



PNEUMATIKUS MOTOR TERVEZÉSE ÉS MÉRÉSE

THE DESIGNING AND ANALYSIS OF A PNEUMATIC ENGINE

OTDK DOLGOZAT

Bene Sándor

*IV. évfolyamos mezőgazdasági és élelmiszeripari gépészmérnök
hallgató*

*Témavezető:
Dr. Tóth István Tibor CSc.
Főiskolai docens*

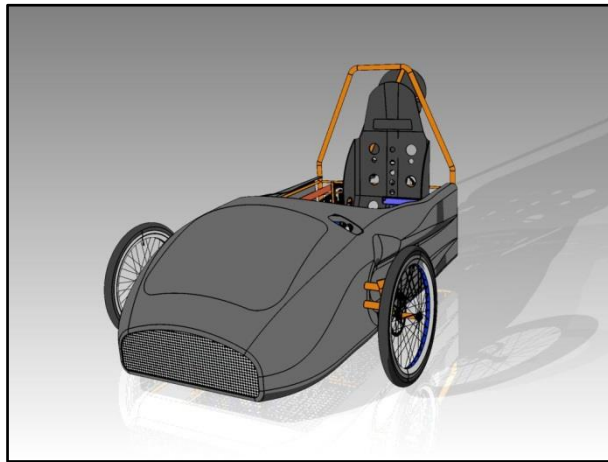
**SZEGED
2014.**

TARTALOMJEGYZÉK

1. BEVEZETÉS.....	1
2. LOGIKAI ÉS MŰKÖDÉSI TERV	2
2.1. Tapasztalatok	2
2.2. Kapcsolási terv	3
2.4. Működés.....	6
3. PNEUMATIKUS ELEMEL KIVÁLASZTÁSA.....	7
3.1. Versenyszabályzat.....	7
3.2. A Munkavégző elem kiválasztása.	8
3.3. Teljesítmény- és vezérlő szelepek kiválasztása	13
3.4. Szerelési anyagok.	14
4. ELRENDEZÉSI TERV	15
4.1. A munkahenger és a hajtómű kapcsolata.	15
4.2. A pneumatikus vezérlő elemek elhelyezése.....	16
5. A TELEMETRIA RENDSZER.....	19
5.1. Mérendő mennyiségek	19
5.2. Alkalmazott mérőműszerek és egyéb eszközök.....	20
5.3. Mérő egység felépítése és elhelyezése.....	22
5.4. Telemetria rendszer működése	24
6. A MÉRÉS MENETE ÉS EREDMÉNYEK KIÉRTÉKELÉSE.....	26
6.1 Mérési körülmények és a mérés menete.....	26
6.2 Az eredmények feldolgozása	27
7. ÖSSZEFOGLALÁS.....	35
IRODALOM JEGYZÉK.....	37
MELLÉKLETEK	38

1. BEVEZETÉS

A Rexroth vállalat jóvoltából 2008-óta minden évben megrendezésre kerül a nemzetközi pneumobil verseny. A verseny meghatározása a szervező bizottság megfogalmazása szerint a következő: „A feladat egy olyan „pneumatikus jármű” – PNEUMOBIL - tervezése és elkészítése, amely a sűrített levegő energiáját alkalmazva, pneumatikus vezérlő és végrehajtó elemek felhasználásával viszi át a nyomatékot a hajtott kerekre.”(www.pneumobil.hu, 2014). A versenyen résztvevő csapatok munkájához szükséges pneumatikus elemeket a vállalat biztosítja, minden egyéb alkatrészt a diákoknak kell elkészíteni. A verseny két részre osztható, a dokumentációs részre mely során a járművek tervezése és dokumentálása történik meg, illetve a fizikai versenyszámokra, melyek a gyorsulási, ügyességi és távolsági futamok.



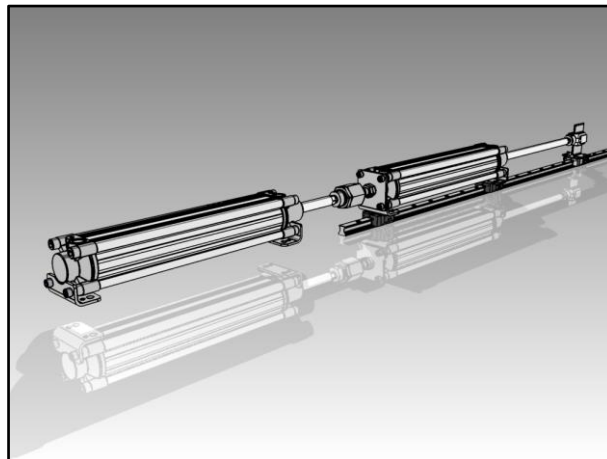
1. ábra A jármű látványterve

A dolgozat tárgya a 2014. évi pneumobil versenyre készült, Pepp-Air csapat járművében (1. ábra) található pneumatikus motor, és a további fejlesztésekhez szükséges mérőberendezés megtervezése, kivitelezése és még inkább a kapott mérési eredmények kiértékelése. Mint a technikai sportok mindegyikénél, itt is jelen van az a kényszer, mely a jobb pozíció elérése érdekében folyamatos fejlődésre készíti a csapatokat, így a működés pontos leírása által lehetőségünk nyílik javítani a pneumatikus motor hatásfokán, illetve beláthatunk olyan összefüggéseket, amelyekkel a tervezés alatt nem számoltunk. Jelen tanulmány nem csak a versenypozíció javítása érdekében fontos, segítségével feltárhatóak olyan lehetőségek melyek gazdasági szempontból más területeken is jól hasznosíthatóak lehetnek.

2. LOGIKAI ÉS MŰKÖDÉSI TERV

2.1. Tapasztalatok

A pneumatikus motor tervezését több tényező is befolyásolja, figyelembe kell venni a verseny szabályzatot, mely betartása kötelező jellegű, illetve a korábbi tapasztalatokra építve egy olyan rendszert kell létrehozni, amely nem csak szabályszerű, de technikai előrelépést is jelent. A korábbi motort egy a szegedi csapatokra jellemző egyedi henger elrendezés jellemezte. A járműben kettő darab munkahenger volt található melyek soros kapcsolatban voltak egymással. Ennek a kialakításnak az előnye abban rejlett, hogy míg a nagyobb hatóerejű motor beépítése erősebb vázat, így nagyobb össztömeget kívánt addig a soros kapcsolás a teljesítménynövelés egy másik formáját jelentette. Azonos mértékű és egy vonalban ható erőhöz egy nagyobb sebesség társult mely a soros kapcsolás miatt a két munkahenger sebességének az összege volt, ugyanakkor a jármű vázszerkezete nem igényelt erősítést. Az első henger a vázhoz kapcsolódott, majd ennek a munkahengernek a dugattyúrúdjaához kiegyenlítő kuplungon és nyomólemezen keresztül a második henger, az elrendezés a 2. ábrán látható.



2. ábra Soros kapcsolású munkahengerek.

Ugyan a gondolatmenet jónak bizonyult, mégsem tudtuk biztosítani a munkahengerek kellő mennyiségű sűrített levegővel való ellátását. Az I. Kirchhoff törvény értelmében, egy elágazásban az odafolyó áramok összege megegyezik az elfolyó áramok összegével.

$$I_{\text{össz}} = I_1 + I_2 + I_3 \dots I_n \quad (1)$$

Az 1. képletet a pneumatika tárgykörére vonatkoztatva a következő összefüggést kapjuk.

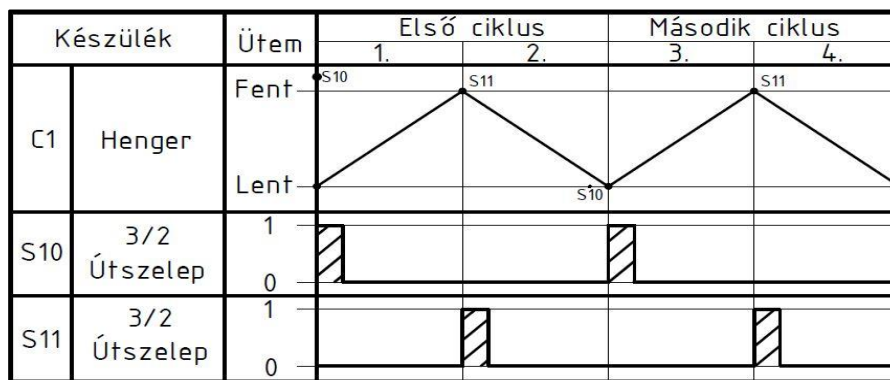
$$Q_{\text{össz}} = Q_1 + Q_2 + Q_3 \dots Q_n \quad (2)$$

Mivel a pneumatikus rendszer a két munkahenger működtetése céljából kettéágazik, a 2. képletből kiderül, hogy a reduktor által leadott levegőmennyiség csupán felét képes

szolgáltatni egy-egy hengernek. Az indításhoz közeli időszakban ez elégségesnek is tűnhet, ugyanakkor a reduktor áteresztésének a csökkenésével ez tovább romlik. Továbbá a nagyobb működési sebesség a hatékonyság csökkenésével jár. A kiválasztás során az egy munkahengert tartalmazó motor kialakítás mellett szólt még az, hogy a súrlódás okozta veszteségek duplán jelentkeznek a két henger esetében, illetve egy henger esetén a munkaközeg expanziója jobban kihasználható és a pneumatikus kapcsolás is egyszerűsödik. Ezen megfontolások alapján döntöttem az egy darab munkahenger mellett.

2.2. Kapcsolási terv

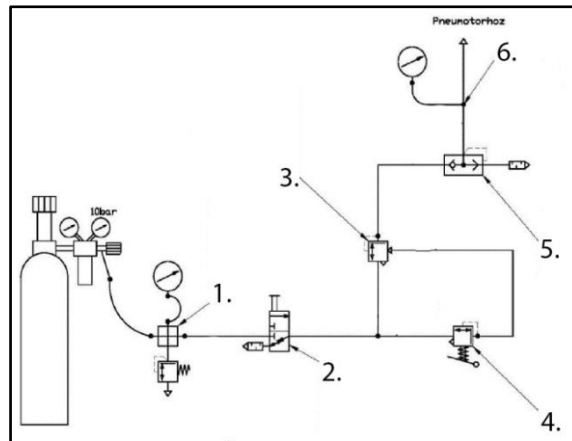
Ahhoz, hogy a kapcsolási rajz elkészülhessen szükséges látni a munkavégző elemek tervezett mozgását és a mozgást irányító jeleket. A vezérlő jelek a munkahenger helyzetérzékelőinek a jelei, melyek annak útjához köthetők – ez esetben a végállásokon találhatóak – ezért egy útvezérelt kapcsolás jön létre. A működést leíró út-ütem diagram a 3. ábrán látható.



3. ábra Út- Ütem diagram

Az ábrából kiolvasható, hogy egy ciklus egy pozitív és egy negatív ütemből áll, továbbá a munkahenger S10 jelre pozitív mozgást, S11 jelre negatív mozgást végez, és mindez addig ismétlődik, míg a bemeneti feltételek kielégülnek. A diagramból kiolvashatóak a mozgást indító helyzetkapcsolók jelei.

Az út-ütem diagramban foglaltak mellett a kapcsolás megalkotásához szükséges átgondolni az előző fejezetben tárgyalt pneumatikus megszakító egység működését, továbbá figyelembe kell venni a puffer tartályt. Ezek mellett fontos a szabályzat ide vonatkozó pontjainak a betartása is. A versenyszabályzatban foglaltak szerint a rendszert kötelezően el kell látni egy vész-stop körrel, melynek feladata baleset esetén a jármű motorjának teljes hatástalanítása.



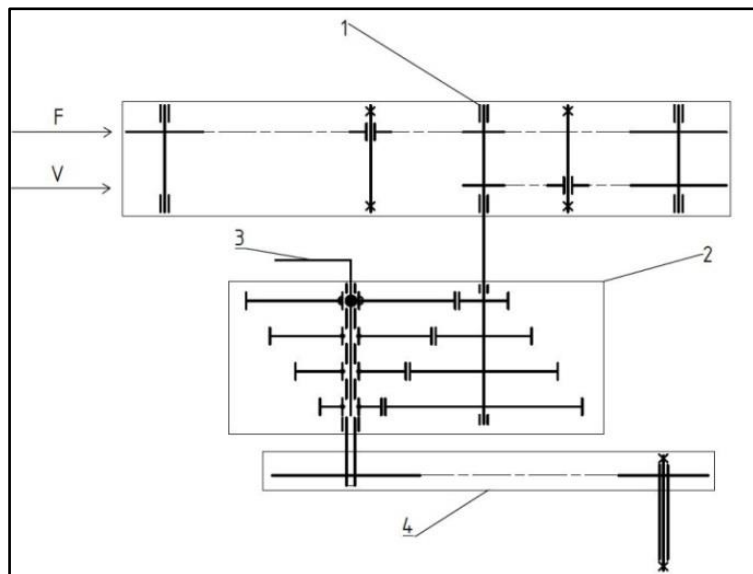
4. ábra Vész-stop kör IV

1. Elosztó tömb, 2. 3/2 elzáró szelep, 3. Pneumatikus nyomásszabályozó, 4. Mechanikus nyomás szabályozó, 5. gyorslégtelenítő szelep.

Olyan vész-stop kör került kiválasztásra, mellyel megvalósítható a tápnyomás fokozatmentes szabályozása és a sűrített levegővel való vezérlés. Döntésem helyességét támasztja alá az, hogy a IV vész-stop körben található elemek áteresztése megegyezik, vagy nagyobb, mint a többi variáció ekvivalens elemeinek áteresztése. A IV vész-stop kör a 4. ábrán látható. A puffertartály logikai szempontból nem befolyásolja a működést, az áramlási paraméterek javítására hivatott. Alkalmazásukat a nagy pillanatnyi fogyasztás, valamint a korábbi tapasztalatok alapján elengedhetetlennek tartom.

A pufferek együttes térfogata nem haladhatja meg a 100 litert. A tartályok feladata a reduktor veszteségeinek kompenzálása, illetve a rendszer egyes elemeinek korlátozott áteresztéséből adódó levegőhiány pótlása. A bekötésük a vész-stop körben a 3/2 elzáró szelep után található, bennük a palackcserekor levegő nem marad, leszellőztetésükre a vész-stop kör által lehetőség van. A pneumatikus megszakító működéséhez ismerni kell a hajtásláncot és az azt felépítő részegységeket. A hajtómű 2 szabadonfutóval ellátott lánckerékből, láncbefogóból, feszíthető-fordítógörgőkből, végkihajtó tengelyből, és kerékpárláncból áll.

A hajtómű merev tengelykapcsolattal csatlakozik a váltóműhöz, a váltómű kihajtó tengelye és a jármű hátsó tengelye között szabadonfutóval ellátott lánc áttétel teremt kapcsolatot, ez látható az 5. ábrán.

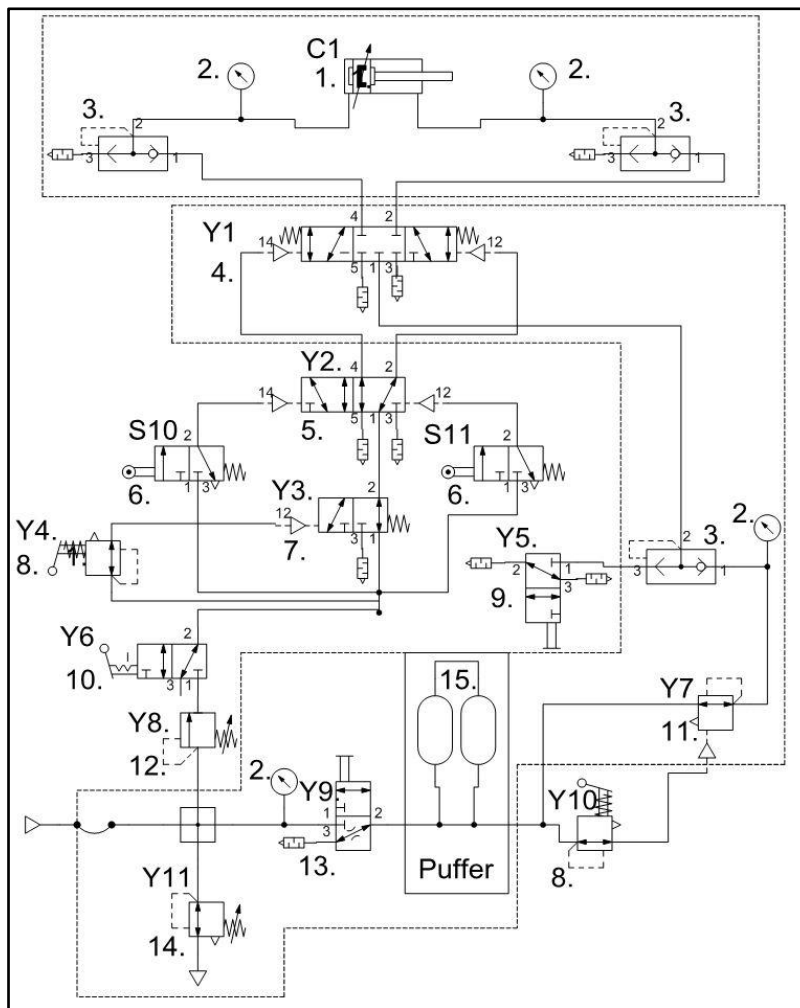


5. ábra Hajtáslánc.

1. Hajtómű, 2. Váltómű, 3. Váltókar, 4. lánc áttétel

Mivel a hajtómű és a váltómű között merev tengelykapcsolat van, így gondoskodni kell a váltó terhelésmentes állapotáról váltás közben, ezt úgy lehet biztosítani, ha a munkahenger ez idő alatt üzemen kívülre kerül. Ahhoz, hogy ez ne járjon az egész kiszolgáló vezeték ürítésével, egy pneumatikus megszakító egység kapott helyet a rendszerben. A megszakító biztosítja a munkahengert kiszolgáló szelep működtetésének megszüntetését a főágat alkotó csövek leürítése nélkül. Ez akkor valósítható meg, ha a munkahenger kiszolgálására 5/3-as monostabil, középhelyzetben zárt szelep kerül beépítésre, így a váltás esetén nem szükséges a főszelep tápellátásának a zárása, elegendő a szelep működtetésének megszüntetése. Ezzel a megoldással egy szeleppel egészül ki a vezérlő kör, mellyel nem csak a főágba történő elzáró szelep beépítése kerülhető el, de a beépítésre kerülő szelep is kisebb méretekkel rendelkezhet.

Mivel a gyakorlati tapasztalatok alapján azt a következtetést vontam le, hogy a hőcserélőben és a hozzá tartozó vezetékekben fellépő, csőszűrlődésből eredő nyomáscsökkenés nagyobb mértékben rontja a gép hatásfokát, mint amennyivel a felmelegítés okozta nyomásnövekedés javítaná, így nem helyeztem el hőcserélőt a rendszerben. A fent említett szempontok figyelembe vételével kialakított pneumatikus kapcsolási terv a 6. ábrán látható.



6. ábra Pneumatikus kapcsolási terv

2.4. Működés

A szaggatott vonallal határolt, területek egy szerkezeti egységet képeznek. A rajzjelölések, Kjell E. és Jul R. „A pneumatika alapjai” című könyve alapján készültek. A munkahenger „C” jelölést, a végállás kapcsolók „S”, míg az vezérlő és teljesítmény szelepek „Y” jelöléssel lettek ellátva. A jármű működtetésének a feltétele, hogy a reduktor nyitott állapotban, illetve az Y9-es főkapcsoló és Y6-os vezérlés kapcsoló szelep működtetve legyen. A motor működése a pedálon keresztül szabályozható, mellyel a két véghelyzet között - nyitott-zárt - fokozatmentes szabályzás valósítható meg. A végállás kapcsolók S10, S11 egy darab 5/3-as középhelyzetben zárt szelepet működtetnek, amely a munkahenger megfelelő kamráinak töltéséért felelős. A leürülő levegő a gyorslégtelenítőkön 3. távozik. A gázpedál működtetését megszüntetve a motor nem fejezi be az adott ütemet, nem hajt, tovább csupán a kamrák közötti nyomáskülönbség kiegyenlítődésegig mozog, mely kismértékű elmozdulást jelent. Ez hasznos lehet olyan helyzetekben, amikor a kocsit pozícionálni kell (pl.: beállítás a

rajtvonalhoz). A vezérlési körön lévő légnyomás beállítása az Y8 nyomásszabályzóval valósul meg. A vezérlő kör külön kapcsolása az Y6 kézi karral valósul meg, tehát amennyiben ez nincs, működtetve úgy a gázpedál működtetésére nem reagál az autó. A motor indítása tehát ezzel a kézi karral történik, nem a vész-stop kör segítségével.

Az Y5-el jelzett szelep meggátolja a leszellőzést a vész-stop kör gyorslégtelenítőjén így a levegő hosszabb ideig tud expandálni a rendszerben. Mivel a gyorslégtelenítőknek igen fontos szerepük van a balesetvédelemben - a vész stop kör részeként - ezért az Y5-ös szelep mindenképpen monostabil, alaphelyzetben nyitott szelepnek kell lennie, mely nyomógombos működtetéssel rendelkezik. Így a pilótának folyamatosan nyomva kell tartania a gombot ahhoz, hogy ezt a funkciót aktiválhassa. Baleset esetén - mivel nem reteszelve mechanikus működtetésről van szó - nem marad működtetett állapotban. Így a vész-stop kör funkciója nem sérül a külső segítő beavatkozására lehetőség van. Az Y2-es, 5/2-es bistabil szelep funkcióját tekintve egy úgynevezett memória szelep, az üzem közbeni bizonytalanságok kiküszöbölése végett kapott helyet a rendszerben, így az autó megállás után is mindig a megkezdett ütemet fejezi be, illetve biztosítja van az Y1 szelep megfelelő vezérlése. Az Y3-al jelölt szelep feladata, hogy a váltásoknál a vezérlést megszakítsa így a főszelep Y1 alaphelyzetbe áll és ez által a munkahenger töltése megszűnik, megáll az adott állásában. Ez a funkció a váltást segíti elő, csökkenti a váltáskor elpazarolt levegő mennyiségét és tehermentesíti a hajtást.

3. PNEUMATIKUS ELEMEEK KIVÁLASZTÁSA

3.1. Versenyszabályzat.

A versenyszabályzat nagymértékben kontrollálja a felhasználható elemek számát és típusát, ami alapján csak szabványos Rexroth pneumatikus elemek építhetők be a járműbe. Az előírt elemlista tartalmazza a választható elemek típusát és a számát, ugyanakkor megfelelő szakmai indoklás mellett a cég egész termékskálája rendelkezésre áll. A működés szempontjából másik fontos szabály az, hogy a rendszer működtetésére egy 0,01 m³-es 20 MPa-os palack áll rendelkezésre ugyanakkor a rendszerben az üzemi nyomás nem haladhatja meg a 1 MPa-t, erről a vész-stop kör szerves részeként funkcionáló nyomásőr gondoskodik. Az üzemanyag tartályon lévő reduktor úgy lett kialakítva, hogy feladatát mechanikai behatásoktól mentes környezetben végezze. A tapasztalatok alapján, a járműben a reduktort érő rázkódás, akár azzal is járhat, hogy a reduktor a beállított 1 MPa nyomásnál nagyobb nyomású levegőt is átereszt így a nyomásőrről keresztül levegőt veszítünk. A rendszer a

versenyszámok alatt 0,95 MPa-n lesz működtetve és a rendszer méretezésénél is maximálisan ezzel az értékkel számolok.

3.2. A Munkavégző elem kiválasztása.

A munkahenger kiválasztásának alapjául három szempontot választottam. A munkahenger egyes fizikai paraméterei meghatározzák az üzemi paramétereket, így a dugattyú átmérője a hatóerővel, míg a lökethossz a stabil mozgás szakaszának hosszával van összefüggésben. Nem elhanyagolható paraméter a töltési keresztmetszet, a dugattyú levegő kiszolgálása ezen keresztül történik, és nagymértékben függ tőle a munkahenger kamráinak a töltési sebessége.

A kiválasztásnál segít az úgynevezett töltési tényező, mely az áteresztő keresztmetszet és dugattyú felület hányadosa.

$$A_t = \frac{A_f}{A_d} \quad (3)$$

ahol

A_t = töltési szám

A_f = feltöltési keresztmetszet

A_d = dugattyú felület

Az összefüggést a 3. képlet írja le, és összehasonlítás alapjául szolgálhat az egyes munkavégző elemek közötti kiválasztás során, nagymértékben szűkíthető általa a választható elemek listája azon elemekre, melyeknél a feltöltési keresztmetszet és a dugattyúfelület hányadosa közelít az ideális „1” értékhez.

1. táblázat Töltési tényezők szabványhengerek esetében

Dugattyú átmérő [mm]	Feltöltési keresztmetszet [col]	Feltöltési keresztmetszet [mm]	Töltési szám
32	1/8"	3,175	0,099
40	1/4"	6,35	0,158
50	1/4"	6,35	0,127
63	3/8"	9,525	0,151
80	3/8"	9,525	0,119
100	1/2"	12,7	0,127

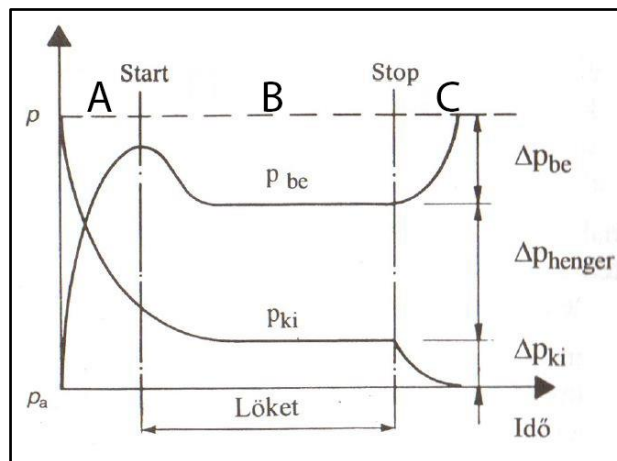
A 1. számú táblázatban a választható dugattyú átmérők és töltési keresztmetszetek szerepelnek, illetve amelyben 3. képlet alapján a töltési szám is meghatározásra került. A töltési szám alapján a táblázatban zölddel jelölt elemek rendelkeznek a legjobb töltési

tulajdonságokkal. A táblázat segítségével három elemre szűkült a megfelelő hengerek listája. Fontos szem előtt tartani, hogy a munkahengernek a jármű tömegét kell mozgatnia, ezen felül nem állandó sebességű mozgásról van szó, hanem folyamatos gyorsításról. A jármű jelenlegi össztömege 191kg, a 2. táblázat alapján hamar belátható, hogy az 40 mm dugattyú átmérővel rendelkező munkahenger a maximális üzemi nyomáson sem képes a jármű megmozdítására.

2. táblázat Dugattyúátmérő – elméleti hatóerő

Dugattyúátmérő [mm]	Elméleti hatóerő [N]
40	1230
63	3427
100	8635

Ezek alapján a 63 és 100 milliméter átmérőjű hengereket vettem számításba. Ahhoz, hogy a további kiválasztás elkészülhessen, szükséges a lökethossz megválasztása. A kiválasztásnál feltétel volt, a szabványos lökethossz, illetve, hogy a munkahenger dugattyúrúdja kihajlásra megfeleljen.



7. ábra Nyomás-elmozdulás diagram (Kjell Evensen – Jul Ruud, 1994)

Ahhoz, hogy a 7. ábrán látható görbék értelmet nyerjenek szükséges tudni, hogy a munkahengerek két üzemállapottal rendelkeznek:

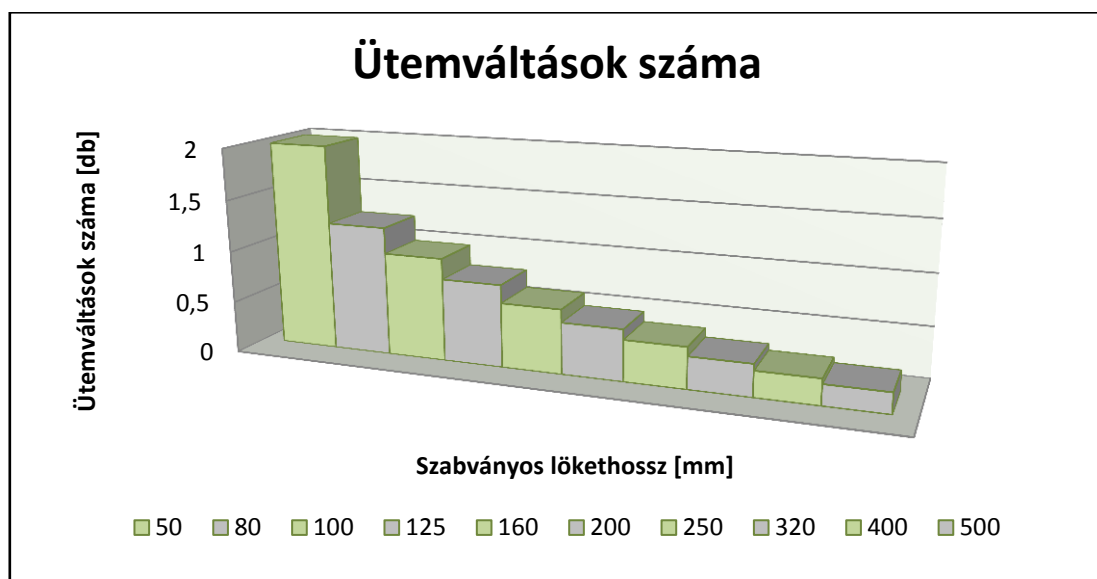
- A szorítás üzeme. A p_2 állandósult állapotban, légköri nyomással azonos.
- A mozgás üzeme. A terheléstől függően az erők a lökethossz mentén változnak, sem a mozgás sem a tömeg erők nem egyenletesek. (Csanakné Bozó Emilia- Csanak Tibor, 1975)

Az ábrán látható nyomásváltozási diagram, a munkahenger üzemállapotai szerint három részre bontható a diagram, a „C” szakasz a szorítás míg „B” szakasz az változó mozgás

szakaszát jelöli. Az „A” szakaszon látható, hogy a nyomás addig növekszik, ameddig le nem győzi a munkahengerben létrejövő súrlódási erő és a dugattyúrúd terheléséből adódó erők összegének értékét, majd a megindulást követően a „B” szakaszban változó sebességgel halad.

Az indítási állapotban történő nyomásnövekedés nem csak a pozitív kamra hasznos térfogatában alakul ki, hanem a feltöltő nyílás és a dugattyú közötti úgynevezett káros térben is. Nem csak ezzel a veszteséggel kell számolni, az ábrán látható ΔP_{be} szakasz szintén veszteség, mivel a munkahenger már megállt és a nyomásnövekedés csak a nyomóerő növelésére irányul. Ez azért probléma, mert a következő ütemben a két kamra funkciója felcserélődik és az utolsó szorítási ütemben maximális tápnyomásra töltött kamra leszellőzik.

Ezek a veszteségek minden ütemváltáskor megjelennek így a gazdaságos működés szempontjából előnyös, ha egységnyi idő alatt a lehető legkevesebb ütemváltás történik. A 8. ábra 1m/s átlagsebesség melletti ütemváltásokat mutatja a lökethossz függvényében.



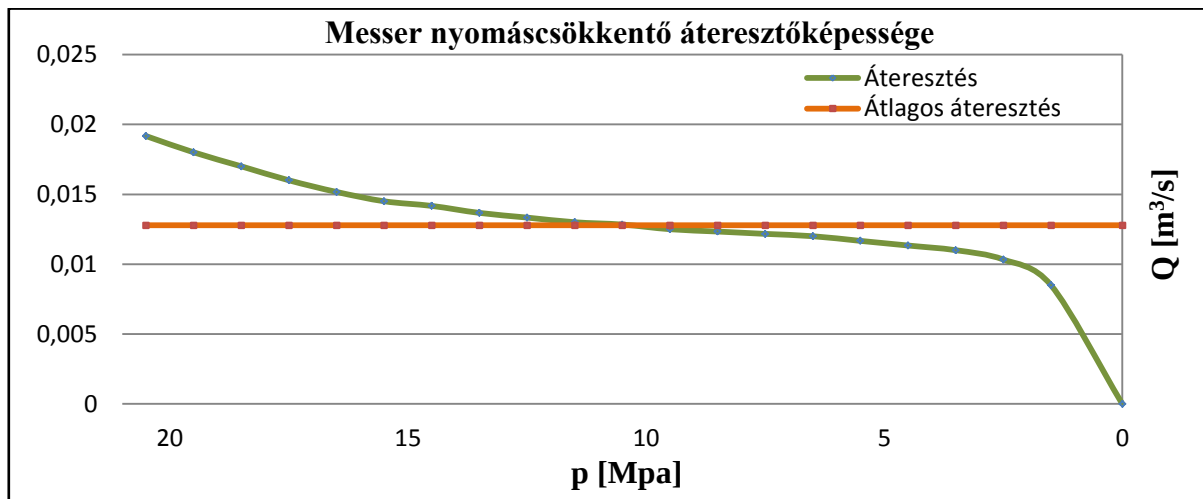
8. ábra 1m/s átlagsebesség melletti ütemváltások száma a lökethossz függvényében

Ezek alapján belátható, hogy a szabályzatban megengedett maximális lökethossz a célszerű választás. A hosszú nyomott rudak esete a láncbefogó megvezetése miatt nem áll fent, illetve a jármű paraméterei is lehetővé teszik egy 500 mm lökethosszal rendelkező munkahenger beépítését.

A végső kiválasztásnál az alábbi szempontokat vettem figyelembe:

- Tömeg,
- Fogyasztás,
- Hatóerő,
- Sebesség,
- Töltési tényező.

A hatóerőt a megengedett maximális, azaz 1 Mpa nyomásértéken fogom vizsgálni. A sebesség és fogyasztás egymással összefüggő fogalmak, de mivel nem áll rendelkezésemre olyan komplex matematikai formula, melynek segítségével mérések nélkül is modellezni tudnám a munkaterekben lejároló változásokat, így ebben a táblázatban egymástól függetlenül kerültek meghatározásra.



9. ábra Messer Constant 2000 nyomáscsökkentő áteresztési görbéje

A sebesség meghatározásához szükséges tudni a munkahenger feltöltési sebességét, amely a reduktor illetve a pneumatikus elemek áteresztőképességétől függ. Mivel a kiépített rendszerben a reduktor a legkisebb áteresztőképességű elem így a számításnál ezzel dolgoztam. A gyártó által közétett áteresztési görbe a 9. ábrán látható, a számítás során az átlagos áteresztő képességet vettem alapul, mely az ábrán narancsszínű egyenessel lett jelölve.

A valóságban a dugattyúsebesség a löket mentén változik, de a kiválasztás során elegendő az átlagsebesség meghatározása. A 4. összefüggés segítségével az egy löketre vonatkoztatott átlagsebesség határozható meg, fontos tudni, hogy üresjárat sebességről van szó.

$$v_{e\pm} = \frac{s}{t_{t\pm}} \quad (4)$$

Ahol

$v_{e\pm}$ = elméleti átlagos dugattyúsebesség

s = lökethossz

$t_{t\pm}$ = töltési idő

továbbá
$$t_{t\pm} = \frac{V_{\pm}}{Q_{red}} \quad (5)$$

Ahol

Q_{red} = A reduktor átlagos áteresztése, értéke: 767,61 NI/másodperc

$V_{\pm}$ = a munkahenger megfelelő kamrájának térfogata

Amiből
$$V_+ = \frac{D^2 \cdot \pi}{4} \cdot s \quad (6)$$

$$V_- = \frac{D^2 - d^2 \cdot \pi}{4} \cdot s \quad (7)$$

Ahol

D = a dugattyúátmérő

d = a dugattyúrúd átmérője

A munkahengerek fogyasztása azonos nyomáson került meghatározásra (Kjell Evensen – Jul

Ruud, 1994):
$$Q = (V_+ + V_-) \cdot \frac{p}{p_{atm}} \quad (8)$$

Ahol

Q = egy munkaciklus (kettős löket) alatti levegőfogyasztás

p_{atm} = atmoszférikus nyomásérték

Az elméleti hatóerő a 9. összefüggés alapján került kiszámításra.

$$F_{elm} = \frac{p}{A} \quad (9)$$

Ahol

F_{elm} = elméleti maximális hatóerő

p = munkaközeg nyomása

A = hasznos dugattyúfelület

A töltési tényező már a kiválasztási folyamat előző lépéseiben meghatározásra került, a táblázatban csak emlékeztető jelleggel lettek feltüntetve. A fenti összefüggések alapján kapott értékeket a 3. táblázat tartalmazza

3.táblázat Munkahengerek paraméterei

Dugattyú- átmérő [mm]	Tömeg [kg]	Töltési tényező	Fogyasztás [l/kettőslöket]	Átlag sebesség [m/s]	Elméleti hatóerő [N]	Elméleti leadott teljesítmény [W]
63	4,12	0,15	3,02	4,24	3271	13880,83
100	8,51	0,12	7,69	1,66	8243	13707,32

Az értékek alapján elmondható, hogy a két munkahenger elméleti leadott teljesítménye közel azonos, ugyanakkor a többi adat alapján a 100 mm átmérőjű henger rosszabb értékeket mutat, mint a 63 mm átmérőjű munkahenger. Ezek alapján a pneumatikus motor munkavégző elemének egy 63 mm átmérőjű 500 mm lökethosszal rendelkező kettős működtetésű munkahengert választottam.

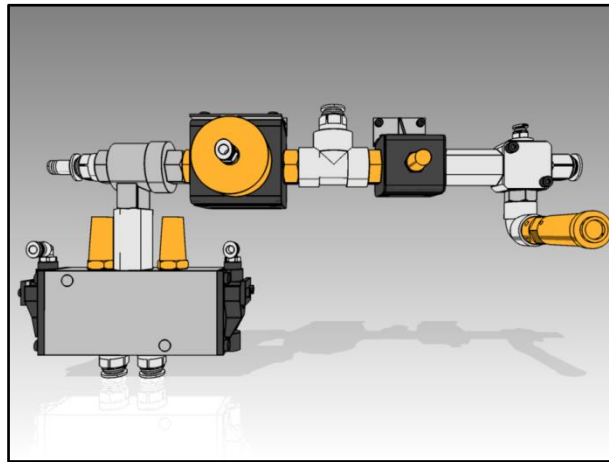
3.3. Teljesítmény- és vezérlő szelepek kiválasztása

A teljesítmény szelepek megfelelő megválasztására a munkahenger kiszolgálása céljából van szükség. Az előzőek alapján látható, hogy fontos szerepet játszanak a feltöltő levegő paraméterei, a térfogatáram és a nyomás. A munkahenger kiszolgálásához egy olyan 5/3-as monostabil szelep kiválasztása a cél, mely a rendelkezésre álló elemek közül a legnagyobb áteresztéssel és legkisebb nyomáscsökkenéssel rendelkezik.

A szelepek adatlapja alapján látszik, hogy a vállalat által engedélyezett szelepek közül a CD12 5/3 KHZ szelep a megfelelő a feladatra. Mivel a vész-stop kör már kiválasztásra került, illetve a munkavégző elem és a hozzá tartozó főszelep is meghatározásra került, ezután a vezérlési kör elemeit kell pontosítani. A vezérlési kör feladata a munkahengerhez tartozó főszelep működtetésének biztosítása. A vezérlő szelepek kiválasztásánál az egyszerűsége volt a hangsúly. A lehető legkevesebb elemből a legrövidebb csőhosszakat kialakítva kellett létrehozni a vezérlő kört, erre a kapcsolási idő minimalizálása céljából volt szükség. A kapcsolási rajz alapján a vezérlő kört 2 darab 3/2-es monostabil végállás kapcsoló, egy darab 5/2 bistabil memória-, valamint egy darab 3/2 monostabil pneumatikus működtetésű elzáró-, egy darab mechanikus működtetésű reteszszelhető 3/2-es monostabil, illetve egy darab mechanikus működtetésű 3/2-es monostabil szelep fogja alkotni.

3.4. Szerelési anyagok.

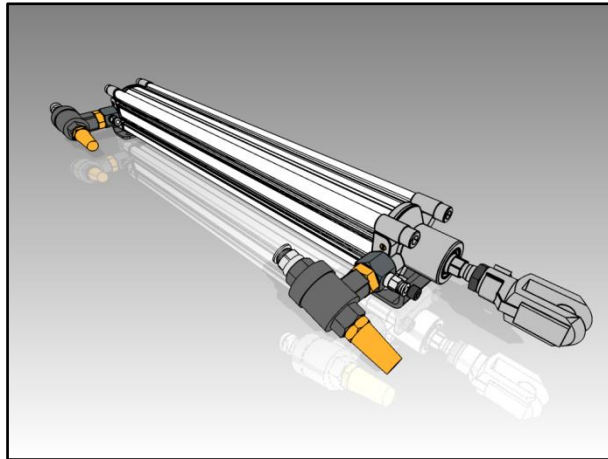
A pneumatikus rendszer csatlakozásait tekintve mindenhol szabványos gyorscsatlakozó került beépítésre, a főágban 12 mm átmérőjű csövet használtam. A tömbösítéssel biztosítható a rövid vezeték hossz és a legnagyobb áramlási keresztmetszet. A 10. ábrán látható, hogy a vész-stop kör, illetve a munkahenger főszelepe egy egységet alkot, és hollenderes közcsavarok segítségével rögzülnek egymáshoz az egyes elemek. A 11. ábrán látható munkahenger és a gyorslégtelenítők szintén egy fizikai egységet alkotnak. Ahhoz, hogy a kamrák leürítése minél gyorsabban megtörténjen, gyorslégtelenítőkkel lett ellátva a munkahenger, ez azért fontos mert így a leszellőző kamra nyomása hamar a légköri nyomásra redukálódik, így nem gátolja a dugattyú mozgását.



10. ábra A pneumatikus kapcsolat főága.

A munkahenger feltöltő nyílásai előtt mérési pont van elhelyezve, melyhez jelen esetben manométer és a telemetria rendszer részét képező elektronikus nyomásmérők kapcsolódnak.

Fontos szem előtt tartani a tömítettséget, a gyors csőcsatlakozók „O” gyűrűvel vannak ellátva, ezeknél a csatlakozásoknál nem alkalmazok egyéb tömítést. Az összeszerelés előtt szükséges a tömítőgyűrűk környékét kenőanyaggal bevonni, ennek oka az, hogy így elkerülhető a szelepek sorjás csatlakozónyílása, illetve a nagy szorítóerő miatt a tömítések rongálódása, erre a célra Silifat M-T 100 típusú szilikon zsírt használtam.



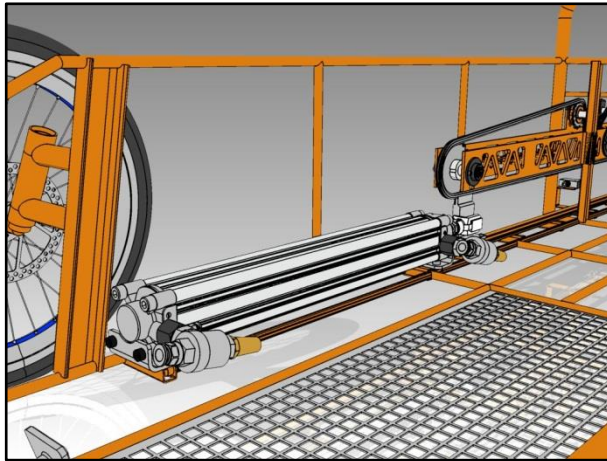
11. ábra A pneumatikus munkahenger és tartozékai.

A nem „O” gyűrűvel ellátott helyeken a tömitést Loctite 55 típusú menet tömítő zsinórral végeztem, ennek előnye a normál teflon szalaggal szemben, hogy a meghúzás után még lehetőség van korrigálni, visszafordítani a tömített menetekben a tömítő hatás megszűnése nélkül. A Vész-stop körben a 3/2-es elzáró szelep után kapnak helyet a puffertartályok. Figyelembe véve a tartályok tömegét is kettő darab szabványos Propán- Bután gázpalack kerül beépítésre, egy 25 literes és egy 50 literes tartály. Azért esett a választásom a propán-bután tartályokra, mert beszerzésük egyszerű, és a kereskedelmi forgalomban kapható tartályok közül ez volt ár - tömeg arányban a legjobb választás, továbbá a nyomástartó edényekre vonatkozó hitelesítéssel ellátott. A pneumatikus rendszert felépítő elemek listája a 1.sz mellékletben található.

4. ELRENDEZÉSI TERV

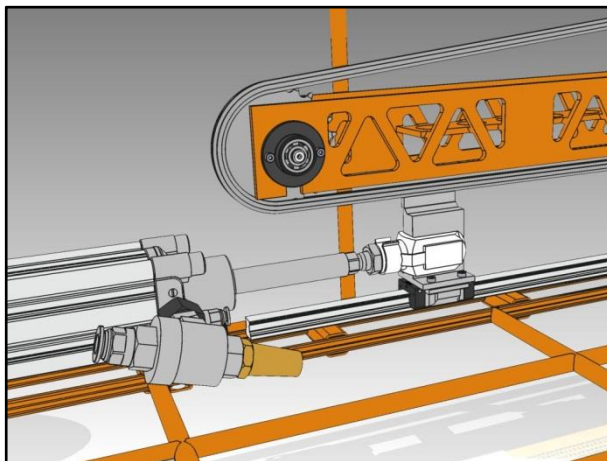
4.1. A munkahenger és a hajtómű kapcsolata.

A munkahenger helyzete a pilóta és a hajtáslánc elhelyezkedése miatt adott volt, közvetlenül a vázhoz kapcsolódik (12. ábra). A munkahenger dugattyúrúdja villásfejjel lett ellátva, majd ehhez kapcsolódik a láncbefogó, mely a hajtóműben található láncra viszi át az alternáló mozgást. A villásfejben gyorszáras, lemezzel ellátott csap található, mely nagyban elősegíti a szerelhetőséget. Korábbi tapasztalatok alapján a láncbefogót oly módon kell kialakítani, hogy a villásfejben ne legyen képes mozogni, csak azzal együtt. Ennek oka, hogy a munkahenger irányváltásainál, a laza illesztéssel összeállított gépegység, nagymértékű ütőmunkának van kitéve, mely a munkaórák előrehaladtával fáradásos töréshez vezet.



12. ábra A munkahenger beépítése

Ahhoz, hogy a dugattyúrúd ne legyen hajlamos kihajlásra, a láncbefogó egység alátámasztással lett ellátva (13. ábra). Az alátámasztást egy lineáris vezető elem biztosítja, melynek segítségével profil sínen oszlik el a dugattyúrúd radiális terhelésének nagy része. Így a munkahengert – megfelelő szintű kivitelezés esetén – megközelítőleg csak axiális erők terhelik.

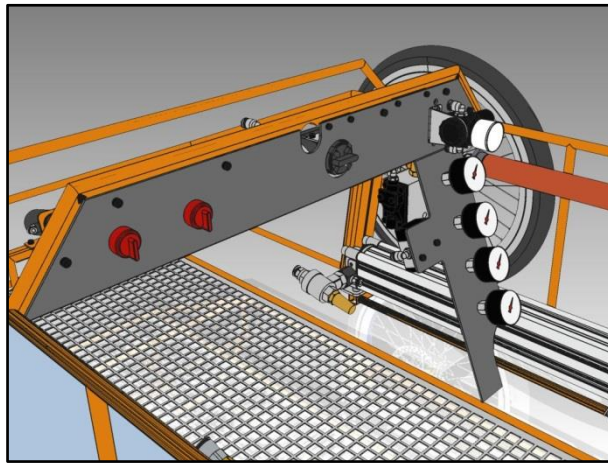


13. ábra A Munkahenger és a hajtómű kapcsolata

4.2. A pneumatikus vezérlő elemek elhelyezése

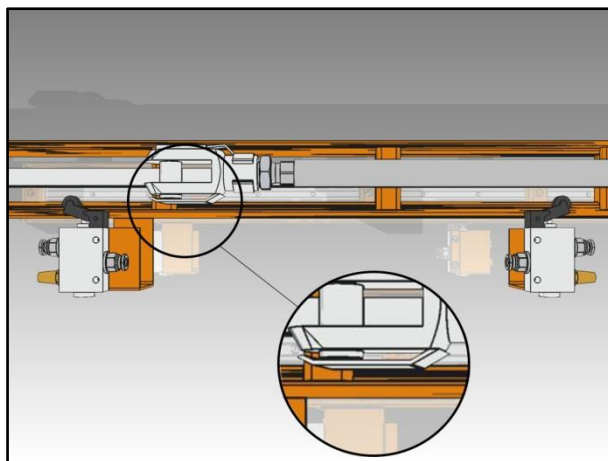
A vezérlő elemek a jármű orrában és a pilóta körül kaptak helyet. A kapcsolási rajznak megfelelően a rendszer különböző helyein, mérési pontok lettek elhelyezve, melyekhez nem csak mechanikus, hanem elektronikus műszerek is csatlakoznak. A tápnyomást és a puffer nyomást mutató órák jól látható helyekre kerültek, ugyanis a nyomáskereső mutatja meg a pilóta számára a legjobban, hogy az üzemanyag tartály meddig képes még kiszolgálni a munkahengereket. Ugyan a vezérlőnyomás beállítását egyszer kell elvégezni, illetve üzembe helyezéskor egyszer kell ellenőrizni mégis fontos, hogy a műszerfalon helyet kapjon (14. ábra). A korábbi tapasztalatok azt mutatják, hogy a pneumatikus alkatrészek érzékenyek a

rezgésekkel szemben, így verseny körülmények között a kapcsolási nyomásánál nagyobb nyomásra lehet szükség.



14. ábra Műszerfal

A végállás kapcsolók a hajtómű alatt kaptak helyet, a jármű vázszerkezetéhez konzolon keresztül kapcsolódnak. A villásfejen elhelyezett lemez végzi a működtetésüket. Az elhelyezésnél figyelembe kell venni a működési irányt, ugyanis a görgőkaros kialakítás csak egy irányból terhelhető, emellett a kapcsoló nem kaphat ütésszerű igénybevételt. Ezért a villásfej oldalára ívelt lemez került fel, mely a görgő folyamatos felfutását és ezzel együtt a szelep folyamatos kapcsolását segíti elő. A 15. ábrán jól láthatóak az egymással szembefordított végállás kapcsolók és a villásfejen elhelyezett lemez profilja is. A pontos beállítás érdekében a végállás kapcsolók helyzete állítható, így a munkahenger teljes lökethossza kihasználható.

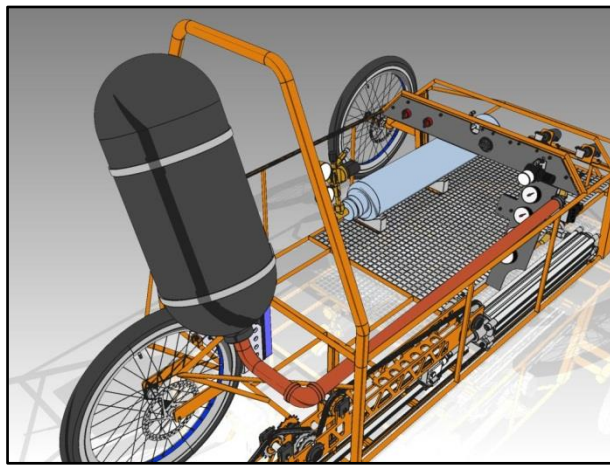


15. ábra Végálláskapcsolók és villásfej helyzete

Az üzemanyag tartály a jármű bal oldalán, a vázon belül kapott helyet, a versenyszabályzatban foglaltak szerint biztosítani kell a palack és a reduktor védelmét és rögzítését a vázon belül. A rögzítés mellett még szempont volt, hogy probléma esetén a pilóta

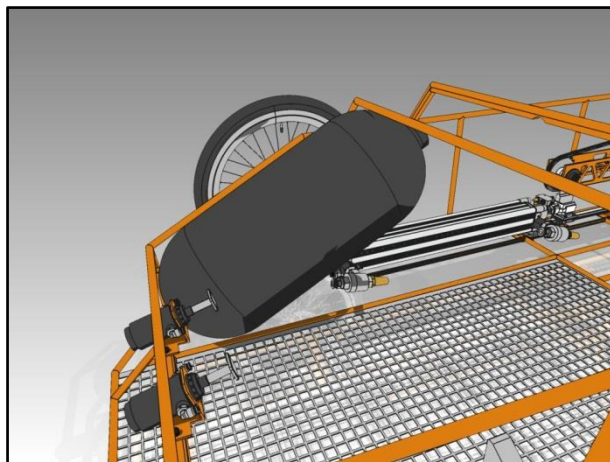
hozzá férjen a reduktorhoz, el tudja azt zárni. Emellett olyan helyzetben álljon, ami lehetővé teszi a jobb oldalon lévő nyomásmérő órákon kívül, a reduktorról való tápnyomás leolvasását. A tartály továbbá oly módon került rögzítésre, hogy esetleges ütközés esetén a gyűrődési zónába ne nyúljon bele.

A puffer tartályok elhelyezése igen komoly feladat volt, a járműben kis hely áll rendelkezésre ugyanakkor, a palackok mechanikai védelméről is gondoskodni kell. Az 50 liter térfogatú palack a járművezető mögött kapott helyet (16. ábra), borulás esetén a bukókeret megvédi azt a sérülésektől. Továbbá a vész-stop körig vezető réz cső a vázszerkezeten belül helyezkedik el így a borulás esetén ez is védve van.



16. ábra 50 literes puffer tartály elhelyezése

A kisebb, 25 literes tartály a jármű orrában kapott helyet (17. ábra). A munkahenger mögött, döntve, a palack a gyűrődési zónát nem érintve a vázszerkezethez rögzül. A palackok rögzítése mindkét esetben Hilti-szalag segítségével történik.



17. ábra A 25 literes palack elhelyezése

A pneumatikus csövek elhelyezésénél, olyan kialakításra törekedtem, amely a lehető legkevesebb cső felhasználásával készül el. Ez nem csak az esztétika és jobb helykihasználás érdekében történt, de a kapcsolási időt is nagymértékben csökkenti az, ha nem rendelkezik a rendszer felesleges csövekkel.

5. A TELEMETRIA RENDSZER

A pneumatikus motor tervezésénél több olyan tényező is szóba került mely időben változó mennyiség és csak méréssel lehet pontosan meghatározni. A mérések egy úgynevezett telemetria rendszer segítségével történtek nagytávolságú vezeték nélküli adattovábbítással, melyet a technikai sportokban, így a Formula 1-ben is már régóta alkalmaznak. Ennek előnye, hogy az adatok mérése elektronikus eszközökkel - valós időben - zajlik, így az értékek számítógépen megjeleníthetők, illetve kiértékelhetők lesznek. A valós idejű (real time) mérés lényege, hogy a mért adatok a tárolás mellett, valós időben a számítógép képernyőjén láthatóak is. A vezeték nélküli adattovábbítás adta lehetőség, hogy ezek az értékek nagytávolságból is azonnal megjeleníthetők. Így akár verseny közben is folyamatos utasítás adható a pilótának arról, hogy milyen taktikát folytasson az egyes versenyszámokon, illetve az adatok későbbi időpontban kiértékelhetők.

Amennyiben a jármű PLC vezérléssel rendelkezik, a versenyszabályzat lehetővé teszi az üzem közbeni minimális beavatkozást, azaz külső segítő által indítható és leállítható a jármű. Az üzemi nyomás érték változtatható, így a pilótának nem kell figyelmét ezekre a dolgokra fordítania a verseny közben ugyanakkor felülbírálnakja a kiadott utasításokat.

A mért értékek az adatgyűjtő beépített memóriájába tárolódnak, illetve wireless router segítségével közvetíthetők a mérést végző számítógép felé.

5.1. Mérendő mennyiségek

Az értékek minden esetben az idő függvényében kerültek meghatározásra, ezáltal a mintavételezési idő függvényében az adott minták száma arányos az eltelt idővel. Nyomásmérésre a következő ponton került sor:

- üzemanyag tartálynál
- kompenzátor tartályok közös pontjában
- munkahenger pozitív kamrája előtt
- a munkahenger negatív kamrája előtt

Ezek a pontok megegyeznek a kapcsolási rajzon manométerrel feltüntetett pontoknak. A nyomásértékekből leszűrhető a puffertartályok kompenzáló képessége, illetve a munkahenger erőviszonyai és nyomásfelépülése.

Az áteresztőképesség mérésre az üzemanyagtartály után került sor, vagyis az összes a rendszer által felvett munkaközeg értékét mértem. Segítségével megtudható a pneumatikus motor fogyasztása és a puffer tartályok kompenzáciási ideje. Meghatározható, mennyi ideig elégséges a munkahengerek kiszolgálása, amennyiben csak az üzemanyagtartályon lévő reduktor szolgáltatja a táplevegőt.

A munkavégző elem sebessége több fontos paramétert meghatároz, hatással van a munkaterekben kialakuló nyomásra illetve szorosan összefügg a fogyasztással. A rendszer hőmérséklete pontosabb képet adhat a munkaterekben illetve a rendszer egyéb elemeiben történő változásokról. A mérést végző úgy lett kialakítva, hogy a program képes a hőmérsékletmérésre, de jelen esetben még nem végeztem ilyen irányú méréseket.

5.2. Alkalmazott mérőműszerek és egyéb eszközök

A nyomásmérés Festo SPTE-x 571484 típusú nyomásmérővel történt. Az eszköz működési elvét tekintve piezorezisztív nyomás szenzor. Amikor az anyag elektromos ellenállása mechanikai deformáció hatására megváltozik, piezorezisztív jelenségnek nevezzük (Sárosi, 2014).

Az eszköz 0-1 MPa mérésére alkalmas, illetve 10-30 V egyenfeszültség tartományban üzemel. Az eszköz 0-1 MPa tartományon belül képes mérni, és a nyomásértéknek megfelelő egyenfeszültség jelet szolgáltat, 10 V tartományon belül. Ez előnyös, mivel a mérőeszköz üzem behelyezésekor nem szorul kalibrálásra, ezt már a gyártó elvégezte, illetve az adatgyűjtő bemenetei $\pm 10V$ feszültséghatárok között mérnek. A nyomásmérő főbb paramétereit a 4. táblázat tartalmazza.

4.táblázat Festo SPTE-x főbb jellemzői

forrás: www.festo.com

Mérési tartomány	0-1 MPa
Legkisebb mérhető érték	10^{-5} MPa
Tápfeszültség	18-30v
Kimeneti feszültség	0 ... 10 v

A mérőeszköz 4 mm átmérőjű pneumatikus csatlakozóval állt rendelkezésre.

Az áramlásmérés egy Testo 6442 típusú áramlásmérő segítségével történt. A műszer termikus a depresszió elvén működik. A mérési módszer lényege, hogy az áramló közegbe két üvegbevonatú kerámia érzékelőt helyeznek. A mérés során a mérő műszer érzékeli, hogy az áramló közeg milyen mértékben hűti az útjába helyezett fűtött ellenállást. A tapasztalható hűtési teljesítmény a térfogat árammal arányos (Dr. Seres István, 2007). A mérőeszköz 1” méretű csővel rendelkezik, 19-30 volt egyenfeszültség szükséges a működtetéséhez. Mint ahogyan az 5. táblázatból kiderül, az eszköz kimeneti jele 4-20 mA, mivel az adatgyűjtőben lévő analóg kártya csak feszültségmérésre alkalmas – melynek felső határa 10 V - az eszköz által leadott áramerősséggel arányos feszültséget kell létrehozni. Azaz a mérőkapcsolásban egy 500 Ω értékű és legalább 0,2 W teljesítményű ellenállásra lesz szükség.

5.táblázat Testo 6442 főbb jellemzői

forrás: www.mastertools.com

Mérési tartomány	0,75-225 $\frac{m^3}{h}$
Legkisebb mérhető érték	0,001 $\frac{m^3}{h}$
Tápfeszültség	18-30v
Analóg kimenő jel	4-20 mA

A jármű sebességének mérésére, egy hagyományos kerékpár dinamót alkalmaztam. Az első mérés során az eszköz által kibocsájtott feszültség függvényében került meghatározásra a sebesség. Ez a módszer nem járt sikerrel, mivel a dinamó forgórészét két permanens mágnes alkotja ezért az állórész tekercsek egy bizonyos fordulatszám felett telítődnek, nem adnak le 6 volt értéknél nagyobb feszültséget. A végleges kialakításban, ezek alapján a kibocsájtott feszültség frekvenciáját vettem alapul a sebesség meghatározásához.

A mérőműszerek jeleinek feldolgozásáról adatgyűjtő eszköz gondoskodik. Méréseimhez egy, Compact RIO 9074 típusú adatgyűjtő állt rendelkezésre, melyben egy darab mérőkártya kapott helyet. Az NI 9201 típusú mérő kártya, analóg bementi kártya, feszültségmérésre alkalmas, ± 10 V egyenfeszültség tartományban. A kártya fontosabb adatait az 6. táblázat tartalmazza.

Az adatgyűjtő eszköz számára minimum 19 volt egyenfeszültség szükséges a működéshez, a két-akkumulátoros kialakítás miatt 24 volt egyenfeszültségről működik. A mérőkártya CSP-n keresztül kapcsolódik hozzá. A méréshez elegendő, ha 10 ms időközönként mintát veszünk, így mind a kártya mind az adatgyűjtő megfelel a célnak.

6.táblázat NI 9201 főbb jellemzői

forrás: www.NI.com

Mérési tartomány	± 10 v
Legkisebb mérhető érték	0.015 V
Mintavételezési sebesség	50kS/s
Csatornák száma	8
Analóg bemeneti modul	12 bit

Az eszköz 128 MB rendszer - melyben a mérő program tárolódik - illetve 256 MB adatnaplózásra használható memóriával rendelkezik. A memóriaterület a mintavételezési frekvenciától függően nagyságrendileg 5 perc folyamatos mérést tesz lehetővé. A mért adatok ip-cím segítségével, internetes böngészőn keresztül letölthetők.

Az eszköz ethernet kábel segítségével tart kapcsolatot a mérést végző számítógéppel, ezen keresztül történik a program feltöltése és az adatok letöltése is. Esetemben, az eszköz egy wireless routerrel is el lett látva, így vezeték nélküli adattovábbítás is lehetővé vált. A router szintén ethernet kábellel kapcsolódik az eszközhöz. Így vezeték nélkül lehetséges az adatok le és feltöltése. Az alkalmazott eszköz egy Tp-Link TL-WR741ND típusú wireless router. A eszköz 801.11/n szabványnak megfelelő besorolást kapott, működési frekvenciája 2,4 Ghz

Ahhoz, hogy nagytávolságú adat továbbításról legyen szó a 2,4Ghz –es frekvencia nem elegendő. Ennél a kialakításnál a hatótáv ideális körülmények között is csak 100 méter átmérőjű körre korlátozódik, míg egy 5 Ghz-es hálózat akár 2 km hatótávval is rendelkezhet.

A későbbiekben ez a kialakítás fejleszthető, nagyobb teljesítményű antennákkal, hot spotok beiktatásával vagy a működési frekvencia növelésével. Az eszköz 9 volt egyenfeszültségről üzemel, mivel a beépített akkumulátorok 12 volt egyenfeszültséget szolgáltatnak, ezért stabilizátor áramkör állítja elő a megfelelő tápfeszültséget

Az eredeti konstrukción annyi változtatást eszközöltem, hogy a gyári 3 dB antennát egy 8 dB antennával helyettesítettem. Fontos azonban megemlíteni azt, hogy ez nem járt a hatótávolság növekedésével, csupán a jobb lefedettség volt a cél.

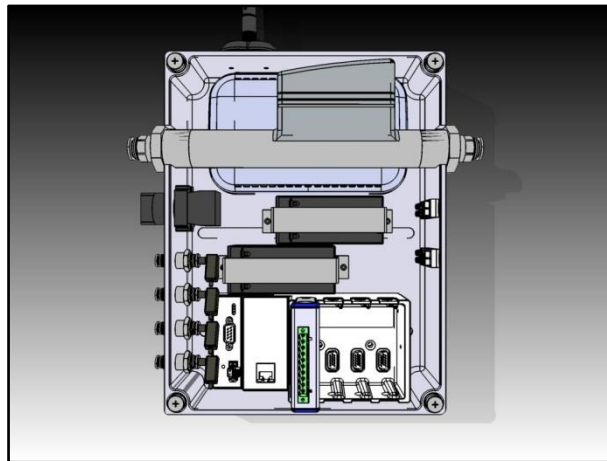
5.3. Mérő egység felépítése és elhelyezése

A mérést végző eszközöket és a működésükhöz szükséges elemeket, célszerű egy helyen elhelyezni, erre a feladatra egy zárt elektronikai dobozt választottam. Ez nem csak

kompaktabbá teszi a mérő kapcsolást, de védi is a mérő berendezéseket a mechanikai behatásoktól. A mérőberendezés kialakításánál célom volt továbbá egy olyan egység megalkotása mely, könnyen mozgatható, bármikor áthelyezhető másik járműbe és ott rövid beüzemelési idő mellett használható. A 18. ábrán látható a mérődoboz összeállítása, az elektronikus rendszer vezetékeit a jobb átláthatóság érdekében nem tüntettem fel.

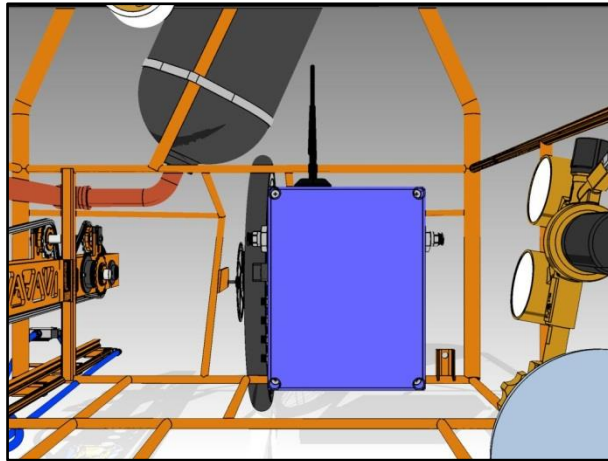
Az ábrán látható, hogy az egység bal oldalán kapott helyet a tápfeszültség kapcsoló illetve a nyomásmérők csatlakozási pontjai. Annak érdekében, hogy a nyomásmérők mechanikai védelme biztosítva legyen, nem a mérési pontoknál kerültek elhelyezésre. Lemezre szerelhető, átalakító toldó adapter lett beépítve, így a 4 mm átmérővel rendelkező nyomásérzékelő ezen keresztül csatlakozik a 6 mm átmérőjű mérési pontokhoz.

A dobozban lévő alaplemezre került fel a wireless router, illetve az adatgyűjtő is. A router felett kapott helyet az áramlásmérő, melyhez szükséges volt a doboz falát megbontani. Mivel fontos a vízállóság is, a kivágás helyén, az élek mentén gumiszalag gondoskodik a megfelelő zárásról. Helyet kapott még a dobozban két 12 voltos, 7 Ah egyenfeszültséget szolgáltatató, az eszközök tápfeszültségéért felelős biztonságtechnikai akkumulátor. A 7Ah érték megfelelő mivel az eszközök ~ 2300 mA-t fogyasztanak óránként, ezért egy feltöltéssel közel három órás mérés lehetséges. A megfelelő pólusok elosztásához földsínt alkalmaztam, az eszközök vezetékeit – a könnyebb szerelhetőség érdekében - mindenhol érvég hüvellyel láttam el.



18. ábra Mérő egység

A járműben a pilóta mögött kapott helyet a mérőegység (19. ábra). Az elhelyezéskor fontos szempont volt a vezetékek hosszának minimalizálása, mivel ezek hatással vannak a mért értékekre.

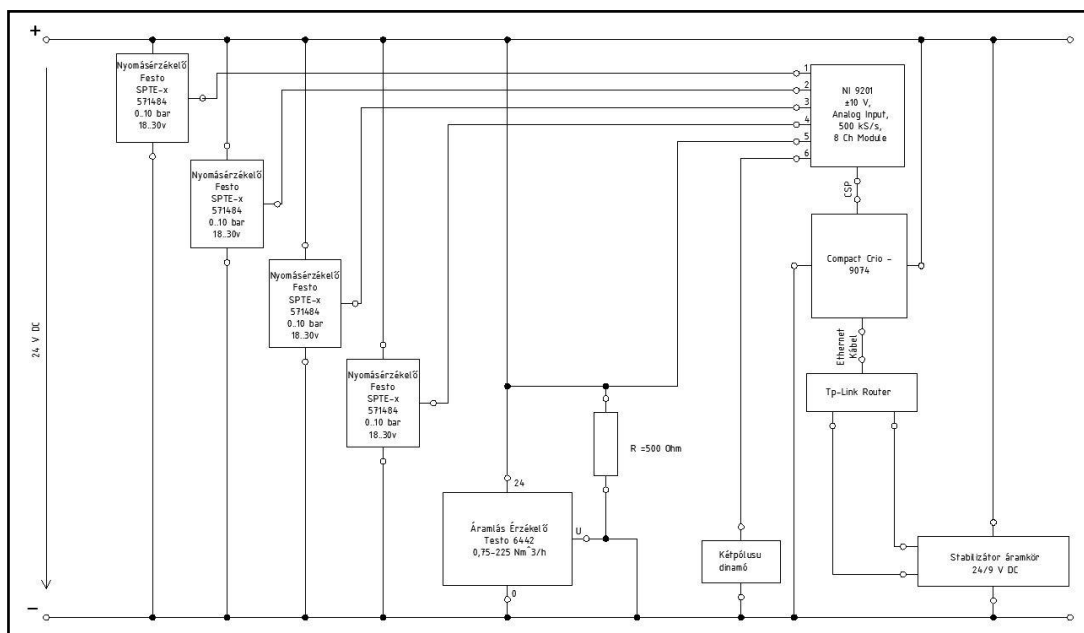


19. ábra Telemetria rendszer elhelyezése

Ezek alapján a kerék jobboldala a meghajtáshoz szükséges, míg a bal oldala a méréshez szükséges lánckerékkel lett ellátva. A dinamó egy a hátsó tengelynél elhelyezett konzolon kapott helyet és lánccal kapcsolódott a hajtott kerékhez. Az áttételnek fontos szerepe van, amennyiben az eredeti elgondolás szerint dörzskapcsolattal kapcsolódik a dinamó a kerékhez, úgy az áttétel olyan nagy lett volna, hogy 10 km/h sebesség felett már a mérendő jel frekvenciája meghaladta volna az adatgyűjtő mintavételezési frekvenciáját. Ezért egy lánckapcsolattal olyan áttétel hoztam létre mely segítségével a mérendő jel frekvenciája a maximális mintavételezési frekvencia felére esett vissza.

5.4. Telemetria rendszer működése

A mérőeszközök egy mérőkapcsolást alkotnak, melynek központi eleme az adatgyűjtő. A kapcsolási rajz a 20. ábrán látható.



20. ábra Telemetria mérőkapcsolás

A szenzorok kimenetei az adatgyűjtőben található analóg kártya bemeneteihez kapcsolódnak, később a programírásnál az egyes eszközökre a mérőkártya bemeneteiként lehet hivatkozni.

Az adatgyűjtő dolgozza fel a szenzorok által küldött jeleket, az őt vezérlő program segítségével. A program megalkotása a National Instrument Labview nevű alkalmazásában kerül sor, majd a fent említett, hálózati eszközök segítségével feltöltésre kerül a program az adatgyűjtőre.

A programban 2 ciklus található, az első garantálja a mérések között eltelt idő állandóságát.

Ehhez egy time loop szerkezetet használtam, mely a programban található scan enginehez lett hozzárendelve. A mintavételezési időt így csak a scan engine-nél kell beállítani, ennek értéke érteke 10 ms. Tehát minden mérés 10ms időközönként ismétlődik. A program első ciklusa a 2.sz mellékletben található.

Ez a ciklus tulajdonképpen az áramlásmérő adatait normalizálja valamint beolvassa a többi analóg bemenet értékét. Egy FIFO elem található benne, mely az adatvesztés elkerülése érdekében kapott helyet. A 2.sz mellékletben látható databuffer, ez az elem. Az adatok tárolása lassabban történik, mint a mérések elvégzése ezért egy átmeneti tárolóba kerülnek, egy úgynevezett tömbbe. Funkcióját tekintve ez egy olyan elem, melynél az első belépő érték, a tárolón áthaladva az első kilépő érték is lesz. Ez a tároló hozza létre azt az idő többletet, melyre a beíráshoz szükség van. Az adatok bevitelére a mérést végző kártya egyes bemeneteire való hivatkozással kerülhet sor. A nyomásmérők jelei módosítás nélkül tárolhatóak, az áramlásmérő jelét viszont tovább kell alakítani. A mérőkészülék által leadott 4-20 mA áramerősség jelből egy ellenállás segítségével feszültségérték jött létre, ez az érték nem áll egyenes arányban az áteresztőképességgel ezért, a létrehozott feszültségértékekhez hozzá kell rendelni az áteresztőképesség értékeit. Az ehhez szükséges műveletek az ábrán láthatóak. A 3.sz mellékletben található a második ciklus, mely az adatok fájlba írásáért és megjelenítéséért felelős. Látható, hogy itt is megjelenik a databuffer nevű elem, elmondható, hogy az első ciklusban található elem a databuffer bemente, jelen ciklusban található elem pedig a kimenete.

Az adatok mentése, egy szöveges fájlba történik, ahol az egyes értékek tabulátorral vannak elválasztva egymástól, ezt a feldolgozásnál figyelembe kell venni.

A második ciklusban található a sebességméréshez szükséges a frekvenciabecslő. Az eszköz működése az Buneman formulán alapszik. Az előzetes tesztekben Fourier-transzformáció segítségével próbáltam meghatározni a frekvenciát. Ez nem adott stabil

eredményt, illetve a labview elemtárában rendelkezésre állt a Buneman formula szerint működő becselő, ezért célszerűen ezzel dolgoztam tovább. Az eszköz bizonyos darabszámú függvény csúcs ismerete után ad értékelhető eredményt. Minél több csúcsot vizsgál, annál pontosabb értéket szolgáltat a mérés további szakaszában. A csúcsok száma megadható, ugyanakkor figyelembe kell venni, hogy a megfelelő számú minta összegyűjtéséig nem ad eredményt a becselő, a sebességérték kirajzolása időben a beállított periódus számmal csúszik. A dinamó szerkezeti felépítése miatt a frekvencia számot még módosítani kell, mivel 4 póluspár található bene ezért a kapott értéket 4 elosztva előáll az egy körbeforduláshoz tartozó periódus szám. A számolt érték és az egy kerék körbeforduláshoz tartozó elmozdulás megadja a sebességet, amely m/s és km/h mértékegységben is kijelzésre kerül.

Mivel az adatok nem csak tárolva lesznek, hanem valós időben kirajzolásra kerülnek, ezért a mérőprogram egy grafikus felülettel is kiegészül. A kialakítás a 4.sz mellékletben látható. Látható, hogy grafikus és numerikus kijelzés is található a felhasználói felületen. A numerikus kijelzés a pontos pillanatnyi értékről tájékoztatja a felhasználót. A grafikus kijelzőkön az idő függvényében a mért értékek láthatóak. A jobb áttekinthetőség érdekében több grafikonra bontottam a mérendő mennyiségek kijelzését. A megfelelő értékeket párba rendezve kerültek megjelenítésre ez által a változások sokkal jobban láthatóak.

6. A MÉRÉS MENETE ÉS EREDMÉNYEK KIÉRTÉKELÉSE

6.1 Mérési körülmények és a mérés menete

A mérések tekintetében fontos, hogy bármikor újra ismételhető legyen. Ennek érdekében szükséges rögzíteni az összes olyan egyéb paramétert is, mely hatással lehet a mért értékek alakulására. Az üzemanyagtartály egy 20 MPa-os, 0,01 m³-es nitrogénnel töltött palack, az üzemi nyomást Messer Constant 2000 reduktor szabályozza az adott mérési sornak megfelelő értékre. 24,8 C° környezeti hőmérséklet és szélcsend volt. A jármű tömege a pilótával együtt 191 kg, a hajtott kerék 24” col átmérőjű. A mérések alatt váltás nem történik, egy sebesség fokozatban mértem. A hajtóműtől a kerékig az áttételek teljes módosítása: 2,06.

A mérésre sík, száraz aszfalton került sor, 30 méter hosszú egyenes szakaszon. A mérések alatt a tápnyomást 0,4 MPa-tól 1 MPa-ig 0,2 MPa-ként változtatom, a puffertartályokat - amennyiben nem volt kiiktatva a mérés alatt - a mérés elején feltöltöttem, illetve maximális gázadás mellett mértem.

6.2 Az eredmények feldolgozása

A mért adatok feldolgozásánál az első lépés az mérési eredmények helyességének megállapítása. A méréssel szerzett adatok közül, a legtöbb megfelelő, ez alól kivétel a térfogatáram. Annak érdekében, hogy a mérés során létrejött zaj ne befolyásolja a számításaimat simítottam a kapott függvényt. Átlagoló szűrőt választottam, mert az esetek többségében ez elegendő, az algoritmus viszonylag egyszerű. A görbének minden pontját a környezetének átlagával helyettesítjük, (www.tankonyvtar.hu) a műveletet a 10. képlet írja le.

$$Q_{vx} = \frac{\sum_{i=0}^{n-1} Q_{v\ n-1}}{n} \quad (10)$$

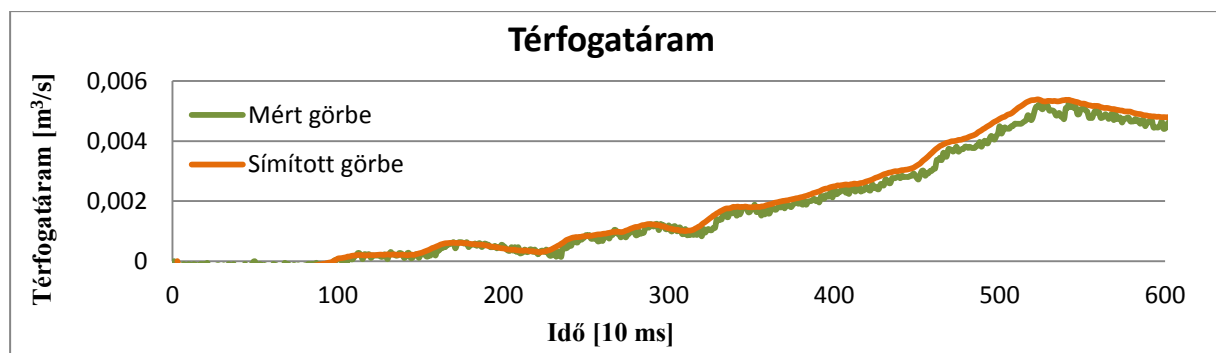
Ahol

Q_{vx} = A mért görbe új pontja a kiindulási pont környezetének átlagát véve

$Q_{mért}$ = Mért térfogatáram

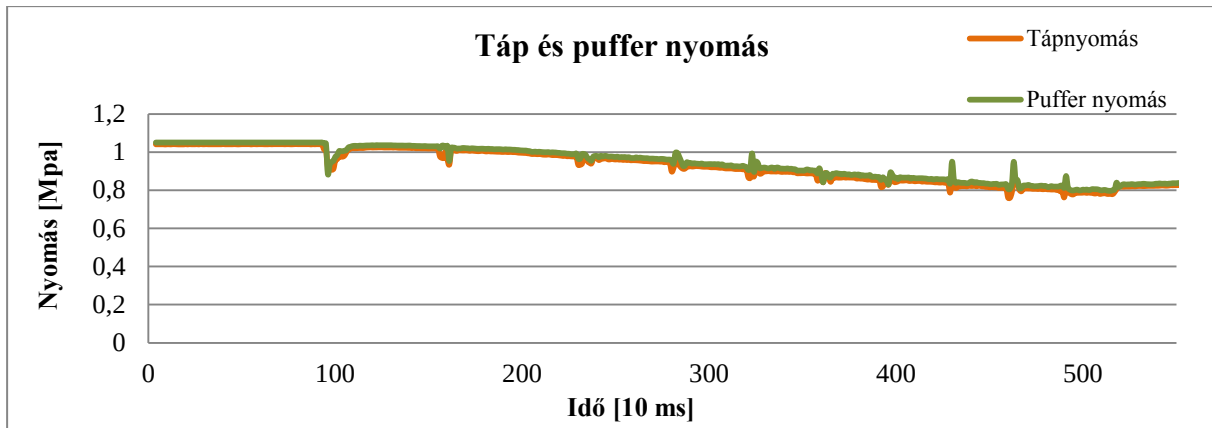
n = lépésköz

A függvény eredeti alakja és a simított alakja a 21. ábrán látható. Az átlagoló szűrőt több lépésközzel is teszteltem, de az első elfogadhatónak tetsző eredményt n=15 lépésköz hozta adatvesztés nélkül.



21. ábra Térfogatáram simítása

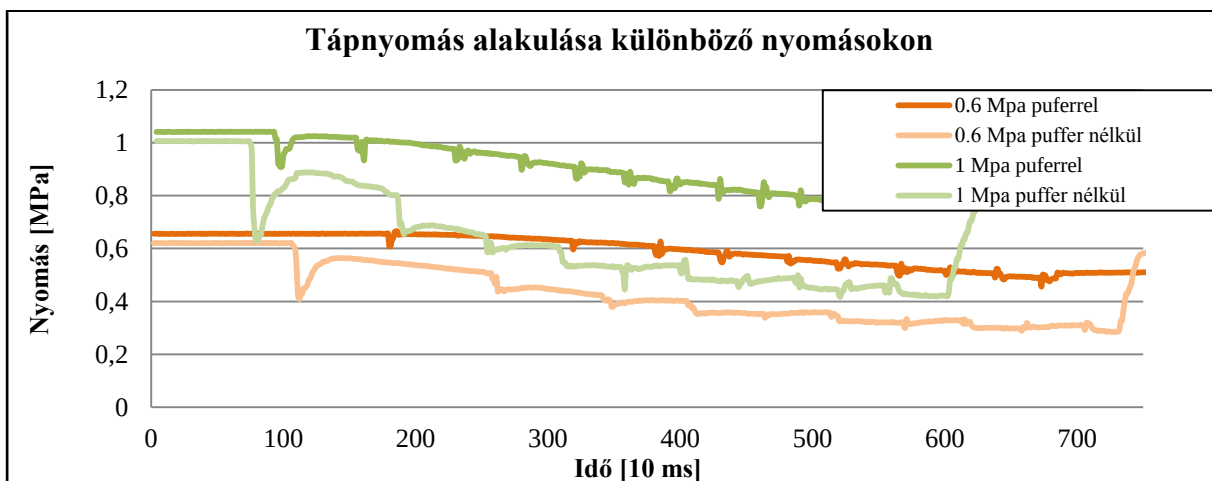
A nyomásértékeket az áramló közeg útján át követtem végig, ezért először a táp-, illetve a kompenzátor tartályok nyomását vizsgáltam. A kompenzátor tartályok a munkahengerek jobb kiszolgálása érdekében kerültek a rendszerbe. Vizsgálatom tárgya, hogy ezeknek a tartályoknak milyen hatása van a tápnyomásra és a hengerben felépülő nyomásra nézve. A 22. ábrán látható egy 1 MPa-os, puffer tartállyal elvégzett mérés eredménye.



22. ábra 1 MPa értékű mérés táp és puffer nyomás görbéje

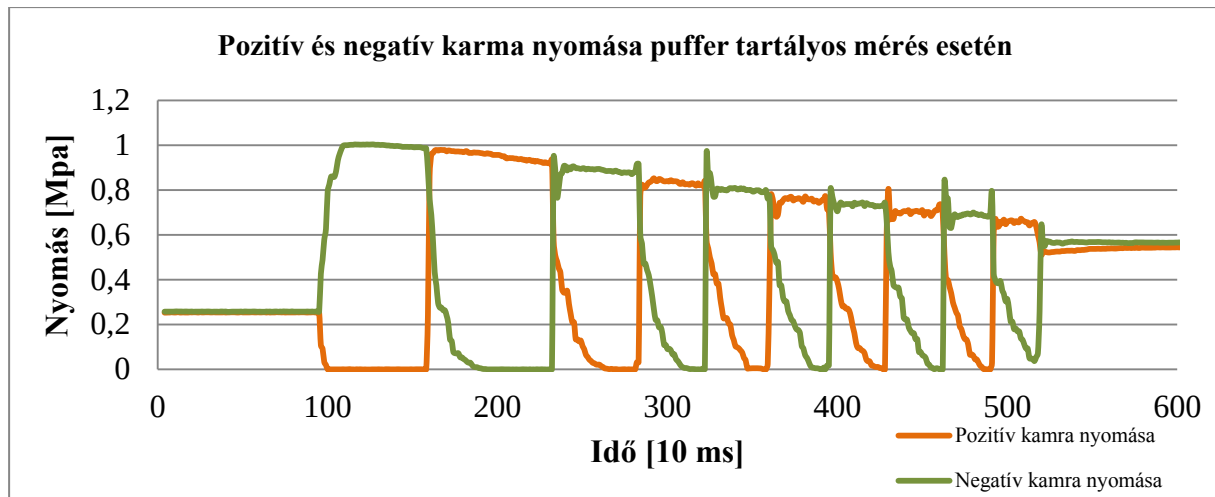
A puffer nyomás nem sokkal, de magasabb a piros tápnymásnál és a dugattyú megállásokat követő utántöltés is jól látszik, ahogy a növekvő fogyasztással csökkenő nyomásérték is. Már ebből is sok gondolat ébredhet, az igazi eltérés azonban a következő ábrán rajzolódik ki.

A 23. ábrán egy 1 MPa-os és egy 0.6 MPa-os mérés eredménye látható kompenzátor tartályokkal és azok nélkül. A pneumatikus motor sebességével nő a munkahenger fogyasztása. Ezt a megnövekedett levegőigényt a táptartály nem tudja egymaga biztosítani. Üzem közben puffer nélkül a nyomás a beállított érték alá szalad hamar, míg a kompenzátor tartállyal ellátott rendszer esetén ez csak 20 % csökkenést jelent. A nyomásértékeket tekintve is belátható, hogy a puffereknek igen fontos szerepük van a rendszer részeként, hiszen a munkahengerek kiszolgálása közel 30 százalékkal jobb általuk. Az alacsonyabb nyomás miatt természetesen a működési sebesség is romlik. További kérdést vet fel a 25, 50 és 100 literes kompenzátor térfogattal ellátott rendszer működése, amely egy későbbi mérés tárgyát képezheti, és amellyel megállapítható a pneumatikus motorhoz tartozó ideális puffer kapacitás.



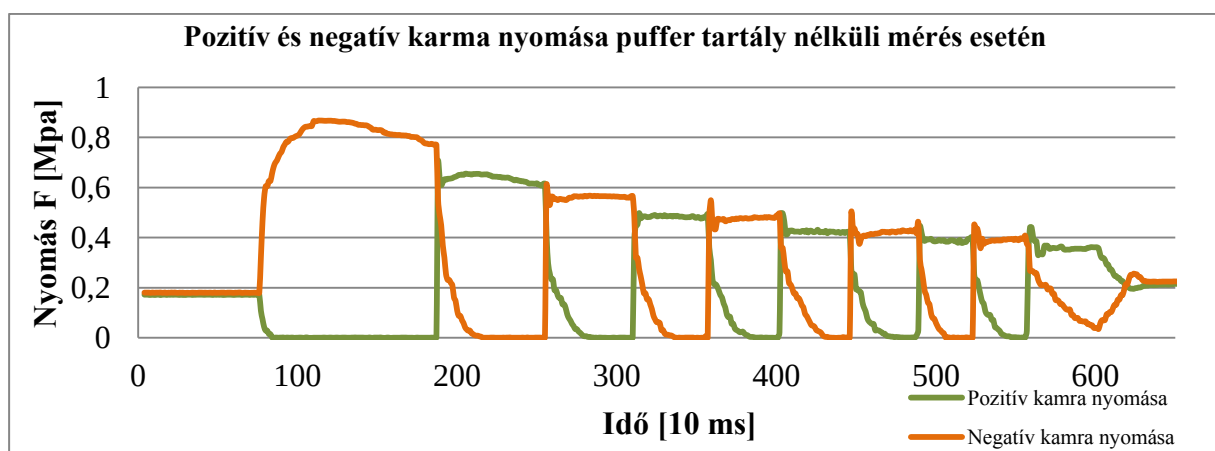
23. ábra Tápnymás alakulása különböző nyomásokon

A munkaterek nyomását tekintve szintén tanulságos a tápnyomás alakulása, ahogy a felépülő maximális nyomás az ütemek számának előrehaladtával egyre csökken. A 24. ábra egy 1 MPa-os, pufferes mérés esetén a munkaterek nyomásának egyenletes csökkenését mutatja.



24. ábra Pozitív és negatív kamrák nyomása Puffer tartályos mérés esetén

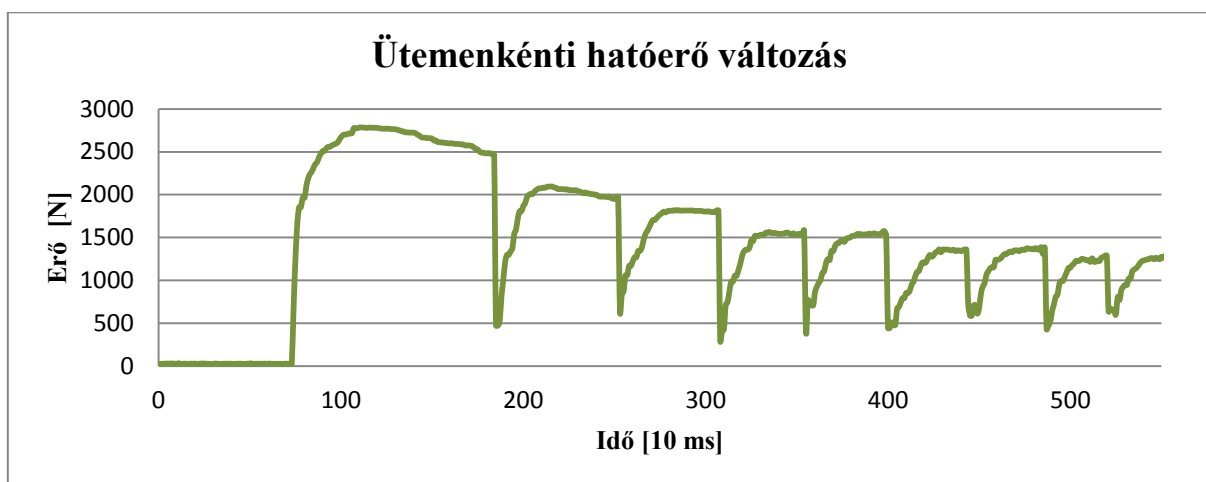
Ezzel szemben a 25. ábrán egy puffer tartályok nélküli mérésen jól látszik, hogy az elégtelen kiszolgálás eredményeképpen, már az első ütem során jelentős nyomáscsökkenés következik be, a második ciklusban pedig ugrásszerűen csökken a hengerben a nyomás. A ciklusidő csökkenése a dugattyú sebességének növekedését jelzi, ami a feltöltés további romlásával jár. A puffer hiánya itt ezért jelentős teljesítmény csökkenést is okoz. Az magasabb dugattyú sebesség a hatásfokot is rontja, mivel az ellenkamrában rövidül a környezeti nyomásérték egy cikluson belül, csökken a nyomáskülönbség, a hatóerő. A pufferes rendszer gyorsasága miatt ez a sajátosság ott még szembeötlőbb.



25. ábra Pozitív és negatív kamra nyomása puffer tartály nélküli mérés esetén

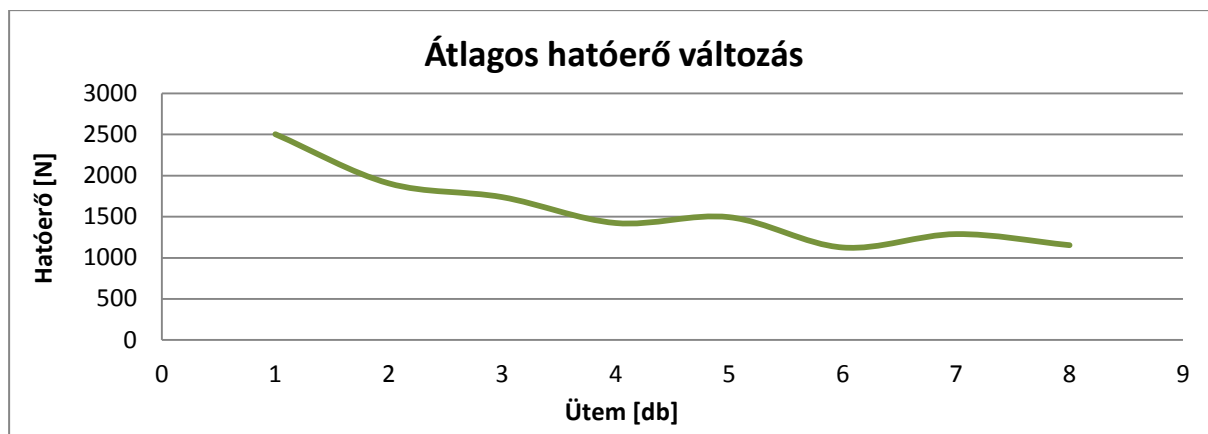
A puffertartályok kedvező hatása vitathatatlan, ugyan akkor további következtetéseket nem ált módomban levonni. Az áramlásmérő elhelyezéséből adódóan rendszer által felvett összes levegőmennyiség időbeli változását mértem. Mivel a puffertartályok kötési pontjában áramlásmérő nem került elhelyezésre, ezért a mérések során csak a pneumatikus motor által a puffer- illetve a táptartálytól felvett teljesítményének a különbségét láthatom. Sajnos ezzel a problémával csak a kiértékelés során szembesültem így korrekcióra nem volt lehetőségem. A további elemzéseket csak a puffertartály nélküli mérésekre korlátoztam.

A görbék nem csak a nyomásfelépülést mutatják, hanem a létrejövő hatóerőt is, mely fontos szerepet játszik a leadott teljesítményben.



26. ábra Ütemenkénti hatóerő

A 26. ábrán az ütemenkénti hatóerő változás látható 1 MPa-os rendszerben, melyet a kamrák nyomáskülönbségének és a munkafelületeknek a szorzatával képeztem. A függvény több dologról is árulkodik, az előzőekben leírtak alapján a tápnyomás esésével arányosan csökken a hatóerő, ami tovább esik a ciklusidő csökkenésével. Külön érdekessége, hogy a különböző munkafelületű oldalak miatt a rendelkezésre álló hatóerő ingadozása a jármű hajtása szempontjából egy-egy ciklust akár szinte haszontalanná tehet. Ezt az ingadozást mutatja látványosan a 27. ábrán az átlagos hatóerő változás. Ebből a görbéből az is kiderül, hogy a mérés végére megközelítőleg 50 százalékkal csökken a hatóerő.



27. ábra Átlagos hatóerő változás

Ezzel együtt a leadott teljesítmény csökkenését is váránk, a mért adatokból generált grafikonok azonban az ellenkezőjét mutatják.

A felvett teljesítményt a 11. ,míg a leadott teljesítményt a 14. képlet alapján került meghatározásra az idő függvényében.

$$P_{fel}(t) = p_{táp}(t) \cdot Q_v(t) \quad (11)$$

ahol

$P_{fel}(t)$ = a felvett teljesítmény

$p_{táp}(t)$ = mért tápnyomás

$Q_v(t)$ = mért térfogatáram

$$P_{le}(t) = \Delta p(t) \cdot Q_v(t) \quad (12)$$

Ahol

$P_{le}(t)$ = a leadott teljesítmény

$\Delta p(t)$ = a mozgást létrehozó nyomáskülönbség

Amiből

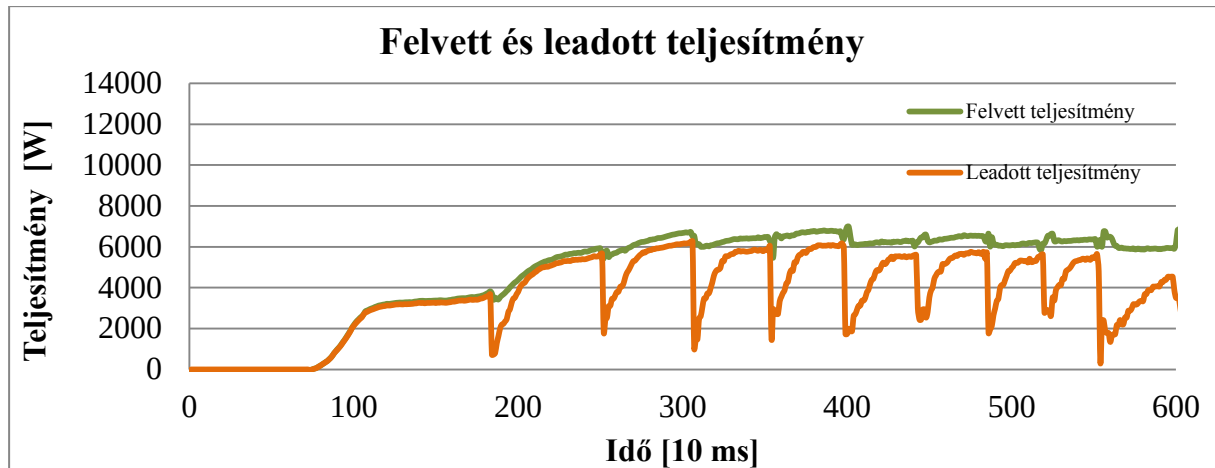
$$\Delta p(t) = \frac{|p_{+}(t) - p_{-}(t)|}{p_{atm}} \quad (13)$$

Ahol

$p_{\pm}(t)$ = a munkaterek nyomásváltozása

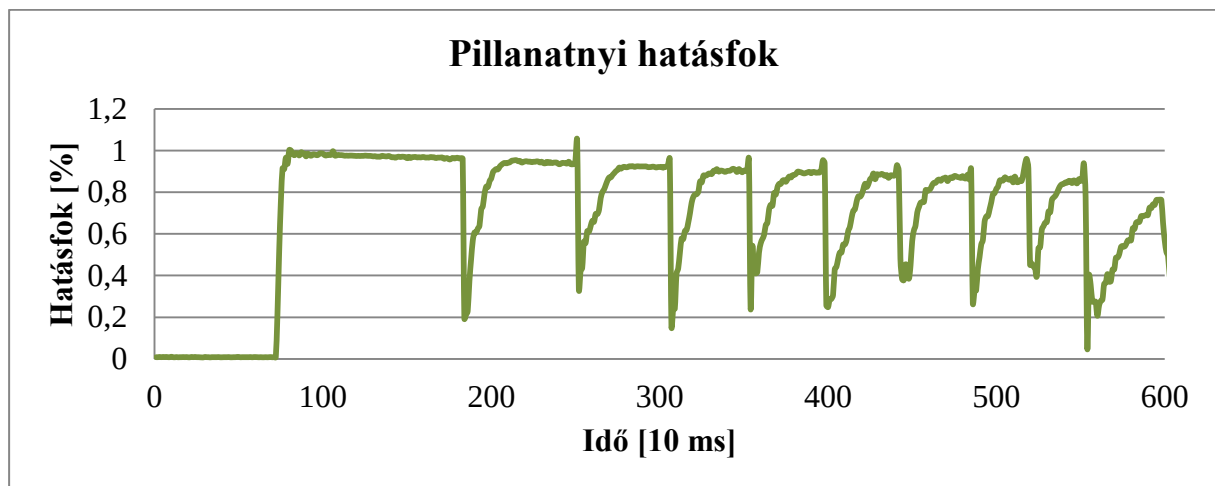
p_{atm} = atmoszférikus nyomásérték

A 28. ábrán látható a felvett és a leadott teljesítmény egy 1 MPa-os mérés eredménye. Egyértelműen látható a felvett és a leadott teljesítmény közötti különbség. A két görbe által bezárt terület jól mutatja a veszteségek mértékét és időbeni változását.



28. ábra 1 MPa-os mérés felvett és leadott teljesítménye

Jobban szemügyre véve a görbéket, szembeötlő különbséget fedezhetünk fel a görbék tekintetében, elmondható, hogy az értékek alakulása jól mutatja a felvett és leadott teljesítmény arányát, még jobban szemlélteti ezt a 29. ábrán található pillanatnyi hatásfokgörbe.



29. ábra 1 MPa-os mérés Pillanatnyi hatásfok görbéje

Az ábra alapján jól látszik, hogy az üzem végére a hatásfok közel 20 % -ot esik, ami igen jelentős teljesítmény csökkenést jelent tehát, a gond nem a leadott teljesítményben, hanem annak hasznosulásában van.

A betáplált munkaközeg leghatékonyabb felhasználása érdekében, érdemes megnézni, hogy a munkahenger munkavégzése során illetve működése során, milyen energiavesztéségi okok jelennek meg. Az első és legkézenfekvőbb, ezzel együtt a legjelentősebb veszteségi forrás a munkahenger végállapoti rögzítéséből származó energia szükséglet, ez a teljes energia szükséglet 60%-ánál is többet tehet ki, hiszen a teljes munkateret kitölti a rögzítéshez

szükséges nyomással a munkaközeg, ami az ellenirányú indításkor visszavonhatatlanul kikerül a rendszerből. Mértékét a 14. képlet írja le.

$$E_{rög} = p_{rög} \cdot V \quad (14)$$

Ahol

$E_{rög}$ = rögzítésre fordított energia

$p_{rög}$ = rögzítési nyomás

V = a rögzítés során az aktív kamra maximális térfogata

Ennek a veszteségnek a csökkentésére egy külön rögzítési nyomásértéket veszünk alapul, vagy a végállásban mechanikus vagy egyéb rögzítést alkalmazunk. Ez vezet a következő veszteségi forráshoz, ami a munkaközeg tágulási energiájának elégtelen felhasználásából adódik.

Ennek a mértékét csak a hőmérséklet, illetve a vezérlő szelep kapcsolásakor megtett út ismeretében lehet meghatározni (Dr. Tóth, 1991). Az összefüggést a 15. képlet írja le.

$$E_{exp} = \frac{\theta_{OT} \cdot \sigma_x \cdot (\xi_{01} + 1)}{\sigma_{OT} \cdot \left[\xi_{01} \cdot \left(1 - \sigma_b^{\frac{1}{k}} \right) + \xi_{OT} \right]} \cdot \left[\frac{k}{k-1} \cdot \left(1 - \left(\frac{\sigma_b}{\sigma_x} \right)^{\frac{k}{k-1}} \right) - 1 + \frac{\sigma_b}{\sigma_x} \right] \quad (15)$$

Ahol

E_{exp} = elégtelen expanzióból származó energiaveszteség

θ_{OT} = hőmérséklet a szelep kapcsolási időpontjában

k = adiabatikus kitevő

ξ_{01} = lökethosszhoz viszonyított káros térfogat

σ_b = bázis nyomás

σ_{OT} = nyomás a szelep kikapcsolás időpontjában

σ_x = kapcsolási nyomás

Amiből

$$\sigma_x = \sigma_b \cdot \left(\frac{\xi_{01} + \xi_{OT} + l_1}{1 + \xi_{01}} \right)^k \quad (16)$$

Ahol

ξ_{OT} = térfogat a szelep kikapcsolásának pillanatában

l_1 = a fékezés kezdetétől a leeresztésig tartó út hossza

A holtterből származó veszteséget a konstrukciós adottságokon kívül a vezérlőszelep kapcsolásakor mért hőmérséklet és nyomás határozza meg (Dr. Tóth, 1991). Általam

befolyásolható tényező például a szelep és a munkahenger közötti vezeték keresztmetszetének és hosszának a megválasztása. A veszteséget a 17. összefüggés írja le.

$$E_{kt} = \frac{\xi_{01} \cdot \theta_{OT}}{\sigma_{OT} \cdot \left[\xi_{01} \cdot \left(1 - \sigma_b^{\frac{1}{k}} \right) + \xi_{OT} \right]} \left\{ \frac{\sigma_b^{\frac{1}{k}} \cdot \sigma_x \cdot (1 + \xi_{01})}{\xi_{01} \cdot \left(1 - \sigma_b^{\frac{1}{k}} \right) + \xi_{OT}} \cdot \left[\frac{k}{k-1} \cdot \left(1 - \left(\frac{\sigma_b}{\sigma_x} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right) - 1 + \frac{\sigma_b}{\sigma_x} \right] + 1 - \right. \\ \left. - \sigma_b - \frac{k}{k-1} \cdot \left(\sigma_b^{\frac{1}{k}} - \sigma_b \right) \right\} \quad (17)$$

A valós és az ideális folyamat közötti különbségből származó veszteség szintén nem elhanyagolható, minél nagyobb az áramlási ellenállás annál jobban izoterm állapotváltozásról beszélhetünk, illetve minél kisebb az ellenállás annál közelebb áll a lejátszódó folyamat az adiabatikus állapotváltozáshoz. Mivel ez esetben mindenképpen van áramlási veszteség ezért egyértelműen politrópikus folyamat áll fenn, ami nem ideális. A politrópikus és az ideális állapotváltozás differenciáját a 18. képlet fogalmazza meg.

$$E_{diff} = \ln \frac{\sigma_b}{\sigma_x} - \frac{k}{k-1} \cdot \theta_{OT} \left[1 - \left(\frac{\sigma_b}{\sigma_x} \right)^{\frac{k}{k-1}} \right] \quad (18)$$

További veszteségi tag az áramlási veszteség, amely a rendszer keresztmetszet változásainak a hatására következik be (Dr. Tóth , 1991), az összefüggést a 19. képlet írja le.

$$E_{fluid} = \frac{k}{k-1} \left(\frac{k}{k-1} \ln \frac{1}{\sigma_1} + 1 - \ln \theta_1 - \theta_1 \right) \quad (19)$$

A fenti összefüggések felhasználásával, a veszteségeket a 20. képlet foglalja össze.

$$E_{eredő} = E_{rög} + E_{exp} + E_{kt} + E_{diff} + E_{fluid} \quad (20)$$

A fentiekből is látszik, hogy a 63 mm átmérőjű henger nem megfelelő választás. A munkahengerek üzeme közben a sebességnövekedés hatására, a csökkenő hatóerőhöz egy növekvő fogyasztás párosul, – a ciklusidő csökkenésével az eredő veszteségek nőnek - ami nem csak gazdaságtalan, de a sebességnöveléshez szükséges növekvő erőt sem képes fenntartani. A kellően nagymértékű gyorsításhoz szükséges erőt, a 63 mm átmérőjű munkahenger csak az üzem kezdetén képes szolgáltatni. Ezért célszerű egy nagyobb munkahenger kiválasztása, melynél a leadott teljesítmény még veszteségekkel csökkentet

értéke is képes a tervezett üzem egésze alatt a megfelelő gyorsítás létrehozására. Az 1. táblázat alapján megoldást jelenthet, egy 100 mm átmérőjű munkahenger beépítése.

7. ÖSSZEFOGLALÁS

OTDK dolgozatomban egy tanulmányautó pneumatikus motorjának a tervezésével, kivitelezésével és vizsgálatával foglalkoztam. A tervezés folyamán, felépítettem a rendszer reprodukálásához szükséges elemeket, a folyamat ábrát illetve az út-ütem –idő diagramot. Ezek alapján elkészítettem a pneumatikus kapcsolási tervet melyben megtalálhatóak a rendszert felépítő elemek és funkcióik. A következő lépésben a versenybírók által engedélyezett elemekből, kiválasztottam a vezérlés megfelelő részeit, a teljesítmény szelepeket és a motor munkavégző elemét. Ahhoz, hogy megtudjam, hogy az általam kiválasztott elemek megfelelőek e, méréseket kellett végezsek. Annak érdekében, hogy méréseim jól hasznosíthatóak legyenek, olyan körülményeket kellett biztosítanom melyekkel tényleges verseny helyzetet szimulálok. Ezt a legkönnyebben úgy tudtam létrehozni, hogy a mérőeszközöket a járműben helyeztem el, azaz egy telemetria rendszer hoztam létre. Ennek előnye a többi módszerrel szemben abban rejlett, hogy méréseim elvégzéséhez elegendő volt a jármű egyenes szakaszon való gyorsulásának mérése a versenyen is résztvevő pilótával. Egyéb esetben labor körülmények között kellett volna terhelés szempontjából valós feltételeket biztosítanom a pneumatikus motor részére, amit nagy valószínűséggel nem tudtam volna még csak elégségesen sem megvalósítani. Munkám során mértem a motor fogyasztását, a rendszer különböző pontjain megjelenő nyomásértékeket illetve a járműsebességet, ez utóbbi nem hozott releváns eredményeket. Az így kapott adatokból meg tudtam határozni a munkaterekben felépülő nyomást, a dugattyú mozgását tápláló hatóerőt, a kompenzátor tartályok kompenzációs idejét és következtetést tudok levonni azok méretével kapcsolatban.

Az adódó görbék alapján arra a következtetésre jutottam, hogy a puffertartály rendszerre gyakorolt hatása, teljes mértékben pozitív jellegű, a munkahenger levegő kiszolgálása ~ 30%-al jobb, a munkaterekben felépülő nyomás ~ 20%-al magasabb értékeket mutat. Belátható továbbá a munkaterek nyomásának változásából, hogy a mozgást létrehozó nyomáskülönbség az üzemidő előrehaladtával folyamatosan csökken, ami azt jelenti, hogy ezzel együtt a leadott teljesítmény csökkenését is várnánk, a mért adatokból generált grafikonok azonban az ellenkezőjét mutatják. tehát, a gond nem a leadott teljesítmény, hanem annak hasznosulása. Megállapíthatom, hogy az általam választott munkahenger nem megfelelő, mivel üzeme közben a csökkenő hatóerőhöz egy növekvő fogyasztás párosul, ami

nem csak gazdaságtalan, de a sebesség növekedéshez szükséges többletnyomatékot sem képes biztosítani. Célszerű lenne a mérési eredmények további elemzése, melyből pontosabb képet kaphatnánk a veszteségek típusáról és mértékéről.

Ha van rá lehetőség javasolnám a mérések megismétlését illetve új mérések elvégzését. Mindenképpen hasznos lenne, ha a mérőkapcsolásban helyet kaphatna egy elmozdulást mérő eszköz melynek segítségével meghatározható lenne az időegység alatt megtett út, vagyis a munkahenger pontos sebessége illetve gyorsulása meghatározható lenne. A rendszer egyes pontjain mért hőmérséklet változás ismeretében jól jellemezhetőek a munkaterekben lejárló energetikai és áramlástanai folyamatok, mivel a mérőkapcsolás képes hőmérséklet meghatározására ezért mindenképpen célszerű lenne tudni ezeket az értékeket. Az áramlásmérést a jövőben a rendszer legalább két pontján mérném. A jelenlegi mintavételi ponttal megegyező helyen, illetve a puffertartály csonkjánál, így nem csak a táptartály által leadott teljesítmény lenne kimutatható, hanem lehetőség lenne külön a puffertartály energetikai jellemzésére is. Javasolnám továbbá egy olyan hajtás rendszer kialakítását melybe a versenyszabályzat által engedélyezett összes munkahenger típus szerkezeti módosítás nélkül beépíthető.

Az további mérések által, lehetőség nyílna többféle munkahengert és hozzá tartozóan többféle puffer térfogatot tesztelni. A mérések eredményei alapján meghatározható lenne a jármű hajtásához optimális munkahenger átmérő, a hozzá tartozó kompenzátor térfogat, és ezek fényében létrehozható egy energia takarékos pneumatikus kapcsolás.

IRODALOM JEGYZÉK

Kjell E.,Jul R. (1994): *A pneumatika alapjai*, Mannesmann Rexroth Kft., Budapest 180-185. o.

Csanakné B.E., Csanak T. (1975): *Pneumatikus berendezések üzemeltetése és karbantartása*, Műszaki könyvkiadó, Budapest 89-93. o.

Dr. Lajtai Iván (2008): *Pneumatikus berendezések irányítása*, KG-GAMFK,Kecskemét , 15-19. o.

Sárosi József, (2014): *Mérés és irányítás technika*, előadás jegyzet, 471-477. o.

Dr. Seres István,(2007): *Áramlás mérés*, előadás jegyzet

http://www.festo.com/net/supportportal/files/17075/sensorenbrochure_en_2012-08b_low.pdf, (2014.10.24)

<http://www.ni.com/pdf/manuals/373783g.pdf>, (2014.10.24)

http://www.mastertools.com.br/download_catalogo/Testo%206440.pdf, (2014.10.29)

http://pneumobil.hu/pneumobil_2015/versenykiiras/a_feladat_muszaki_leirasa, (2014.10.28.)

http://www.tankonyvtar.hu/en/tartalom/tamop412A/20110013_kelemen_digitalis_jelfeldolgozas/514_az_tlagol_szo.html, (2014.10.24)

Dr. Tóth István Tibor, (1991): *Ipari robotok javított dinamikai és energetikai paraméterű diszkrét pneumatikus meghajtásának tervezése és vizsgálata*, kandidátusi disszertáció, Harkov HPI, 135-140. o.

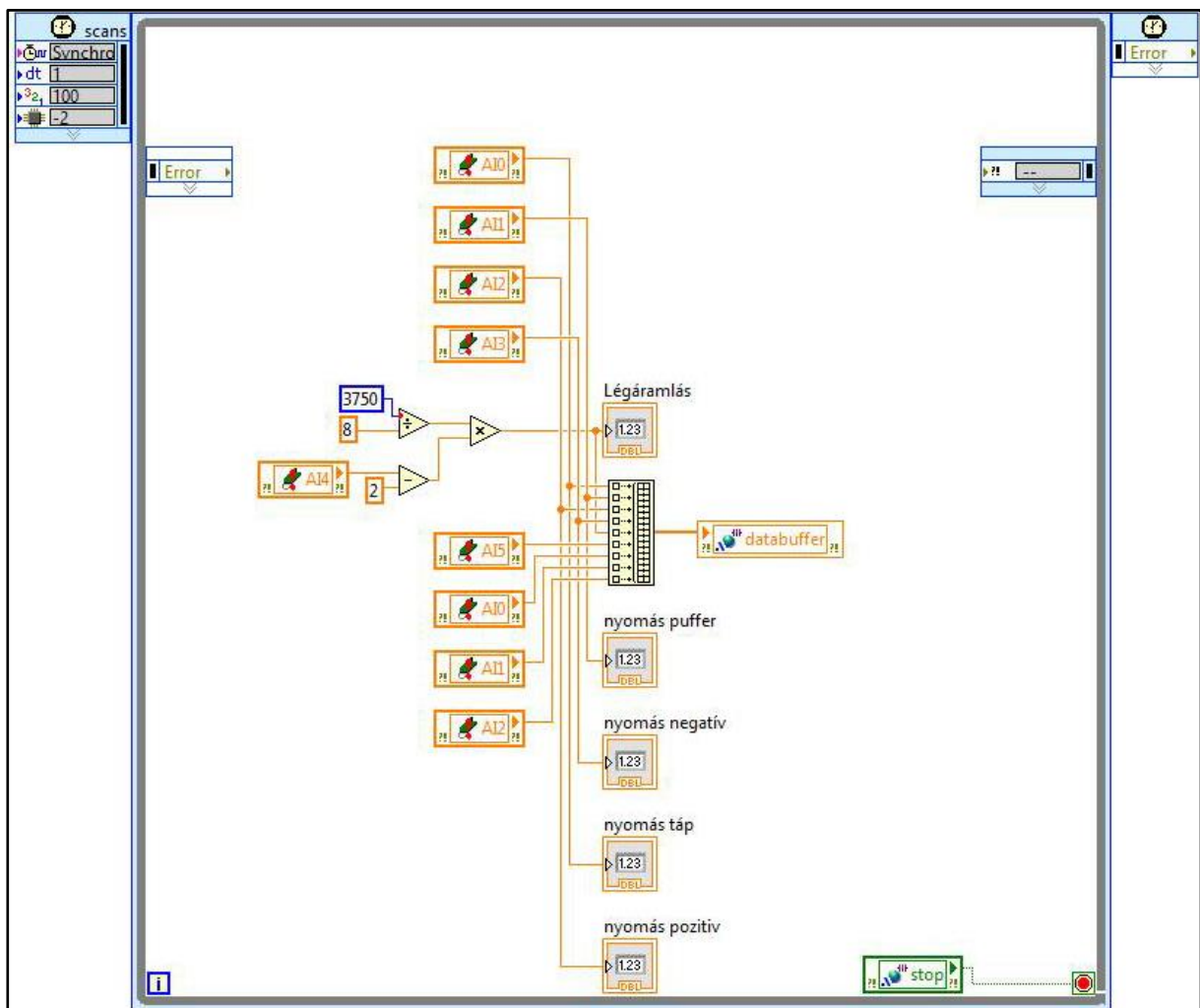
MELLÉKLETEK

1. melléklet: A pneumatikus rendszer elemlistája.

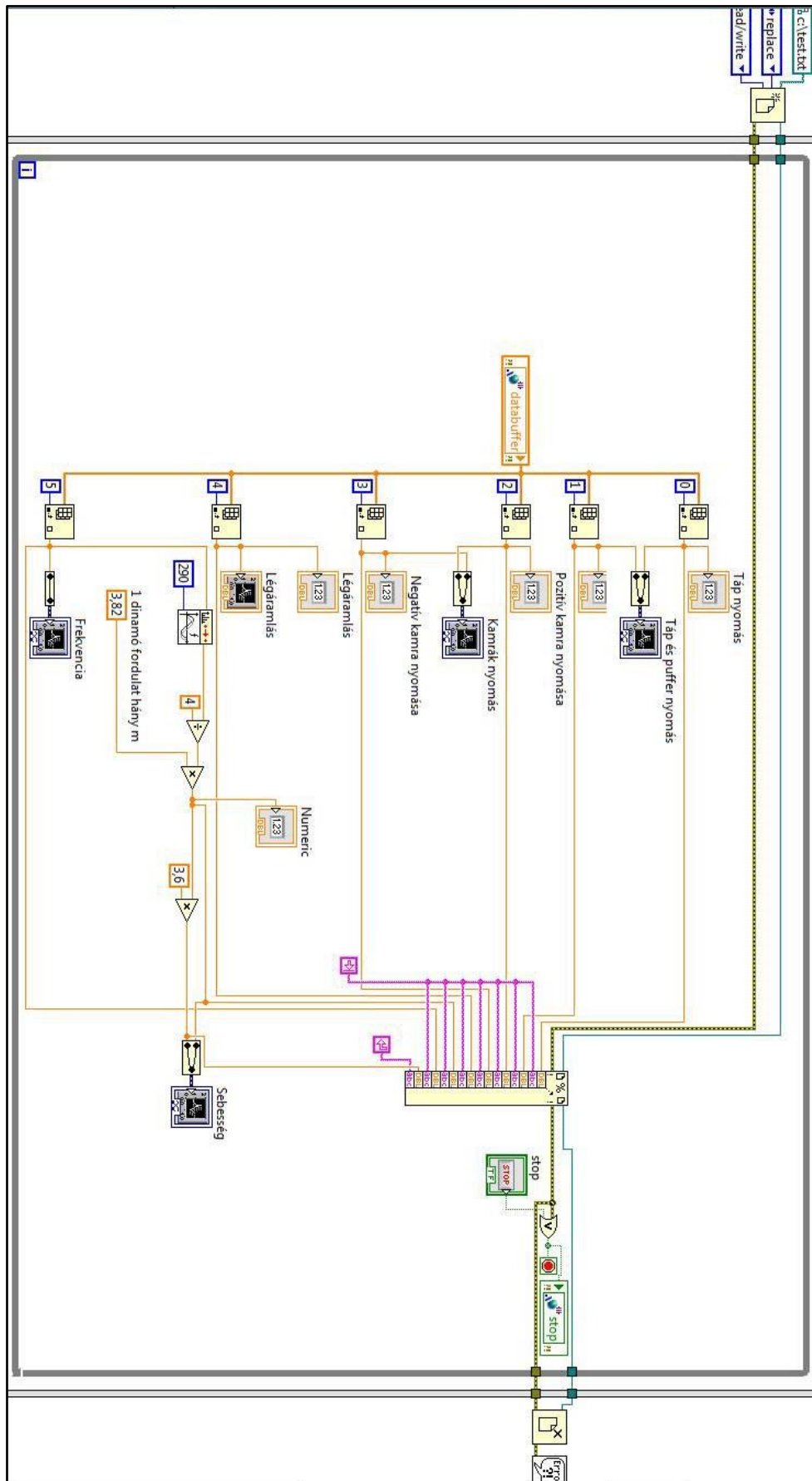
Tételszám	Megnevezés	Kódszám	Darabszám
1	Kétoldali műk.henger PRA sorozat Ø63/500 3/8" M16x1,5	0822123011	1
1	Felerősítő láb átm63	1827001498	2
1	Villás fej átm50, átm63 M16x1,5	1822122005	1
7	CD4 3/2 1/8" görgőkar monostabil	5634010100	1
6	AP 3/2 1/8" görgőkar monostabil	0820402102	2
10	AP 3/2 1/8" panelra szerelhető(működtető fej nélkül)	R450055452	1
10	AP szelep működtetőfej forgatógomb reteszelődő	R412012745	1
9	AP szelep működtetőfej nyomógomb sülyesztett zöld	R412012737	1
4	CD12 5/3 1/2" pneumatikus működtetés KHZ	5711200050	1
5	CD7 5/2 1/4" pneumatikus működtetés bistabil	5710501100	1
3	Gyorslégtelenítő szelep 1/2"	5735040300	3
12	NL1 felerősítő lemezkonzol	1821331013	1
12	NL1 felerősítő menetes gyűrű M30x1,5	1829234070	1
12	NL1 nyomásszabályzó 1/4" 0,5-10bar manométerrel	0821302716	1
	Vész-stop kör 4 az üzemi nyomás fokozatmentesen állítható mechanikusan (gázpedál), 3/8"-os elemek, cső12x1,5.	---	1
	Egyenes menetes csatlakozó átm12 belső1/4"	R412005091	1
	Kereszt-elosztótömb 4x3/8"	1823390043	1
	Egyenes menetes csatlakozó átm12 3/8"	2121012380	4
	Könyökcsonkakozó átm12	2121212000	4
14	Biztonsági szelep, nyitónyomás 10 bar, külső 3/8"	R412007539	1
	Egyenes menetes csatlakozó átm6 3/8"	R412005000	1
	Lemezcsonkakozó belső menettel atm6 1/4"	2122606140	2
2	Manométer átm50 1/4" 12bar	R412004418	4
13	NL2 3/2 elzárószelep 3/8"	821300903	1
	NL2 felerősítő lemez	1821336006	1
	Hangtompító 1/4"	1827000001	1
8	Csapos finomnyomásszabályzó 1/4" 0,5-10 bar M30x1,5	3610507700	1
	Hangtompító 1/2"	1827000003	1
	T-csonkakozó 3xátm12	2121112000	1
	Redukáló adapter átm12/átm6	2121712060	2
	Egyenes menetes csatlakozó átm6 1/4"	2121006140	2
	Könyökcsonkakozó átm6	2121206000	3
	Rögzítő anya M30x1,5	8919902914	3

	Lökethatároló lemez	8920306702	1
	Műanyagtömlő PU 6x1,05 (méter)	1820712032	10
	Műanyagtömlő PU 12x1,5 (méter)	1820712034	5
11	NL4 pneumatikus vezérlésű nyomásszabályzó 1/2"0,5-10bar	R412004952	1
	Egyenes menetes csatlakozó átm6 1/8"	2121006180	6
	Egyenes menetes csatlakozó átm6 1/4"	2121006140	4
	Egyenes menetes csatlakozó átm12 1/2"	2121012120	
	Hangtompító 1/2"	1827000003	5
	Hangtompító 1/4"	1827000001	2
	Hangtompító 1/8"	1827000000	3
	Hollanderes közcsovar 1/2"-1/2"	1823391256	6
	15-ös hosszú, széles vezető kocsi C0	R165319420	1
	15-ös sínvezeték méretre vágva (m)	R160510451	550
15	Propán-Bután palack, 25 liter		1
15	Propán-Bután palack, 50 liter		1
15	Rézcső 28x1		4m
15	Réz forrasztható belső belső könyök 28 BB 90°		1
15	Réz forrasztható belső belső ív 28 BB 45°		2
15	Sárgaréz szűkítő 1"-1/2" Külső Belső		2
15	Réz forrasztó külső menetes 28-1" KM		2

2. melléklet: A mérő program első ciklusa



3. melléklet: A mérő program második ciklusa.



4. melléklet: A mérő program grafikus felülete.

