

Nyugat-magyarországi Egyetem
Simonyi Károly Műszaki, Faanyagtudományi és Művészeti Kar
Gépészeti és Mechatronikai Intézet

Lineáris motor alkalmazása sűrített levegővel hajtott jármű (pneumobil) meghajtására

Konzulens:

Tatai Sándor
egyetemi adjunktus

A dolgozat készítője:

Mosonyi Andor
IV. évf. faipari mérnök hallgató

Tartalom

1. Bevezetés	1
1.1 Előzmények	2
2. Tervezési peremfeltételek	4
2.1 Közvetlen feltételek: a szabályzat.....	4
2.2 Közvetett feltételek	5
2.2.1 Versenypálya	5
2.2.2 Alkatrészek gyártása és költségei	6
2.2.3 Energia kinyerése a tartályból	6
3. A pneumatikus munkahengerek mozgásviszonyai.....	8
3.1 Forgómozgású meghajtás	12
3.2 Alternáló motorok kialakításai.....	15
3.3 Compound rendszer	17
4. A motor kiválasztását segítő statisztikák	18
4.1 Lineáris motor kialakítási lehetőségei	21
4.1.2 Geometria, alkatrészek	25
4.1.3 Vezérlés	30
4.2 Hajtáslánc tervezése.....	32
4.2.1 Áttétel viszony.....	33
4.2.2 Fogaskerekek méretezése	36
4.2.3 Tengelyek méretezése	36
4.2.4 Gall láncválasztása	38
5. Konstrukció értékelése	39
5.1 Fejlesztési tervek.....	40
6. Összegzés	42
Irodalomjegyzék	43
Mellékletek	44

1. Bevezetés

2011 tavaszán egy generációváltás során lehetőségem volt bekerülni a Holz Wagen Pneumobil csapatába. Az akkori autóban rejlő lehetőségek nem voltak jelentősek, komoly eredményre a nagy ütemben fejlődő versenyszínpad miatt reális esély nem mutatkozott, mindezek ellenére a szerkezet megbízhatósága kimagasló volt a mezőnyön belül. A verseny nagyon jól szervezett volt, és a nehézségek ellenére is jó hangulatban zajlott. A rákövetkező évben megrendezésre kerülő V. Nemzetközi Rexroth Pneumobil versenyre a tömegcsökkentést tűztük ki célul, emellett a jármű alkalmassá tételét is az új versenyszabályokhoz, mint amilyen a kerekek fékezhetősége. A tömegcsökkentés sikerességét igazolta, hogy henger átmérő csökkentése után a jármű végsebessége, dinamikája változatlan maradt.

A jó élmény ellenére minden jelentkező, aki elindul ezen a versenyen, valamilyen helyezéért teszi, ezért fektet bele megszámlálhatatlan órányi energiát a járműve elkészítésébe. Az évek haladtával 2013-ra már szinte hagyománnyá vált a Pneumobil építése, és ekkor már nehéz megállni. Az előzetes tapasztalatok alapján teljesen új koncepcióval készült a csapat.

Az újragondolásban a hajtáslánc és motor fejlesztésében vállaltam szerepet. A motor tervezésével párhuzamosan zajlott a karosszéria, futómű tervezése is. A szakdolgozatomban ezeket kész adatokként használok fel, ezekről az inputokról további információ Németh Gábornak az Alternatív hajtású jármű koncepcionális tervezése c. diplomamunkájában olvasható. A tervezett konstrukció megvalósításra került, a műszaki és gazdasági korlátok figyelembevételével kellett megalkotni, ezért a lehető legjobb ár-érték arányú elemek beépítésére törekedtünk. A szakdolgozatomban ismertetem a tervezési peremfeltételeket a pneumatikus munkahengerek működéséről, számba veszem a meghajtások kialakítási lehetőségeit a hajtásrendszer méretezésével és visszaellenőrzésével, továbbá javaslatot teszek a további fejlesztésre.

1.1 Előzmények

A Pneumobil, azaz a sűrített levegővel hajtott pneumatikus járművek versenyének ötlete az egri Bosch Rexroth Pneumatika Kft. munkatársaitól származik. Eredetileg egyfajta ismeretterjesztő szándékkal a cég által gyártott pneumatikus elemeket az ország mérnök hallgatói számára rendelkezésre bocsátotta. Az alapkoncepció szerint (mely egyébként mind a mai napig változatlan) a hallgatói csapatok az általuk megtervezett pneumatikus hajtásláncokhoz ingyen igényelhetnek elemeket a cég által kiadott katalógusból, amiket aztán a lehető legnagyobb hatásfokra törekedve kell felhasználniuk a járműveikben.

Az első, 2008-ban megrendezett versenyre (melynek színhelyéül akkor még az egri gyárudvar szolgált) 18 hazai egyetemi csapat nevezett. Mint az az első versenyeknél megszokott, a megjelent csapatok előtt ekkor még nem volt példa, a szerkezeteket főképp a kísérletezés jellemezte, így jórészt kerékpár elemekből átalakított mobilok indultak. Egyetemünk lobogója alatt a Nagy Gábor – Reisz Lajos – Szijártó Tamás alkotta SziReNa TS csapata Tatai Sándor vezetésével az előkelő összesített második helyezést érte el a versenyen.

Az évente megrendezésre kerülő verseny iránt jelentősen nőtt az érdeklődés mind hazai, mind nemzetközi vonatkozásban.



1. ábra: Előző generációs modell fejlesztése

Forrás: Alternatív hajtású jármű koncepcionális tervezése Németh Gábor

Három év elteltével a IV. Nemzetközi Bosch Rexroth Pneumobil Versenyen összesen 38 csapat jelentkezett (ebből 9 külföldi egyetemekről), és a korábbi trendet követve technikailag jóval kidolgozottabb járművek jelentek meg az indulók között. Ebben az

évben első alkalommal vettem részt a versenyen az 1. ábra bal oldalán lévő konstrukcióval. A terveket Hanich Gábor akkor végzős hallgató készítette szakdolgozatának témájaként. Az akkor még kezdeti stádiumban lévő szerkezetet felkészítettük a versenyre, és Holz Wagen Team csapatnéven indultunk. A középmezőnyben végezve fejeztük be a versenyt.

Az V. Nemzetközi Rexroth Pneumobil Versenyen 41 csapat alkotta a mezőnyt: 3 lengyel, 2 cseh, 9 román és 27 magyar csapatból állt össze, amivel így már jelentősen nőtt a verseny tétje is. Általánosan a generációváltások éveként lehet összefoglalni a 2012-es évet a versenyzők szemszögéből. A mi csapatunk is újjáalakult, Fair Play Racing csapatnevet választva Németh Gábor vezetése alatt Németh Adél, Gáspár Csaba és jómagam néztünk szembe a kihívásokkal.

Az átépítést követően, amint a bevezetőmben említettem, 2012-ben az 1. ábra jobb oldalán látható konstrukcióval indultunk, és 30 kg-os tömegcsökkentést értünk el. A tömör acéltengelyt 4 mm vastag falú csőre cseréltem, a munkahengerek hosszát 250 mm-re növeltem 200 mm-ről. Az így bekövetkezett fordulatszám- és nyomatékváltozás miatt egy nagyobb teljesítményű és áttétel tartományú váltóra cseréltem. A hengerátmérőt 63 mm-ről 40 mm-re csökkentettem, ennek köszönhetően és részben a gyorsan kapcsolható sebességváltójának, az autó dinamikája változatlan maradt, csekélyebb levegőfogyasztás mellett. Az átépítés részletei a 2012-es Egyetemi Pneumobil építése c. Tudományos Diákköri Konferenciára készített munkánkban olvasható.



2. ábra: A soproni Fair Play Racing csapat az V. Nemzetközi Rexroth Pneumobil Versenyen
Forrás: <http://www.pneumobil.hu>

2. Tervezési peremfeltételek

2.1 Közvetlen feltételek: a szabályzat

A tervezési peremfeltételeket a 2008 óta folyamatosan fejlődő versenyszabályzat jelentős mértékben korlátozza. A versenyszabályzat megkötéseit a pneumotorra vonatkozóan kiemelt idézetben ismertetem:

„a) A sűrített levegő nyomási energiáját a Rexroth pneumatikus hengereivel és vezérlő szelepeinek felhasználásával kell mechanikai munkává átalakítani.”

Értelemszerűen saját alkatrészeit részesíti előnyben a cég, így a mérnökjelöltek a Rexroth termékeivel ismerkednek meg.

„b) Maximálisan felhasználható hengerek: 4 darab (max. $D=100$ mm-es méretig, katalógus szerinti szabványos lökettel).”

A hengerek típusa is kötött, nem alkalmazhatunk kétoldali kivezetésű hengert, továbbá a szabványos lökethosszak is megkötik a konstrukció adódó méreteit.

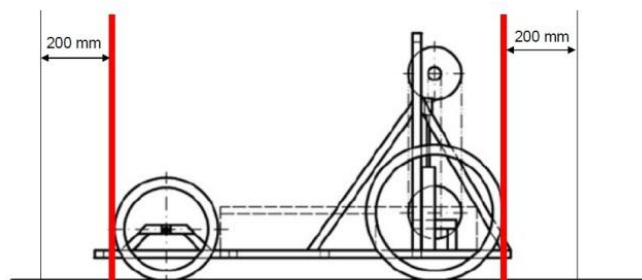
„c) A járművön csak egy motor alkalmazható, amely egy mechanikai egységet alkot (egy kihajtó főtengely van). A motor működése közben a főtengelyt forgató munkahengereket a hajtáslánc megváltoztatása nélkül, csak pneumatikus (elektropneumatikus) kapcsolással lehet leválasztani.”

A versenyszámok sokszínűsége miatt nehéz ideális motort készíteni, ez az esetleges helyszíni optimalizációkat kizáró pont.

„d) A motort úgy kell beépíteni, hogy a zsűri megtekinthesse a felépítését.”

A konstrukció kidolgozottsága könnyebben elemezhető és értelmezhető legyen.

„e) A járműben a motort úgy kell elhelyezni, hogy az a kerek külső oldalához illesztett függőleges irányú érintő síkján max. 200 mm-rel nyúlhat túl (lásd az ábrán). A nem motorhoz tartozó alkatrészek tovább is nyúlhatnak.”



A jelentős erővel és esetenként gyorsan mozgó motorok komoly sérüléseket okozhatnak, ez a pont a balesetek megelőzése érdekében született.

„g) A vezérlés lehet elektropneumatikus is; ebben az esetben az előírt feszültség: 24V DC.”

A Rexroth által biztosított PLC-k és szelepek 24 V-on üzemelnek, ezért célszerű volt a mikroprocesszoros rendszereket is így terveztetni.

„h) Az elektromos vezérlő egységet, PLC-t a nedvesség (eső) ellen védeni kell, ezért az ilyen részegységeket IP54 szigetelési osztályú, legalább egy oldalán átlátszó dobozban kell elhelyezni.”

Egy Programmable Logic Controller több százezer forintos tétel, ezért védelme elengedhetetlen. Az első szám a doboz érintésvédelmi besorolását jelzi (5:Por ellen védett (nem károsító mértékű behatolás megengedett), a második szám a vízállósági fokot határozza meg (2: Fröccsenő víz ellen védett (függőlegestől max. 15 fokban). A visszajelző ledek a PLC-n adnak pontos pillanatnyi képet a szenzorok állapotáról és a program futásáról, ami csak átlátszó doboz alkalmazása esetén válik hasznos információvá.

2.2 Közvetett feltételek

2.2.1 Versenypálya

A mellékletben találhatóak a pályarajzok, melyek komolyan próbára teszik az autó kormányozhatóságát és a pilóta felkészültségét. Az ügyességi pálya visszafordító kanyarja is jól példázza ezt, ezért az autó tömegeloszlására is figyelni kell, a meghajtás tömegét a palack akkumulátor nem képes kiegyensúlyozni kompenzálásul a hátsó kerék nyomvonalát a mobil szimmetria tengelyéhez képest 4 cm-rel a motor irányába toltuk el.

Nincsen minden szempontból tökéletes konstrukció, több megoldás alkalmazható az autó kialakításában. Egyes csapatok már tervezéskor az egyik versenyszám megnyeréséhez igyekeznek célmobilt építeni. Gyorsasági és ügyességi futamra célszerűbb egy forgattyús hajtás, ahol a mozgásba hozott esetleg lendkerékkel ellátott főtengely kiegyensúlyozott magas fordulaton tartása dinamikus kivitelezhető. Az alternáló motor hirtelen felszabaduló ereje egy jól összehangolt váltóval is sikeres konstrukció reményével kecsegtet. Nem írható fel a tervezéshez egy sokváltozós matematikai egyenlet, mivel a változók között az összefüggés túl komplex és nehezen számszerűsíthető. Csak irányelveket lehet követni, egyértelműen csak az mondható ki,

hogy az alacsony tömeg minden szempontból előnyös. A tömegcsökkentés nem mehet a biztonság rovására.

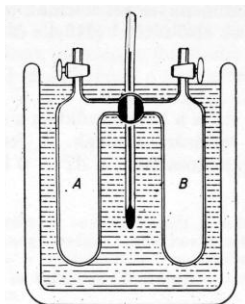
2.2.2 Alkatrészek gyártása és költségei

A csapat rendelkezésére álló gyártástechnológiai lehetőségek és az egyedi gyártás következményeként az összeszerelési, kivitelezési pontatlanságokkal számolni kell a tervezés folyamán. Egyes alkotóelemek bonyolultságából fakadóan külsős cégek bevonására van szükségünk. A bonyolultabb alkatrészek elkészítése során a funkció dominál, kidolgozottságuk alacsonyabb szintű, hogy ezzel is csökkentsük a forgácsolásra fordított gépi üzemidőt. Az erő és az erőt féken tartó gépelemek aránya az anyagminőség javításával és a hajtáslánc pontos méretezésével érhető el. Céлом szabványos gépelemek felhasználásával csökkenteni a költségeket, és gyorsítani az összeállítás folyamatát. Az anyagminőség javítása egy alkatrész árát többszörösére növelheti, ezért igyekeztem végeselemes szimulációval közelíteni a gépelemek várható igénybevételeit és ez alapján alacsony többletmunkával járó tömegkönnyítéseket kialakítani.

2.2.3 Energia kinyerése a tartályból

Az „üzemanyag” tartály is komoly peremfeltétel, mivel az energia kinyerése korlátokhoz kötött. A problémát egy kísérlet bemutatásával szeretném érzékeltetni. BUDÓ Á.- Kísérleti Fizika első kötete alapján.

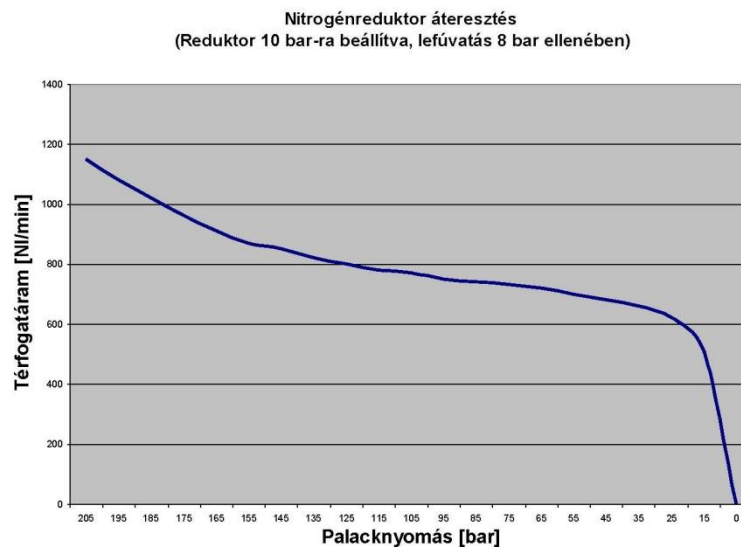
A következőkben ideálisnak tekintett gázoknál vizsgáljuk meg a belső energia állapot változásait, amelynek állapotegyenlete $pV = mRT$. A képletben a p a nyomást, a v a térfogatot, az m a tömeget, az R a gázállandót, a T a hőmérsékletet jelöli. A felvetett problémánál támpontul szolgál a Gay-Lussac-féle kísérlet, ill. ennek Joule által tökéletesített kivitele (3. ábra). A kaloriméterbe helyezett két (egyforma) edény közül A-ban nagy nyomású gáz van, az A-tól csappal elválasztott B-edény pedig evakuált.



3. ábra

Forrás: Kísérleti Fizika 1 Budó Ágoston p 391

A csap kinyitása és a gáz egy részének B-be való átáramlása után létrejön egy új egyensúlyi állapot, amelyben a gáz térfogata és nyomása más lett, hőmérséklete azonban a kísérlet tanúsága szerint gyakorlatilag ugyanaz maradt, mert a kaloriméter hőmérője nem mutatott hőmérsékletváltozást; ez azt is jelenti, hogy a gáz kívülről hőmennyiséget nem vett fel. Az egyforma A és B edények külön egy-egy kaloriméterben vannak, a kísérlet szerint A hőmérséklete csökken, de B-é ugyanannyival növekszik, úgyhogy az egész rendszer nem vett fel és nem adott le hőmennyiséget. Véggöveztetésként, a matematikai indoklástól eltekintve, a gáz kitágulásánál a molekuláris vonzerők ellenében végzett belső munka mindig lehűlést okoz. A folyamatos palackhasználat következtében nem ritka hogy a reduktorok lefagynak. A reduktorok áteresztő képességét a 4. ábra alapján kell figyelembe venni.



4. ábra
Forrás: Pneumobil.hu

Pár szóban szeretném összefoglalni és fontosságukat alátámasztani az említett peremfeltételeknek: a feladat egy olyan lehetőleg kompakt motor megalkotása volt, amely a pneumatikus munkahengerek alternáló mozgását a lehető legideálisabb fordulatszámokon és nyomatékkal alakítja forgómozgássá. A rendelkezésre álló túlnyomásos edény egy 10l 200baros tartály, amit felhasználva egy dinamikus kanyarokkal, akadályokkal teletűzdelt pályán kell versenyezni. A motor méretét a karosszéria determinálta. További feladat a levegő által előállított 10kN nagyságrendű dinamikus erő elnyelése és átadása, a hajtáslánc biztonságos, de alacsony tömegben tartása. A 2013-as koncepció az előző évek sikeres modelljeinek kiértékelését is alapul véve készült el. A cél egy alacsony súlypontú, jól kormányozható, háromkerekű,

feszkes felfüggesztésű, hátsókerék-hajtású tanulmányautó, ami jelentős erőtartálékkal rendelkezik a változatos terepen.



5. ábra: A jármű tervezett kialakítása.

Forrás: Alternatív hajtású jármű koncepcionális tervezése Németh Gábor

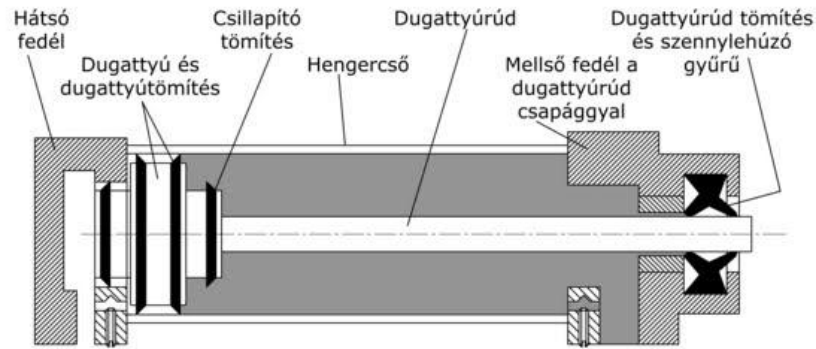
A szakdolgozatomban célom, hogy bemutassam a meghajtás tervezésének lépéseit és a valóság által visszamért eredményeket kiértékeljem.

3. A pneumatikus munkahengerek mozgásviszonyai

A munkahengerbe áramló közeg nyomási energiát hoz létre a munkahengerben és ez a nyomási energia alakul át lineáris mozgássá. A beáramló közeg lehet hidraulika olaj vagy sűrített levegő. A pneumatikus működtetést az üzemi környezetben napjainkban széles körben használják (CNC megmunkáló központok, élzáró gépek, prés gépek).

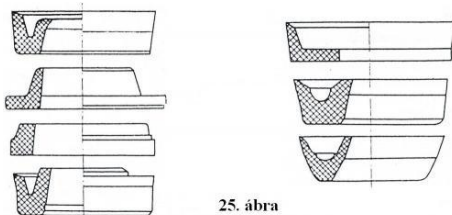
Ha a beáramló közeg levegő pneumatikus munkahengerekről, ha hidraulika olaj akkor hidraulikus munkahengerekről beszélünk. A két különböző működtető közeg egyben meghatározza a munkahenger kialakítását és az alkalmazási területét is. A sűrített levegő összenyomhatóságából, gyorsabb áramlási sebességéből adódóan a munkahenger kialakítása egyszerűbb és olcsóbb, nagy sebességre képes, de kisebb erő kifejtésére alkalmas.

A hidraulika olajat a gyakorlatban nem tekintjük összenyomhatónak, ezért lassabb áramlású és a környezetre is veszélyes, emiatt a munkahenger kialakítása robusztus és nagyon drága, kisebb mozgási sebességekre képes, de hatalmas erők kifejtésére alkalmas, melyet nem csak mozgás közben, hanem inaktív állapotban is képes tartani.”



6. ábra: Pneumatikus munkahenger felépítése

Forrás: wikipedia.org

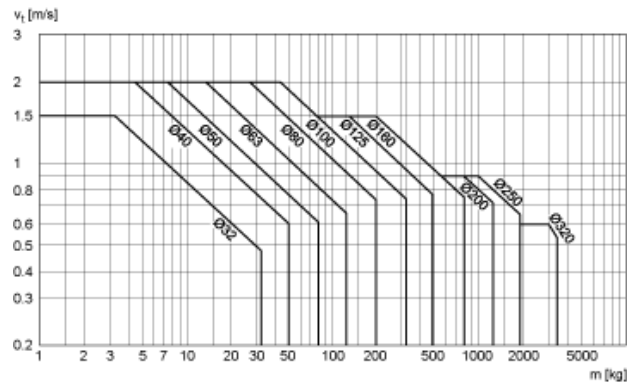


7. ábra: Ajakos tömítő gyűrű profilok

Forrás: Debreceni Egyetem tananyag kiegészítő segédlet

A dugattyú tömítése ajakos tömítés, visszahajlásának köszönhetően a hengerben lévő nyomás neki tud feszíteni a hengerfalnak, így az átszellőzés veszélye csökkenthető.

Pneumatikus munkahengereket igen széles választékban gyártanak. Működését tekintve megkülönböztethetünk egyszeres- és kettősműködésűeket. A Rexroth a szabványos dugattyúrúd-hengerek közül a PRA sorozathoz enged hozzáférést. A sorozat kettősműködésű mágneses dugattyúval és löketvégi-csillapítással ellátott munkahengereinek a csillapítási diagramja 6,3 bar bemenő nyomáson a következő maximális sebesség értéket adják. A csillapítási diagramról leolvashatjuk, hogy egy adott átmérőjű henger mekkora energiát képes lefékezni, azaz mekkora tömeg csillapítására képes.



8. ábra: Csillapítási diagram
 Forrás: <http://www.rexrothpneumatics.com/>

A pneumatikus munkahengerek jelentősen pontatlanabbak a hidraulikus munkahengerekénél. Mint azt már említettem, a levegő összenyomható, ezért egy pneumatikus henger mozgása, célzott megállása és ennek reprodukálhatósága igen nagy szórással valósítható meg.

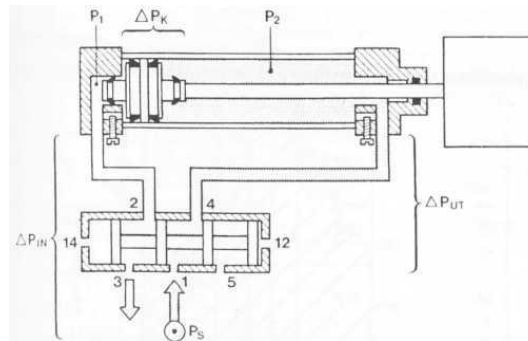
A CNC központokon a pneumatikus munkahengerek segítik a nagy tömegű marófejek mozgatását, leveszik a terhet szervó motorokról, amik könnyen precízen pozícionálják a mozgást. Teljes löket kihasználása esetén, mint az a 8. ábráról is leolvasható, igen jelentős sebesség elérésére képesek. A levegős berendezések kevésbé érzékenyek a hőmérséklet változására ezért ipari körülmények között jól használhatóak.

További nehézséget okoz az indulási határállapot pillanatában fellépő tapadási, majd csúszási súrlódás (stick slip), ez az energia a hengerátmérő növekedésével egyenes arányosságban növekszik. Ennek oka, hogy a dugattyú megindulásakor a térfogat hirtelen megnövekszik, ami nyomáscsökkenéssel jár és idő kell a beáramló levegőnek ezt a határnyomást elérni. Ha mindkét kamrát nyomás alá helyezzük, akkor a mozgás szabályozható, de ez elég körülményes, ilyen feladatra egy hidraulikai rendszer megbízhatóbb.

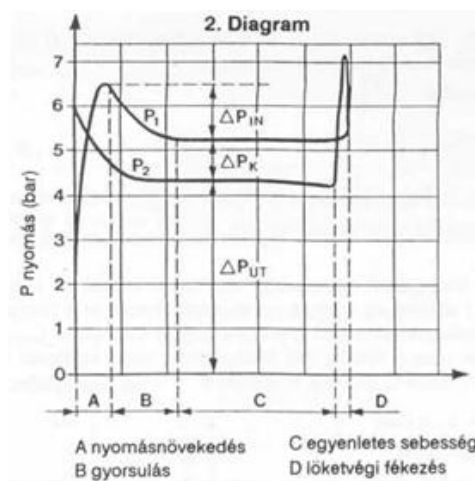
Azt is fontos megjegyezni, hogy ha mindkét kamrát egyenlő nyomás alá helyezzük, akkor a munkahenger pozitív (+) állapotba fog kitérni, ez azzal magyarázható, hogy a dugattyú negatív (–) oldalán a dugattyúrúd csökkenti a hasznos felületet, ahol a levegő munkát tudna végezni. A Mechman pneumatika katalógus nagy részletességgel írja le a mozgásfolyamatot.

„A hengerek mozgásfolyamata négy fázisra osztható: nyomás növekedés, gyorsulás, egyenletes mozgás és fékezés. Az egyes folyamatokat a 8. 9. és 10. ábrán mutatjuk be. Ha a szelep átkapcsol, a dugattyú két oldala közt nyomáskülönbség lép fel az 1-2 és a

4-5 áramlások következtében. Ha ez a nyomáskülönbség elég nagyra nőtt, hogy a henger nyugvó sűrűdését legyőzze, a henger dugattyúja gyorsulni kezd egészen az egyenletes sebesség tartományig. Végül a dugattyú eléri a löketvégi fékezés terét, ahol a kiáramló levegőt már egy fojtáson kényszeríti át, melynek következménye nyomásnövekedés és a dugattyú lefékezése.

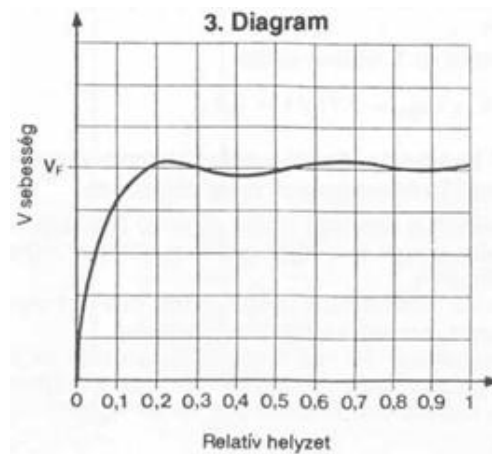


9. ábra: Henger működésének folyamata
Forrás: Mechman pneumatika katalógus p 475



10. ábra: Dugattyú mozgásának szakaszai
Forrás: Mechman pneumatika katalógus p 475

A henger dugattyújának egyenletes sebességét a kiáramlásra adódó C-tényező, azaz a vezeték és a 2-3 illetve 4-5 áramlási utak határozzák meg. Egyes szelepekbe a kipufogó nyílásokba fojtószelepet építenek, melyek a dugattyúsebesség egyszerű beállítását teszik lehetővé. Egyéb esetekben fojtó-visszacsapó szelepeket alkalmazhatunk. A rendelkezésre álló P_s tápnyomás az egyenletes sebesség szakaszán a szelepen és a csővezetéken létrejövő ΔP_{IN} bemeneti nyomásesésre, a ΔP_K dugattyúra ható nyomáskülönbségre, illetve a csővezetéken és a szelepeken létrejövő ΔP_{out} kimeneti nyomásesésre osztható.



11. ábra: Dugattyú sebessége relatív helyzetéhez viszonyítva

Forrás: Mechman pneumatika katalógus p 475

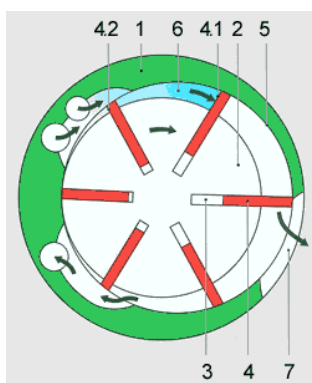
A ΔP_{in} a tiszta veszteség. Hogy a lehető legkisebb veszteség elérése és a legkedvezőbb szelep választása egymásnak ellentmondó követelményeit kielégítsük a $\Delta P_{IN}=0,6—1,2$ bar értékű kell legyen. Ez az érték növelhető, ha a henger feladata csak a szorítás vagy csak kis tömeg mozgatása.

A dugattyúra ható nyomáskülönbség adja a henger által végzett munkát, míg a ΔP_{OUT} nyomáskülönbség messzemenően meghatározza a fékezési jellemzőket.”

3.1 Forgómozgású meghajtás

A teljesség kedvéért előljáróban meg kell említenem, hogy fellelhető a forgómozgást jobb hatásfokkal előállítani képes pneumatikus megoldás, melyet nem használhattunk fel a versenyszabályzat megkötései miatt, de létezik már a Toyota által tervezett „pneumobil” ami közel 128km/h-ás sebességre képes.

(<http://www.youtube.com/watch?v=9wFTQNudtX4>)



12. ábra: Lamellás motor

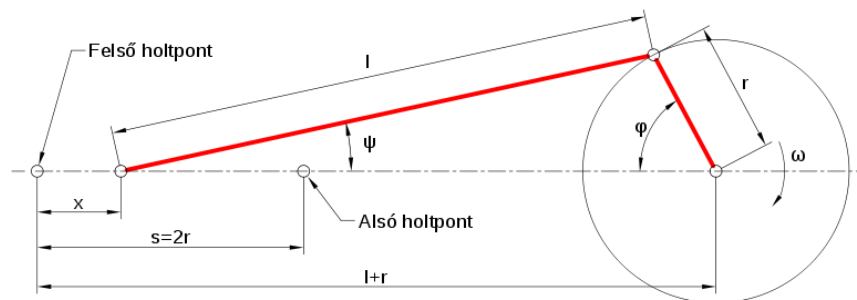
Forrás: <http://www.pd-team.com/>

A **lamellás motor** két oldalsó csapágytárcsával ellátott hengerperselyből (1) és egy belső forgórészből (2) áll. A forgórész a hengerperselyben excentrikusan csapágyazott, és résekkel (3) ellátott, amelyek a lamellák (4) felvételére szolgálnak. A lamellák szabadon mozognak, és hozzásimulnak a hengerpersely belső falához (5). Mindig két lamella képez egy kamrát (6).

A beáramló nyomás a nagyobb lamella felületen kisebb (4.1), mint a hátulsó kisebbben (4.2). Az erőkülönbség hozza létre a motor forgatónyomatékát. A kilépő nyíláson (7) át a nyomólevegő eltávozik. A 12. ábra nyilai a rotor forgásirányát és nyomólevegő útját mutatják.

A versenyen is elfogadottan megépíthető és használt megoldás a **forgattyús hajtás**. A forgattyús hajtás talán a leghétköznapiabb a három legelterjedtebb hajtástípus közül. A robbanómotorok döntő többségében ezt a megoldást alkalmazzák, ennek oka a benzin és dízel üzemanyag tulajdonságából adódik, hogy a gázelegy szabályozása nagy fordulatszám tartományban is kezelhető. Az általunk megépített forgattyús motor nem kezelte a fordulatszám változást, ennek oka az, hogy nagyon komoly tesztelés és idő szoftveresen is behangolni egy ilyen rendszert. A pontos mérő berendezések (például: nyomaték pad) rendelkezésre állását nem is említve.

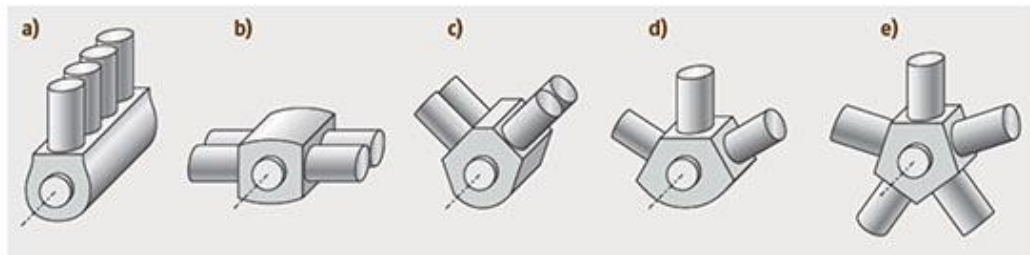
Ennek a hajtásnak az a feladata, hogy a hengerekben alternáló mozgást végző dugattyúkra ható erőket a jármű hajtására alkalmas forgatónyomatékká alakítsa át, valamint annak biztosítása, hogy a nyomatékot a jármű hajtóműve felé továbbító forgattyús tengely szögsebessége a szakaszos működés ellenére lehetőleg egyenletes legyen (GÁL, P. – CSIZMAZIA, J., 1995). A kialakítás legfőbb gyenge pontja a holtpont: ennek elkerülésére vagy 180° -tól eltérő szöget bezáró hajtókarokat, vagy több munkahengert kell alkalmazni.



13. ábra: Forgattyús mechanizmus
Forrás: wikipedia.org

Számtalan módon kivitelezhető ez a meghajtási forma, leggyakrabban autókból átvett főtengelyt alkalmaznak, ami már ki van egyensúlyozva egy nagyságrenddel nagyobb fordulatszámra, mint azt valaha is elérné egy pneumobilban, ennek az elemnek a precíz gyártására már nem kell pénzt és időt vesztegetni. Elrendezésileg ismerünk csillag- (e), boxer- (b), V (c), W (d) és vonalban lévő (soros) motorokat (a).

Csillagmotorokat jellemzően repülőgépekbe építenek, míg boxermotorral a motorkerékpárokból építve találkozhatunk.



14. ábra: Motor elrendezések
Forrás: Springer Handbook of Mechanical Engineering p 881

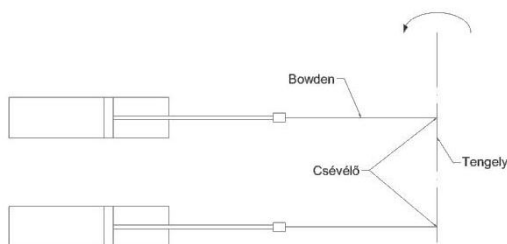
Ezek a kiviteli megoldások rendszerint a dugattyúalternáló mozgása által előállított rezgés csökkentéséért és az egyenletesebb teljesítmény leadás érdekében a mozgó tömeg súlypontjának kisebb elmozdulásának céljából alakultak ki. A pneumatikus munkahengerek, mint azt már említettem, húzásra és nyomásra eltérő erőt képesek kifejteni, ami egy ilyen forgattyús hajtásban elég előnytelen, mert ez növeli az egyenetlen nyomatékleadást és nehezíti a holtponthoz való feljutást. A holtpont az a helyzet mikor a munkahenger nem tud forgatónyomatékot kifejteni a főtengelyre. Több henger 180°-tól eltérő beépítésével áthidalhatjuk ezeket a pontokat. A hajtásmód nagy előnye, hogy hajtókar hossza szabadon megválasztható, ami komoly beavatkozási pont egy hajtásláncolat tervezésében. Az erőkar növelésével változatlan erő mellett tudjuk növelni a nyomatékot és csökkenteni a fordulatszámot, a hajtókar csökkentésével ez ellentétesen igaz. Mint az a 15. ábrán látható ezt ügyesen ki is használták egy változtatható erőkarral.



15. ábra: Forgattyús hajtás
Forrás: pneumobil.hu

3.2 Alternáló motorok kialakításai

Közkedvelt megoldás a **láncos vagy kitérő tengelyű** meghajtási forma is. Kimondottan jó hatásfokot képes elérni, nem áll fenn a megcsúszás veszélye. A hajtás lényege, hogy a kettő vagy négy (rendszerint egymással azonos irányban, de ellentétes fázisban) elhelyezett munkahenger egy kifeszített láncon keresztül hajtja meg a főtengelyt. A hengerek a dugattyúalternáló mozgását két egymással szembefordított szabadonfutó segítségével forgómozgásként adják át a főtengelynek. A versenyeken elterjedt megoldások többségében egyszerre csak az egyik munkahenger fejt ki erőt (hisz ha mindkettő dolgozna, a lánc nem maradna feszes). Jellemzően nagy lökethosszal rendelkező munkahengereket alkalmaznak az ilyen motorok esetében, mint az összes lineáris hajtás esetében a munkahengernek célszerű időt hagyni, hogy felgyorsuljon és a nyomatékot egyenletesen minél nagyobb sebességgel tudja leadni. Kialakítás szempontjából az egyik legkisebb precizitást megkövetelő motorfajta.



16. ábra: Kinetikai ábra

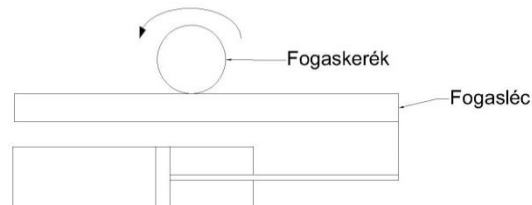


17. ábra: Láncos alternáló hajtás a Debreceni Széllovagok 2011-es járművén

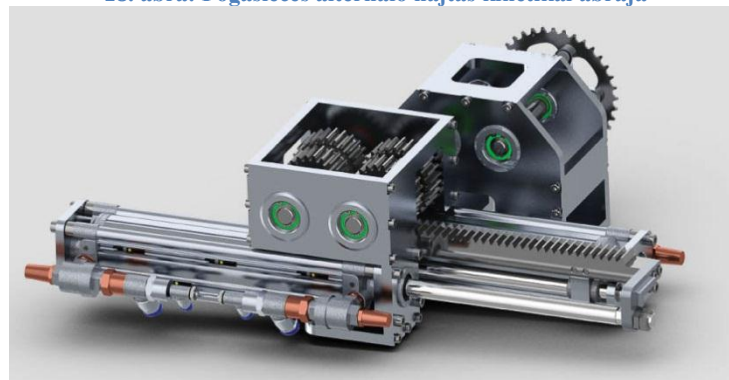
Forrás: <http://www.pneumobil.hu>

A **bowdenes áthajtási mód** az autó súlypontja szempontjából ideálisan elhelyezhető, a hengereknek szintén nem kell egyvonalban lenniük, akár az alváz két oldalán is lehetnek, a kötélslúrlódást kihasználva jelentős nyomaték átvitelére képes, de

fennállhat a megcsúszás veszélye. Az sodronykötél nagyon kényes a megfelelő megvezetésre a hirtelen érkező erők miatt összekuszálódhat, bolyhosodhat, esetleg el is szakadhat. Nem igazán elterjedt a használata. A **fogasléces alternáló hajtás** a 2009-es versenyen jelent meg először a Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem csapatának fejlesztéseként.



18. ábra: Fogasléces alternáló hajtás kinetikai ábrája



19. ábra: A Műszakik Pneumobil Team lineáris motorja 2011-ből

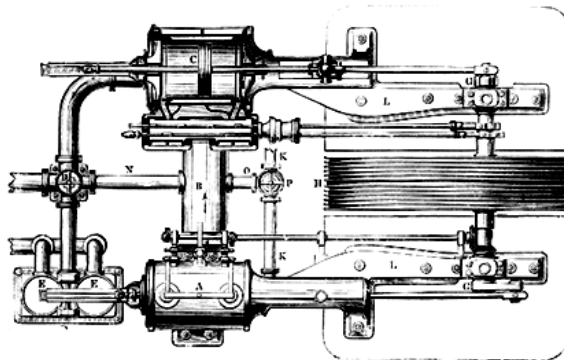
Forrás: http://totalcar.hu/magazin/kozelet/2011/05/17/tiz_kilometer_ket_kobmeter_levegovel/

A hajtás lényege, hogy a munkahengerek egy fogaslécet mozgatnak, amiről két egymással szembeforgató szabadonfutóval felszerelt fogaskerék egyirányúsítja a forgásirányt. A lécs mozgásának egyik irányában az egyik, míg a másik irányban a másik fogaskerék hajt. A fogaskerekek tengelyein elhelyezett (egymással érintkező) 1-1 fogaskerék biztosítja az állandó forgásirányt a kihajtó főtengelyen, amiről általában láncfűrésszel hajtják rá a sebességváltóra, illetve a hajtott kerékre. Az egyszerű működési elv itt még egyszerűbb vezérléssel párosul, hisz elegendő a hengereket véghelyezettől véghelyzetig mozgatni. Ami két henger esetében 4 db henger érzékelővel (mágneses kapcsolóval, reed-relével) és 4 db 3/2-es szeleppel vezérelhető. További előnye, hogy a fogasléc-fogaskerék kapcsolat miatt jobb hatásfokot lehet elérni, mint a láncos alternáló kialakításnál és gond nélkül dolgozhat együtt az összes munkahenger. A motor eredményességét nagyban javítják a nagy lökethosszal rendelkező hengerek, ez magában hordozza annak a veszélyét, hogy a dugattyúrúd

kihajolnak, ennek elkerülése végett nagyon pontos kialakítást, illetve további megvezetést is igényelnek, leggyakrabban ilyen megvezető eszközök lineáris vezetékek vagy profil vezetékek. A megvezetést ezekben az esetekben lineáris csapágys vagy kocsi biztosítják.

3.3 Compound rendszer

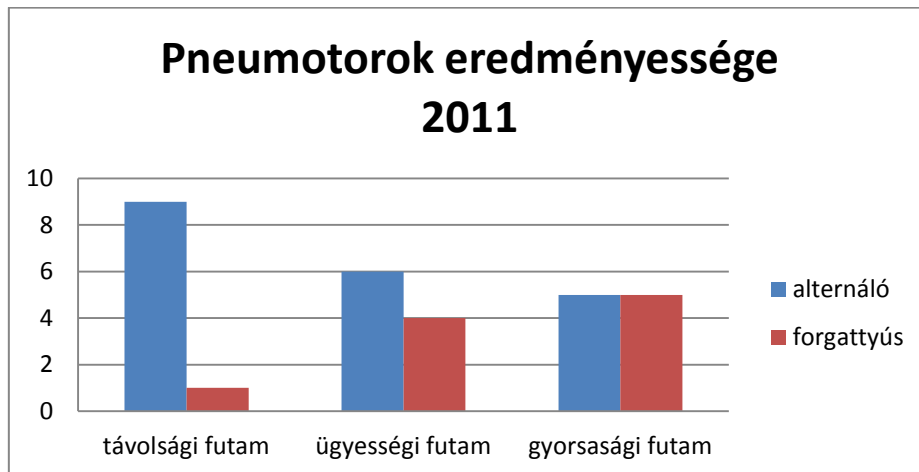
Más csapatok által sikerrel alkalmazott, a gőzgépektől átvett compound rendszer alkalmazását is szeretném megemlíteni. A rendszert klasszikusan 4 hengerrel lehet megvalósítani két nagyobb átmérőjű és két, a nagy hengerekétől 60-70%-al kisebb átmérőjű hengerekkel. A hengerek lökethossza azonos. Az ellentétes fázisban munkát végző nagy átmérőjű hengerekből kiáramló közeg az azonos irányba munkát végző kis hengerbe távozik, ezzel a közeg kétszer képes munkát végezni. Ha a kis munkahenger átmérője túl nagy, a kiáramló közeg már nem tud jelentős munkát végezni és fékezi is a nagy hengert a kisebb munkahenger tömegéből adódó tehetetlenség. A rendszer elméletileg mindkét említett motortípusnál alkalmazható, de a lineárisnál célszerűbb lehet.



20. ábra: Compound rendszerű gőzgép

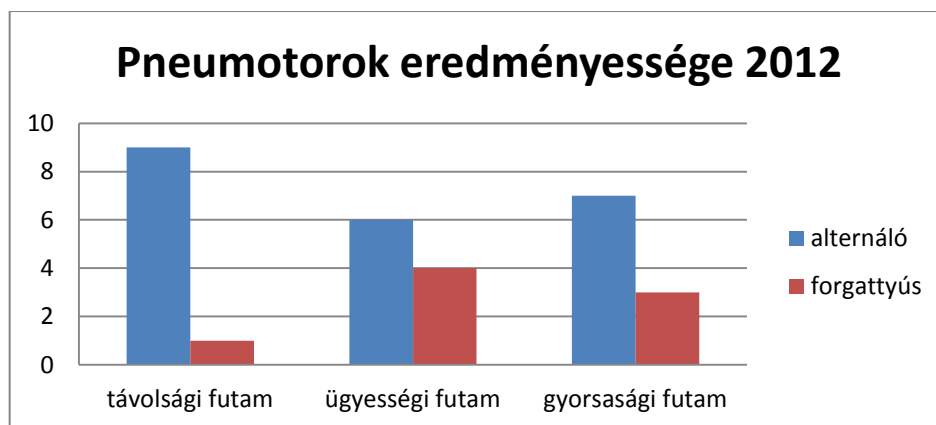
Forrás: <http://mek.oszk.hu/>

4. A motor kiválasztását segítő statisztikák



21. ábra: Pneumotorok 2011

Forrás: Bosch Rexroth Kft



22. ábra: Pneumotorok 2012

Forrás: Bosch Rexroth Kft

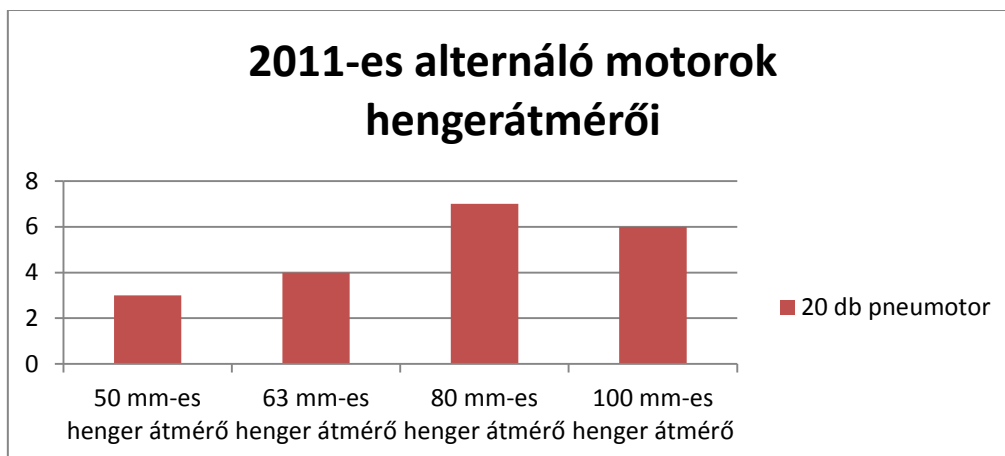
A 21. és 22. ábrán a 2011. és 2012. évi első tíz befutó pneumobil motorját értékelem ki versenykategóriánként. Az x tengelyen a versenykategóriák elnevezése látható. Az y tengelyen a pneumobilok száma. Kék színnel az alternáló kialakítású motorral rendelkező pneumobilok, míg piros színnel a forgattyús meghajtással rendelkező mobilok vannak feltüntetve. A távolsági futamban (ahol a megtett távolság számít) az első tíz helyezett 2011-ben a 34 csapatból 5280 m-t tudott megtenni legalább 14 km/h-s átlagsebesség mellett sofőrcserékkel. 2012-ben az első tíz befutó 6394 m-t tudott átlagban teljesíteni. Az mutatkozik meg, hogy a forgattyús motorok több levegőt emésztene fel, mert a rövid löketen nehezebben szabályozhatók. Mindkét évben fölényesen az alternáló motorok sikerét hozta a versenyszám. Az ügyességi futamban

már csak 60%-os fölénnel, de az alternáló megoldások jöttek ki győztesként. A pilóta szerepe talán ebben a versenyszámban a legjelentősebb, ezért az emberi tényező miatt nem lehet egyértelműen a statisztikára hagyatkozni. Arra külön fel kell hívjam a figyelmet, hogy 0,1 s nagyságú különbségek döntöttek a helyezésekről. A gyorsasági futamokban 2011-ben még nem, de 2012-ben már látható a fölény. Ebben a versenyszámban a levegővel nem kell gazdálkodni a rövid táv miatt, ezért előnyre tesznek szert a forgattyús megoldások, ahol kis hengerekkel könnyebben fel lehet pörgetni a főtengelyt.

ÁTLAGOS MOTOR ADATAI	alternáló	forgattyús
Átlagos motortérfogat (cm ³)	4043	2909
Átlagos hengerszám (db)	2,1	3,1
Átlagos hengerátmérő (mm)	75	71
Átlagos hengerlöket (mm)	340	152

23. ábra: Átlagos motor adatai 2011
Forrás: Bosch Rexroth Kft

A 23. ábra némileg magyarázattal szolgál az alternáló motorok előnyére. A kevesebb és nagyobb henger, kisebb mozgó tömeg mellett nagyobb erőt képes kifejteni. A tervezés egyértelműen az alternáló motor választására esett, tekintve, hogy az előző forgattyús meghajtású próbálkozásunk nem hozott jelentős eredményeket.



24. ábra: Jellemző hengerátmérők
Forrás: Bosch Rexroth Kft

A beépíteni kívánt hengerek átmérője volt a következő fontos meghatározásra váró kérdés. A 24. ábrán az x tengelyen az alternáló motoros mezőny által használt henger átmérők kategóriái láthatók (ezek szabványos átmérők). Az y tengelyen az oszlophoz tartozó hengerátmérőt használó csapatok száma olvasható le. Az előzőekben megemlítettem, hogy egy nagyobb hengernek nagyobb a tehetetlensége is. Mégis a

nagy hengerátmérők felé tolódik el a csapatok választása. A 80 mm-es hengerátmérő mellett döntöttem, amit puffertartályok közbeiktatásával fogom ellátni a működéshez szükséges levegővel.

Az alternáló motor egyenletes teljesítmény leadásra képes a jó hatásfok érdekében célszerű minél hosszabb hengert választani, mivel a henger felgyorsítására és fékezésére elpazarolt energia kárba vész. Miért nem építem be tehát a leghosszabb választható hengert, ami 500mm?

A dugattyúrúd kihajolna, ezt lehet csökkenteni azzal, hogy a dugattyúrúdat rögzítem, és a henger végzi a mozgást, de megvezető megoldások elkerülhetetlenek. Minden merevítésnek komoly tömeget hoz magával, amiért gyorsítások alkalmával meg kell fizetni.

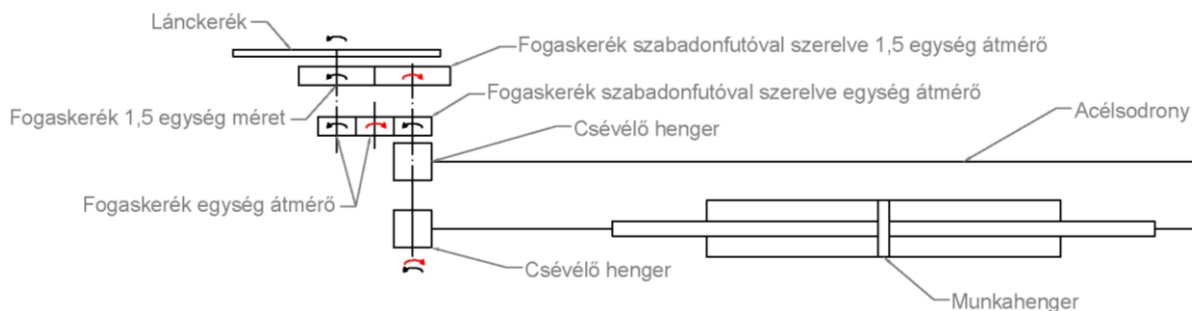
Hirtelen jelentős levegő mennyiséggel kell ellátni egy ilyen hengert, hogy munkát tudjon végezni. A versenyen a puffer tartályok mérete korlátozott. A levegő fogyasztási kapacitásokat a 4.ábra mutatja be.

A 23. ábrából leolvashatjuk, hogy a csapatok a 320mm-es lökethossz választása mellett döntenek a választható szabványos lökethosszak 100, 120, 160, 200, 250, 320, 400, 500mm. figyelembevételével. 320mm-es hengerek felhasználását választottam én is.

4.1 Lineáris motor kialakítási lehetőségei

A kétoldali kivezetésű munkahengeren alapuló lineáris motor konstrukciós lehetőségét a 25. ábra segítségével szeretném ismertetni. A konstrukció lényege, hogy a henger két kivezetését acél sodronykötél segítségével juttatom el a két egy tengelyen lévő szabadonfutós fogaskerékig, ahol forgómozgásként irányváltások árán továbbvihető a talajra. Az egymással szembefordított fogaskerék forgásirányváltást eredményez, a találkozó fogaskerek egyaránt viszonyított aránya határozza meg a fordulatszámot. Célszerű a modulhoz mérten kis átmérőjű fogaskerekeket választani. A kétirányú forgás egyirányúsításáért felelős fogaskerek fordulatszám módosítási arányának mindenképp egyenlőnek kell lennie. Az ideális fordulatszám beállítására első lehetőség a csévélő henger átmérője, a fordulatszám növelése és ez által a nyomaték csökkentése egyértelműen a cél, mivel a láncolat további részén a csökkentett nyomaték kisebb keresztmetszeteket igényel. A két csévélő henger azért került azonos tengelyre, hogy az acél sodronyt önmagára vissza is tekerje az irányváltások alkalmával. Az üzembiztos működés érdekében a drótkötelet össze kell kapcsolni, mert feszítetlen állapotban összegabalyodhat. A 24. ábrán a piros nyilak a jobbra a fekete nyilak a balra forgást jelzik és vezetik végig az összes forgóelemen egyértelműsítve az irányváltásokat.

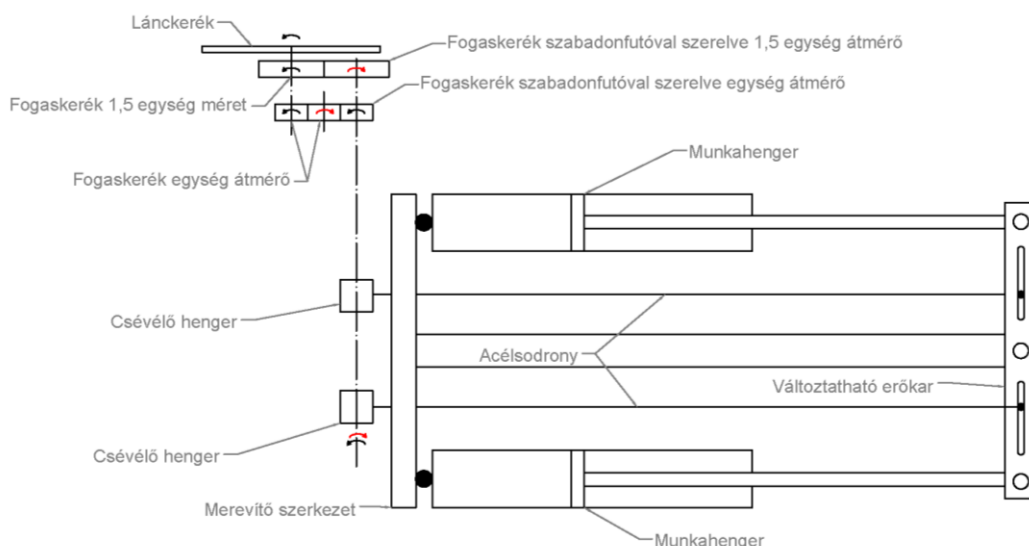
A kialakítás kevés elemből álló egyszerű minimális tömeggel rendelkező megoldás. Az acél sodronyoknak köszönhetően kivitelezése nem kíván nagy precizitást sem, csak jó megvezetést. A hatásfok nagy valószínűséggel jó lehet, tekintve hogy nem ébred külpontos feszítő erő. A fogaskerekes áthajtási rendszer komoly házat igényel és valószínűleg jelentős tömeggel jár, ezt a tömeget lineár technikai fogaskerekkel csökkenthetjük. A szabadonfutók kis fogaskerék átmérő esetén nehezen építhetők be. A sok konstrukciós nehézség közül a kétoldali működésű munkahenger elkészítése jelentene valódi nehézséget, ezért a fejlesztéseim ezen irányban abbamaradtak.



25. ábra: Kinematikai ábra

Libikóka elvű lineáris motor kialakítása. Az előzőekben ismertetett okokból 2db 80mm átmérőjű 320mm hosszú munkahenger beépítéséből indultam tovább. Igyekeztem folyamatos áttétel módosítási lehetőséget már a motorba beépíteni, hogy ne keljen további fordulatszám módosító elemekkel növelni a veszteségeket. A 26. ábrán a motor kinetikai felépítése látható. Az egyirányúsíró megoldás nem változott jelentősen, a már ismertetett 25. ábrához képest. A két munkahenger összekötése sodronykötéllal „végtelenítve” az üreges cső tengelyen keresztül valósítható meg, ezzel elkerülve az egyik ág lelazulását esetleg begabalyodását. Programozás technikai módszerekkel is korrigálható a probléma, de célszerűbb megelőzni a hibát.

Továbblepés az eddigi tapasztalatok alapján a változtatható erőkar alapgondolatának megvalósítása. A középső forgáspont és a munkahenger közé építettem a változtatható távolságot, teljesítmény kihasználás szempontjából szerencsésebb lenne, ha távolabb helyezkednének el a forgásponttól a csévélő hengerek, de ez az eset nem férne el a szerkezetben. A vezető alá képzelhető el egy ilyen motor elhelyezése, ami növeli a kiegyensúlyozottságot, de a sofőr ülés magassága emelkedik. Tekintve, hogy a mobil legnehezebb „eleme” a pilóta, így a tömegközéppont is emelkedik. Jelentős külpontos erők nem ébrednek az erők hatásvonalára egy síkba került kihajlással nem kell számolni a munkahengerek nem igényelnek megvezetést a fő forgáspont megerősítésével a szerkezet biztonságosan működhet. Az érintés védelem szempontjából felmerült ötleteim között, hogy a munkahenger talpát fixen rögzítem és egy kulisszás mechanizmust helyezek el a hajtó rúdon, de véleményem szerint csuklós megfogás jobb hatásfokot eredményez, a baleset védelmet burkolattal kell megoldani.



26. ábra: Kinematikai ábra

A következő probléma a fokozatmentes váltó működéséből adódott, hogy milyen módszerrel leszek képes rövid idő alatt az áttétel módosítására. Trapéz menetes mozgatóorsó kézenfekvő ilyen célra. A mozgást „gépi erővel” szervó motorral körülményes és drága választásnak gondolom. Egy egyszerűbb kézi mechanikus megoldással is könnyen kivitelezhető. Be kellett látnom, hogy sebesség váltáskor a drótkötél csatlakozás pontjai nagyobb mértékben távolodnak egymástól, mint hogy ezt feszültség nélkül elviselné a szerkezet. Megoldást a csévélő henger kúposá tételében találtam. További megoldásként nagy teherbírású rugalmasabb (jelentősebb alakváltozásra képes) poli etilén kötél alkalmazása is említésre méltó lehetőség. Információim szerint 1 milliméter átmérőjű szalag 1 tonna terhet képes felemelni tartósan.

Szerkezetileg könnyen kezelhető, beszerezhető és hegeszthető zártszelvény merevítő szerkezetet képzeltem el. A hegesztéskor történő elkerülhetetlen deformációkkal már tervezéskor számolni kell ilyen esetben, hogy a kiemelkedő fontosságú felületek később síkba köszörülhetők legyenek. Meg szeretném említeni, hogy készülhetne lézervágóval lemez alkatrészekből is a merevítő szerkezet, de a lézervágó vékonyabb lemezek vágására képes és tömegben egy üreges zártszelvény inerciájával nem veheti fel a versenyt. A munkahengerek a mozgató rúdhoz gömbcsuklóval csatlakoznak, ami engedi az elfordulást a csap körül és csökkenti az illesztési pontatlanságokból ébredő szöghibákat. A sodrony megvezetését további vezető görgők beépítésével kell

tökéletesíteni a zártszelvénybe vágott vájat be és kimeneti nyílásainál, ezzel megakadályozva a sodrony sérülését, károsodását.

A kúpos csévlő hengerek a 27. ábra alapján reteshornyos szabadonfutóval szereltek, kúponként két kisebb teljesítményű szabadonfutót terveztem a konstrukcióba a kúp két végére, az ilyen módon megtámasztott szabadonfutók nem kaphatnak oldalirányú terhelést. A kúpok felületén a nagy menetemelkedésű spirálba egy-egy nyomó gerenda kényszerítené a sodronyt a helyére.

Sebesség módosítása, mint már érintőlegesen említettem trapézmenetes szárral valósítanám meg. A szár két végén ellentétes, azaz balos és jobbos menetet kell lehetőleg mángoroltatni, így elérhető a szinkronban történő mozgatás. A forgómozgást a menetes szárnak nagy sebességgel terhelés ellenében kell kifejteni. - A csapokra történő siklócsapágy beiktatásával ez az erő csökkenthető. - A szár mozgatását egy nagyobb teljesítményű szervomotor képes lehet ellátni, de egy dörzskapcsolatos kézi működtetésű mechanizmus könnyebb és takarékosabb megoldási alternatíva.



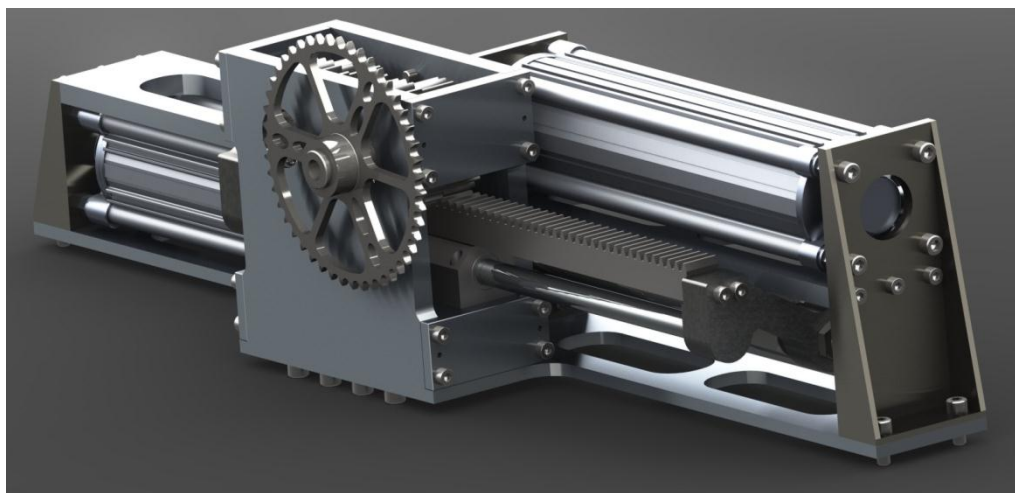
27. ábra: Konstrukció látványterve

A motor kivitelezése komoly technikai kihívások elé állította volna a kivitelezőket és minket is, ezért ezt a fejlesztési irányt elvetve további alternatívaként áttértem egy egyszerűbb, már kipróbált technológia fejlesztéséhez, amit a következő fejezetben ismertetek.

4.1.2 Geometria, alkatrészek

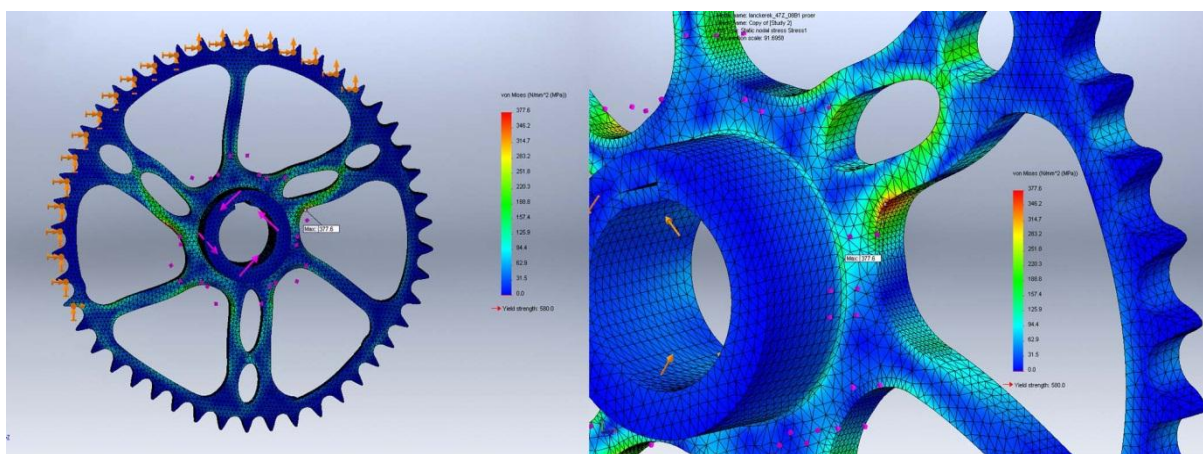
A compound megvalósítását elvetettem a tervezett mérethatárokból, nem volt kivitelezhető, csak a motorvezető ülés alá helyezésével, ami a konstrukcióra kihatással lett volna.

A BME-s konstrukcióból, ami a 19. ábrán látható, kiindulva a 28. és 32. ábrán látható konstrukció öltött formát. A cél egy kompakt kis helyen elférő motor megalkotása, ezért a munkahengerek egymás alá kerültek. A dugattyúrúd és a fogasléc összekapcsolásához flexibilis adaptert alkalmaztam a befeszülés ellen. A vezérlő szelepek nagy helyet igényelnek, ezért teljes külső oldalt szabadon hagytam, mivel a levegővesztés csökkentése végett a hengerhez a lehető legközelebb érdemes telepíteni a szelepeket. Az autó vázát nem szerettem volna terhelni lökésszerű igénybevételekkel, ezért a meghajtó elemnek el kellett különülnie az autó vázától, ezzel vállalva a merevítéshez szükséges tömegeket. A zárt keret a hengerek körül képes felvenni a dinamikus lökéseket. A 320 mm lökethosszú munkahengereket kihajlás ellen 20 mm átmérőjű lineáris vezetékekkel merevítettem, melyet becsatlakoztattam a fogasléc dugattyúrúd adapterbe, így csökkentve a feszültséget az összehúzó csavarokon (34. ábrán látható). A 2009-es BME-s konstrukcióhoz képest vélhetően nőtt a külponos igénybevétel mértéke, távolabb került a henger a megvezetéstől és csak egy oldalról érkezik erő. A lineáris csapágyakat egy 6063-T83 alumínium tömbre helyeztem melyet 4db M6os csavarral erősítettem a talpazathoz növelve a megvezetés stabilitását.



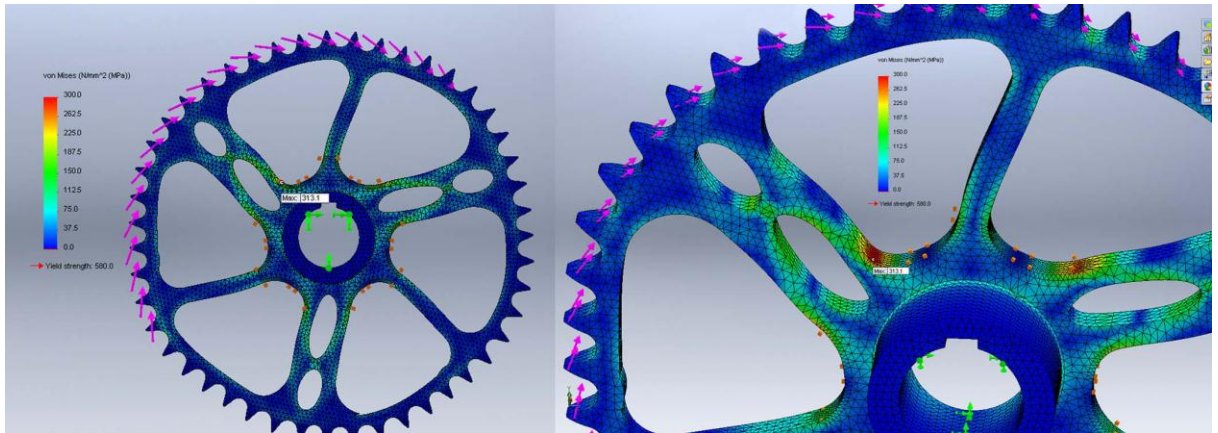
28. ábra

A geometriai méretek megszületésével **tömegredukálási** lehetőségeket keresve a 47 fogas ½”-os 08B lánckerék tányért vizsgáltam meg. A kerékpárokon alkalmazott kikönnyítési geometriából indultam ki. A lánckerékre elméleti maximumként 400Nm-es terhelés érkezik a főtengely felől, ezt a szakdolgozatom későbbi részében természetesen bővebben indokolni fogom. Végelemes vizsgálatot végeztem a kikönnyítés optimális arányairól. Vizsgáltam az ébredő feszültségeket és a deformáció mértékét. A 29. ábrán látható szimulációban merev befogást feltételeztem a középponti furatra és 21 db lánckerék fogüregét megterheltem összesen 4000 N erővel. Gyorsító áttétel miatt nagy az átfogási szög, ezért vettem figyelembe ilyen nagyszámú fogat. A 1.0143 acél 580 MPa-os folyáshatárát a szimuláció 313 Mpa értéket állapított meg és 1,9 mm deformációt. Az általános hálózás 3 mm-es oldalú háromszögekkel történt. Háló finomítást a kivágott háromszögek csúcs kerekítéseinél alkalmaztam, ahol 1,5 mm-re korrigáltam az értéket (narancssárga pontok a 29. ábra jobboldal kép).

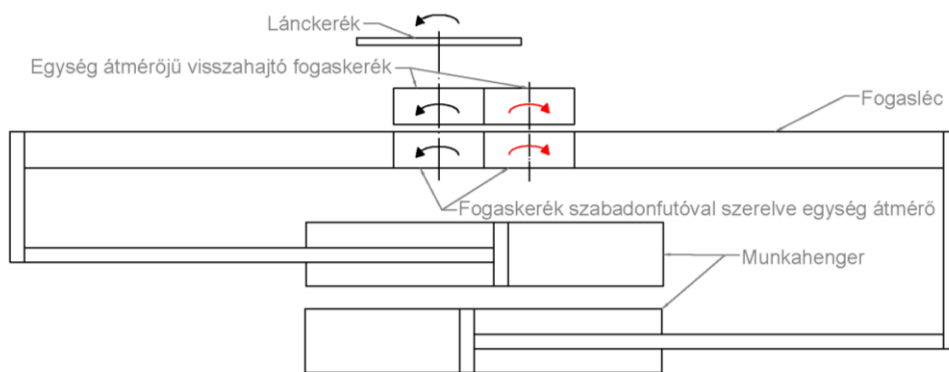


29. ábra: Lánckerék szimuláció ellenőrzés

A szimuláció hitelességét növelve visszafelé is megismételtem a vizsgálatot. A fogüreg és a lánchgörgők csatlakozási felületén most fix megfogást definiáltam és a furat belső felületén vettem fel a nyomatékot. A háló méreteken nem módosítottam. Az értékek növekedtek 377 MPa-ra és 2,17 mm-re. A feszültség csúcs a lánckerékagy felé tolódott a peremfeltételek módosításával. Tehát az elméleti maximális igénybevétel esetén 65 %-os kihasználtságot megfelelőnek értékelem. A tömeg 1,6 Kg-ról 0,73 Kg-ra csökkent, ami 55 %-os tömegcsökkentés.

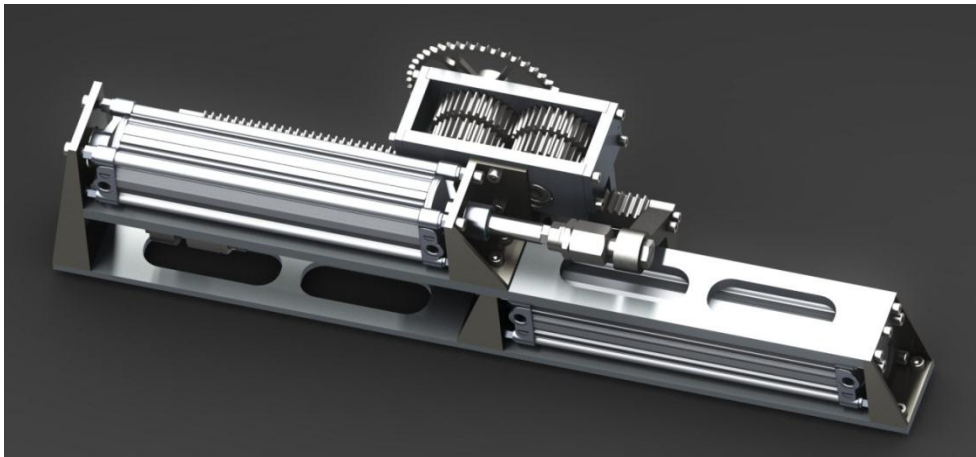


30. ábra: Lánckerék szimuláció



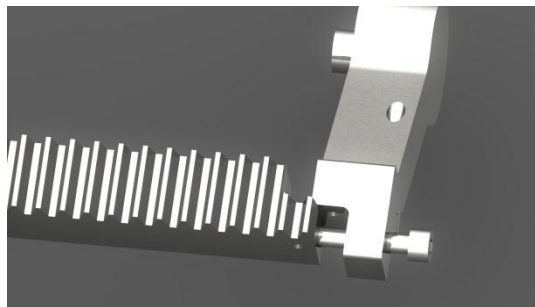
31. ábra

A keret függőleges erősítő elemei 1.0143-ös acéllemezéből készültek hegesztett elemek. A tömegcsökkentés érdekében a vízszintes elemek alumíniumból kikönnyítésekkel készültek ezek 6063-T83 anyagminőségűek. 20 mm átmérőjű 600 mm hosszú edzett és pontosan megmunkált lineáris vezeték biztosítja, hogy a munkahengerekből kiszabaduló erő a fogasléc gyorsítására fordítódjon. 3-as modulú egyenes fogazású 1.0143-es (régibbi szabvány szerint C45) fogaskerék és fogasléc került beépítésre, ez nincs teljesen kihasználva a megvezetés erősítésére és a biztonság növelésére döntöttem ezek a gépelemek mellett. 4 db CSK30-as reteszhornyos Kínai gyártású, egyenként 180 Nm átadására képes, páronként egymással szembe forgató szabadonfutó végzi a forgómozgás egyirányúsítását. A szabadonfutó adatlapja a mellékletek között megtalálható. Az 1/2"-os 08B 1.0143 anyagú lánckerék adja tovább a főtengely forgómozgást a láncnak. Az összeépítéskor 8.8-as szilárdságú belső kulcsnyílású csavarokat használtam, amiket a dinamikus igénybevételek kompenzálásául tarajos és rugós alátétekkel láttam el.



32. ábra

A fogasléc és munkahengerek összekapcsolására használt adapter pontos kialakítása is kihívást jelentett. A különböző alaki kötések kivitelezését, mint a 33. ábrán látható elvetettem, mivel gyártása nehezen kivitelezhető és a szimulációk során nem értem el érdemi feszültség csökkenést. A fogasléc csatlakoztatásánál 12.9-es magas szilárdságú belső kulcsnyílású csavarokat és kémiai rögzítést is alkalmazva igyekeztem ezen kritikus csatlakozási pontot megerősíteni.

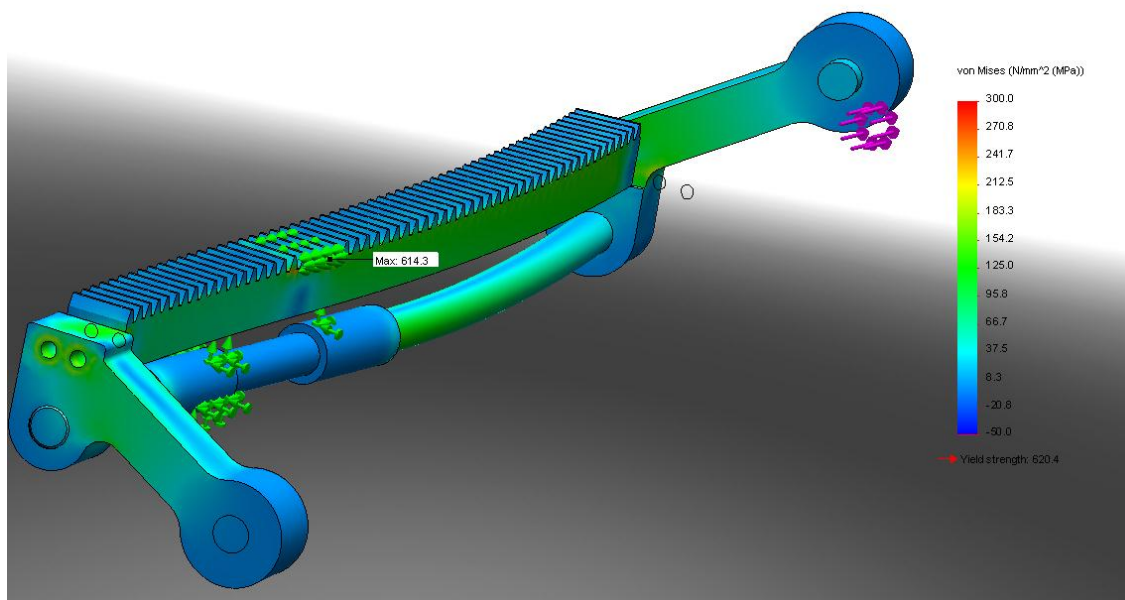


33. ábra

Tovább kísérleteztem a lineáris vezeték és a fogasléc kapcsolatán és az esetleges kihajlásukat statikus analízisnek vetettem alá. A munkahenger végálasától 3 centiméterre feltételeztem a legveszélyesebb kihajlási pontot, mivel a löket végén a dugattyút a löket végi csillapítás már fékezésre kényszeríti.

A lineáris csapágy pontos leöltött parasolid modelljét nem engedte behálózni a Solid Works szimulációs modulja többszöri kísérletre sem, ezért egyszerű hengerekkel helyettesítettem. Merev befogást alkalmaztam a lineáris csapágyak helyzetére, továbbá a fogaskerék csatlakozási pontjain, a fogaslécen. A munkahengereket a lineáris csapágyakhoz hasonlóan nem kezelte a szimulációs modul ezért a dugattyúrúd és az adapter találkozási felületére vettem fel a keletkező elméleti maximális 4500 N és 5500 N-os erőket. Ennek következményeként számításba nem került be, mint merevítő

egység a dugattyúrúd sem. Az általánosan no penetration (áthatolás nem engedélyezett) kapcsolatot határoztam meg az érintkező felületekre. A már említett fogasléc adapter kapcsolódásnál csavar összekötő elemet definiáltam 40 Nm-es meghúzó nyomatékkal. Az általános hálózás méretét 3 mm-re vettem a kritikus felületeken lineáris vezeték és a hozzá közvetlenül kapcsolódó felületeken 1,5 mm-es háló korrekciót alkalmaztam. Maximális 614 MPa -os feszültségi érték a fogasléc fix megfogásán ébredt ez a kis felület következtében lett kiugró érték. A fogaskerék modul választásakor meggyőződtem róla, hogy a 3as modul biztonságosan képes az erő átadására. Az adapter lineáris vezeték kapcsolatot ragasztott kapcsolatnak definiáltam.



34. ábra

A kiugró 600 MPa érték nagymértékben torzította a 34. ábra értelmezhetőségét ezért skála felső feszültségi értéket 300 MPa-ra csökkentettem. További két magas feszültségi pontra mutatott rá a vizsgálat, egyik sem meglepő, ezek a pontok a fogaslécet rögzítő csavarok peremfelületén és a fogasléc adapter csatlakozásának sarkán találhatók, értékük nem haladta meg a 400 MPa-t. Legnagyobb alakváltozást az adapter elmozdulása mutatta. A 34. ábrán az alakváltozás 20szoros nagyításban látható, az előbb említett adapter a lila erőnyilak hatásvonalából 3,2 mm-t mozdult el. A lineáris merevítéssel a fogasléc maximálisan 1,5 mm-t hajolt ki, amit elfogadható értéként fogadtam el 340 mm távolságon. A magasan edzett anyag utólagos megmunkálásnak nem vethető alá. Esetleges üreges nagyobb átmérőjű lineáris vezeték beépítését vettem fontolóra, mivel a keresztmetszeti tényező gyorsabban növekszik,

mint a tömeg. Már kész cső lineáris vezetékét csak vékony falvastagsággal és alumíniumból találtam, amit nem tartottam megfelelőnek.

4.1.3 Vezérlés

Az elektromos szelepek működését PLC -vel hangoljuk össze.

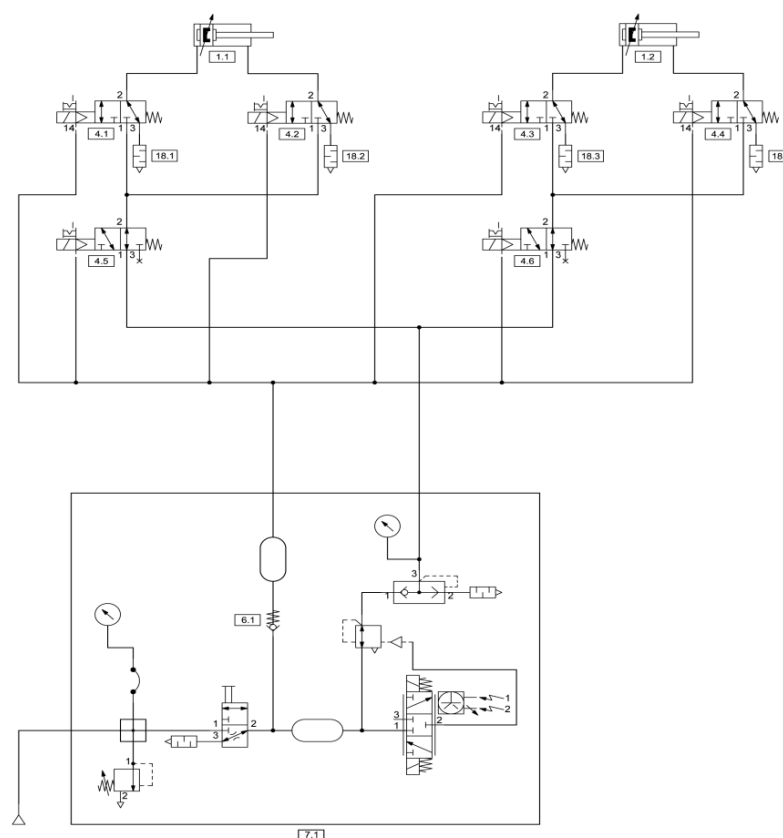
A levegő fogyasztás méretezése 40 km/h-ás végsebesség pillanatában vizsgálva

$$v_{\text{kerék}} \cdot r_{\text{kerék}} = \omega_{\text{kerék}} = 11,11\text{m/s} \cdot 0,32\text{m} = 34,7\text{s}^{-1}$$

Az áttétel módosítások után a főtengely fordulatszáma 40km/h esetén $7,68\text{ s}^{-1}$

$$\omega_{\text{főtengely}} \cdot r_{\text{fogaskerék}} = v_{\text{munkahenger}} = 7,68\text{s}^{-1} \cdot 0,042\text{m} = 0,32\text{m/s}$$

A munkahenger sebessége függ a mozgást gátló tömegtől, ezért ez a 0,32m/s elméleti maximum sebességnek valószínű. A sebesség elérésekor hosszú távon csak egy henger üzemel, ezért 1,5l töltéssel és 60 lökettel számolva percenként a 0,32m hosszú henger levegő fogyasztása 8báron 720Nl/min. A 4. ábra alapján ezt a levegőmennyiséget a reduktor széles nyomás tartományon, 200-50bárig képes biztosítani. A DC 12-es 3/2es elektromos részben kézi működtetésű szelepek 1/2” -os csatlakozásokon keresztül 4000Nl/min maximális áramlási sebességet képesek átengedni. Ez jelentősen nagyobb, mint a motor által valóban szükséges levegő áram, de így biztosan el tudjuk kerülni a gyorsasági versenyen a szelepek lefagyását, amire régebben már volt példa. A szelepek pontos adatlapját a mellékletben ismertetem. A motor pneumatikus kötési rajza a következő.



35. ábra: Pneumatikus bekötés rajz

A 7.1-es egység a versenyszabályzat által előírt V. típusú vész-stop kör. A palackról egy elő nyomáscsökkentést követően érkezik a vész-stopkörbe, ahol egy biztonsági szelephez csatlakozik, aminek a nyitó nyomása 10bar, majd egy kézi működtetésű alaphelyzetben zárt helyzetű 3/2-es szelep elfordításával helyezhető nyomás alá az elővezérlő kör és a 4-20mA-os 0-10bar-os elektropneumatikus nyomásszabályzó. A hengerekre szerelt 4 db 3/2-es szeleppel is vezérelhető lenne a motor, de beiktattam egy plusz szeleppárt (4.5 és 4.6), amiknek a lezárásával a hengerben és a hosszabb csőszakaszban lévő levegő felmelegedhet és kiexpandálhat. Az expandáltatás jelentősége a hosszú távú versenyen érzékelhető, mivel a palackból további levegő kinyerése nélkül mozgási energia nyerhető. Tapasztalataink szerint a vész-stop kör áteresztő képessége önmagában kevés ekkora hengerek kellő gyorsaságú feltöltéséhez, a szelepnnyitás utáni nagy nyomásesés következtében pedig a gáztörvények értelmében könnyen lefagyhat a rendszer.

Ennek elkerülése érdekében 3 db, egyenként 5 L térfogatú tartály beépítését terveztem, így azokat 10 bar nyomásra feltöltve még külső levegő betáplálás nélkül is 8 bar nyomás biztosítható a 3 L-es motorban. A beépített tartályok egyszerű hidrofor tartályok, melyek 10 barra vannak hitelesítve, acél kivitelük ellenére pedig könnyűek.

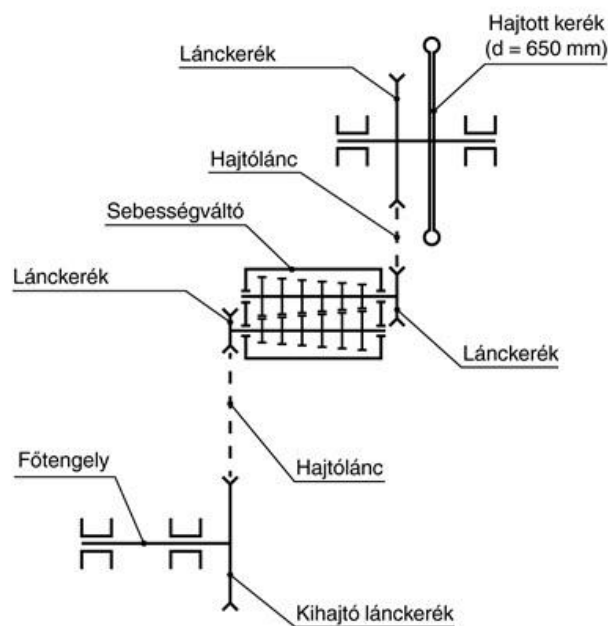
4.2 Hajtáslánc tervezése

A pneumobilok az előző évek eredményei alapján 40km/h -ás végsebességet képesek elérni az adott pályákon, ehhez a munkahenger által elérendő maximális sebességet kell kerületi sebességre konvertálni. A pneumatikus rendszer sebességének tovább gyorsítása gall láncsal történik, a kiváló 98%-os hatásfokának köszönhetően. Mivel a fix áttétel mindenképpen kompromisszumokkal jár, ezért inkább tengelykapcsolási lehetőségek felkutatásába kezdtem.

Léteznek több fokozatú és fokozat mentes sebesség váltók. A biciklikben alkalmazott agyváltókkal az előzőekben már nem jártunk sikerrel, sajnos nem bírta a dinamikus terhelést és a növelt igénybevételt. Egy ember által kifejtett erő, ha testsúllyal fejt ki akkor 1000N-1500N körüli nagyságrend, a méretezett hajtásban 9500N a várható erő. Az általánosan elterjedt bicikliváltók kapcsolási ideje sokkal hosszabb és szintén alacsonyabb nyomaték átvitelére képesek. A következő teljesítmény kategóriát céloztam, meg ami szóba jöhetett a motorkerékpár váltókat. A robogókon használt variátoros váltók kis veszteséggel gyorsan üzemelnek, de vásárlás előtti szemrevételezéskor egyértelművé vált, hogy ezeket nagyságrenddel nagyobb fordulatokra fejlesztették ki. A váltó utólagos átépítésében mérlegeltem a röpsúlyok csökkentését, aminek köszönhetően alacsonyabb fordulaton is kapcsolat létesül a meghajtás és a kerék között. További következmények, hogy alacsony fordulaton azonos teljesítmény mellett a nyomaték értéke nő, és a slip (megcsúszás) esélyes is fokozott. A variátor beépítése jelentős tesztelési és hangolási időt vonzott volna a lehetséges kudarcon kívül. A kockázatot nem vállalva a motorokban használatos tolókerekes váltók további felkutatásával foglalkoztam. A motorokban lévő sebességváltók áttételi viszonyai nagyon hasonlóak a magas 8000min^{-1} főtengely fordulat lassítására fejlesztették ki őket. A pneumotor esetében gyorsítást kell alkalmazni ez a mechanikai beépítés szempontjából fontos és irányadó (a kihajtási lánckeréken fogom ráengedni a teljesítményt).

4.2.1 Áttétel viszony

A tömegcsökkentést szem előtt tartva a 100 cm^3 alatti cross motorok tolókerekes váltóit kutattam és értékeltem ki, ezek a váltók gyors kuplung nélküli sebességváltásra is képesek, természetesen kapcsolás közben nem kaphat teljesítményt a motor felől. KTM SX 60 és Kawasaki Kx 80 váltók kipróbálása után a Kx váltó beépítése mellett döntöttem. A fordulatszám változtatásokat a következő számítások alapján határoztam meg.



36. ábra: Hajtás felépítése

Kihajtó lánckeréknek egy 47 fogas 08B $\frac{1}{2}$ " os lánckereket választottam, mivel $\frac{1}{2}$ " fogosztással ez volt a beszerezhető legnagyobb, továbbá a prím fogszámú lánckerek egyenletesebben kopnak, bár élettartami kopási szempontok kevésbé dominálnak. A 13 fogas behajtó lánckerékkel eredményesen növelem a fordulatszámot, ezzel csökken a nyomaték, ami védi a váltóművet a túlterheléstől. A sebesség váltó kihajtására 15 fogas lánckereket helyeztem el, mivel a motorkerékpár felnire csak nagy átmérőjű lánckereket lehetet felerősíteni és a kétszeres fordulatszám csökkentést így tudtam megvalósítani. A lánckerek méretének megválasztásakor a rögzítés módját is figyelembe kell venni nem csak a lánckereke egymáshoz viszonyított arányát. A meghajtott keréken lévő láncc mérete 29 fog.

A sebességváltó (Kawasaki KX80) jellemzői:

- Előáttétel (primary gear): 3.400 **(ezt kiszereltem)**
- 1. fokozat áttétele: 2.538 (33/13)
- 2. fokozat áttétele: 1.875 (30/16)
- 3. fokozat áttétele: 1.500 (27/18)
- 4. fokozat áttétele: 1.250 (25/20)
- 5. fokozat áttétele: 1.090 (24/22)
- 6. fokozat áttétele: 0.956 (22/23)
- A váltó fordított bekötése miatt a sofőr 6. fokozatból indul, és a gyorsításhoz lefelé váltogat.

A motor főtengelyén ébredő nyomaték számolásához először meg kell határoznunk a munkahengerek által kifejtett erőt, majd az erőátvitelhez használt fogaskerék osztókörének sugarát.

A 80 mm átmérőjű hengerek által kifejtett erők (6,3 baron): húzásra 2855 N, kitolásra 3165 N. Ezt átszámolva azt kapjuk, hogy a két – egymással szemben elhelyezett – henger által kifejtett erő 10 bar nyomás mellett:

$$F_{\text{munkahengerek}} = (2855 + 3165) \cdot \left(\frac{10}{6,3}\right) = \mathbf{9555,55 \text{ N}}$$

A hengerek által mozgatott fogaslécet érintkező fogaskerék osztókörének átmérője: 84 mm. Ennek ismeretében a főtengelyre eső elméleti maximális nyomaték veszteségek nélkül:

$$M_{\text{főtengely}} = F_{\text{munkahengerek}} \cdot r_{\text{fogaskerék}} = 9555,55 \cdot 0,042 = \mathbf{401,33 \text{ Nm}}$$

a sebességváltó behajtására jutó nyomaték:

$$M_{\text{sebességváltó_be}} = M_{\text{főtengely}} \cdot \frac{13}{47} = \mathbf{110 \text{ Nm}}$$

Legkisebb áttétel mellett a váltó kihajtására jutó nyomaték:

$$M_{\text{sebességváltó_ki}} = \frac{M_{\text{sebességváltó_be}}}{0,956} = \mathbf{116 \text{ Nm}}$$

Ekkor a kerékre jutó nyomaték:

$$M_{\text{kerék}} = \frac{M_{\text{sebességváltó_be}}}{\frac{15}{29}} = \mathbf{224,26 \text{ Nm}}$$

A kerék kerületén ébredő erő ebből:

$$F_{\text{kerék}} = \frac{M_{\text{kerék}}}{r_{\text{kerék}}} = \frac{124,04}{0,325} = \mathbf{381,66 \text{ N}}$$

A maximális fordulatszám és sebesség számításához fel kell vennünk egy becsült mozgási sebességet a munkahengerekhez. A továbbiakban a korábbi tapasztalatok alapján vegyünk fel ehhez 0,6 m/s-ot mint maximálisan elérhető sebességet-

$$\omega_{\text{főtengely}} = \frac{v_{\text{munkahenger}}}{r_{\text{fogaskerék}}} = \frac{0,6}{0,042} = \mathbf{14,29 \frac{1}{s}}$$

A sebességváltó előtt szögsebesség:

$$\omega_{\text{sebességváltó_be}} = \omega_{\text{főtengely}} \cdot \frac{88}{13} = \mathbf{96,73 \frac{1}{s}}$$

A sebességváltó legnagyobb áttétele mellett a kihajtó lánckerék szögsebessége:

$$\omega_{\text{sebességváltó_ki}} = \omega_{\text{sebességváltó_be}} \cdot 2,538 = \mathbf{245,5 \frac{1}{s}}$$

A kerék szögsebessége ebből:

$$\omega_{\text{kerék}} = \omega_{\text{sebességváltó_ki}} \cdot \frac{20}{40} = \mathbf{122,75 \frac{1}{s}}$$

Percenkénti fordulatszámra átszámolva:

$$n_{\text{kerék}} = \frac{60 \cdot \omega_{\text{kerék}}}{2\pi} = \mathbf{1172,17 \frac{\text{fordulat}}{\text{perc}}}$$

A kerék kerületi sebesség elméleti maximuma végáttételen. A következőképp alakul.

$$v_{\text{kerék}} = r_{\text{kerék}} \cdot \omega_{\text{kerék}} = 39,89 \frac{\text{m}}{\text{s}} = \mathbf{143,6 \frac{\text{km}}{\text{h}}}$$

A számolt értékek terhelés és veszteségek figyelembe vétele nélkül történtek, valóságban 40km/h-ás sebességre kell áttételezni a járművet, amit az összeépítés utáni kipróbáláskor módosítással terveztem elérni.

4.2.2 Fogaskerek méretezése

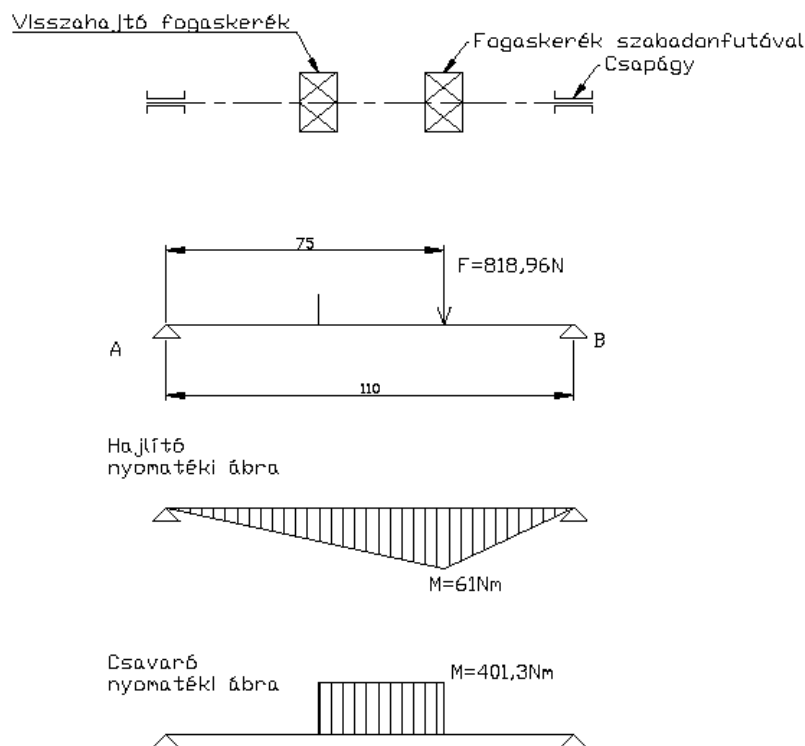
Párhuzamos vonalú egyenes fogazású fogaskerék választásának a számítását a DIN3990 szabványra épülve, és annak irodalmi ajánlása alapján határoztam meg az egyes tényezők értékeit. A fogaskerék anyagát a készen megvásárolható gépelemek miatt 1.0143-es (régebbi szabvány szerint C45) acélban határoztam meg. Leolvasható hogy 5,716 KW-os teljesítmény, ami 14,29 1/s főtengely fordulattal mellett 1,3as biztonsági tényező esetén minimálisan 1,83as modult követel, meg ami szabványosított értéken 2es modult jelent. A már említett merevítési okokból 3as modulú fogaskerekeket építettem be.

u	1	Anyagtábla ?	Megnevezés	Nemesített
P	5,716 [kW]		Jel	C45
K_A	1,3 1. ébrából		$\sigma_{H\lim}$ [MPa]	500
n	14,29 [1/s]		$\sigma_{F\lim}$ [MPa]	190
$\frac{b}{d_{w1}}$	0,1			
$a_{\min} = 2726,5 \cdot (u+1) \sqrt[3]{\frac{P \cdot K_A}{n \cdot \left(\frac{b}{d_{w1}}\right) \cdot \sigma_{H\lim}^2} \cdot \frac{u+1}{u}}$				
			188,94 [mm]	
a	160 [mm]	Tengelytáv ?	Modul ?	
b	16 [mm]			
$m_{\min} = 2,7 \cdot 10^6 \frac{P \cdot K_A (u+1)}{\pi \cdot n \cdot a \cdot \sigma_{F\lim} \cdot b}$				
		1,83761135 [mm]	2	
$\beta = 19$	$\varepsilon_{\beta} = 0,82905$	Geometriai számíthatóhoz		
$z_1 = 73$				
$z_2 = 74$				

37. ábra: Oktatási segédlet adattábla adatai
Forrás: <http://gt3.bme.hu/oktatas/segedletek/Fogaskerek>

4.2.3 Tengelyek méretezése

Elsőként az áthajtó tengely minimális falvastagságát szeretném meghatározni. A 401,33Nm-es nyomaték nem indokolja a 30 mm vastag tömör tengelyt, de a szabadonfutók átviteli teljesítménye indokolja ezt az átmérőt. A tömegkönnyítés lehetőségét cső tengely beépítésében látom, melynek alsó határa a reteszhorony és az alatta lévő anyag. A reteszhorony méretét a szabadonfutó határozta meg.



38. ábra

A hajlításban résztvevő erő a fogaskerék kapcsolat tengely irányú komponense, melyet szintén Exhefo excel tábla segítségével határoztam meg. Az elméleti maximális veszteség nélküli értékekkel való számolás miatt a megengedett feszültséget 200MPa-ban határoztam meg a 1.0143 (C45) anyagú tengely esetén.

$$\sigma_{\text{meg}} = \frac{M_h}{K_y}$$

$$K_y = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{D^4 - d^4}{D}$$

Alapján, a csőre vonatkozó K_y keresztmetszeti tényezőből kiindulva és rendezve a cső belső átmérőjére, amely hajlítás szempontjából kielégítő a következő kép alakul:

$$d = \sqrt[4]{D^4 - \frac{M_h \cdot 32 \cdot D}{\sigma_{\text{meg}} \cdot \pi}}$$

A előzőekben ismertetett okokból a $D=30\text{mm}$, a 38. ábrából leolvasható hajlítási nyomaték maximális értéke, ezért $M_h=61\text{ Nm}$.

$$29,03\text{mm} = \sqrt[4]{\frac{61000 \cdot 32 \cdot 30}{200 \cdot \pi}}$$

Csavaró nyomaték is ébred a tengelyen. A műszaki mechanika táblázat alapján a képleteket átrendezve.

$$\tau_{\max} = \frac{M_{cs}}{K_p}$$

$$K_p = \frac{\pi}{16D} \cdot (D^4 - d^4)$$

$$d = \sqrt[4]{D^4 - \frac{M_{cs} \cdot 16D}{\tau_{meg} \cdot \pi}}$$

$$26,63\text{mm} = \sqrt[4]{30^4 - \frac{401300 \cdot 16 \cdot 30}{200 \cdot \pi}}$$

Az előzők alapján és a reteszhorony beépítése szempontjából 7 mm vastag falvastagságú cső tengelyt szeretnék beépíteni. 7 mm-es falvastagság esetén a Huber-Mises-Hencky elmélet szerint a redukált feszültség:

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2}$$

$$147,40\text{MPa} = \sqrt{52,80^2 + 3 \cdot 79,46^2}$$

A redukált feszültség a minimális 275 MPa-os folyáshatárt nem közelíti meg. Mindkét tengelyen azonos igénybevételek ébrednek, ezért az előző számítások igazolják megfelelőségüket.

4.2.4 Gall láncválasztása

A teljesítmény továbbítására a jó hatásfoka és alacsony tömege miatt láncajtást terveztem be. Bicikli láncokkal nem kezdtem el kísérletezni, mert a bicikli lánckereket alacsonyabb erőátvitelre tervezték, bár az ipari láncokhoz képest jobban elviselik a rázkódást, mivel a csörgők jobban felfekszenek a csapüregben.

A főtengelyen ébredő 401,3Nm-es nyomaték a 47 fogas lánckerékkel 10 cm-es sugár adódik, amiből a kerületi erő.

$$F_k = \frac{M_{cs}}{r}$$

$$4013N = \frac{401,3}{0,1}$$

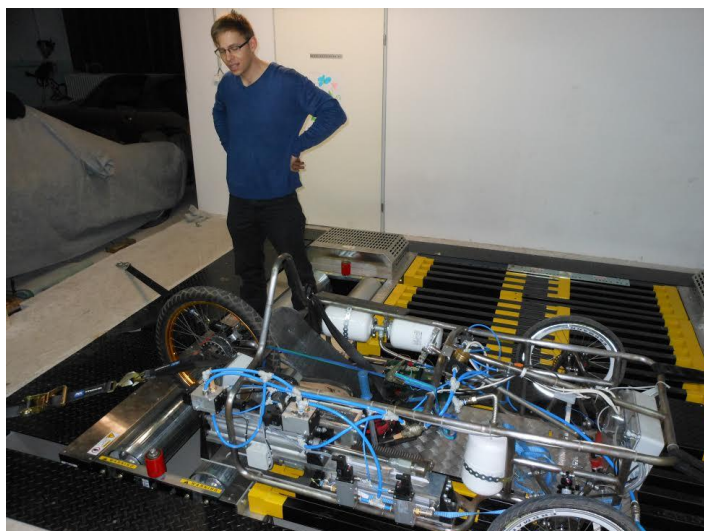
A választott 083-1jelű ISO B lánc ½”x1/8 8200N-os szakító erős értékével, dinamikus igénybevételekkel szemben is megfelelő választásnak bizonyult. A láncválasztási katalógust a mellékletek között megtalálható.

A fordulatszám növelés miatt, ha a legnagyobb átmérőjű lánckeréken megfelel a választott lánc, akkor a hajtáslánc további részein is megfelel.

5. Konstrukció értékelése

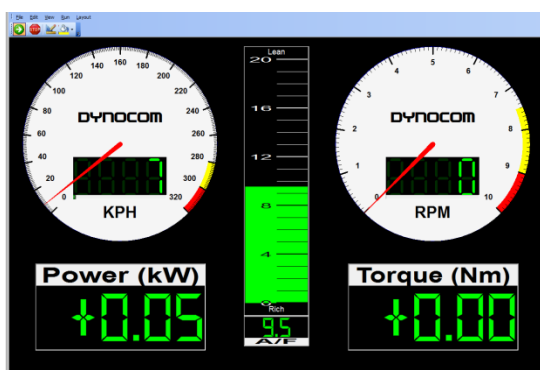
Az konstrukciós kategória előkelő 12. helyén végzett az autó a 36 fős nemzetközi mezőnyben. Technikai nehézségek sem kímélték a csapatot a verseny folyamán. Sajnos, a hátsókerék merevsége miatt a lánc berezonált és leesett, az előfeszítés növelésével egy hevederes feszítő beiktatásával korrigáltuk a hibát. A futam előtt az idő rövideje miatt sajnos nem állt módunkban tesztelni a mobilt, ezért a versenyen a hibás áttétel választásra fogtuk az indulási nehézségeket. A vártnál sokkal alacsonyabb dinamikai teljesítményre az áttétel további módosítása sem hozott megoldást.

A pontos hatásfok kiderítésének céljából teljesítmény padot kerestem Sopronban, és megpróbáltuk számszerűsíteni a leadott teljesítményt. A méréshez egy amerikai gyártmányú DYNOCOM DC-7500 4WD típusú teljesítménypad állt rendelkezésemre. A gyártó garantálta, hogy akár egy lóerős szerkezet mérésére is alkalmas a pad. Sajnos sikertelenül zárult a teljesítmény fordulatszám görbe megrajzolása. A görgő fékezési erejét 5% alá csökkentve is csak a 40. ábrán látható eredményt produkált a kocsí.



39. ábra: Autó rögzítése a teljesítmény padon

A 40. ábrán látható, hogy a görgőt 7 km/h-val forgatja a pneumobil kereke, de teljesítményt nem tud mérni, ebből arra következtettem, hogy nem az áttételezés a gyenge teljesítmény okozója, hanem a motor nagyon alacsony hatékonysággal alakítja a lineáris mozgást forgómozgássá.



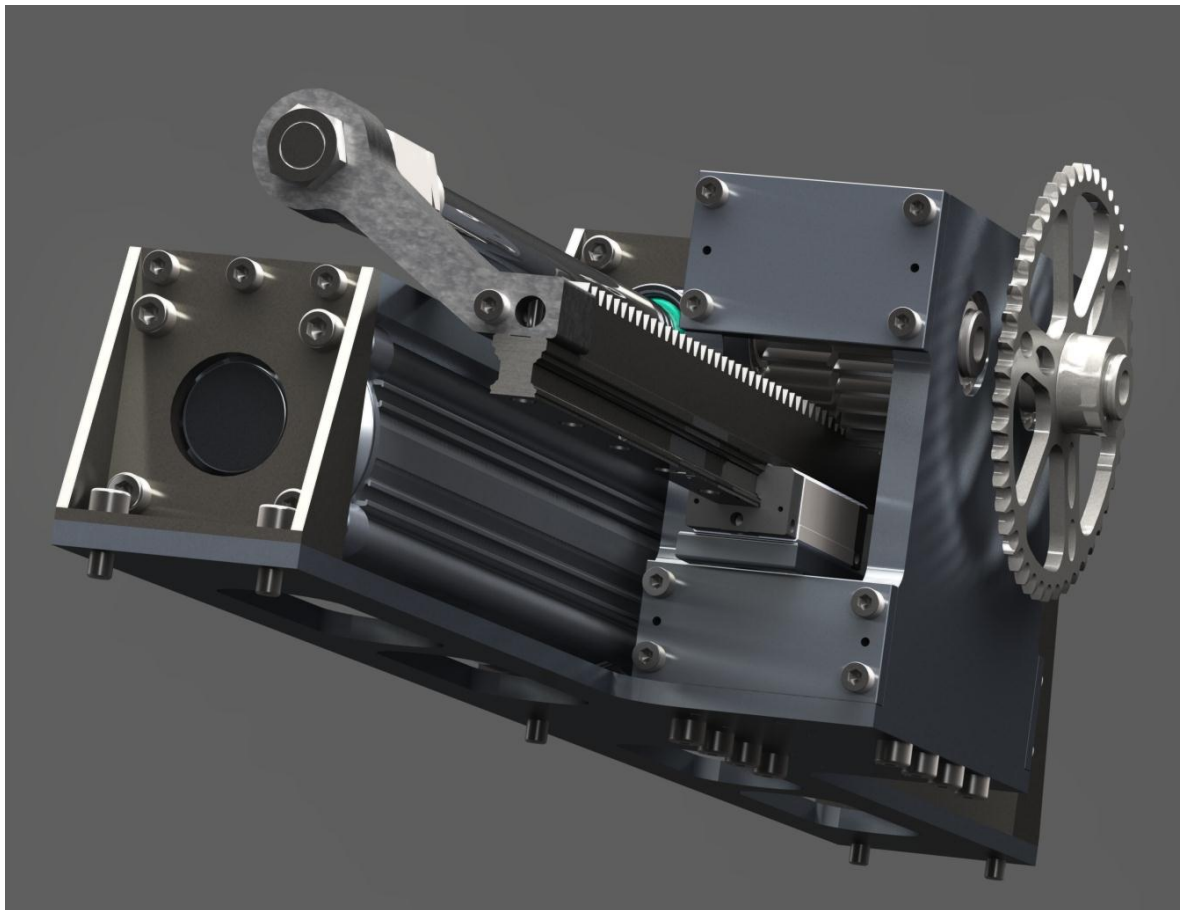
40. ábra: Teljesítmény mérés eredménye

5.1 Fejlesztési tervek

A terhelés alatti folyamatos járatás során nyilvánvalóan láthatóvá vált, hogy minden irányváltás alkalmával a hengerekbe a nyomás növekedése után a fogasléc 5-6°-al eltért a párhuzamostól, tehát nem a fogasléc lineáris vezeték kapcsolat hajol ki, hanem a megvezetésük nem elégséges, ezért profil vezeték beépítése mellett döntöttem.

A Bosch Linear Motion Designer 2.0-ás programjának segítségével számolások útján és a CAD modell adatait felhasználva igazoltam, hogy az elkészült motorba beépíthető legszélesebb 25 mm széles profilvezeték és két hosszú kocsi elegendő megvezetést

biztosít a külpontosan ébredő csavaró és hajlító erővel szemben. A 41. ábrán látható a beépített lineáris vezeték látványtere. A lapos profilú lineáris kocsi és profilvezeték beépítést egy magasító adapter segítségével oldottam meg, figyelve az utólagos beállítás lehetőségére. A fogasléc függőleges tengelyétől 5 mm-rel eltolva helyeztem el a 25 mm széles normál profilvezeték középvonalát, az M6-os csavar felerősítésekkel, ezzel biztosítottam helyet a Simline, Long, Standard, height vezető kocsinak. A hosszított kocsi 510 Nm csavaró nyomaték megfogására képes a kocsi hosszirányában. A szerelési pontatlanságok korrigálásául önbeállós kivitelű kocsikat terveztem be. (termék száma: R1623222Z) A motor összeállítási rajza és alkatrész rajzai a mellékletek között megtalálhatóak.



41. ábra: Fejlesztési javaslat

6. Összegzés

Az előző 40 oldalban bemutatott tervezés egy éves csapatmunka eredménye. Jelenleg a motor átalakításán dolgozok és készülünk a versenyre. A kivitelezésben az alkatrészek elkészülésére várunk a tervek alapján. Az előzetes dokumentációnkat a Pneumobil verseny bírái 100%-ra értékelték. Bizakodva várom a Májusi versenyt Egerben, ahol ha komolyabb malőr nem történik a középmezőnyből kitörve végezhetünk. Távlati célok között az ősszel megrendezésre kerülő IV. MVM. futamon való részvételt tudom megemlíteni.

Köszönetnyilvánítás

A dolgozat végére érve szeretnék köszönetet nyilvánítani konzulensemnek **Tatai Sándornak** akinek szakmai segítsége nélkül mind a dolgozat, mind pedig a 2014-es fejlesztés nem valósulhatott volna meg. Azt, hogy a projekt befejezésre került, szeretném megköszönni csapattársaimnak Németh Gábornak, Gáspár Csabának és Németh Adélnak, akik szintén bármikor rendelkezésre álltak, ha az autót illetően bármilyen probléma felmerült. Csapattársaimon túl köszönetet szeretnék mondani a csapatot támogató „mentorainknak” **Zügn Károlynak**, aki tervezési tapasztalatain túl hegesztési tudását is adta a sikerért. **Csitári Csabának**, aki szerszámokkal és ötletekkel támogatta csapatunkat.

A csapat nevében szeretném megköszönni az anyagi és technológiai segítséget szponzorainknak: Boneshaker 2006 Bt., Flexmark Bt., Griffsoft Zrt., Henkel Magyarország Kft., Hétforrás Zrt., MSC Budapest Kft., Park Inn Sárvár, PG Color Kft., QB Sopron Kereskedelmi Bt., Roto Elzett Vasalatkereskedelmi Kft., Sárvár Gyógy- és Wellnessfürdő, Somatech Kft., UNIMAS Kft., Zala Volán Zrt. Ezen felül a projekt nem jöhetett volna létre a Gépészeti és Mechatronikai Intézet támogatása nélkül.

Végezetül köszönetet szeretnék nyilvánítani szüleimnek, akik már az első pillanattól fogva nyomon követték és vezették munkám alakulását.

Irodalomjegyzék

GÁL, P. – CSIZMAZIA, J. (1995): Gépjárműmotorok II. Nemzeti Tankönyvkiadó, Budapest. pp. 45 – 56.

GROTE, K. H. – ANTONSSON, E. (2009): Handbook of Mechanical Engineering. Springer Science+Business Media, LLC New York.

BUDO Á. (1975): Kísérleti fizika I. Nemzeti Tankönyvkiadó, Budapest. pp.391

PNEUMATIKA KATALÓGUS – Mechman pp475.

JÓZSA BÉLÁNÉ (2003): Műszaki Mechanika Táblázatok Lővér Print, Sopron

NÉMETH GÁBOR (2013) Alternatív hajtású jármű koncepcionális tervezése
Diplomamunka

Internetes források:

Rexroth Pneumobil Verseny

<http://www.pneumobil.hu>

Wikipédia

wikipedia.org

Gép- és termék tervezési tanszék- Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem

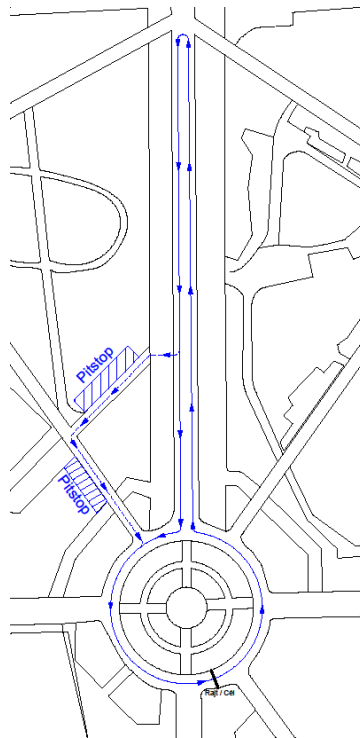
<http://gt3.bme.hu/oktatas/segedletek/Fogaskerek>

Bosch Rexroth Kft

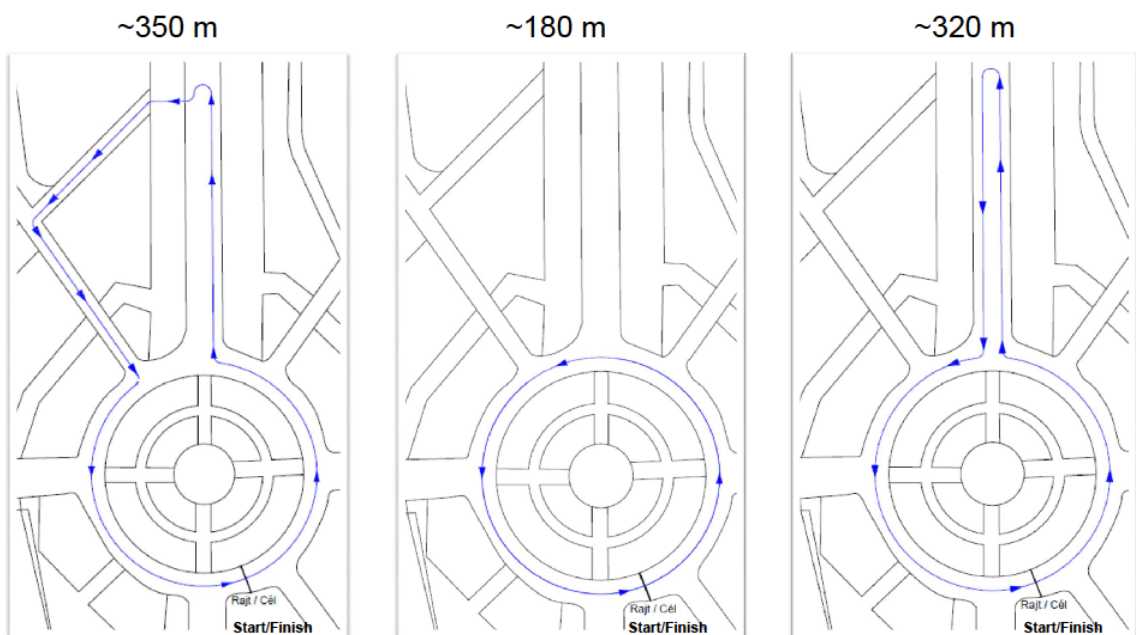
<http://www.boschrexroth.hu/>

Mellékletek

Pálya nyomvonalai



Ügyességi pálya nyomvonalai Arcade racetracks



ONE-WAY CLUTCH BEARINGS— CSK Series

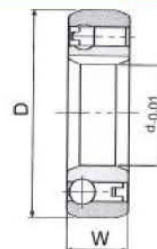


Model **CSK** is a sprag type clutch (freewheel) integrated into a 6200 series ball bearing (except sizes 8 and 40). It is bearing supported, shipped grease lubricated and protected against dust larger than 0.3mm diameter. Torque

transmission is ensured by a press fit assembly into a rigid outer housing with N6 tolerance, and onto a shaft with n6

tolerance. The initial bearing radial

clearance is set at C5, and is reduced if using the press fit as specified. Operating temperature range: -20°C to +100°C. Peaks up to +120°C are acceptable for short periods.



CSK

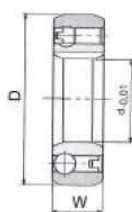


Bearing Number	Bore d(mm)	OD D(mm)	Width W(mm)	Torque (Nm)	Max. overrunning Speed (RPM)	Bearing loads		Single Weight (kg)
						Dynamic kN	Static kN	
CSK8	8	22	9	3.5	15,000	3.28	0.86	0.015
CSK12	12	32	10	12	10,000	6.10	2.77	0.05
CSK15	15	35	11	20	8,400	7.40	3.42	0.06
CSK17	17	40	12	40	7,350	7.90	3.80	0.07
CSK20	20	47	14	68	6,000	9.40	4.46	0.11
CSK25	25	52	15	105	5,200	10.7	5.46	0.14
CSK30	30	62	16	180	4,200	11.7	6.45	0.22
CSK35	35	72	17	240	3,600	12.6	7.28	0.33
CSK40	40	80	22	385	3,000	15.54	12.25	0.50

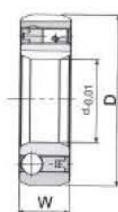
CSK—P and **CSK—PP** series are available upon request. CSK--P has the same construction and outside dimensions as type CSK, but has a keyway on the inner race; CSK--PP features a keyway in both the inner and outer race.

The Model CSK—P clutches must be secured to the shaft by customer supplied snap ring, set collar, spacer, etc.

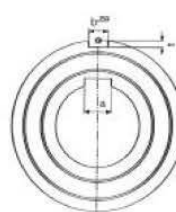
The outer race is secured with a press fit to a N6 tolerance. The Model CSK—PP clutches have a keyway on both races and must be secured by customer supplied snap ring, set collar, spacer, etc.



CSK—P

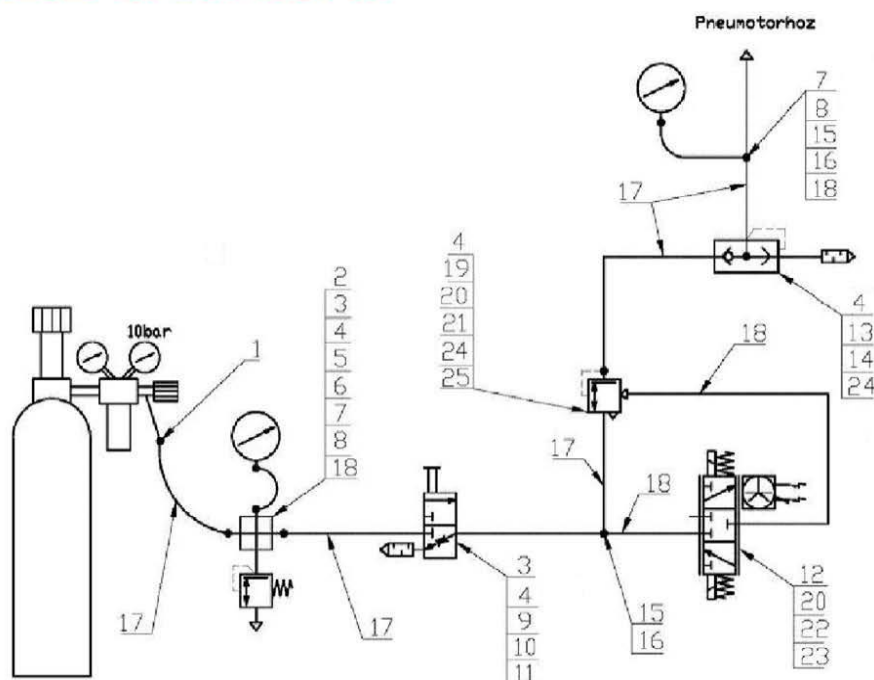


CSK--PP



Model	Keyway(a)
CSK12	4 x 1.2
CSK15	5 x 1.2
CSK17	6 x 1.6
CSK20	6 x 1.6
CSK25	8 x 2
CSK30	8 x 2
CSK35	10 x 2.4
CSK40	10 x 2.4

VÉSZ-STOPKÖR V.



VÉSZ-STOP KÖR V.

Az üzemi nyomás fokozatmentesen állítható elektropneumatikus nyomásszabályzóval (elektromos gázpedál), max üzemi nyomás biztonsági szeleppel védve, 3/8"-os elemek, cső Ø 12x1,5.

Tételszám	Megnevezés	Kódszám	db
1	Egyenes menetes csatlakozó átm12 belső1/4"	R412005091	1
2	Kereszt-elosztótömb 4x3/8"	1823390043	1
3	Egyenes menetes csatlakozó átm12 3/8"	2121012380	4
4	Könyökcsonkakozó átm12	2121212000	4
5	Biztonsági szelep, nyitónyomás 10 bar, külső 3/8"	R412007539	1
6	Egyenes menetes csatlakozó átm6 3/8"	R412005000	1
7	Lemezcsatlakozó belső menettel átm6 1/4"	2122606140	2
8	Manométer átm50 1/4" 12bar	R412004418	2
9	NL2 3/2 elzárószelep 3/8"	0821300903	1
10	NL2 felerősítő lemez	1821331013	1
11	Hangtompító 1/4"	1827000001	1
12	ED02elektropneumatikus nyomásszabályzó 4-20mA 0-10bar	R414002411	1
13	Gyorslégtelenítő szelep 1/2"	5735040300	1
14	Hangtompító 1/2"	1827000003	1
15	T-csatlakozó 3xátm12	2121112000	2
16	Redukáló adapter átm12/átm6	2121712060	2
17	Műanyagtömlő PU 12x1,5	1820712034	5m
18	Műanyagtömlő PU 6x1,05	1820712032	5m
19	Egyenes menetes csatlakozó átm6 1/4"	2121006140	1
20	Könyökcsonkakozó átm6	2121206000	3
21	NL4 pneumatikus vezérlésű nyomásszabályzó 1/2"0,5-10bar	R412004952	1
22	Elektromos csatlakozó kábel ED02-höz M12*1 5m 5pólus	R419800110	1
23	Egyenes menetes csatlakozó átm6 1/8"	2121006180	2

Pneumobil 2014 – Vész-stop variációk



24	Egyenes menetes csatlakozó átm12 1/2"	2121012120	4
25	Zárócsavar tömítéssel 1/4"	8639001400	1
26	16 Digit IN R-IB IL 24 DI 16-PAC	R911170752	1
27	2 csat. Analóg bemenet (konfigurálható: 0-10V; ±10V; 0-20mA; 4-20mA; ±20mA). A bemeneti szűrők határfrekvenciája 40 Hz. Felbontás 16 Bit. R-IB IL AI 2/SF-PAC	R911170784	1
28	1 csat. Analóg kimenet (konfigurálható: 0-10V; 0-20mA; 4-20mA). Felbontás 16 Bit. R-IB IL AO 1/SF-PAC	R911170787	1

Választott szelep

Rexroth Pneumatics

1

Útszelepek → Elektromos működetés

3/2 szelep, Sorozat CD12

► Qn = 4000 l/min ► Elővezérlő szelep szélesség: 30 mm ► NC, NO ► Menetes csatlakozással ► Sűrített levegő csatlakozás kimenet: G 1/2 ► Elektr. csatlakozás: Dugó, EN 175301-803, Form A ► Kézi segédműködés: reteszelő, nem reteszelő ► Egyoldali működés



Építési mód	Tolattyús szelep, átfedésmentes
Tömítési elv	elasztikus tömítés
Üzemi nyomás min./max	Lásd a táblázatot lent
Vezérlőnyomás min./max.	Lásd a táblázatot lent
Környezeti hőmérséklet min./max.	Lásd a táblázatot lent
Közeghőmérséklet min./max.	Lásd a táblázatot lent
Közeg	Sűrített levegő
Részecskeméret max.	50 µm
A sűrített levegő olajtartalma	0 mg/m³ - 1 mg/m³
Sűrített levegő csatlakozás	ISO 228-1 sz.
Szabványos elektr. csatlakozás	Közvetlen vezérlőlevegő leszellőzéssel EN 175301-803:2006
VédettségElektromos csatlakozóval/ dugóval	Lásd a táblázatot lent
Kompatibilitásimutató	Lásd a táblázatot lent
Bekapcsolási idő	100 %
Súly	Lásd a táblázatot lent
Nyersanyag:	
Ház	Alumínium; Poliamid, üvegszálerősített
Tömítések	Akrilnitril-butadien-kaucsuk; Poliuretán

Műszaki megjegyzések

- „A sűrített levegő harmatpontjának a környezeti és a közeghőmérséklet alatt 15 °C-kal és min +3 °C-nak kell lennie. „
- A sűrített levegő olajtartalmának az egész élettartam folyamán állandó szinten kell maradnia.
- „Kizárólag csak a Rexroth Pneumatics által javasolt olajféleséget alkalmazzon, lásd: „Műszaki információk” fejezet „
- ATEX opció: A tekercs nélküli alapszelepet ATEX tekercsrel kombinálva ATEX változatok állíthatók elő.ATEX jelzés: lásd az ATEX tekercsreket tartalmazó katalógus oldalon.
- Szelep opció: A bemeneti és kimeneti sűrített levegő csatlakozások felcserélhetők.Ezáltal a szelep NC vagy NO üzemmódban is használható.

Üzemi feszültség			Feszültség tűrés			Teljesítmény-felvétel	Bekapcsolási teljesítmény		Tartási teljesítmény	
DC	AC 50 Hz	AC 60 Hz	DC	AC 50 Hz	AC 60 Hz	DC	AC 50 Hz	AC 60 Hz	AC 50 Hz	AC 60 Hz
						W	VA	VA	VA	VA
24 V	-	-	-10% / +10%	-	-	2,1	-	-	-	-
-	110 V	110 V	-	-20% / +10%	-10% / +20%	-	6,8	5,7	4,3	3,3
-	230 V	230 V	-	-20% / +10%	-10% / +20%	-	6,9	6,2	4,4	3,5

Útszelepek → Elektromos működtetés

3/2 szelep, Sorozat CD12

► $Q_n = 4000 \text{ l/min}$ ► Elővezérlő szelep szélesség: 30 mm ► NC, NO ► Menetes csatlakozással ► Sűrített levegő csatlakozás kimenet: G 1/2 ► Elektr. csatlakozás: Dugó, EN 175301-803, Form A ► Kézi segédműködtetés: reteszelő, nem reteszelő ► Egyoldali működtetésű

		HHB	Sűrített levegő csatlakozás					Üzemi feszültség			Rendelési szám
			Bemenet	Kimenet	Leszel-lőzés	Vezérlő csatlakozás	Vezérlő-levegő leszel-lőzés	DC	AC 50 Hz	AC 60 Hz	
	NC, NO		G 1/2	G 1/2	G 1/2	-	M5	24 V - - 110 V 230 V	- 110 V 230 V	- 110 V 230 V	5724550220 5724555270 5724555280
	NC, NO	-	G 1/2	G 1/2	G 1/2	-	-	-	-	-	5724555202
	NC, NO		G 1/2	G 1/2	G 1/2	G 1/8	M5	24 V - - 110 V 230 V	- 110 V 230 V	- 110 V 230 V	5724560220 5724565270 5724565280
	NC, NO	-	G 1/2	G 1/2	G 1/2	G 1/8	-	-	-	-	5724565202

Rendelési szám	Tartási teljesítmény	Tartási teljesítmény	bekapcsolási teljesítmény	bekapcsolási teljesítmény	Átáramlási érték			Üzemi nyomás min./max	Vezérlőnyomás min./max.	Környezeti hőmérséklet min./max.	Közeghőmérséklet min./max.
					Q _n	Q _n 1►2	Q _n 2►3				
	AC 50 Hz	AC 60 Hz	AC 50 Hz	AC 60 Hz							
					[l/min]			[bar]	[bar]	[°C]	[°C]
5724550220	-	-	-	-							
5724555270	4,3	3,3	6,8	5,7	4000	4000	4000	2 / 10	2 / 10	-25 °C / +50 °C	-25 °C / +50 °C
5724555280	4,4	3,5	6,9	6,2							
5724555202	-	-	-	-	4000	4000	4000	2 / 16	2 / 16	-25 °C / +70 °C	-25 °C / +70 °C
5724560220	-	-	-	-							
5724565270	4,3	3,3	6,8	5,7	4000	4000	4000	-0,95 / 16	2 / 10	-25 °C / +50 °C	-25 °C / +50 °C
5724565280	4,4	3,5	6,9	6,2							
5724565202	-	-	-	-	4000	4000	4000	-0,95 / 16	2 / 16	-25 °C / +70 °C	-25 °C / +70 °C

Rendelési szám	Bekapcsolási idő	Kikapcsolási idő	Kompatibilitásimutató	Védettség	Súly	Megj.
	[ms]	[ms]			[kg]	
5724550220						
5724555270	34	90	13, 14	IP 65	0,85	2); 5)
5724555280						
5724555202	-	-	-	-	0,7	1); 2); 4); 6)

HHB = Kézi segédműködtetés

1) Hőmérsékleti tartomány ATEX alkalmazáshoz: -10 °C-tól 60 °C-ig

2) Elővezérlés: Belső

3) Elővezérlés: Külső

4) Bázisszelep, elővezérlő szelep nélkül

5) Polarítás-csere ellen védett

6) Opcióként ATEX

Q_n Névleges légáteresztés, 6 bar-nál és Δp = 1 bar esetén

A vastag betűvel jelölt anyagszámok a németországi központi raktárból hozzáférhetők, a részletes információkat lásd a bevásárlókosárban Pneumatika katalógus, online pdf, 2013-11-28-i állapot, © Bosch Rexroth Pneumatics GmbH, a változtatás joga fenntartva

Útszelepek → Elektromos működtetés

3/2 szelep, Sorozat CD12

► Qn = 4000 l/min ► Elővezérlő szelep szélesség: 30 mm ► NC, NO ► Menetes csatlakozással ► Sűrített levegő csatlakozás kimenet: G 1/2 ► Elektr. Csatlakozás: Dugó, EN 175301-803, Form A ► Kézi segédműködtetés: reteszelődő, nem reteszelődő ► Egyoldali működtetésű

Rendelési szám	Bekapcsolási idő	Kikapcsolási idő	Kompatibilitásimutató	Védettség	Súly	Megj.
	[ms]	[ms]			[kg]	
5724560220 5724565270 5724565280	34	90	13, 14	IP 65	0,85	3); 5)
5724565202	-	-	-	-	0,7	1); 3); 4); 6)

HHB = Kézi segédműködtetés
 1) Hőmérsékleti tartomány ATEX alkalmazáshoz: -10 °C-tól 60 °C-ig
 2) Elővezérlés: Belső
 3) Elővezérlés: Külső
 4) Bázisszelep, elővezérlő szelep nélkül
 5) Polaritás-csere ellen védett
 6) Opcióként ATEX
 Qn Névleges légátesztés, 6 bar-nál és $\Delta p = 1$ bar esetén

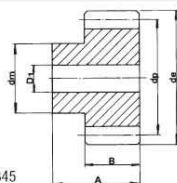
Fogaskerék adatlap



RUOTE DENTATE CILINDRICHE

Ruote dentate cilindriche

con mozzo laterale
Angolo di pressione 20°



MATERIALE: C 45 UNI 7845

LARGHEZZA FASCIA "B" PER:

MODULO 1	= 15 mm
MODULO 1.5	= 17 mm
MODULO 2	= 20 mm
MODULO 2.5	= 25 mm
MODULO 3	= 30 mm
MODULO 4	= 40 mm
MODULO 5	= 50 mm
MODULO 6	= 60 mm

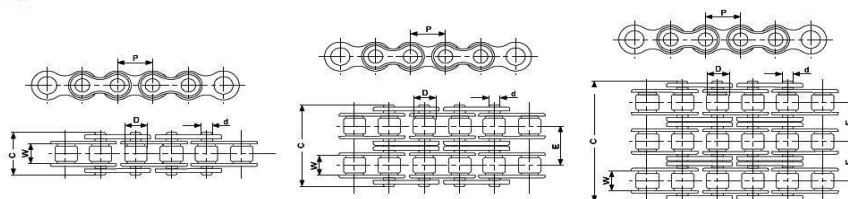
LARGHEZZA TOTALE "A" PER:

MODULO 1	= 25 mm
MODULO 1.5	= 30 mm
MODULO 2	= 35 mm
MODULO 2.5	= 40 mm
MODULO 3	= 50 mm
MODULO 4	= 60 mm
MODULO 5	= 75 mm
MODULO 6	= 80 mm

	MODULO 3				MODULO 4				MODULO 5				MODULO 6			
Z	d _e	d _p	d _m	D _i	d _e	d _p	d _m	D _i	d _e	d _p	d _m	D _i	d _e	d _p	d _m	D _i
12	42	36	25	12	56	48	35	14	70	60	45	16	84	72	54	16
13	45	39	25	12	60	52	40	14	75	65	50	16	90	78	60	16
14	48	42	30	12	64	56	45	14	80	70	55	20				
15	51	45	35	12	68	60	45	14	85	75	60	20	102	90	70	20
16	54	48	38	15	72	64	50	15	90	80	65	20	108	96	75	20
17	57	51	42	15	76	68	50	15	95	85	70	20				
18	60	54	45	15	80	72	50	15	100	90	70	20	120	108	80	20
19	63	57	45	15	84	76	60	15	105	95	70	20				
20	66	60	45	15	88	80	60	15	110	100	80	20	132	120	90	20
21	69	63	45	15	92	84	70	20	115	105	80	20				
22	72	66	50	15	96	88	70	20	120	110	80	25				
23	75	69	50	15	100	92	75	20	125	115	90	25				
24	78	72	50	16	104	96	75	20	130	120	90	25	156	144	110	25
25	81	75	60	16	108	100	75	20	135	125	90	25	162	150	110	25
26	84	78	60	16	112	104	75	20	140	130	100	25				
27	87	81	60	16	116	108	75	20	145	135	100	25				
28	90	84	60	16	120	112	75	20	150	140	100	25				
29	93	87	60	16	124	116	75	20	155	145	100	25				
30	96	90	60	16	128	120	75	20	160	150	100	25				
31	99	93	70	20	132	124	80	20								
32	102	96	70	20	136	128	80	20								
33	105	99	70	20	140	132	80	20								
34	108	102	70	20	144	136	80	20								
35	111	105	70	20	148	140	80	20								
36	114	108	70	20	152	144	80	20								
37	117	111	80	20												
38	120	114	80	20												
39	123	117	80	20												
40	126	120	80	20												
41	129	123	90	20												
42	132	126	90	20												
43	135	129	90	20												
44	138	132	90	20												
45	141	135	90	20												
46	144	138	90	20												
47	147	141	90	20												
48	150	144	100	20												



GÖRGŐSLÁNCOK - ISO (B)



Görgőslánc - egysoros

B típus

Méret	Collos jelölés	p	W	D	d	E	C	Tömeg (kg/m)	Szakító erő (N)
04 B-1	6 x 2,8 mm	6,00	2,80	4,00	1,85		8,30	0,11	3200
05 B-1	8 x 3 mm	8,00	3,00	5,00	2,31		8,20	0,20	5900
06 B-1	3/8 x 7/32	9,525	5,72	6,35	3,28		13,15	0,41	10400
081 - 1	1/2 x 1/8	12,70	3,48	7,75	3,68		11,00	0,30	8200
083 - 1	1/2 x 3/16	12,70	4,90	7,75	4,09		12,90	0,49	13500
084 - 1	1/2 x 3/16 R	12,70	4,90	7,75	4,09		14,80	0,58	16000
08 B-1	1/2 x 5/16	12,70	7,75	8,51	4,45		17,50	0,69	19400
10 B-1	5/8"	15,875	9,65	10,16	5,08		19,50	0,93	27500
12 B-1	3/4"	19,05	11,68	12,07	5,72		22,50	1,15	32200
16 B-1	1"	25,40	17,02	15,88	8,28		36,10	2,71	72800
20 B-1	1" 1/4	31,75	19,56	19,05	10,19		41,30	3,70	106700
24 B-1	1" 1/2	38,10	25,40	25,40	14,63		53,40	7,10	178000
28 B-1	1" 3/4	44,45	30,99	27,94	15,90		65,10	8,50	222000
32 B-1	2"	50,80	30,99	29,21	17,81		66,00	10,25	277500

Görgőslánc - kétsoros

B típus

Méret	Collos jelölés	p	W	D	d	E	C	Tömeg (kg/m)	Szakító erő (N)
05 B-2	8 x 3 mm	8,00	3,00	5,00	2,31	5,64	13,90	0,33	10200
06 B-2	3/8" x 7/32"	9,525	5,72	6,35	3,28	10,24	23,40	0,77	18700
08 B-2	1/2" x 5/16"	12,70	7,75	8,51	4,45	13,92	31,20	1,34	38700
10 B-2	5/8"	15,875	9,65	10,16	5,08	16,59	36,10	1,84	56200
12 B-2	3/4"	19,05	11,68	12,07	5,72	19,46	42,00	2,31	66100
16 B-2	1"	25,40	17,02	15,88	8,28	31,88	68,00	5,42	133000
20 B-2	1" 1/4	31,75	19,05	19,05	10,19	36,45	77,80	7,20	211200
24 B-2	1" 1/2	38,10	25,40	25,40	14,63	48,36	101,70	13,40	319200
28 B-2	1" 3/4	44,45	30,99	27,94	15,90	59,56	124,60	16,60	406800
32 B-2	2"	50,80	30,99	29,21	17,81	58,55	124,60	21,00	508500

Görgőslánc - háromsoros

B típus

Méret	Collos jelölés	p	W	D	d	E	C	Tömeg (kg/m)	Szakító erő (N)
05 B-3	8 x 3 mm	8,00	3,00	5,00	2,31	5,64	19,50	0,48	13800
06 B-3	3/8" x 7/32"	9,525	5,72	6,35	3,28	10,24	33,50	1,16	30100
08 B-3	1/2" x 5/16"	12,70	7,75	8,51	4,45	13,92	45,10	2,03	57800
10 B-3	5/8"	15,875	9,65	10,16	5,08	16,59	52,20	2,77	84500
12 B-3	3/4"	19,05	11,68	12,07	5,72	19,46	61,50	3,46	101800
16 B-3	1"	25,40	17,02	15,88	8,28	31,88	99,80	8,13	203700
20 B-3	1" 1/4	31,75	19,56	19,05	10,19	36,45	114,20	10,82	290000
24 B-3	1" 1/2	38,10	25,40	25,40	14,63	48,36	150,10	20,10	493000
28 B-3	1" 3/4	44,45	30,99	27,94	15,90	59,56	184,20	24,92	609500
32 B-3	2"	50,80	30,99	29,21	17,81	58,55	183,20	31,56	770500