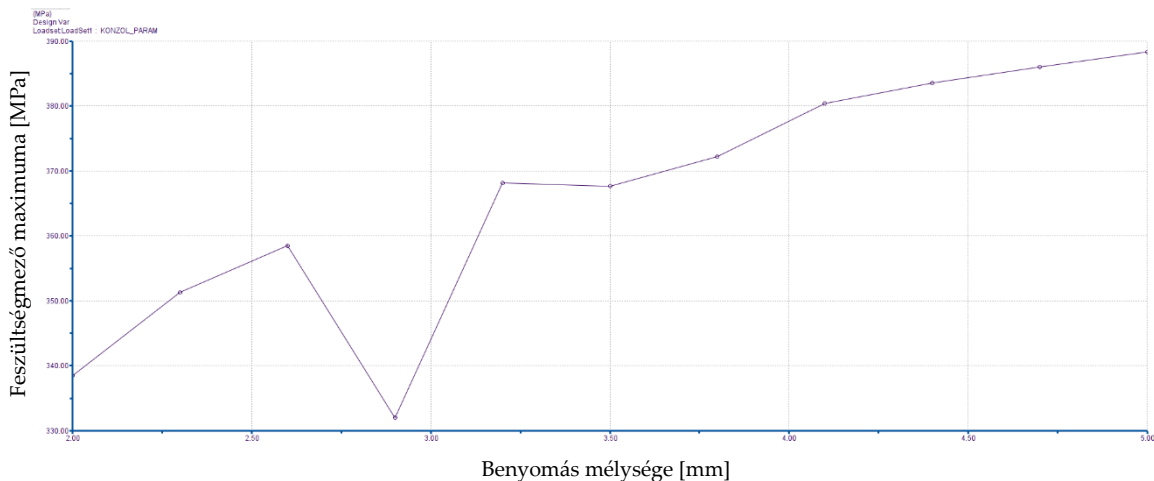
7.10.ábra. A konzol deformációja[9]

Mivel, azt ahogyan korábban említettem ebben az esetben nem is annyira a feszültségértékek, hanem inkább a deformáció volt a jelentős célfüggvény, így ennek a minimalizálásához célszerű volt a vastagabb lemez megválasztása. Így ugyan a feszültség szempontjából a kihasználtság csökken, de kisebb deformáció érhető el. Látható, hogy abban a környezetben, ahol a motor tengelye található a deformáció csak 3,5 [mm] körüli értéket vesz fel. Emellett a konzol ehhez a deformációértékhez tartozó szögelhajlása a tengelyen kisebb mértékű eltérést okoz a vízszintes alapállapottól, hiszen a lánckerék távolsága a motor homlokfelületétől kisebb, mint a tengely és csavarozás távolsága.

Mivel a lemezalkatrészek jellemző merevítési eljárása a benyomás, így ennek a hatását érzékenységvizsgálatnak is alávetettük.



7.11.ábra. A deformáció a benyomás mélységének függvényében^[9]



7.12.ábra. A feszültség a benyomás mélységének függvényében^[9]

Látható, hogy a benyomás mélységének növelése ugyan csökkent a deformációt, ugyanakkor a modell letisztultsága romlik, a helyi csúcsheszültségek és

szingularitások száma nő amennyiben csak a benyomás mélységét változtatjuk. Emiatt szükséges ennek a paraméternek a változtatásával a modellt manuálisan ellenőrizni a futtatások előtt.

7.5. Táblázat: Az elért tömegcsökkenés

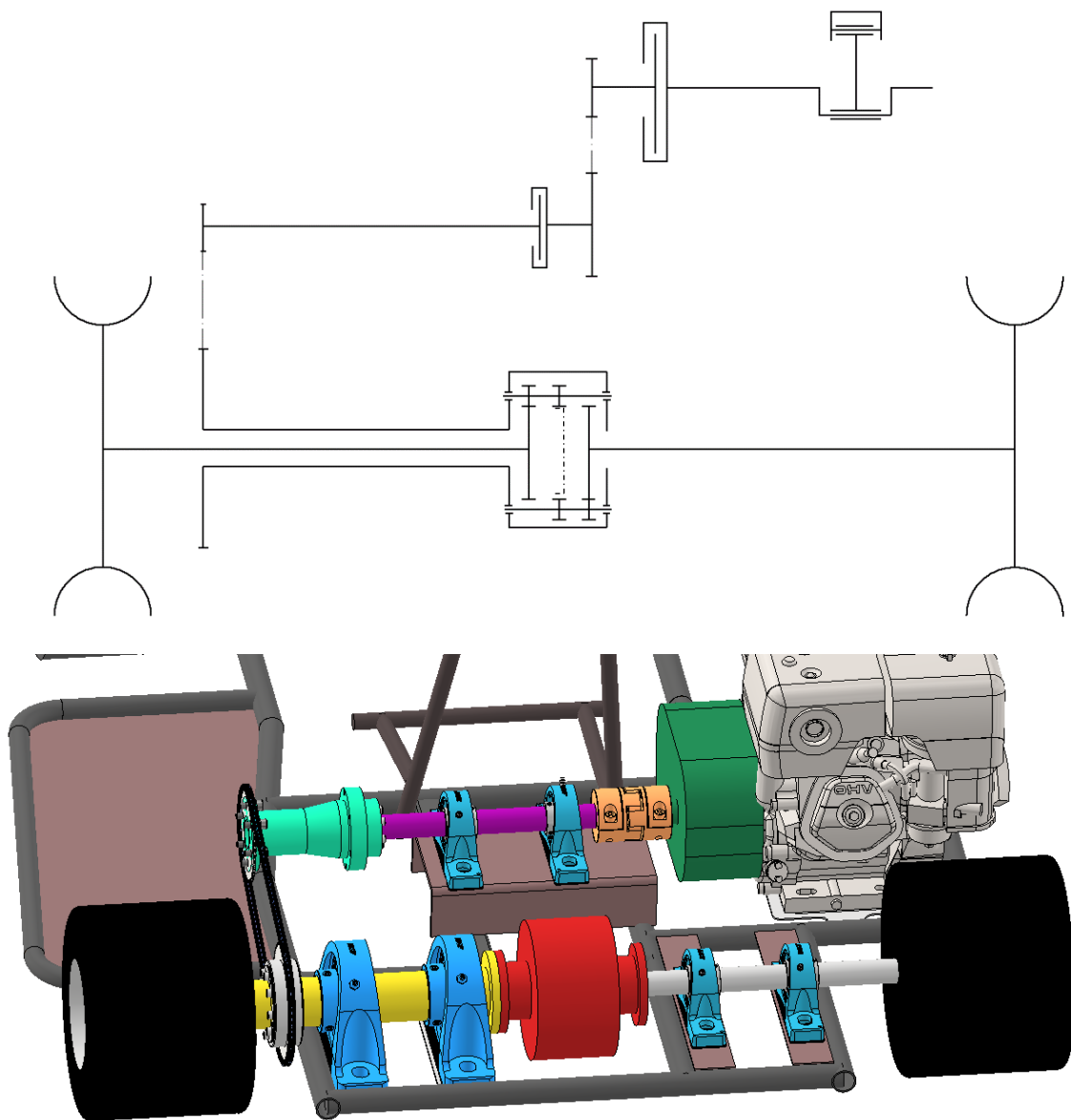
Megnevezés	Érték
Motortartó lemez	1,5 [kg]
Villanymotor konzol	0,4 [kg]

7.2. Átdolgozott hajtáselrendezés tervezése

A szimuláció során, az előtervezésnek megfelelően a teljesítmény elágaztatásos architektúrát is vizsgáltam. Ugyanakkor mivel a gokart megépítése után cél az egyes paraméterek hatásának vizsgálata, így előtérbe került az egyes architektúrák közötti könnyű átépíthetőség. Valamint, amennyiben megoldható, a többi elrendezés megvalósíthatósága is. Ezeket ugyan kizártam az előtervezés során, mivel az általam meghatározott szempontrendszer szerint gyengébbek, ugyanakkor vizsgálatuk mindenképp hasznos lenne.

Az alkatrészek tervezése során úgy jártam el, hogy a különböző architektúrák esetén különböző feladatokat is képesek legyenek ellátni. Továbbá, amennyire lehetséges, kevés egyedi alkatrész felhasználásával álljanak össze a konstrukciók.

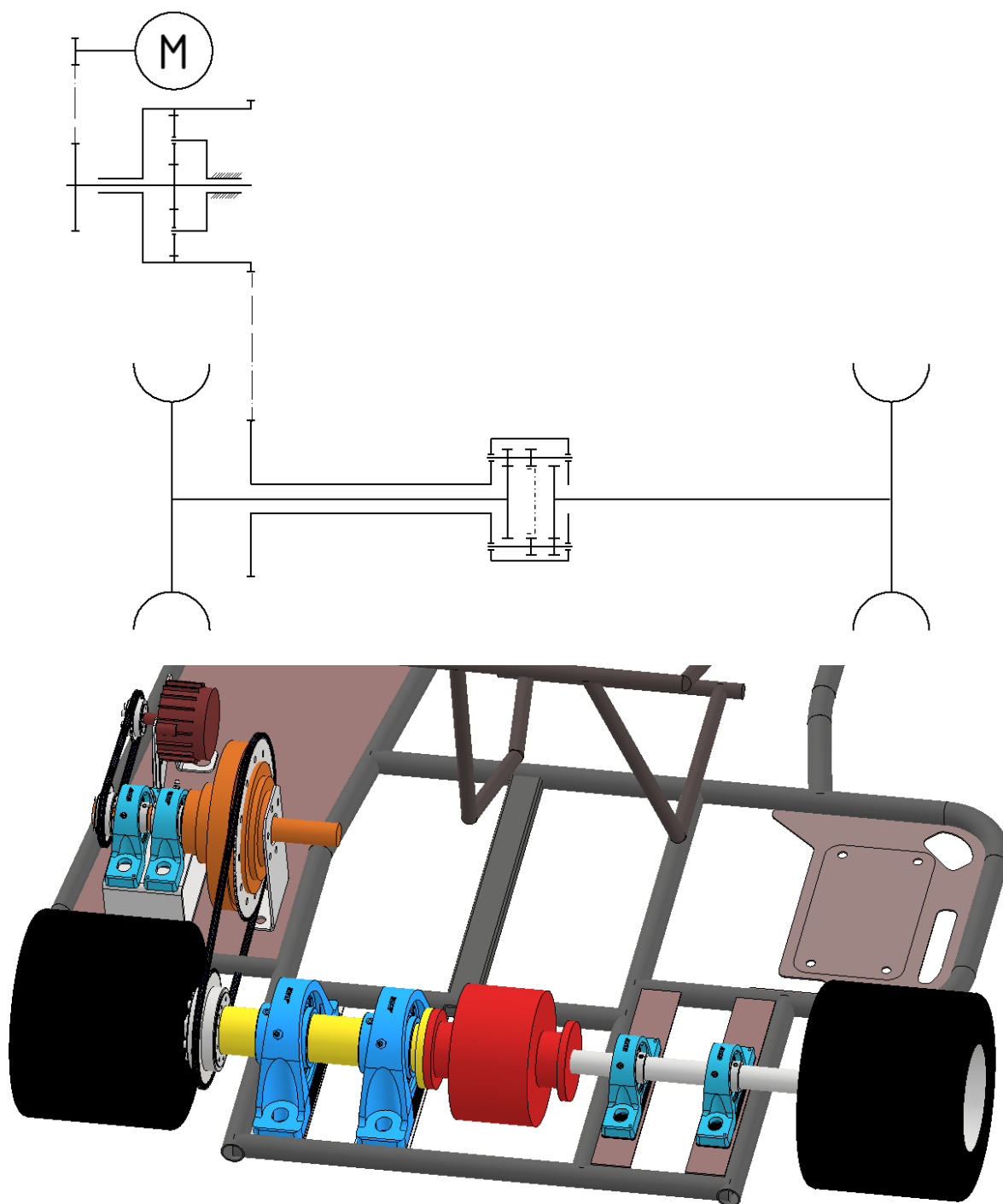
A továbbiakban bemutatom a végleges hajtáslánc kialakításokat. Végeredményben elmondható, hogy sikerült az összes főbb elrendezést megvalósítani.



7.13.ábra. Tisztán mechanikus hajtás 3D modellje és elrendezése vázlata

Mivel a gyakorlatban korábban az összes gokart csak egy belsőégésű motort felhasználva üzemeltek, így fontosnak tartottam úgy megtervezni a hajtásláncot, hogy ezt a kialakítást is vizsgálni lehessen. Ezáltal a későbbiekben megfigyelhető mekkora előnyt jelent a teljesítmény szempontjából a hibrid hajtás.

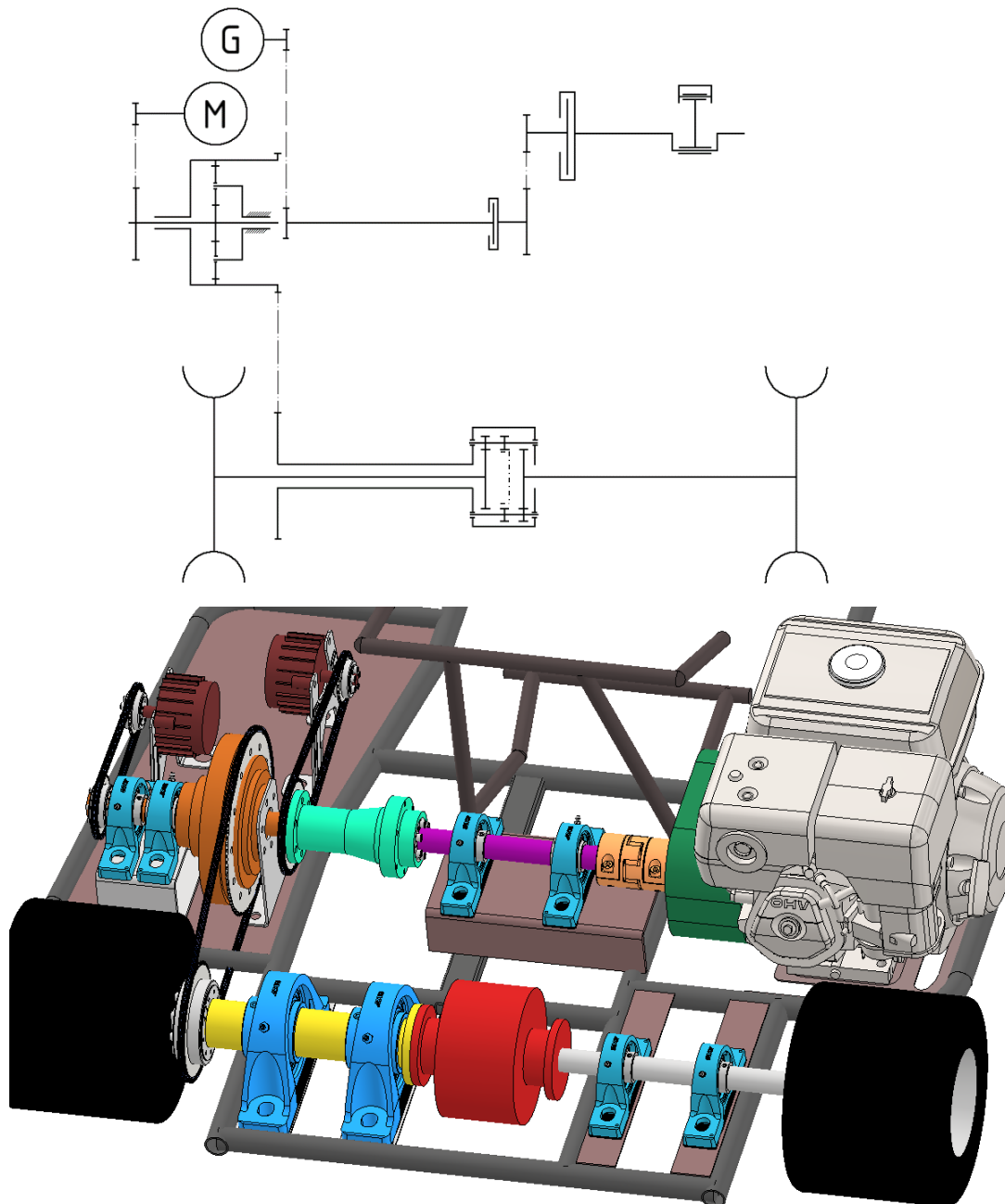
Ennél a kialakításnál (7.13.ábra) a belsőégésű motor teljesítményét egy közbenső tengely (lila) továbbítja, majd egy lánchajtáson át hajt meg egy csőtengelyt (citromsárga) mely a differenciálműhöz (piros, K+K bolygómű) csatlakozva hajtja a kerekeket.



7.14.ábra. Tisztán elektromos hajtás 3D modellje és elrendezése vázlata

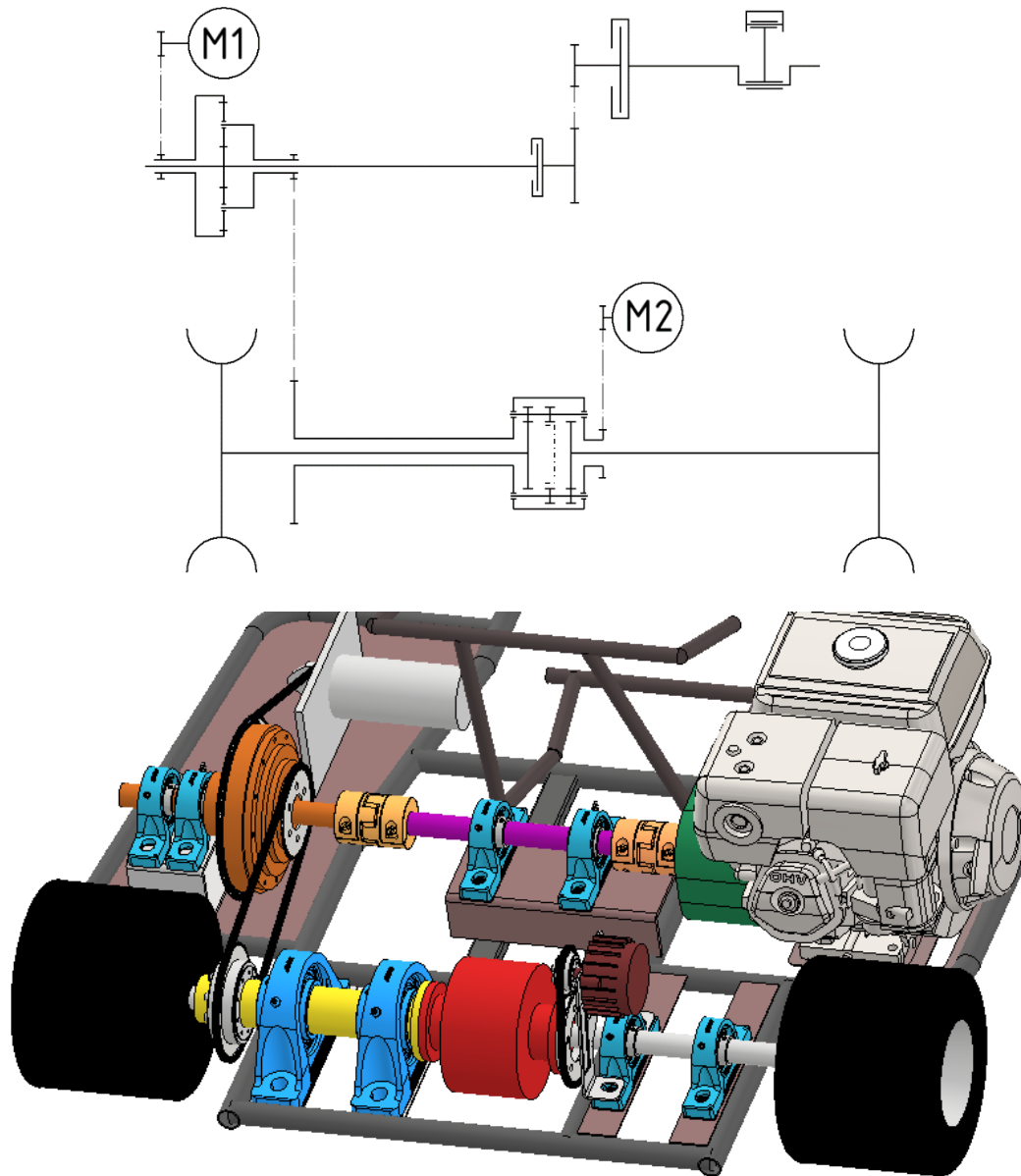
A legújabb trendek viszont már a gokartok esetében is azt mutatják, hogy a tisztán elektromos hajtás a jövő. Ez főleg a fedett beltéri versenypályákon jelenthet előnyt a füstgáz okozta járulékos terhelések teljes megszüntetésével.

Itt (7.14.ábra) egy villanymotor felel a hajtásért és a rekuperációért is, tehát motor illetve generátor üzemmódban is fog üzemelni. A villanymotor egy bolygómű napkerekét hajtja meg. Innen a gyűrűkeréről egy láncajtáson át keresztül van meghajtva a korábban említett csőtengely. Ezután a belsőégésű motorral teljesen megegyező módon egy differenciálművön keresztül van meghajtva a két hátsó kerék. A bolygómű alkalmazása megfelel a gyakorlatban elterjedt megoldásoknak, hiszen a villanymotorokat így magasabb fordulatszámon tudjuk üzemeltetni a lassító áttétel miatt, ezáltal kedvezőbb üzemállapotok érhetők el.



7.15.ábra. Soros hibrid hajtás 3D modellje és elrendezése vázlata

A soros hibrid architektúrát (7.15.ábra) lényegében a korábban bemutatott tisztán elektromos és belsőégésű motorral hajtott kialakítás kombinációjával kaptam. A hajtás ez elektromossal teljesen megegyező módon történik, viszont két villanymotor kapott helyet a hajtásláncban, így az egyik motor csak motor, míg a másik csak generátor üzemmódban működik. A generátort pedig a belsőégésű motor állandó fordulatszámmal hajtja, így termelve áramot a motorüzemű villanymotor számára.

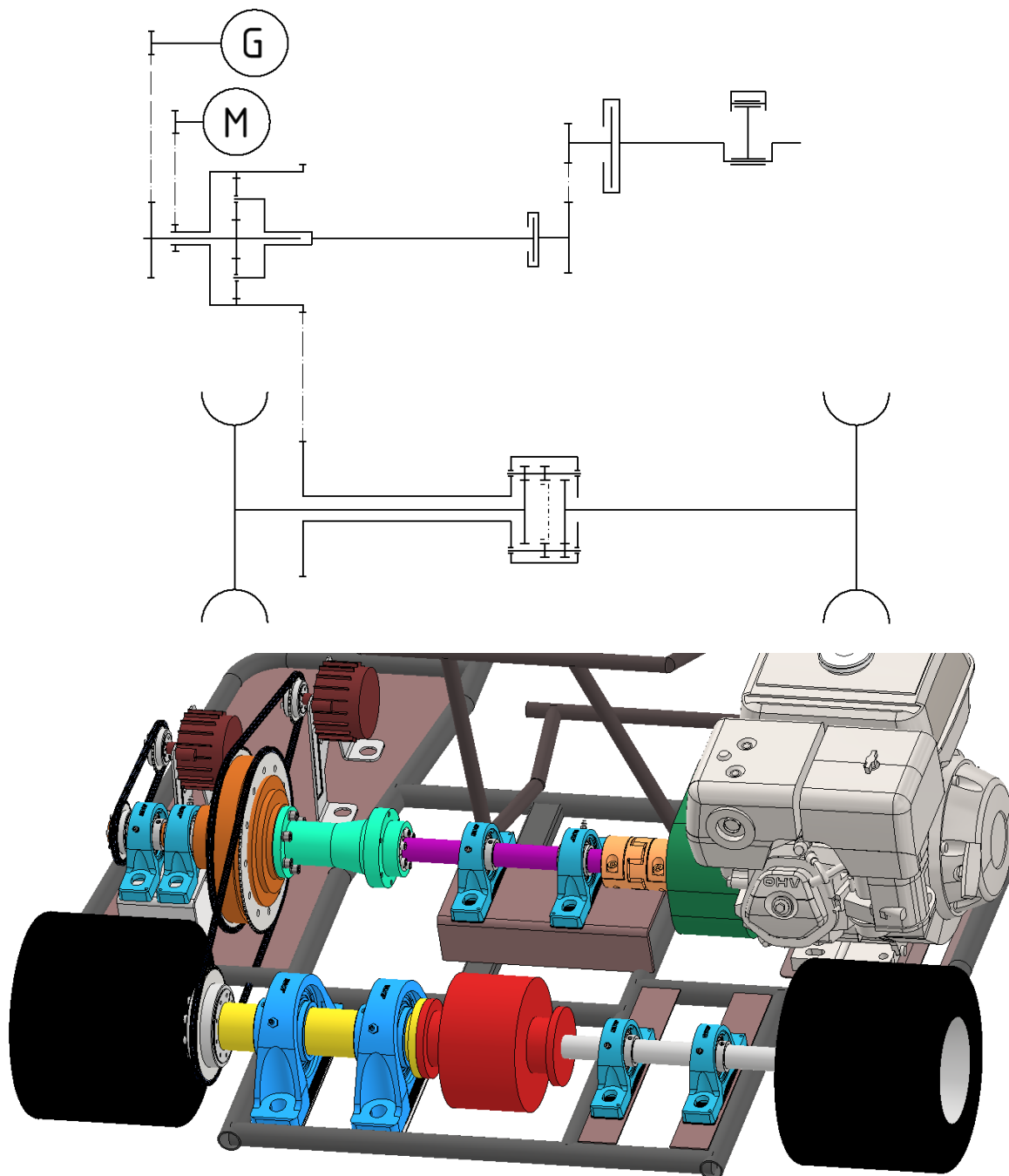


7.16.ábra. Párhuzamos hibrid hajtás 3D modellje és elrendezése vázlata

A párhuzamos hajtáslánc (7.16.ábra) elvi kialakítása teljesen megegyezik a korábban a versenyre elkészített elrendezéssel. Csupán a térbeli elhelyezés változott ezáltal megoldva a sofőr elhelyezésének problémáját.

A belsőégésű motor a bolygóú napkereket hajtva, a gyűrűkerékre időszakosan ráhajtó indítómotorral (M1) kiegészítve hajtja a bolygóú karját, ami a csőtengelyen

át hajtja a differenciálmű egyik oldalát. A másik oldalra pedig a motor/generátor üzemű villanymotorral (M2) ráhajtva megvalósul a fix mechanikai kapcsolat a két féle hajtás között.



7.17.ábra. Teljesítmény elágaztatásos hajtás 3D modellje és elrendezése vázlata

A korábbi pontokban bemutatott elemző szempontrendszer alapján, az általam meghatározott követelményeknek a teljesítmény elágaztatásos architektúra (7.17.ábra) felel meg a leginkább. Mivel ugyanakkor ez a legösszetettebb kialakítás így itt szükséges felhasználnom a legtöbb alkatrészt is. Ennek megfelelően ebből a kialakításból kiindulva, a szükséges változtatások eszközölése mellett kell lehetővé

tenni a többi architektúra megvalósítását. A tervezés során úgy jártam el, hogy csupán a szükséges alkatrészek eltávolításával, illetve eltérő rögzítésével ezek megvalósíthatók legyenek. A korábbi ábrákon ennek megfelelően csak a feltétlenül szükséges alkatrészeket ábrázoltam.

A teljesítmény elágaztatásos architektúra esetén két darab villanymotor áll folyamatos kapcsolatban a hajtáslánc többi elemével. Ezek közül az egyik motor (M), míg a másik generátor (G) üzemben működik. Ezeket a villanymotorokat egészíti ki nagy teljesítményigény esetén a belsőégésű motor. A belsőégésű motor a bolygómű karját hajtja, a generátor a napkereket, míg a motor üzemű villanymotor a gyűrűkereket. Ezáltal a tisztán villamos üzem esetén magas hatásfok valósítható meg a bolygómű megkerülésével. Továbbá álló gyűrűkerék mellett, tehát a jármű álló helyzetében is tölthető az akkumulátor a belsőégésű motor és a generátor segítségével. Ezzel analóg módon a generátorral, ami ebben az esetben motorüzemben működik, indítható a belsőégésű motor kikapcsolt állapotból. A hajtás többi eleme megegyezik a korábban bemutatott kialakításokéval.

7.3. Az új alkatrészek méretezése

Mivel a teljesen új teljesítmény elágaztatásos architektúra esetén is nagyban támaszkodtam a korábban már megtervezett és tesztelt alkatrészekre, hajtáslánc elemekre. Ennek megfelelően csak a teljesen új alkatrészeket méreteztem melyet a következőkben ismertetek. Továbbá mivel ebből az elrendezésből származtatható az összes többi így általánosan az itt fellépő terhelések határesetekre méretezem a hajtáslánc elemeket. ^{[11][12][13][14]}

7.3.1. CSAPÁGYAZÁSOK

Az egyes tengelyek csapágyazását kereskedelmi forgalomban kapható csapágyházakkal és Y csapágyakkal oldottam meg ahol lehetett. A csőtengely esetén mélyhornyú golyós csapágyat választottam, mivel főleg radiális terhelésnek van kitéve, ami statikus esetben csak a jármű tömegéből adódik.

Mivel tehát a hajtott kerekek féltengelyének csapágya már korábban is működött üzemi körülmények között, így ennek a méretezését elhanyagolom. A számításokhoz az SKF Bearing Select online felületet használtam. Ennek felületén kiválaszthatók a kívánt csapágyak, valamint egyszerűen megadhatók a támaszköz és terhelés értékei. Emellett pedig nem csak a hagyományos elmélet alapján voltam képes méretezni a

csapágyazást, hanem a gyártó által meghatározott faktorokkal módosított számítási eljárással.

A terhelések meghatározása során mindig a legnagyobb terhelésre méreteztem az alkatrészeket. Ennek megfelelően az egyes nyomatékértékeket a maximális nyomatékok alapján határoztam meg. Mivel a párhuzamos elrendezés esetén hajt a bolygóműre a két legnagyobb teljesítményű motor, így ezt az elrendezést vettem alapul a csőtengely és csapágyazásának méretezéséhez. Ez minden szempontból megegyezik a korábbi konstrukcióval, így az ottani számításokat fel tudtam használni a méretezéshez.

Az általam választott teljesen új csapágyakat élettartam szempontjából minősítettem. Ennek a szokásos menete a következő.

$$\frac{f_0 \cdot F_{ax}}{C_0} \quad (7.1.)$$

, ahol:

C_0 – statikus alapterhelés [kN]

f_0 – az adott csapágyra jellemző paraméter[-]

F_{ax} – a csapágyat terhelő axiális erő [kN]

A fenti képlet alapján kapott értéket felhasználva, lineáris intropolációval megkapható e, valamint X és Y paraméter értéke.

Amennyiben $\frac{F_{ax}}{F_r} > e$ a csapágyterhelés $P = X \cdot F_r + Y \cdot F_{ax}$

Amennyiben $\frac{F_{ax}}{F_r} < e$ a csapágyterhelés $P = F_r$

Ezután az élettartam a következő képlet alapján számolható üzemórában.

$$L_h = \frac{\left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot 10^6}{n \cdot 60} \quad (7.2.)$$

, ahol:

C – a dinamikus alapterhelés [kN]

n – a fordulatszám [ford/min]

p – csapágykitevő $p = 3$ golyóscsapágyak esetén, $p = 10/3$ görgős csapágyak esetén

Emellett statikus terhelésre is kaphatunk biztonsági tényezőt a következő képlet alapján.

$$s_0 = \frac{C_0}{P_0} \quad (7.3.)$$

Ennek az értéke, amennyiben $s_0 > 0,5$, megfelel.

Ezek alapján a választott csapágyak méretezése során kapott élettartam értékeket a következő táblázatokban foglaltam össze.

7.5. Táblázat: A csőtengely csapágyazásának bemeneti adatai

Megnevezés	Érték
Csapágy típusa	YAR 212-2RF
Csapágy támaszköze	130 [mm]
Nyomaték a csőtengelyen	82 [Nm]
Lánchúzás a nyomatékból	1123 [N]
Erő távolsága	45 [mm]
Fordulatszám	1100 [1/min]

7.6. Táblázat: A csőtengely csapágyazásának eredményei

Megnevezés	Érték
Bal csapágy élettartama	$>2 \times 10^5$ [h]
Jobb csapágy élettartama	$>2 \times 10^5$ [h]

Látható, hogy a csapágyak élettartama jelentős. Ennek oka, hogy konstrukciósan ennél kisebb méretű csapágy nem alkalmazható ezen a helyen, így mindenképpen ezeket a csapágyakat kellett választanom.

Ezután a bolygómű és belsőégésű motor közötti tengely csapágyazását méreteztem. Ebben az esetben a legnagyobb terhelést a tisztán belsőégésű üzem esetén a megjelenő lánchúzás adja. Mivel a tengely átmérője megegyezik a féltengelyek átmérőjével, így a csőtengely oldalán felszabadult csapágy minden további nélkül alkalmazható itt.

7.7. Táblázat: A közbenső tengely csapágyazásának bemeneti adatai

Megnevezés	Érték
Csapágy típusa	YAR 206-2F
Csapágy támaszköze	125 [mm]
Nyomaték a csőtengelyen	27 [Nm]
Lánchúzás a nyomatékból	470 [N]
Erő távolsága	250 [mm]
Fordulatszám	830 [1/min]

7.8. Táblázat: A közbenső tengely csapágyazásának eredményei

Megnevezés	Érték
Bal csapágy élettartama	53100 [h]
Jobb csapágy élettartama	179000 [h]

Itt is viszonylag magas élettartam értékeket kaptam, viszont ezt ellensúlyozza, hogy ezek már meglévő csapágyak, beszerzésük nem jár extra költséggel.

A konstrukció szempontjából még egy helyen igen fontos volt az önbeálló csapágyak alkalmazása, a bolygómű csapágyazásánál. A tisztán elektromos esetben az összes terhelést ezek a csapágyak viselik, így ebben az elrendezésben kellett vizsgálnom. Mivel itt szintén a közlő tengelyen lévő csapággal megegyezőt választottam a könnyű szerelhetőség, és karbantartás miatt, valamint a terhelése lényegében megegyezik a korábban bemutatottakkal, sőt a villanymotorok kisebb nyomatéka, valamint a bolygómű karját rögzítő tartó támasztó hatását kihasználva, még el is marad ezektől, így kijelenthető, hogy ez a csapágy is megfelel.

Utolsóként a csőtengely belső csapágyazását vizsgáltam. Mivel ez csak a kanyarokban jelentkező fordulatszám különbség hatására forog, valamint csak a jármű tömegéből adódó terhelés egynegyedét továbbítja a korábban bemutatott csőtengely csapágyához, így viszonylagosan alárendelt szerepet tölt be. Természetesen az út egyenetlenségeiből adódó dinamikus terheléseket is figyelembe kell venni, én ezt egy 4-szeres faktorral tettem meg. Továbbá a kanyarodás során fellépő erőket is ennek a csapágnak kell elviselnie. Ez a tapadásból adódóan jellemzően 1-1,5G oldalgyorsulást jelent.

7.9.Táblázat: A csőtengely belső csapágyazásának bemeneti adatai

Megnevezés	Érték
Csapágy típusa	16006
Csapágy támaszköze	270 [mm]
Radiális terhelés	2900 [N]
Axiális terhelés	1750 [N]
Terhelés távolsága	40 [mm]
Fordulatszám	75 [1/min]

7.10.Táblázat: A csőtengely belső csapágyazásának eredményei

Megnevezés	Érték
Bal csapágy élettartama	6490 [h]
Jobb csapágy élettartama	$>2 \times 10^5$ [h]

Látható, hogy a csapágyak élettartama ebben az esetben is megfelel. Továbbá mivel a jármű leginkább tesztüzemben fog működni, így a terhelések csak ritkán fogják elérni azt a határállapotot amire a csapágyakat méreteztem.

A csapágyazások kialakítása olyan, hogy az Y csapágnak köszönhetően felveszi a gyártás során adódó hibákat. Emellett minden csapágyház alá bekerült egy hézagoló lap is, melyet szereléskor kell illeszteni, ezzel biztosítva a megfelelő pozíciókat.

7.3.2. TENGELYEK

A tengelyek méretezése során csak az általam tervezett 3 db új tengely méretezését végeztem el, mivel a többi tengely legnagyobb terhelése megegyezik a korábbi kialakításnál fellépő legnagyobb terhelésekkel.

Az első tengely a közlőtengely, melynek terhelése adódik a lánchúzásból, valamint a csapágyak reakcióerőiből. A tengelyek anyagának C45-öt választottam vagy E470 jelű anyagot a cső jellegű alkatrészeknek, melyeknek a lényeges anyagjellemzőik megegyeznek. A folyáshatár alapján 1,5 biztonsági tényezővel számoltam a megengedhető feszültséget. Ez ugyan a versenyjárművek esetén magas érték, de a tervezett jármű elsősorban tesztjárműként fog üzemelni.

A tengelyek méretezése során az igénybevételi függvények alapján meghatároztam a veszélyes keresztmetszet terheléseit. Majd a keresztmetszet adataival számolva meghatároztam az egyenértékű feszültségek értékeit. A felhasznált képletek általánosan:

$$K_p = \frac{(D_{k\ddot{u}ls\ddot{o}}^3 - d_{f\ddot{u}rat}^3) \cdot \pi}{16} \quad (7.4.)$$

,ahol:

K_p – a poláris keresztmetszeti tényező [mm^3]

$D_{k\ddot{u}ls\ddot{o}}$ – a tengely külső átmérője [mm]

$d_{f\ddot{u}rat}$ – a tengely furatának átmérője [mm]

$$K = \frac{(D_{k\ddot{u}ls\ddot{o}}^3 - d_{f\ddot{u}rat}^3) \cdot \pi}{32} \quad (7.5.)$$

,ahol:

K – a keresztmetszeti tényező [mm^3]

$D_{k\ddot{u}ls\ddot{o}}$ – a tengely külső átmérője [mm]

$d_{f\ddot{u}rat}$ – a tengely furatának átmérője [mm]

$$\tau_{csavarás} = \frac{T}{K_p} \quad (7.6.)$$

,ahol:

$\tau_{csavarás}$ – a csavarásból származó csúsztatófeszültség [MPa]

T – a csavarónyomaték [Nm]

K_p – a tengely poláris keresztmetszeti tényezője [mm^3]

$$\sigma_{hajlítás} = \frac{M_h}{K} \quad (7.7.)$$

,ahol:

$\sigma_{hajlítás}$ – a hajlításból származó feszültség [MPa]

M_h – a hajlítónyomaték [Nm]

K – a tengely keresztmetszeti tényezője [mm^3]

$$\tau_{nyírás} = \frac{V}{\frac{(D_{külső}^2 - d_{furat}^2) \cdot \pi}{4}} \quad (7.8.)$$

,ahol:

$\tau_{nyírás}$ – a nyírásból származó csúsztatófeszültség [MPa]

$D_{külső}$ – a tengely külső átmérője [mm]

d_{furat} – a tengely furatának átmérője [mm]

V – a nyíróerő [N]

Mivel a tengelyek közül a féltengelyek vannak csak kitéve normáligénybevételnek, viszont ezek már korábban megtervezésre kerültek, így ezt nem mutatom be. Továbbá mivel a nyírásból adódó feszültségmaximum nem a tengelyek szélső szálában, legkülsőbb átmérőjében jelentkezik, mint a csavarás és hajlítás esetén, így méretezéskor az egyenértékű feszültség számításánál nem vettem figyelembe. Csak ellenőrzési céllal említem meg a táblázatban.

$$\sigma_{HMH} = \sqrt{\sigma_{hajlítás}^2 + 3 \cdot (\tau_{csavarás}^2)} \quad (7.9.)$$

7.11. Táblázat: A közbenső tengely ellenőrzése

Megnevezés	Érték
Veszélyes keresztmetszet átmérője	30 [mm]
Nyíróerő a veszélyes keresztmetszetben	470 [N]
Csavarónyomaték	19 [Nm]
Hajlítónyomaték	54 [Nm]
Megengedett feszültség	246 [MPa]
Nyírásból származó csúsztatófeszültség	0,67 [MPa]
Egyenértékű feszültség	24,9 [MPa]

7.12. Táblázat: A csőtengely ellenőrzése

Megnevezés	Érték
Veszélyes keresztmetszet átmérője	60-45 [mm]
Nyíróerő	1100 [N]
Csavarónyomaték	110 [Nm]
Hajlítónyomaték	99 [Nm]
Megengedett feszültség	246 [MPa]
Nyírásból származó csúsztatófeszültség	0,38 [MPa]
Egyenértékű feszültség	19,6 [MPa]

Mivel a belsőégésű motort a bolygómu karjával összekötő adapter méretében szinte teljesen megegyezik a csőtengellyel, viszont terhelése sokkal kisebb, így könnyen belátható, hogy az is megfelel.

Mivel a csőtengely rendelkezik egy hegesztett karimával, így ennek a hegesztett kötésnek is el kellett végezni az ellenőrzését. Ez a Bredt-képlettel tettem meg.

$$\tau_{II} = \frac{T}{2aA_0} \quad (7.10.)$$

,ahol:

τ_{II} – a varrat hossz tengelyével párhuzamos csúsztatófeszültség [MPa]

a – a varrat gyökmérete [mm]

T – csavarónyomaték [Nm]

A_0 – A varrat középvonala által bezárt terület [mm^2]

A varratra megengedhető feszültséget a következőképpen kaptam meg.

$$\tau_{meg} = \frac{R_{eh}}{2} \cdot \varphi \quad (7.11.)$$

,ahol:

τ_{meg} – a varrat megengedett feszültsége [MPa]

R_{eh} – folyáshatár [MPa]

φ – a hegesztés jósa gi foka [-]

7.13. Táblázat: A közbenső tengely kritikus fordulatszáma

Megnevezés	Érték
A varrat megengedett feszültsége	55 [MPa]
A varratban ébredő feszültség	6,5 [MPa]

A tengelyek méretezése során vizsgáltam a kritikus fordulatszámot is. Mivel a közbenső tengely forog nagyobb fordulatszámmal az áttételek miatt, így az ellenőrzést csak erre a tengelyre végeztem el, hiszen ha ez megfelel, a lassabban forgó tengely is megfelel.

$$\omega_{k1} = \frac{d}{a^2} \cdot \frac{\pi}{8} \cdot \sqrt{\frac{E}{\rho}} \quad (7.12.)$$

,ahol:

d – a veszélyes keresztmetszet átmérője [mm]

a – a csapágys távolsága [mm]

E – a tengely rugalmassági modulusa [GPa]

ρ – a tengely sűrűsége [kg/m^3]

7.14. Táblázat: A közbenső tengely kritikus fordulatszáma

Megnevezés	Érték
A veszélyes keresztmetszet átmérője	30 [mm]
A csapágys távolsága	125 [mm]
Rugalmassági modulus	210 [GPa]
Sűrűség	7850 [kg/m^3]
Fordulatszám	830 [1/min]=13,83 [1/s]
Kritikus fordulatszám	620 [1/s]

A tengely tehát kritikus fordulatszám szempontjából bőven megfelel, működés közben a föléhangolt tartományban üzemel, ennek köszönhetően indításkor sem halad át a kritikus fordulatszámon.

A következő lépésben a tengelyt kífáradásra is ellenőriztem. Itt már a csőtengelyre is elvégeztem a számításokat. A számítások menete megegyezik a hivatkozásban található számítási segédletben találhatóval.^[18]

7.15. Táblázat: C45 kifáradási értékei

Megnevezés	Érték
σ_v	326 [MPa]
R_{eh}	590 [MPa]
τ_v	185 [MPa]
$R_{eh\tau}$	295 [MPa]

7.16. Táblázat: A közbenső tengely adatai

Megnevezés	Érték
Mérettényező	0,9 [-]
Felületi érdesség tényező	0,85 [-]
Gátlástényező hajlítás esetén	1,5 [-]
Gátlástényező csavarás esetén	1,15 [-]
Biztonsági tényező	7,3 [-]

7.17. Táblázat: A csőtengely adatai

Megnevezés	Érték
Mérettényező	0,6 [-]
Felületi érdesség tényező	0,85 [-]
Gátlástényező hajlítás esetén	1,5 [-]
Gátlástényező csavarás esetén	1,15 [-]
Biztonsági tényező	12,63 [-]

Mivel a kifáradásra számolt biztonsági tényező értéke minden esetben nagyobb mint 3, így a tengelyek megfelelnek kifáradásra.

7.3.3. NYOMATÉKKÖTÉSEK

A nyomatékkötések kialakítása során minden esetben kúpos rögzítőt alkalmaztam. Ezek kereskedelmi forgalomban kaphatók, valamint rögzítésük nem igényli a meglévő alkatrészek átalakítását, tökéletes megoldást jelentenek számomra.

7.18.Táblázat: A csőtengely nyomatékkötése (5.Melléklet)

Megnevezés	Érték
Megnevezés	BCH20 60mm M6x35
Terhelőnyomaték	110 [Nm]
Legnagyobb átvihető nyomaték	1445 [Nm]

7.19.Táblázat: Az adapter nyomatékkötése (5.Melléklet)

Megnevezés	Érték
Megnevezés	KLAA030
Terhelőnyomaték	19 [Nm]
Legnagyobb átvihető nyomaték	517 [Nm]

7.20.Táblázat: A BLDC villanymotor nyomatékkötése (5.Melléklet)

Megnevezés	Érték
Megnevezés	BCH20 15mm M4x16
Terhelőnyomaték	20 [Nm]
Legnagyobb átvihető nyomaték	81 [Nm]

7.21.Táblázat: A bolygómu nyomatékkötése (5.Melléklet)

Megnevezés	Érték
Megnevezés	BCH20 30mm M4x20
Terhelőnyomaték	30 [Nm]
Legnagyobb átvihető nyomaték	195 [Nm]

7.22.Táblázat: A csillagbetétes tengelykapcsoló (6.Melléklet)

Megnevezés	Érték
Megnevezés	Es m 28-38 d14
Terhelőnyomaték	19 [Nm]
Legnagyobb átvihető nyomaték	160 [Nm]

Emellett néhány helyen a nyomatékkötést csavarokkal oldottam meg, ugyanúgy mint a már meglévő konstrukció esetén. Mivel a leginkább a végső kihajtásnál a csőtengely és a differenciálmű csatlakozásánál vannak igénybe véve, így ezen a helyen ellenőrzöm a csavarokat, ugyanakkor a többi helyen, mivel kisebb nyomatékot kell átvinniük, ugyanakkora névleges méret mellett, valamint mindenhol nagyobb az osztóköriük, belátható, hogy nem szükséges ezt megtennem a kisebb tangenciális erő miatt.

$$p_{meg} = \frac{R_{eh}}{3} \quad (7.13.)$$

,ahol:

p_{meg} – a megengedett palástnyomás [MPa]

R_{eh} – folyáshatár [MPa]

$$\tau_{meg} = \frac{R_{eh}}{2} \quad (7.14.)$$

,ahol:

τ_{meg} – a megengedett csúsztatófeszültség [MPa]

R_{eh} – folyáshatár [MPa]

$$p = \frac{F_t}{d_{mag} \cdot l} \quad (7.15.)$$

,ahol:

p – a palástnyomás [MPa]

F_t – a nyomatékból származó tangenciális erő [kN]

d_{mag} – a csavar magátmérője [mm]

l – a csavar érintkező hossza [mm]

$$\tau = \frac{F_t}{\frac{d_{mag}^2 \cdot \pi}{4}} \quad (7.16.)$$

,ahol:

τ – a csúsztatófeszültség [MPa]

F_t – a nyomatékból származó tangenciális erő [kN]

d_{mag} – a csavar magátmérője [mm]

7.23. Táblázat: A kritikus csavarok ellenőrzése

Megnevezés	Érték
Nyomaték	120 [Nm]
Csavarok osztóköre	80 [mm]
Csavarok száma	6 [db]
Csavar névleges mérete	M8
Csavar szilárdsági osztálya	8.8
Legkisebb nyomásátadó felület hossza	10 [mm]
Megengedett palástnyomás	213 [MPa]
Megengedett csúsztatófeszültség	320 [MPa]
Nyomás	3,87 [MPa]
Nyírásból származó csúsztatófeszültség	7,63 [MPa]

A csavarok kihasználtsága lehetne ugyan nagyobb, de itt is teret hagytam a későbbi teljesítménynövekedésnek ezáltal is törekedve a rugalmasabb konstrukció kialakítására.

7.3.4. A LÁNCHAJTÁSOK MÉRETEZÉSE

Mivel már a korábban megépített jármű, valamint a gokartok általánosan lánchajtással rendelkeznek, így esetemben is jogos az alkalmazásuk. A legtöbb helyen a láncokat terhelő erők közel azonosak az eredeti, már méretezett és kipróbált konstrukcióval. Ennek megfelelően csak a leginkább igénybevett helyen ellenőrzöm a lánchajtást.

A legnagyobb igénybevételnek egyértelműen a hajtás legvégén, a csőtengely és a bolygómű között található lánc van kitéve. Így az ellenőrzés során ennek a láncnak az adataira támaszkodom. ^[10]

7.24. Táblázat: A kritikus lánchajtás

Megnevezés	Érték
Nyomaték	120 [Nm]
Fordulatszám	840 [1/min]
Áttétel	0,6 [-]
Lánc típusa	10B
Élettartam	20816 [h]

Mivel a nyomaték értékek megadásánál már a statikusnál kicsivel nagyobb értéket adtam meg, így a lánc a későbbi enyhe teljesítménynövekedést is képes lesz elviselni. Az egyszerű szerelhetőség, illetve karbantartás miatt mindenhol ezt a típust alkalmaztam. A számításokat a *Renold* online láncméretező felület segítségével végeztem. A részletes jelentés a mellékletben megtalálható (4.Melléklet).

A hajtáslánc elkészítésekor a bolygóművön kívül csak lánchajtással valósítottam meg áttételeket. Ezek a következőképpen alakultak.

7.25.Táblázat: A lánchajtással megvalósított áttételek

Megnevezés	Érték
Generátor-Bolygómű	1,25 [-]
Villanymotor-Bolygómű	3,8 [-]
Bolygómű-Csőtengely	0,6 [-]

7.4. Költségbecslés

A tervezés utolsó lépéseként a tervezett egyedi alkatrészek gyártási, illetve alapanyagköltségét határoztam meg. Továbbá a kereskedelmi forgalomban kapható alkatrészek piaci árát is összegeztem.

7.26.Táblázat: Az általános megmunkálások átlagos fajlagos költsége

Megnevezés	Érték
Esztergálás	7500 [Ft/óra]
Marás	9000 [Ft/óra]
Köszörülés	15000 [Ft/óra]

Mivel összességében 3 főbb egyedi alkatrésszel rendelkezik a konstrukció, a csőtengellyel, a közbelső tengellyel, valamint a bolygókerék adapterrel, így ezeknek a megmunkálása a következőképpen alakul.

7.27.Táblázat: A főbb alkatrészek megmunkálási költsége

Megnevezés	Érték
Csőtengely	18000 [Ft]
Közbenső tengely	15000 [Ft]
Adapter	35000 [Ft]

Ezekhez jön még hozzá az alkatrészek alapanyagköltsége.

7.28.Táblázat: Az egyedi alkatrészek alapanyagköltsége

Megnevezés	Alapanyag	Fajlagos ár	Érték
Csőtengely	E470 ø100x ø45x310	750 \$/tonna	4000 [Ft]
Közbenső tengely	C45 ø32x330	750 \$/tonna	1000 [Ft]
Adapter	E470 ø100x ø45x165	750 \$/tonna	2000 [Ft]

A kereskedelmi forgalom kapható árukra a következő árakat becsültem meg.

7.29.Táblázat: A kereskedelmi forgalomban kapható alkatrészek ára

Megnevezés	Érték
Kötőelemek	1500 [Ft]
Kúpos szorítók (5[db])	20000 [Ft]
Lánctányérok, láncok	30000 [Ft]
Csapágyak	85000 [Ft]

Emellett az egyes lemezalkatrészek gyártási illetve alapanyagköltsége, valamint a nagyobb távolságok áthidalására használt szelvények ára a következőképpen alakul.

7.30.Táblázat: A lemezalkatrészek költsége

Megnevezés	Érték
Alapanyag	3000[Ft]
Megmunkálás	6000 [Ft]

7.31.Táblázat: A végleges költségek becslése

Megnevezés	Érték
Összköltség	220000[Ft]+/-20[%]

8. KITEKINTÉS AZ EMISSZIÓ CSÖKKENTÉS IRÁNYÁBA

Az egyre szigorodó emissziós korlátozások nem kerülnek el a hibrid hajtással rendelkező járműveket sem. Mivel ennek a teljeskörű megoldása a mai napig a fejlesztések egyik fő irányát adja, így mindenképpen szükségesnek érzem kitérni erre a témakörre. Mindegyik hibrid architektúra képes a tisztán belsőégésű motorral hajtott társánál kevesebb károsanyagot kibocsájtani azonos feltételek és vizsgálati ciklus mellett. Ezeknek a ciklusoknak a meghatározása már magában komoly feladat, jól mutatja ezt, hogy a korszerű Euro 6d méréseknél már a WLTP (Worldwide Harmonized Light-Duty Vehicles Test Procedure) ciklus váltotta a korábbi NEDC (New European Driving Cycle) ciklust. Viszont egyre nagyobb teret nyer a RDE (Real Driving Emissions) –ön alapuló vizsgálat melynek során a valós használat közben vizsgálják a járművet, és később ezeket feleltetik meg átszámításokkal a laborkörülmények között mért értékeknek.

A hibrid járművek esetén a legnagyobb kihívást a belsőégésű motor folyamatos kibekapcsolása jelenti a városi használat során. Mivel általánosan elmondható, hogy az akkumulátor töltöttségi szintje nem csökkenhet 40% alá ezen tesztek során, így megnő a belsőégésű motor felhasználása. Mivel ez azonban nem jelent folyamatos felhasználást, így a motornak nincs ideje elérni az üzemi hőmérsékletet. Ez viszont azt is jelenti, hogy az egyes kiegészítő berendezések sem érik el azt. Mivel a katalizátor gyújtási hőmérséklet alatt marad, ezért az emissziós értékek olyanok lesznek mint hidegindítás során, ami lényegesen kedvezőtlenebb az üzemmeleg motorénál.

Erre a problémára már léteznek megoldási javaslatok, melyek főként az alábbi csoportokba sorolhatók:

- a hibrid rendszer vezérlésébe való közvetlen beavatkozás,
- a belsőégésű motor üzemi paramétereinek befolyásolása,
- dedikált alkatrész elhelyezése a kedvezőbb emisszió eléréséhez.

A vezérlésbe való közvetlen beavatkozásnak nagyon sok módja van. Elmondható azonban, hogy a kiválasztott stratégia megvalósításához általában valamilyen algoritmust használnak fel. Ez lehet akár Fuzzy rendszerű, vagy akár neurális hálózat is. A stratégiák tekintetében is igen sokféleképpen találkozhatunk, attól függően, hogy milyen komponens paramétereit befolyásolják. Ilyen például a töltést állandó szinten tartó és a töltést felhasználó stratégia. Az első esetben az akkumulátor töltöttsége állandóan egy meghatározott érték közelében van, a belsőégésű motor folyamatosan tölti a rendszert. A belsőégésű motor folyamatosan a legkedvezőbb munkapontban üzemel, míg a villanymotor folyamatosan generátorüzemben működik, amikor a belsőégésű motor jár, így töltve az akkumulátort. Míg a második esetben a vezérlés nem engedi az akkumulátor töltését a belsőégésű motorral extra üzemanyagfelhasználás mellett.

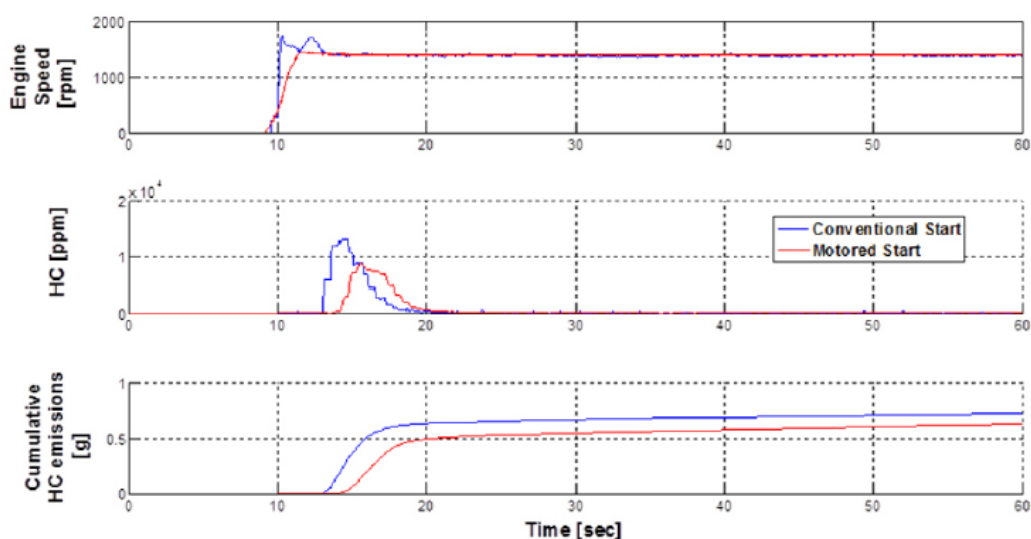
Látható tehát, hogy már csak egy paraméter az akkumulátor töltöttségi szintjéhez kapcsolódóan is igen bonyolult stratégiákat kell megvalósítanunk. Ez nincs másképp a katalizátor felfűtésének esetén sem. Itt alapvetően a következő stratégiák különültek el [15]:

- a motor nyomatékának leszállóvá tétele a felmelegedés alatt,
- folyamatos fordulatszám (1500 1/min) tartása alacsony terhelés mellett (35 %),
- csak 1100-as fordulatszám felett engedni a befecskendezést.

A megfelelő vezérlés létrehozásával továbbá előre becsülhetővé válnak azok az üzemi állapotok, amikor szükséges a belsőégésű motor bekapcsolása. Ekkor a motort már előmelegíti a vezérlés, így amikor megérkezik a nyomatékigény a motor már elérte az üzemi hőmérsékletet.

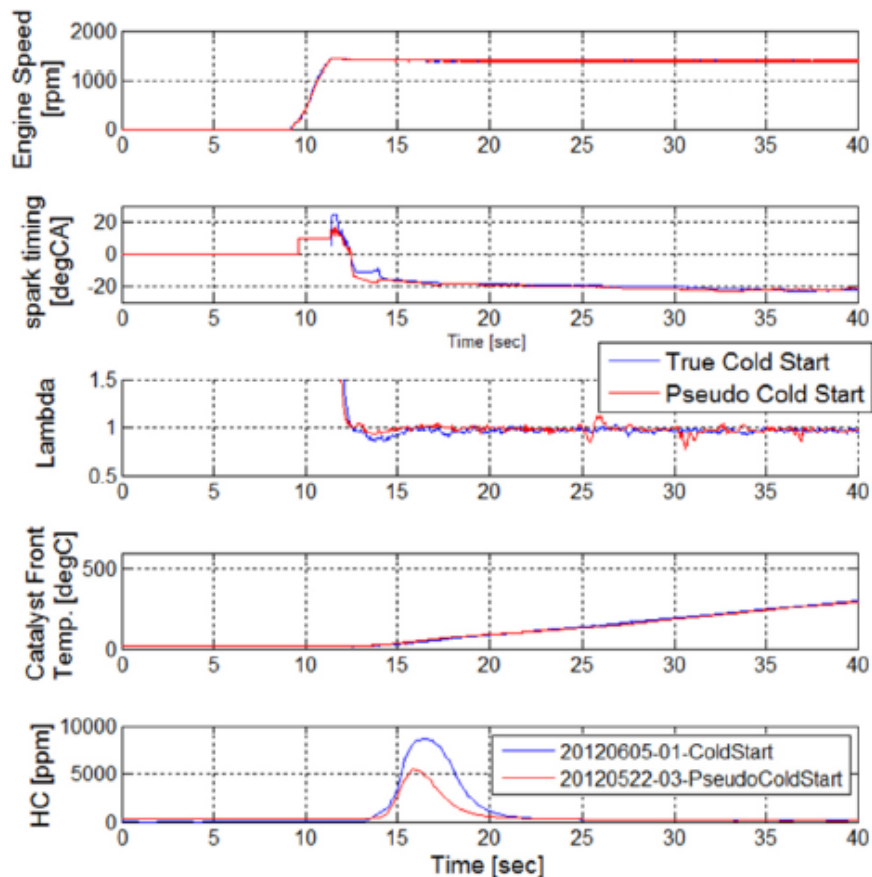
Lehetőség van emellett a szelepnitást és a befecskendezést időben úgy megválasztani, hogy ezáltal magasabb hőfokot érjünk el a katalizátor közelében. Ez a gyakorlatban azt jelenti, hogy a kipufogó szelepet hamarabb nyitjuk, míg akár ezzel együtt, vagy külön később befecskendezünk be. Így lényegében az égés nem zajlik le teljesen, de közben a töltetcsere már megkezdődött.

A vezérlések változtatása mellett természetesen fizikailag új alkatrészek elhelyezésével is befolyásolhatjuk a katalizátor hőmérsékletét. Ez a gyakorlatban azt jelenti, hogy lehetőségünk van például egy elektromos fűtőtest elhelyezésére. Mivel a motorból származó gázok ezen keresztül haladva jutnak el a katalizátorhoz, így eléri a gyújtási hőmérsékletet. Egy másik szemlélet a katalizátor hőszigetelése. Ezáltal a gyakori leállások alkalmával sem hűlne ki a katalizátor. Ugyanakkor itt nagy körültekintéssel kell eljárni, hiszen ha folyamatos üzem mellett a katalizátor túlmelegszik az tűnkremenetelhez vezethet. Már erre is léteznek vizsgálatok különleges szigetelő anyagokkal.



8.2. ábra HC emisszió hagyományos és motoros indítás esetén [16]

A 8.2. ábrán látható az összehasonlítás az emisszió tekintetében egy hagyományosan önindítóval indított belsőégésű motor, valamint egy olyan hibrid esetén, ahol az indítást egy kellően erős villanymotor végzi, olyan módon, hogy a belsőégésű motort alapjáratú fordulatszámra pörgeti, anélkül, hogy az a fordulatszám eléréséig gyújtást kapna. Ezzel a módszerrel megkerülhető az indítás során jelentkező tranziens fázis, amikor még hideg a motor, ezzel csökkentve a kibocsátást.



8.1.ábra. Hidegindítás és pszeudo-hidegindítás^[16]

A hidegindítás az a napi első indítás, amikor az indítást megelőzően legalább napi 10 órát állt. Ennélfogva napi átlag egy hidegindítás valószínűsíthető meg. A vizsgálatok megkönnyítésének érdekében meghatározásra került az ún. pszeudo hidegindítás, amikor a hűtőfolyadék 25 [°C]-kal lehűlt, és a kipufogórendszer, ezen belül a katalizátor hőmérséklete visszaállt a kiindulásra. Belátható, hogy viszont ez a megközelítés jól közelíti a hibrid architektúrák esetén a belsőégésű motor ritka üzemét.

9. EREDMÉNYEK ÉRTÉKELÉSE

A feladat elvégzése során mivel csak a tervezés elvégzésére volt időm, így a jövőben mindenképpen a jármű megépítése és vizsgálata lenne e következő lépés. Ennek során az egyes szimulációs modellek validációja is megtörténhet.

Továbbá, mint ahogyan azt korábban említettem jelenleg a gokart hajtásláncát egy konkrét pályán való haladásból adódó sebességprofil segítségével hasonlítottam össze. Ennek során az adott pályára történő optimalizáció nem volt a diplomatervem része, ugyanakkor az egyes áttételek változtatása többek között a végsebesség, illetve gyorsulások változását vonja magával, nem is beszélve a rekuperáció változásáról a generátor fordulatszámának változása miatt. Ezeken a paramétereken kívül természetesen még megannyi változó optimális értékének meghatározásával elérhető lenne az adott pályára való illesztés, miután a jármű összeszerelésre kerül és ezzel a szimulációk validációja megtörténik. Továbbá a jármű alkalmas lenne nem csak a hibrid hajtáslánchoz kapcsolódó mérések és vizsgálatok elvégzésére is. Ilyen például a tisztán belsőégésű motorok esetén a szívócső hosszának hatása a maximális nyomatékhoz tartozó fordulatszámra. Valamint a TDK munkám során vizsgált felfüggesztések vizsgálata.

Tehát az elvégzett munkámat azzal egészíteném még ki, hogy vizsgálatoknak vetem alá az elkészült járművet. Ennek keretein belül a levont tanulságokat pedig, mind a szimulációk finomítása, mind pedig a konstrukció gépészeti tervezésének finomítása során figyelembe venném.

10. ÖSSZEFOGLALÁS

Diplomamunkámhoz a feladatot egy korábbi versenyre tervezett (Go-Kart Go-Bosch!) gokart adta. Ennek során több fázisban kellett módosítania az akkori csapatnak a járművet. Ezek közül az egyik ilyen lépés a hibridizáció volt. Én ezt a tervezési folyamatot folytattam, illetve egészítettem ki a korábbi tapasztalatokat felhasználva.

A szakirodalmi áttekintésben bemutatam a hibrid hajtásláncok főbb változatait és azok felépítését. Mivel a hajtáslánc vizsgálata a hibrid rendszer miatt jelentősen bonyolódik a hagyományos hajtásokhoz képest, így szükségessé vált szimulációk alkalmazása.

Első lépésben a szakirodalmi áttekintésre hagyatkozva meghatároztam az általam elvárt funkciókat. Ezeket súlyoztam és követelményjegyzéket készítettem. A morfológiai mátrix alapján kapott lehetséges megvalósításokat pedig elemző szempontrendszer alapján értékeltem. Végül pedig kiválasztottam a számomra megfelelő architektúrát (teljesítmény elágaztatásos).

A már korábban már elkészített gokart (párhuzamos architektúra), valamint a kiválasztott másik architektúra (teljesítmény elágaztatásos) alapján szimulációs modellt építettem fel mellyel egy adott pályán vizsgálható a hajtáslánc viselkedése. A legfőbb adatok alapján összehasonlítottam a két elrendezést (a korábban már összeépített párhuzamos architektúráját és az általam választott teljesítmény elágaztatásosát), majd kiértékeltem a kapott eredményeket.

A vizsgálat alapját egy valós gokart pályán való szimulált kör adta. Első körben ezt az önvezető modellt készítettem el. A pálya pontos GPS adatait egy külön programmal (JOSM) kinyertem, majd e köré felépítettem a szimulációs modellt. A kiértékeléshez és a pályán való viselkedés vizsgálatához is a Simcenter AMESim programot használtam. A továbbiakban az itt kapott határterheléseket felhasználva kezdtem meg a hagyományos gépészeti tervezést.

Ezek után konkrét tervezési feladatot is végeztem, melynek során a már meglévő kialakítás tesztelésekor felmerült működési rendellenességek javítására adtam javaslatokat. Emellett a tömegcsökkentés miatt az főbb tartókonzolok közül kettőt, melyeket univerzálisan más architektúráknál is fel lehet használni, optimalásnak vettem alá. A konzolokon Ansys és PTC Creo programok segítségével topológia- és alakoptimalást végeztem.

Az áttervezés mellett a kiválasztott teljesen új elrendezést, a már meglévő alkatrészek felhasználásával megterveztem, ennek során külön figyelmet fordítva arra, hogy az egyes architektúrákat kisebb átépítés után össze lehessen hasonlítani. Elvégeztem a szükséges számításokat az alkatrészek méretezéséhez. Ezután pedig az elkészült 3D modell alapján megbecsültem az átalakítás költségeit. Végül elkészítettem a szükséges rajzi dokumentációkat a gyártáshoz. Ezáltal végeredményként egy hasznos tesztjárművet hoztam létre.

11. FELHASZNÁLT FORRÁSOK

- [1] ZHANG Y., MI C.(2018), „*Automotive Power Transmission Systems*” John Wiley & Sons Ltd,
- [2] REIF K., DIETSCHKE K-H (2011), „*Automotive Handbook*” John Wiley & Sons Ltd. Chichester
- [3] TRAJKOVIC S. (2010), „*The Pneumatic Hybrid Vehicle- A New Concept for Fuel Consumption Reduction*” Tryckeriet i E-huset, Lundt
- [4] MENON S, (2014) „*Design and Development of Pneumatic Hybrid Vehicle (PHV)*”
- [5] <https://www.autonavigator.hu/cikkek/psa-air-hybrid-par-even-belul-johet-a-levegovel-hajtott-auto/> utolsó megtekintés 2021. április 03.
- [6] <https://journals.sagepub.com/doi/10.1177/0036850419878024> utolsó megtekintés 2021. április 07.
- [7] FAZEKAS M., PAPP M., MOCSÁR D., STIER T., HORVÁTH A., KALMÁR ZS. (2016), „*Hibrid hajtás Final document, Efficient driving*” Go-kart, Go-Bosch! verseny dokumentáció
- [8] MÓZER A. (2021), „*Jármű felfüggesztésének vizsgálata pályakövető köridő szimuláció segítségével*” BME TDK Gép- és Terméktervezés szekció
- [9] KISS M., MÓZER A. (2021), „*Gokart konzolok optimalása*” Szerkezetoptimalás projektfeladat
- [10] R. BERENTS, G. MAAHS, H. SCHIFFNER, E. VOGT (1999), „*Görgősláncok kézikönyve*” Műszaki könyvkiadó
- [11] DR. ZSÁRY Á. (1989) „*Gépelemek 1*” Tankönyvkiadó, Budapest
- [12] H.WITTEL, D. MUHS, D. JANNASCH, J. VOßIEK, (2015), „*Roloff/Matek Maschinenelemente*” Springer
- [13] KOZMA M. (2001), „*Hajtásrendszerek*” Műegyetemi Kiadó
- [14] HÜTTE (1993). „*A mérnöki tudományok kézikönyve*” Springer
- [15] Y. WANG et al (2021), „*Characteristics of instantaneous particle number (PN) emissions from hybrid electric vehicles under the real-world driving conditions*” Fuel Vol.286 part2
- [16] P. CHAMBON et al (2013), „*PHEV Cold Start Emissions Management*” SAE International
- [17] Simcenter AMESim Programon belüli segédlet
- [18] MÁTÉ L. (2015) „*Forgó tengely ellenőrzése kifáradásra (Dr Nguyen H. Hoang segédlete alapján)*”

12. SUMMARY

In my master's thesis, I presented the main variants of hybrid powertrains and their design. I have defined an analytical framework to select the architecture that is right for my requirements. Since the analysis of the hybrid drivetrains is significantly more complex than, it is for conventional drivetrains, it was necessary to use simulations. This involved building a simulation model based on the go-kart, that has already been built and on the other architecture, I had chosen, to investigate the behaviour of the drivetrain on a chosen track. Based on the main data, I compared the two architectures and evaluated the results.

After the initial phase of designing and simulation, I also designed and redesigned the whole drivetrain, during which I made suggestions for improving the malfunctions that arose during the testing of the existing design. In addition, two of the main support brackets, which can be used universally for other architectures, were optimised to reduce weight. In addition to the redesign, I designed the selected completely new layout using existing components, paying particular attention to the comparability of each architecture after the necessary changes, making sure, that the end result is a useful test vehicle.

As I only had time to complete the design of the project, the next step would be to build and test the vehicle. This would include the validation of the individual simulation models. Furthermore, as I mentioned earlier I am currently comparing the go-kart's drivetrain using a speed profile resulting from driving on a specific track. Doing so, optimization for a specific track was not part of my thesis, however, changing the gear ratios entails changes in top speed and accelerations among other things, not to mention changes in recuperation due to changes in alternator speed. In addition to these parameters, a number of other variables could be adapted to the given trajectory by determining their optimum values. This can be easily done once the vehicle is assembled and the simulations are validated. Furthermore, the vehicle would be able to perform measurements and tests not only related to the hybrid powertrain. For example, the effect of the length of the intake manifold on the maximum torque speed for internal combustion engines. As well as testing the suspension systems studied in my Students' Scientific Associations work.

13. MELLÉKLETEK

Tartalom

1. *Melléklet.* A csőtengely csapágyazása 107.o.
2. *Melléklet.* A közbenső tengely csapágyazása 114.o.
3. *Melléklet.* A csőtengely belső csapágyazása 123.o.
4. *Melléklet.* A kritikus lánchajtás méretezése 127.o.
5. *Melléklet.* A Nyomatékkötések katalógusai 128.o.
6. *Melléklet.* A tengelykapcsoló katalógusa 129.o.
7. *Melléklet.* Alkatrész és Összeállítási rajzok

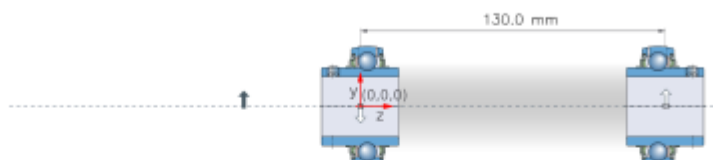
1.Melléklet. A csótengely csapágyazása

csótengely

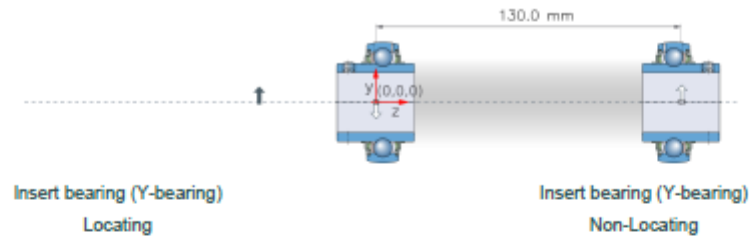


SKF Bearing Select Report 1.2-68

December 13, 2021



1. Abstract



■ SKF Explorer ☆ Popular item

Designation	Life model		Grease		Static safety factor	Frictional moment	Power loss
	Basic	SKF life	Relubrication interval	Catalogue grease life		Total	
	L_{10h} h	L_{10mh}	t_r	L_{10}		M Nmm	P_{loss} W
Left ☆ YAR 212-ZRF	$> 2 \times 10^5$	$> 2 \times 10^5$	17700	47800	24.3	539	62
Right ☆ YAR 212-ZRF	$> 2 \times 10^5$	$> 2 \times 10^5$	17700	47800	94.5	493	57

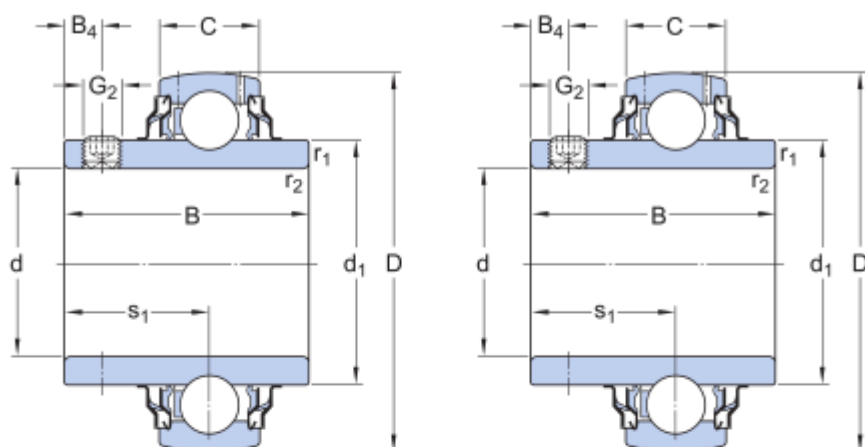
* SKF rating life (L_{10mh}) for steel-steel bearings; GBLM load based life (L_{10GMB}) for hybrid bearings

/ Results are based on default operating conditions. Please, review and adjust operating conditions where needed!
/ For rating life results above 100000 hours, other failure modes than those included in the current rating life models will dominate and limit the life of the bearing.

/ Results are based on default operating conditions. Please, review and adjust operating conditions where needed!
/ For rating life results above 100000 hours, other failure modes than those included in the current rating life models will dominate and limit the life of the bearing.

2. Input

2.1. Bearing data



Designation	Bearing type	Principal dimensions			Basic load ratings		Fatigue load limit
		d	D	B	Dynamic	Static	
					C	C ₀	
		mm			kN		

Left	☆ YAR 212-2RF	Insert bearing (Y-bearing)	60.0	110.0	65.1	52.7	36.0	1.53
Right	☆ YAR 212-2RE	Insert bearing (Y-bearing)	60.0	110.0	65.1	52.7	36.0	1.53

Designation	Speed ratings	
	Reference	Limiting
	n _{ref}	n _{lim}
	r/min	

Left	☆ YAR 212-2RF	1800.0
Right	☆ YAR 212-2RE	1800.0

2.2. Loads & Speed

Locating bearing	Left
Bearing distance	130.0 mm
Shaft orientation	Horizontal
Rotating ring	Inner ring rotation

Load	Coordinate system	Coordinates			Forces			Speed	Case weight	
		x r	y θ	Z	Fx Fr	Fy Fθ	Fz			
		mm	mm deg	mm	kN					
LC1	F1	Cartesian	0.0	0.0	-45.0	0.0	1.1	0.0	1100.0	1

2.3. Temperature

Load cases	Left		Right	
	Inner ring	Outer ring	Inner ring	Outer ring
	°C			
LC1	70	65	70	65

- Maximum temperature is used for calculating the actual viscosity, κ , a_{SKF} and SKF rating life.
- Mean temperature is used for calculating bearing friction and power loss.

2.4. Lubrication

	Designation	Lubricant Name	Effective EP additives
Left	☆ <u>YAR 212-2RF</u>	VT307	False
Right	☆ <u>YAR 212-2RF</u>	VT307	False

	Designation	Contamination Method	Cleanliness / Factor
Left	☆ <u>YAR 212-2RF</u>	Detailed guidelines	High cleanliness
Right	☆ <u>YAR 212-2RF</u>	Detailed guidelines	High cleanliness

2.5. Fits and tolerances

	Designation	Requirements Guidance	Tolerance Class Housing	Shaft	Calculated interference	Include Smoothing
Left	☆ <u>YAR 212-2RF</u>	False	N/A	select	True	True
Right	☆ <u>YAR 212-2RF</u>	False	N/A	select	True	True

3. Results

3.1. Loads & static safety

	Designation	Load ratio	Static safety factor	Equivalent dynamic load	Equivalent static load
		C/P	S_0	P kN	P_0
Left	☆ YAR 212-2RF	35.59	24.3	1.48	1.48
Right	☆ YAR 212-2RF	138.4	94.5	0.38	0.381

3.2. Bearing minimum load

	Designation	Reaction forces		Minimum load	Requirements met?
		Radial	Axial		
		F_r	F_a	$F_{r,m}$	
		kN			
Left	☆ YAR 212-2RF	1.48	0	0.527	yes
Right	☆ YAR 212-2RF	0.381	0	0.527	no

3.3. Lubrication conditions

	Designation	Operating viscosity			Viscosity ratio
		Actual	Rated	Rated @ 40 °C	K
		v	v_1	v_{ref}	
		mm ² /s			
Left	☆ YAR 212-2RF	41.8	12.0	35.8	3.46
Right	☆ YAR 212-2RF	41.8	12.0	35.8	3.46

3.4. Grease life and relubrication interval

Designation	Catalogue grease life	Relubrication interval	Grease quantity	Speed factor
			Ring	Speed x mean diameter
	L_{10}	t_r		nd_m
	h		g	mm/min

Left	☆ <u>YAR 212-2RF</u>	47800	17700	14	93500
Right	☆ <u>YAR 212-2RE</u>	47800	17700	14	93500

3.5. Bearing rating life

Designation	Bearing rating life		SKF life modification factor	Contamination factor
	Basic	SKF	a_{skf}	η_c
	L_{10h} h	L_{10mh}		
Left ☆ <u>YAR 212-2RF</u>	> 2x10 ⁵	> 2x10 ⁵	50.0	0.85
Right ☆ <u>YAR 212-2RE</u>	> 2x10 ⁵	> 2x10 ⁵	50.0	0.85

* SKF rating life (L_{10mh}) for steel-steel bearings; GBLM load based life ($L_{10GBLMh}$) for hybrid bearings

Left bearing

! For rating life results above 100000 hours, other failure modes than those included in the current rating life models will dominate and limit the life of the bearing.

Right bearing

! For rating life results above 100000 hours, other failure modes than those included in the current rating life models will dominate and limit the life of the bearing.

3.6. Bearing friction & power loss

Designation		Frictional moment		Friction sources				Power loss
		Total	At start 20-30°C and zero speed	Rolling	Sliding	Seals	Drag loss	
		M	M _{start}	M _{rr}	M _{sl}	M _{seal}	M _{drag}	P _{loss}
		Nmm						W
Left	☆ <u>YAR 212-2RF</u>	539	488	70.6	9.78	458	0	62
Right	☆ <u>YAR 212-2RF</u>	493	461	33.9	1.01	458	0	57

3.7. Bearing frequencies

Designation		Rotational frequencies			
		Inner ring	Outer ring	Rolling element set & cage	Rolling element about its axis
		f _i	f _e	f _c	f _r
		Hz			
Left	☆ <u>YAR 212-2RF</u>	18.333	0.0	7.455	47.389
Right	☆ <u>YAR 212-2RF</u>	18.333	0.0	7.455	47.389

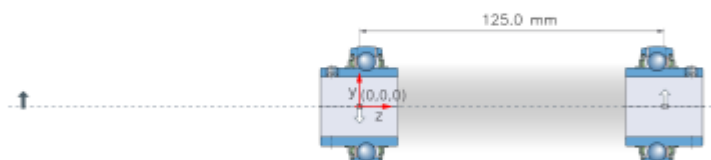
Designation		Frequency of over-rolling		
		Point on inner ring	Point on outer ring	Rolling element
		f _{in}	f _{en}	f _m
		Hz		
Left	☆ <u>YAR 212-2RF</u>	108.787	74.547	94.739
Right	☆ <u>YAR 212-2RF</u>	108.787	74.547	94.739

2.Melléklet. A közbenső tengely csapágызása

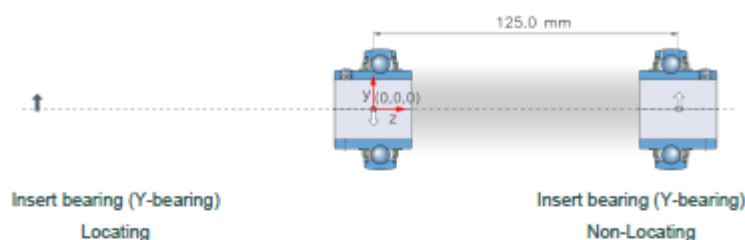


SKF Bearing Select Report 1.2-68

December 13, 2021



1. Abstract



■ SKF Explorer ☆ Popular item

Designation	Life model		Grease		Static safety factor	Frictional moment	Power loss	
	Basic	SKF life	Relubrication interval	Catalogue grease life		Total		
	L_{10h}	L_{10mh}	t_r	L_{10}		M	P_{loss}	
	h					Nmm	W	
Left	☆ <u>YAR 206-2F</u>	53100	> 2x10 ⁵	22100	59700	7.94	128	11
Right	☆ <u>YAR 206-2F</u>	179000	> 2x10 ⁵	24200	65300	11.9	119	10

* SKF rating life (L_{10mh}) for steel-steel bearings; GB/LM load based life (L_{100Mh}) for hybrid bearings

/ For rating life results above 100000 hours, other failure modes than those included in the current rating life models will dominate and limit the life of the bearing.

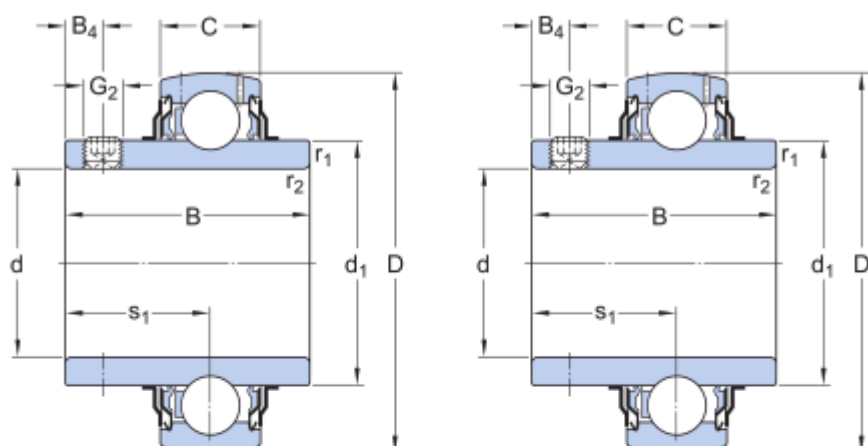
/ Results are based on default operating conditions. Please, review and adjust operating conditions where needed!

/ Results are based on default operating conditions. Please, review and adjust operating conditions where needed!

/ For rating life results above 100000 hours, other failure modes than those included in the current rating life models will dominate and limit the life of the bearing.

2. Input

2.1. Bearing data



Designation	Bearing type	Principal dimensions			Basic load ratings		Fatigue load limit	
		d	D	B	Dynamic	Static		
					C	C ₀		
		mm			kN		P _u	
Left	☆ <u>YAR 206-2F</u>	Insert bearing (Y-bearing)	30.0	62.0	38.1	19.5	11.2	0.475
Right	☆ <u>YAR 206-2F</u>	Insert bearing (Y-bearing)	30.0	62.0	38.1	19.5	11.2	0.475

Designation	Speed ratings	
	Reference	Limiting
	n _{ref}	n _{lim}
	r/min	
Left	☆ <u>YAR 206-2F</u>	6300.0
Right	☆ <u>YAR 206-2F</u>	6300.0

2.2. Loads & Speed

Locating bearing	Left
Bearing distance	125.0 mm
Shaft orientation	Horizontal
Rotating ring	Inner ring rotation

Load	Coordinate system	Coordinates			Forces			Speed	Case weight	
		x r	y θ	Z	Fx Fr	Fy Fθ	Fz			
		mm	mm deg	mm	kN			r/min		
LC1	F1	Cartesian	0.0	0.0	-250.0	0.0	0.47	0.0	830.0	1

2.3. Temperature

Load cases	Left		Right	
	Inner ring	Outer ring	Inner ring	Outer ring
	°C			
LC1	70	65	70	65

- Maximum temperature is used for calculating the actual viscosity, κ , a_{SKF} and SKF rating life.
- Mean temperature is used for calculating bearing friction and power loss.

2.4. Lubrication

	Designation	Lubricant Name	Effective EP additives
Left	☆ YAR 206-2F	VT307	False
Right	☆ YAR 206-2F	VT307	False

	Designation	Contamination Method	Cleanliness / Factor
Left	☆ YAR 206-2F	Detailed guidelines	High cleanliness
Right	☆ YAR 206-2F	Detailed guidelines	High cleanliness

2.5. Fits and tolerances

	Designation	Requirements Guidance	Tolerance Class		Calculated interference	Include Smoothing
			Housing	Shaft		
Left	☆ YAR 206-2F	False	N/A	select	True	True
Right	☆ YAR 206-2F	False	N/A	select	True	True

3. Results

3.1. Loads & static safety

Designation		Load ratio	Static safety factor	Equivalent dynamic load	Equivalent static load
		C/P	S_0	P	P_0
		kN			
Left	☆ <u>YAR 206-2F</u>	13.83	7.94	1.41	1.41
Right	☆ <u>YAR 206-2F</u>	20.74	11.9	0.94	0.94

3.2. Bearing minimum load

	Designation	Reaction forces		Minimum load	Requirements met?
		Radial	Axial		
		F_r	F_a	$F_{r,m}$	
		kN			
Left	☆ <u>YAR 206-2F</u>	1.41	0	0.195	yes
Right	☆ <u>YAR 206-2F</u>	0.94	0	0.195	yes

3.3. Lubrication conditions

Designation		Operating viscosity			Viscosity ratio
		Actual	Rated	Rated @ 40 °C	
		v	v_1	v_{ref}	
		mm^2/s			
Left	☆ <u>YAR 206-2F</u>	41.8	20.5	69.4	2.03
Right	☆ <u>YAR 206-2F</u>	41.8	20.5	69.4	2.03

3.4. Grease life and relubrication interval

Designation	Catalogue grease life	Relubrication interval	Grease quantity	Speed factor
	L_{10h}	t_r	Ring g	Speed x mean diameter nd_m mm/min
Left ☆ YAR 206-2F	59700	22100	5	38100
Right ☆ YAR 206-2F	65300	24200	5	38100

3.5. Bearing rating life

Designation	Bearing rating life		SKF life modification factor	Contamination factor
	Basic L_{10h} h	SKF L_{10mh}	a_{skf}	η_c
Left ☆ YAR 206-2F	53100	$> 2 \times 10^5$	35.03	0.81
Right ☆ YAR 206-2F	179000	$> 2 \times 10^5$	50.0	0.81

* SKF rating life (L_{10mh}) for steel-steel bearings; GBLM load based life (L_{10GMM}) for hybrid bearings

Left bearing

For rating life results above 100000 hours, other failure modes than those included in the current rating life models will dominate and limit the life of the bearing.

Right bearing

For rating life results above 100000 hours, other failure modes than those included in the current rating life models will dominate and limit the life of the bearing.

3.6. Bearing friction & power loss

Designation		Frictional moment		Friction sources				Power loss
		Total	At start 20-30°C and zero speed	Rolling	Sliding	Seals	Drag loss	
		M	M _{start}	M _r	M _{sl}	M _{seal}	M _{drag}	
		Nmm						
Left	☆ YAR 206-2F	128	130	18.8	11.2	98.8	0	11
Right	☆ YAR 206-2F	119	114	15.1	5.7	98.8	0	10

3.7. Bearing frequencies

Designation		Rotational frequencies			
		Inner ring	Outer ring	Rolling element set & cage	Rolling element about its axis
		f_i	f_o	f_r	f_r
		Hz			
Left	☆ YAR 206-2F	13.833	0.0	5.484	31.971
Right	☆ YAR 206-2F	13.833	0.0	5.484	31.971

Designation		Frequency of over-rolling		
		Point on inner ring	Point on outer ring	Rolling element
		f_{ip}	f_{op}	f_{rp}
		Hz		
Left	☆ YAR 206-2F	75.14	49.36	63.942
Right	☆ YAR 206-2F	75.14	49.36	63.942

2.2. Loads & Speed

Locating bearing		Left								
Bearing distance		270.0	mm							
Shaft orientation		Horizontal								
Rotating ring		Inner ring rotation								
Coordinate system		Coordinates		Forces			Speed	Case weight		
Load		x r (mm)	y θ (mm deg)	z (mm)	Fx Fr (kN)	Fy Fθ (kN)	Fz (kN)	(r/min)		
LC1	F1	Cartesian	0.0	0.0	-40.0	0.0	2.9	1.75	75.0	1500

2.3. Temperature

	Left		Right	
Load cases	Inner ring (°C)	Outer ring (°C)	Inner ring (°C)	Outer ring (°C)
LC1	70	65	70	65

Maximum temperature is used for calculating the actual viscosity, κ , a_{SKF} and SKF rating life.

Mean temperature is used for calculating bearing friction and power loss.

2.4. Lubrication

		Lubricant	Lubricant	Lubricant	Effective EP additives	Contamination	
	Designation	Type	method	Name		Method	Cleanliness / Factor
Left	☆■ 16006	Grease	SKF grease	LGMT 2: all purpose industrial and automotive	False	Detailed guidelines	Normal cleanliness
Right	☆■ 16006	Grease	SKF grease	LGMT 2: all purpose industrial and automotive	False	Detailed guidelines	Normal cleanliness

2.5. Fits and tolerances

		Requirements	Tolerance Class		Calculated interference	Include Smoothing
	Designation	Guidance	Housing	Shaft		
Left	☆■ 16006	False	select	select	True	True
Right	☆■ 16006	False	select	select	True	True

3. Results

3.1. Loads & static safety

		Load ratio	Static safety factor	Equivalent dynamic load	Equivalent static load
	Designation	C/P	S_0	P (kN)	P_0 (kN)
Left	☆ ■ 16006	3.08	2.21	3.86	3.33
Right	☆ ■ 16006	27.7	17.1	0.43	0.43

3.2. Bearing minimum load

		Reaction forces		Minimum load	
	Designation	Radial	Axial		Requirements
		F_r (kN)	F_a (kN)	F_{rm} (kN)	met?
Left	☆ ■ 16006	3.33	-1.75	0.00593	yes
Right	☆ ■ 16006	0.43	0	0.00593	yes

3.3. Adjusted reference speed

		Adjusted reference speed	Adjustment factors	
	Designation		For bearing load P	For oil viscosity
		n_{ar} (r/min)	f_p	f_v
Left	☆ ■ 16006	11700	0.42	1.0
Right	☆ ■ 16006	27600	0.99	1.0

3.4. Lubrication conditions

		Operating viscosity			Viscosity ratio
	Designation	Actual	Rated	Rated @ 40 °C	
		ν (mm ² /s)	ν_1 (mm ² /s)	ν_{ref} (mm ² /s)	K
Left	☆ ■ 16006	28.0	173	962	0.16
Right	☆ ■ 16006	28.0	173	962	0.16

3.5. Grease life and relubrication interval

		Relubrication interval	Grease quantity	Speed factor
	Designation		Side	Speed x mean diameter
		t_l (h)	G_p (g)	nd_m (mmv/min)
Left	☆ ■ 16006			
Right	☆ ■ 16006	23500	2	3180

3.6. Bearing rating life

		Bearing rating life		SKF life modification factor	Contamination factor
	Designation	Basic	SKF		
		L_{10h} (h)	L_{10mh} (h)	a_{skf}	η_c
Left	☆ ■ 16006	6490	724	0.11	0.07
Right	☆ ■ 16006	> 2x10 ⁵	> 2x10 ⁵	0.13	0.07

* SKF rating life (L_{10mh}) for steel-steel bearings; GBLM load based life (L_{10GMh}) for hybrid bearings

3.7. Bearing friction & power loss

		Frictional moment		Friction sources				Power loss
Designation		Total	At start 20-30°C and zero speed	Rolling	Sliding	Seals	Drag loss	
		M (Nmm)	M_{start} (Nmm)	M_{rr} (Nmm)	M_{sl} (Nmm)	M_{seal} (Nmm)	M_{drag} (Nmm)	P_{loss} (W)
Left	☆ ■ 16006	250	308	11.6	238	0	0	2
Right	☆ ■ 16006	6.79	6.4	1.83	4.96	0	0	0.053

3.8. Bearing frequencies

		Rotational frequencies				Frequency of over-rolling		
Designation		Inner ring	Outer ring	Rolling element set & cage	Rolling element about its axis	Point on inner ring	Point on outer ring	Rolling element
		f_i (Hz)	f_o (Hz)	f_c (Hz)	f_r (Hz)	f_{ip} (Hz)	f_{op} (Hz)	f_{rp} (Hz)
Left	☆ ■ 16006	1.25	0.0	0.532	4.09	8.621	6.379	8.179
Right	☆ ■ 16006	1.25	0.0	0.532	4.09	8.621	6.379	8.179

4. Melléklet. A kritikus láncajtás méretezése

RENOLD

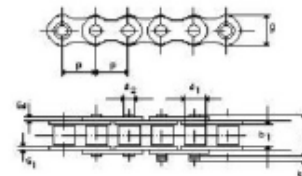
Chain Drive Calculation - 15-Dec-2021

Chain: 10 B (ISO 606) Simplex Renold Synergy

Serial Number: GY10B1

Chain Data

Pitch:	$p = 15.875 \text{ mm}$	Height:	$g = 14.60 \text{ mm}$
ISO Breaking Load:	$F_b = 22200 \text{ N}$	Inner Plate Thickness:	$s_i = 1.50 \text{ mm}$
Inner Width:	$b_i = 9.65 \text{ mm}$	Outer Plate Thickness:	$s_a = 1.50 \text{ mm}$
Roller Diameter:	$d_1 = 10.16 \text{ mm}$	Pin Length:	$l = 18.80 \text{ mm}$
Pin Diameter:	$d_2 = 5.08 \text{ mm}$	Connecting Pin Ext.:	$k = 1.30 \text{ mm}$
Mass:	$q = 0.96 \text{ kg/m}$	Bearing Area:	$f = 0.67 \text{ cm}^2$



Loading Condition

Input Power:	$P = 10.55 \text{ kW}$	Input Speed:	$n_1 = 840.00 \text{ rpm}$
Torque:	$T = 120.00 \text{ Nm}$	Static Force:	$F = 1055 \text{ N}$
Chain Linear Velocity:	$v = 10.00 \text{ m/s}$	Centrifugal Force:	$F_f = 96.02 \text{ N}$
Bearing Pressure:	$P_r = 24.94 \text{ N/mm}^2$	Dynamic Force:	$F_d = 1575 \text{ N}$
Chain Safety Factors:	Static: 21.04 Dynamic: 14.09	Total Force:	$F_g = 1671.20 \text{ N}$

Warning, the chain speed is very high. Please contact one of our sales offices.

Environment Conditions

Loading Classification:	Driving Machine: Slight Shocks. Driven Machine: Moderate Shocks.
Service Conditions:	Inadequate lubrication (relative to lubrication).
Environment Condition:	Normal Environment. Indoor Application.

Expected Working Life of the Chain

Working Life: 20816 hours

This is within the range of its wear resistance, i.e. after this time 3% wear elongation will be reached.

Chain Drive

Number of Links:	$X = 90$	
Chain Length:	$l = 1428.75 \text{ mm}$	
Centre Distance:	$a = 308.07 \text{ mm}$	
Ratio:	$i = 1.27$	
Number of Teeth:	Driving Sprocket (Z1): 45	Driven Sprocket (Z2): 57
Pitch Circle Diameter:	Driving Sprocket (Z1): 227.58 mm	Driven Sprocket (Z2): 288.18 mm
Recommended Lubrication:	Oil Stream Lubrication	

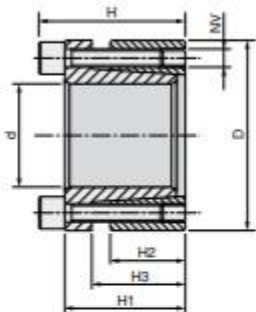
Only valid for the above Renold product number.

5. Melléklet. A Nyomatékkötések katalógusai

Serie / Series / Serie / Série / Serie
KLAA









Materiale C45E
UNI EN 10083-1
Dimensioni valide per
gruppo non precaricato

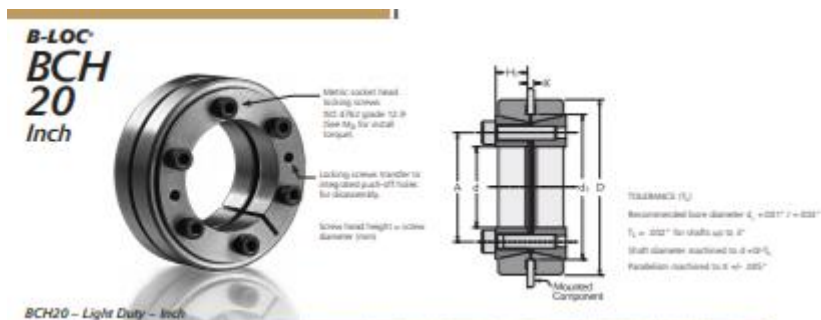
Material C45E
UNI EN 10083-1
Dimensions before
mounting

Werkstoff C45E
UNI EN 10083-1
Abmessungen vor Montage

Matière C45E
UNI EN 10083-1
Dimensions avant le
montage

Material C45E
UNI EN 10083-1
Dimensiones antes del
montaje

Nostro codice Our code Notre code Nuestro codigo	Dimensioni Dimensions Abmessungen Dimensions Dimensiones						Serraggio Tightening Befestigung Serrage Fijación			Sbloccaggio Loosening Lösen Débloccage Desbloqueo		Prestazioni Performances Leistungen Performances Prestaciones		Pressioni superficiali Surface pressures Oberflächendrücke Pressions de surface Presiones superficiales	
	d	D	H	H1	H2	H3	NV	Tv (Nm)	N° viti / No. of screws Schraubenanzahl Nombre de vis Numero de tornillos	NV	N° viti / No. of screws Schraubenanzahl Nombre de vis Numero de tornillos	Mt (Nm)	Ta (kN)	Pa (N/mm ²)	Pm (N/mm ²)
KLAA019	19	47	34	28	17	22	M6x20	13	5	M6x20	3	273	29	262	106
KLAA020	20	47	34	28	17	22	M6x20	13	5	M6x20	3	287	29	249	106
KLAA022	22	47	34	28	17	22	M6x20	13	5	M6x20	3	316	29	227	106
KLAA024	24	50	34	28	17	22	M6x20	13	6	M6x20	3	413	34	249	120
KLAA025	25	50	34	28	17	22	M6x20	13	6	M6x20	3	431	34	239	120
KLAA028	28	55	34	28	17	22	M6x20	13	6	M6x20	3	482	34	213	109
KLAA030	30	55	34	28	17	22	M6x20	13	6	M6x20	3	517	34	199	109



BCH20 – Light Duty – Inch

BCH20 – Light Duty – Metric

Base Part Number	d (mm)	D (mm)	H1 (mm)	A (mm)	d1 (mm)	Qty	Screw	Mounted Component Thickness (D)				Mg (mm)	Mg (mm)	Ts (mm)	F1 (mm)	Shaft Pressure (kg)	Shaft Length (mm)
								Range 1		Range 2							
								Screw Length 1 (mm)	X (mm)	Screw Length 2 (mm)	X (mm)						
BCH201012	12	38	7.8	23.5	32.5	4	M4	2.5 - 4.1	16	4.1 - 8.1	20	5	45	108	189	0.1	
BCH201014	14	38	7.8	23.5	32.5	4	M4	2.5 - 4.1	16	4.1 - 8.1	20	5	76	108	136	0.1	
BCH201015	15	38	7.8	23.5	32.5	4	M4	2.5 - 4.1	16	4.1 - 8.1	20	5	81	108	114	0.2	
BCH201018	18	44	7.8	28.5	39	4	M4	2.5 - 4.1	16	4.1 - 8.1	20	5	97	108	78	0.2	
BCH201019	19	44	7.8	28.5	39	4	M4	2.5 - 4.1	16	4.1 - 8.1	20	5	103	108	73	0.2	
BCH201020	20	44	7.8	28.5	39	4	M4	2.5 - 4.1	16	4.1 - 8.1	20	5	108	108	68	0.2	
BCH201022	22	50	9.8	34	44	4	M4	2.5 - 6.1	20	6.1 - 11.1	25	5	122	112	78	0.3	
BCH201024	24	50	9.8	34	44	4	M4	2.5 - 6.1	20	6.1 - 11.1	25	5	134	112	74	0.3	
BCH201025	25	50	9.8	34	44	4	M4	2.5 - 6.1	20	6.1 - 11.1	25	5	140	112	84	0.3	
BCH201028	28	55	9.8	39	50	5	M4	2.5 - 6.1	20	6.1 - 11.1	25	5	195	119	77	0.3	
BCH201030	30	55	9.8	39	50	5	M4	2.5 - 6.1	20	6.1 - 11.1	25	5	195	119	69	0.5	
BCH201032	32	60	9.8	44	54	6	M4	2.5 - 6.1	20	6.1 - 11.1	25	5	257	167	66	0.5	
BCH201035	35	60	9.8	44	54	6	M4	2.5 - 6.1	20	6.1 - 11.1	25	5	257	167	91	0.6	
BCH201038	38	70	12.3	51	64	4	M5	2.5 - 7	25	7 - 12	30	10	321	179	88	0.6	
BCH201040	40	70	12.3	51	64	4	M5	2.5 - 7	25	7 - 12	30	10	321	179	85	0.6	
BCH201042	42	76	12.3	56	68	6	M5	2.5 - 7	25	7 - 12	30	10	522	269	102	1	
BCH201045	45	76	12.3	56	68	6	M5	2.5 - 7	25	7 - 12	30	10	522	269	99	1	
BCH201048	48	90	14.3	66	78	9	M5	2.5 - 10	30	10 - 13	40	10	926	403	95	1	
BCH201050	50	90	14.3	66	78	9	M5	2.5 - 10	30	10 - 13	40	10	926	403	90	0.9	
BCH201055	55	90	14.3	66	78	9	M5	2.5 - 10	30	10 - 13	40	10	926	403	87	0.9	
BCH201060	60	105	17.3	77	92	9	M6	2.5 - 10.9	35	10.9 - 15	45	16	1445	542	94	1.6	
BCH201065	65	105	17.3	77	92	9	M6	2.5 - 10.9	35	10.9 - 15	45	16	1445	542	89	1.5	
BCH201070	70	120	17.3	88	102	12	M6	2.5 - 10.9	35	10.9 - 15	45	16	2192	723	87	1.5	
BCH201075	75	120	17.3	88	102	12	M6	2.5 - 10.9	35	10.9 - 15	45	16	2192	723	85	1.5	

6.Mellélet: A tengelykapcsoló katalógusa

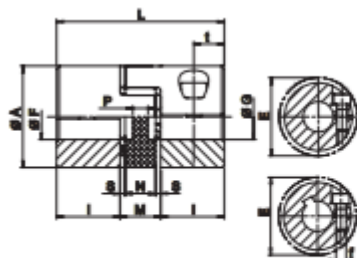


Fig. 1

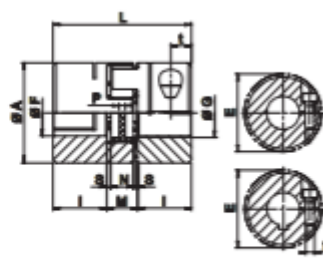


Fig. 2

Size	F min [mm]	F max [mm]	f	Ms [Nm]	Hub		nmax [min ⁻¹]
	W [kg]	J [kgm ²]					
ALUMINUM HUBS							
7	3	7	M2	0,35	0,003	0,085 x 10 ⁻⁶	40.000
9	4	9	M2,5	0,75	0,007	0,42 x 10 ⁻⁶	28.000
14	6	16	M3	1,4	0,018	2,6 x 10 ⁻⁶	19.000
19/24	10	20	M5	11	0,071	18,1 x 10 ⁻⁶	14.000
24/28	10	32	M6	11	0,156	74,9 x 10 ⁻⁶	10.600
28/38	14	35	M8	25	0,240	163,9 x 10 ⁻⁶	8.500
38/45	19	45	M8	25	0,440	465,5 x 10 ⁻⁶	7.100
STEEL HUBS							
42	25	50	M10	70	2,100	3,095 x 10 ⁻⁶	6.000
48	25	55	M12	120	2,900	5,180 x 10 ⁻⁶	5.600
55	35	70	M12	120	4,000	9,737 x 10 ⁻⁶	5.000
65	40	80	M14	190	5,800	17,974 x 10 ⁻⁶	4.600

Keyway position	A [mm]	G [mm]	L [mm]	I [mm]	M [mm]	N [mm]	S [mm]	P [mm]	t [mm]	E [mm]	Fig.
ALUMINUM HUBS											
-	14	-	22	7	8	6	1,0	6	4	15,0	1
-	20	7,2	30	10	10	8	1,0	2	5	23,4	1
180°	30	10,5	35	11	13	10	1,5	2	5,5	32,2	1
120°	40	18	66	25	16	12	2,0	3,5	12	45,7	1
90°	55	27	78	30	18	14	2,0	4	12	56,4	2
90°	65	30	90	35	20	15	2,5	5,2	13,5	72,6	2
90°	80	38	114	45	24	18	3,0	5,6	16	83,3	2
STEEL HUBS											
-	95	48	126	50	26	20	3,0	5,6	20	78,8	2
-	105	51	140	56	28	21	3,5	6	21	108,0	2
-	120	60	160	65	30	22	4,0	9	26	122,0	2
-	135	68	185	75	35	26	4,5	8,3	27,5	139,0	2

Size	Recommended M coupling Type Hub Bore Dia. [mm] and Transmissible Torque [Nm], valid for shaft tolerances h6																																		
	Ø 4	Ø 5	Ø 6	Ø 7	Ø 8	Ø 9	Ø 10	Ø 11	Ø 12	Ø 14	Ø 15	Ø 16	Ø 19	Ø 20	Ø 22	Ø 24	Ø 25	Ø 28	Ø 30	Ø 32	Ø 35	Ø 38	Ø 40	Ø 42	Ø 45	Ø 48	Ø 50	Ø 55	Ø 60	Ø 65	Ø 70	Ø 75	Ø 80		
7	6,7	6,8	1	1,1																															
9	1,1	1,4	1,7	1,9	2,2	2,5																													
14			2,5	2,9	3,3	3,7	4,1	4,6	5	5,8	6,2	6,6																							
19/24							23	25	27	32	34	36	43	45																					
24/28							23	25	27	32	34	36	43	45	50	54	57	63																	
28/38												58	62	66	79	83	91	100	104	116	124	133	145												
38/45													79	83	91	100	104	116	124	133	145	158	166	174	187										
42																		217	243	261	278	304	330	348	385	391	417	435							
48																		299	335	359	383	419	455	479	533	539	575	599	639						
55																					556	587	627	628	658	689	739	767	811	862	713				
65																							558	588	628	670	697	767	837	907	976	1048	1116		