



# Ph.D. Értekezés

Kovács László

Miskolc

2023

MISKOLCI EGYETEM  
GÉPÉSZMÉRNÖKI ÉS INFORMATIKAI KAR



NÉGYÜTEMŰ MOTOROK SZELEPRENDSZERÉT KIVÁLTÓ  
ALTERNATÍV MEGOLDÁS VIZSGÁLATA

PHD ÉRTEKEZÉS

Készítette

**Kovács László**

okleveles autógépész mérnök  
okleveles mérnök-tanár

SÁLYI ISTVÁN GÉPÉSZETI TUDOMÁNYOK DOKTORI ISKOLA  
GÉPÉSZETI ALAPTUDOMÁNYOK SZAKTERÜLET  
TRANSPORTFOLYAMATOK ÉS GÉPEIK TÉMACSOPORT

Doktori Iskola vezetője:  
**Vadászné Prof. Dr. Bognár Gabriella**  
DSc, Professor

TÉMATERÜLET VEZETŐ:  
**Prof. Dr. Páczelt István**  
akadémikus, a műszaki tudományok doktora, professzor emeritus

TÉMACSOPORT VEZETŐ:  
**Prof. Dr. Baranyi László**  
a műszaki tudományok kandidátusa, professzor emeritus

TÉMAVEZETŐK:  
**Prof. Dr. Szabó Szilárd**  
a műszaki tudományok kandidátusa, professzor emeritus

**Dr. Bolló Betti**  
PhD, egyetemi docens

Miskolc

2023



---

---

# TARTALOMJEGYZÉK

<b>RÖVIDÍTÉSEK .....</b>	<b>3</b>
<b>TÉMAVEZETŐ AJÁNLÁSA .....</b>	<b>4</b>
<b>1 BEVEZETÉS: ÁLTALÁNOS MEGFONTOLÁSOK .....</b>	<b>6</b>
1.1 Ülékes szeleppel szerelt erőforrásokra vonatkozó megállapítások .....	6
1.2 Forgószelepes erőforrásokra vonatkozó megállapítások .....	7
<b>2 DISSZERTÁCIÓ CÉLKITŰZÉSEI .....</b>	<b>9</b>
2.1 A lengőszelep által javítani kívánt motorjellemzők .....	9
2.2 A kutatási program céljai .....	11
<b>3 IRODALMI ÁTTEKINTÉS .....</b>	<b>12</b>
3.1 Hagyományos szelepek alternatív vezérlési rendszerei .....	12
3.2 Csúsószelepes rendszerek .....	15
3.3 Forgószelepes motorok történeti áttekintése .....	15
3.3.1 Vegyes (radiális/axiális) áramlású forgószelepek.....	16
<i>A Crossley forgószelepes gázmotor (1886-1902).....</i>	<i>16</i>
<i>National Gas and Oil motorja (1895-1935).....</i>	<i>17</i>
<i>A Cross forgószelep.....</i>	<i>17</i>
<i>A BRV szelep (Bishop Rotary Valve).....</i>	<i>18</i>
3.3.2 Oldalcsatornás szelepek.....	19
<i>Lorenzen-féle szelep.....</i>	<i>19</i>
<i>Minerva-Buornonville forgószelepes motor.....</i>	<i>19</i>
<i>MGN (Moteurs Guy Negre) forgószelep.....</i>	<i>20</i>
3.3.3 Keresztáramú forgószelepek .....	21
<i>Speedwell forgószelepes 3 hengeres motor.....</i>	<i>21</i>
<i>A Hunter forgószelep.....</i>	<i>22</i>
<i>A Coates forgószelepe.....</i>	<i>22</i>
3.3.4 Forgó hengerfejbetétes szelepek .....	23
<i>McGee félgömb alakú forgószelep (1911).....</i>	<i>23</i>
<i>Az Aspin forgószelep.....</i>	<i>24</i>
<i>Az NSU/Froede forgószelep.....</i>	<i>24</i>
3.4 Forgószelepes rendszerek tulajdonságainak összefoglalása.....	26
<b>4 A LENGŐSZELEPES SZELEPRENDSZER BEMUTATÁSA .....</b>	<b>28</b>
4.1 Lengőszelep konstrukciója és működése .....	28
4.2 Lengőszelep tervezési kritériumai .....	31

<b>5</b>	<b>A KUTATÁS SORÁN ALKALMAZOTT MÓDSZEREK ÉS ESZKÖZÖK BEMUTATÁSA .....</b>	<b>34</b>
5.1	<i>Munkamódszerek.....</i>	34
5.2	<i>A kutatás során alkalmazott erőforrás bemutatása .....</i>	34
5.3	<i>Superflow SF600E áramlásmérő próbapad .....</i>	36
5.3.1	<i>A berendezés technikai jellemzői .....</i>	36
5.3.2	<i>Áramlásmérés végrehajtása.....</i>	37
5.4	<i>Superflow CycleDyn Pro SF-250-WynDyn 3.2 görgős teljesítménymérő fékpad.....</i>	38
<b>6</b>	<b>AZ ÁTALAKÍTANDÓ ÜLÉKES SZELEPŰ MOTOR TECHNIKAI ELEMZÉSE .....</b>	<b>40</b>
6.1	<i>Motorikus jellemzők meghatározása .....</i>	40
6.2	<i>Szeleprendszer elemző vizsgálata.....</i>	43
6.3	<i>Ülékes szeleppel szerelt hengerfej áramlástan vizsgálat.....</i>	45
6.4	<i>Tesztmotor 0D/1D modellezése.....</i>	48
	<i>Motormodell létrehozása .....</i>	49
	<i>Ca értékek meghatározása.....</i>	50
6.5	<i>3D CAD modell létrehozása.....</i>	53
<b>7</b>	<b>LENGŐSZELEPES MOTOR VIZSGÁLATA.....</b>	<b>55</b>
7.1	<i>Lengőszelepes hengerfej megtervezése és gyártása .....</i>	55
7.2	<i>Lengőszelepes hengerfej áramlási tesztje, a kutatás áramlástan vonatkozású eredményei .....</i>	56
7.3	<i>Lengőszelepes motor 0D/1D modellezése, a kutatás motorikus paramétereit érintő eredményei [29] .....</i>	61
7.4	<i>A hagyományos és lengőszelepes hengerfej alkalmazásával kialakuló áramlások összevetése CFD modell segítségével .....</i>	65
7.5	<i>Áramlástan vizsgálat eredménye.....</i>	72
<b>8</b>	<b>A KUTATÁSI PROGRAM EREDMÉNYEINEK ÖSSZEFOGLALÁSA .....</b>	<b>80</b>
<b>9</b>	<b>A HASZNOSÍTÁS ÉS TOVÁBBFEJLESZTÉS LEHETŐSÉGEI.....</b>	<b>81</b>
9.1	<i>Hasznosítása .....</i>	81
9.2	<i>Szelep alakjának és elhelyezkedésének optimalizációja .....</i>	81
9.3	<i>Alternatív vezérlési rendszerek alkalmazása.....</i>	81
9.4	<i>Mechanikai vizsgálatok.....</i>	82
9.5	<i>Összefoglalás .....</i>	82
<b>10</b>	<b>ÚJ TUDOMÁNYOS EREDMÉNYEK-TÉZISEK .....</b>	<b>84</b>
<b>11</b>	<b>ÖSSZEFOGLALÁS .....</b>	<b>85</b>
<b>12</b>	<b>SUMMARY .....</b>	<b>86</b>
<b>13</b>	<b>KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS.....</b>	<b>87</b>

## RÖVIDÍTÉSEK

Rövidítés	Rövidítés magyarázata	SI mértékegysége
$A_{eff}$	szelep valós áramlási keresztmetszete	$m^2$
$A_{geom}$	szelep geometriai áramlási keresztmetszete	$m^2$
$A_{lsz}$	lengőszelephez szükséges áramlási keresztmetszet	$m^2$
$A_{űsz}$	ülékes szelephez tartozó áramlási keresztmetszet	$m^2$
$C_d$	szűkítési tényező	-
$C_f$	áramlási tényező	-
$D_b$	ülékes szelep szelepülékének belső átmérője	mm
$d_{szsz}$	ülékes szelep szelepszár átmérője	mm
EGR	Exhaust Gas recirculation- Kipufogógáz visszavezetés	-
GDI	Gasoline Direct Injection - közvetlen benzinbefecskendezés	-
HC	szénhidrogén	-
$L/D$	dimenziótlan szelepemelési magasság	-
M	forgatónyomaték	Nm
$M_{lsz}$	lengőszelep nyílás magassága	mm
$n_{ck}$	motor forgattyús tengelyének fordulatszám	1/min
$n_{TR}$	bukóörvény forgási sebessége	1/min
OHV	Over Head Valves- Alulvezérelt felül szelepelt motor	-
P	teljesítmény	kW
$r$	örvény sugara	m
$R_H$	henger sugara [m].	m
$R_{inst}$	pillanatnyi bukóörvénylési sugár	m
$R_{RF}$	relatív áramlási sugár	-
$R_{TR}$	Relatív Bukóörvénylési Arány	-
$S_{lsz}$	lengőszelep nyílás szélessége	mm
SST	Shear Stress Transport- nyírófeszültség-transzport	-
TF	töltési fok	%
$TR$	bukóörvénylési arány	-
UDF	User Defined Function-felhasználó által definiált függvény	-
$v$	örvény kerületi sebessége	m/s

---

## TÉMAVEZETŐ AJÁNLÁS

**Kovács László**

„Négyütemű motorok szeleprendszerét kiváltó alternatív megoldás vizsgálata”  
című Ph.D értekezéséhez

Kovács László egész szakmai életútját a gépjármű motorok ezen belül is a motorkerékpár motorok iránti nagyfokú érdeklődés és elkötelezettség jellemzi. Ezt igazolják felsőfokú tanulmányai is, amelyek a Széchenyi István Főiskolától külföldi szakirányú továbbképzéseken keresztül egészen a Kingston University, London egyetemen szerzett autógépész-mérnök MSc. képzés befejezéséig vezetett. Ennek folytatásaként jelentkezett a Miskolci Egyetem Sályi István Doktori Iskolájába doktori képzésre, ahol a megszerzett ismeretek birtokában foglalkozott a szeleprendszerek fejlesztésével.

Sokrétű képzettségéhez hasonlóan igen széles azon tevékenységek köre, amelyek végigkísérik szakmai pályáját. Munkahelyei döntően a motorkerékpárhoz és a motorsporthoz köthetők. Tevékenysége során mind elméleti, mind gyakorlati feladatok megoldásával foglalkozott. Mindebből következtetően elmondható, hogy Kovács László a gépjármű motorteknika elkötelezett és értő híve.

Önéletrajzából kiderül, hogy mindenkor nagy hangsúlyt fektetett megszerzett ismereteinek átadására oktatóként, szakkönyvek szerkesztőjeként, szerzőjeként és szakújságíróként. Tudását nem csak oktatási intézményekben szerezte, hanem számos neves cégnél tett látogatások és gyakorlatok során is. E cégek a világ több országához köthetők. Tanulmányai és munkája révén igen biztos és magas színvonalú angol nyelvtudásra tett szert, amely az általános nyelvi ismereteken kívül kiterjed a szaknyelvi jártasságra is. A holografikus oktatási projekt koordinátoraként aktív szerepet vállalt a legkorszerűbb oktatási módszerek kifejlesztésében is. Mindezek alapján megállapítható, hogy Kovács László a megszerzett ismereteit képes igen magas szinten tovább adni.

Kutatói vénáját mutatja, hogy a megszerzett ismeretek birtokában mindig törekedett a meglévő megoldások továbbfejlesztési lehetőségeinek vizsgálatára. Számos ötlettel gazdagította a műszaki gyakorlatot.

Kovács László doktori munkája a négyütemű motorok szeleprendszerét kiváltó alternatív megoldásra, az úgynevezett lengőszelepes vezérlésre vonatkozik. A pályázó műszaki gyakorlata, tanulmányai, szerelői tapasztalata, szakmai körökben felmerült ötletek, és irodalmi adatok birtokában jutott arra a gondolatra, hogy a hagyományos üléses szeleppel szerelt négyütemű belsőégésű motorok vezérlésére lehet és kell alternatív megoldásokat keresni. Ennek indítékai többértűek, amelyek között műszaki kérdéseken túl gazdasági, méret és környezetvédelmi okok is szerepelnek. Az általa kifejlesztett lengőszelep egy reális alternatíva lehet a fenti kérdéskör kezelésére.

Ennek igazolásáról szól doktori munkája. A biztos idegen nyelvtudása és szakirodalmi jártassága birtokában a szelepvezérlés alternatív megoldásait kellő részletességgel összefoglalta, és ezen belül elhelyezte az általa fejlesztett lengőszelepes megoldást.

A lengőszelep vizsgálatát igen komplex módon végezte el. Ennek során először megtervezte, majd legyártotta/legyártatta a szelep 1:1 méretű fizikai modelljét. A modellt beépítve egy valós hengerfejbe összehasonlító vizsgálatokat végzett egy hagyományos szelepes megoldással. A vizsgálatokhoz először a hagyományos motoron végzett méréseket a későbbi mérési és numerikus

---

vizsgálatok támogatására. Ezt követően mérőpadokon a hagyományos és az új szelepmegoldást áramlástan szempontról kísérletekkel összehasonlította.

Numerikus vizsgálatait először a hagyományos szeleppel rendelkező motor 0D/1D modelljének elkészítésével kezdte. E modellt a méréseivel validálta. Ezt követően a modellt elkészítette az új szelepmegoldásra is. A két modell felhasználásával összehasonlító számításokat végzett.

A szívási ciklusban a hengerben kialakuló áramlás CFD technikával vizsgálata. Külön érték, hogy a folyamatot mozgó dugattyú és vele párhuzamosan mozgó szelepek mellett végezte el, mindkét henger tekintetében.

A fenti vizsgálatai alapján számos olyan tulajdonságát tárta fel az új szeleprendszernek, amelyek igazolják az elgondolás helyességét és további vizsgálatokra ösztönöznek. Ezek már meghaladják egy doktori munka kereteit, nagyvolumenű infrastruktúrát és befektetést igényelnének.

A fent leírt tevékenységek elvégzéséhez a vonatkozó hardver és szoftver ismereteket nagy szorgalommal és kitartással sajátította el.

Dolgozatában tudományos eredményeit alaposan bizonyított tézisekben foglalta össze.

Összefoglalóan bizton állíthatjuk, hogy Kovács László kutató-fejlesztő munkája eredményeképpen gazdagabb lett a vonatkozó nemzetközi szakmai közösség egy új típusú lengőszelep koncepciójával.

Mindezek alapján Kovács László dolgozatát jó szívvel ajánlom a szakmabeli olvasóknak és különösen a Sályi István Gépészeti Tudományok Doktori Iskola figyelmébe.

Miskolc-Egyetemváros, 2023. október 10.

Prof. Dr. Szabó Szilárd



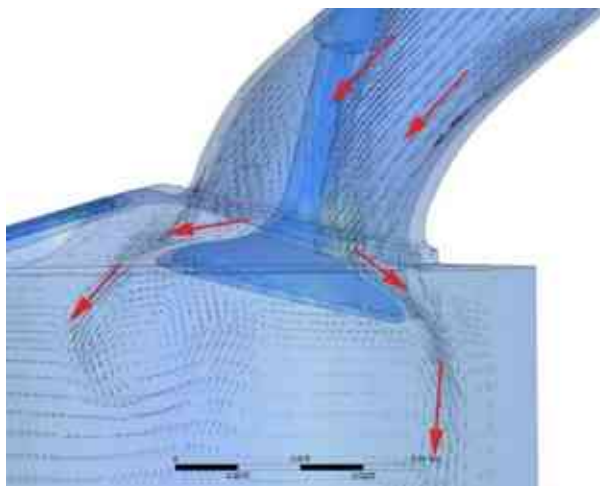
---

# 1 BEVEZETÉS: ÁLTALÁNOS MEGFONTOLÁSOK

## 1.1 Ülées szeleppel szerelt erőforrásokra vonatkozó megállapítások

A belsőégésű motorok megjelenése óta számos töltetcsere vezérlési mód került kipróbálásra. Ezek közül az ülées szelep terjedt el legszélesebb körben. Természetesen jó tulajdonságai mellett néhány hátrányos jellemzője is akad.

Legfontosabb előnyös jellemzője, hogy a tömítendő gázteret úgy zárja el, hogy a tömítő felületeket összeszorító erő arányos a tömítendő tér nyomásával. Vagyis minél nagyobb a gáztér nyomása, bizonyos határok között annál jobb tömítési hatás érhető el. Annak érdekében, hogy létrejöhessen az említett arányosság a tömítendő tér nyomása és a tömítő erő között, a szelepet úgy kell elhelyezni a töltetcsere szolgáló csatornában, hogy a szeleptányér gyakorlatilag zárja el az útját a tömítendő közegnek. Csakhogy ez az elrendezés azt is eredményezi, hogy a gázcsere szolgáló csatornát a szeleptányér akkor is részben zárja, amikor arra egyáltalán nincs szükség. Belsőégésű motor esetén a szívó és kipufogó ütemek alatt a szeleptányér tehát rontja az áramlási viszonyokat, mivel részben elzárja a szívó és kipufogó nyílásokat, a gázáramlást pedig kétszeres irányváltatásra kényszeríti, ezáltal rontva a motor volumetrikus hatásfokát (1. ábra)



1. ábra: Szeleptányér áramlásterelő hatása

Az ülées szeleprendszer másik hátrányos jellemzője a vezérlési módjában rejlik. A szelep mozgása kevés kivételtől eltekintve a mechanikus úton történik. Ebben az esetben valamilyen emelő szerkezet (himba, tőke, stb.) közbeiktatásával a vezérműtengely bütykei emelik fel a szelepet az ülékéről. A szeleprugó a szelep-vezérmű bütyök kapcsolat fenntartására hivatott a szelepek mozgásának bizonyos szakaszaiban. Kipufogószelep esetén mindezt kiegészíti, hogy a szívóütem alatt is zárva kell tartani a szelepet, hiszen adott esetben a kipufogórendszer nyomása nagyobb lehet, mint a henger nyomása a szívó ütem alatt. A szakirodalomban „*valve bouncing*” [1] néven ismert szelep-pattogás miatt, a szívóütem elején, a szelep összenyitási fázis során, a kipufogószelep kismértékben kinyithat a nem megfelelő szeleprugó karakterisztika, valamint az adott alkalmazás szempontjából helytelen vezérmű bütyök profil megválasztása miatt. Ilyenkor a beszívott friss töltet kipufogógázokkal szennyeződik, amely az égési folyamat romlásához, hatásfok csökkenéshez vezet. Ha ugyanez a jelenség szívószelep esetén, a kompresszió ütem elején történik, akkor a szívócsőben visszaáramlás alakulhat ki, amely a keverékképzés felborulásához

---

vezethet. A fenti vázolt „*valve bouncing*” oka, hogy a rugó a hozzákapcsolt szelep, valamint a kapcsolat kialakításához szükséges alkatrészek tömegével rezgőrendszert alkot. Abban az esetben, ha a rendszer saját frekvenciája az erőforrás működési fordulatszám tartományába esik, a szelep ellenőrizhetetlen mozgása nem csak az előbb említett pattogáshoz vezet, hanem nagyobb fordulaton teljesen megszűnik kapcsolata a vezérmű bütyökkel. Ebben az esetben a szelep és a dugattyú összeütközhet, ami tönkreteszi az erőforrást.

Sokkal lassabban ugyan, de szintén a motor tönkremenetelét eredményezi, ha a szelep a rugóerő oszcilláló mozgása miatt túl nagy sebességgel csapódik az ülékébe. Az így létrejövő megnövekedett erőhatás a szelepet tulipán formájúra húzhatja, a szelepfaj leszakadhat, a tömítő felületek beverődése pedig a tömítés megszűnését eredményezheti. A létrejövő kis réseken kifúvó égésgázok nem csak a szelepet, hanem bizonyos konstrukciók esetén a hengerfej anyagából kialakított szeleplüléket – ezáltal a hengerfejet is – tönkre tehetik.

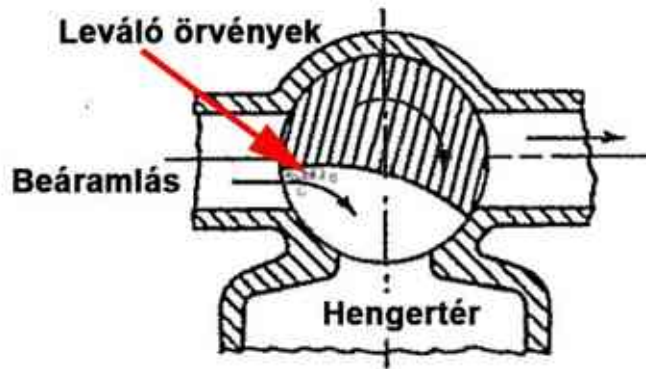
Mindezekből következik, hogy a szeleprugó-szelep-vezérmű bütyök alkatrész-együttes mozgásviszonyai behatárolják az erőforrás által elérhető fordulatszámot, valamint a szelepnitítás karakterisztikáját. Ez utóbbi a motor töltési fokát korlátozza, a kettő együtt pedig az elérhető teljesítményszintet [S1].

A fent említett korlátok jelentős akadályt képeznek a motorok méretcsökkentését - népszerű idegen néven „*engine downsizing*” – célzó fejlesztés folyamatában. Természetesen, amint azt [2] is vázolja, kiegészítő szerkezetek, mint például turbótöltő alkalmazásával a probléma megoldható, de ez az út bonyolultabb szerkezetet, valamint magasabb költségeket eredményez.

## 1.2 *Forgószelepes erőforrásokra vonatkozó megállapítások*

A belsőégésű motorok fejlesztésének kezdetétől az üléses szelepekkel párhuzamosan léteztek forgószelepes megoldások. Ezek közös jellemzője és egyben a hagyományos szelepekhez viszonyítottan előnyös tulajdonságuk, hogy a gázcserét vezérlő elemek nem alternáló mozgást végeznek. Mint ahogy a nevéből következik, a szeleptest minden esetben forgó mozgást végez, amelynek forgástengelye lehet párhuzamos, vagy merőleges a henger tengelyére. Az idők során kifejlesztett számos szelepkialakítás minden esetben a hatékonyabb gázcsere és a jobb hatásfokú szelepmozgatás elérését tűzte ki célul.

A későbbiekben bemutatásra kerülő rendszerek egy része ezeket a célokat teljesítette is, ám a folytonos mozgás miatt a szelepek vezérlő élei minden esetben akadályozták az áramlást. Mivel a szelep vezérlő élei felváltva kerülnek a henger felőli és attól távolabbi pozícióba, így a szeleptesthez viszonyított áramlási irány nem határozható meg egyértelműen. Ezért a szelepek formáját sem lehetett a megfelelő módon megválasztani, mindenképpen az áramlás leválásával kellett számolni a szelepnitítás jelentős tartományában. Ugyan a gázáramlást egyértelműen korlátozó szerkezeti elem hiányzott a szerkezetekből, de a szelepelekről leváló örvények azonos módon korlátozták a gázcserét (2. ábra).



2. ábra: Forgószelep elvi elrendezése és a szelep éléről leváló örvények elhelyezkedése beáramlás esetén [17]

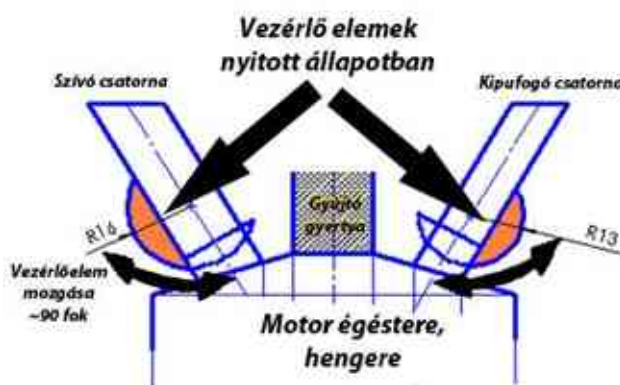
További hátrányuk, hogy a szelep hőterheléséből adódó problémákat nem kezelték megfelelően, ezért amelyek áramlástanilag megfelelőek voltak, azok megbízhatósági problémákkal, bizonyos esetekben magas olajfogyasztással küzdöttek.

Az égéstér tömítettsége sem volt minden esetben hatékony. Az elmúlt több mint 100 év fejlesztési időszakát figyelembe véve, csak az utóbbi évtizedekben vált lehetővé olyan tömítőelemek és anyagok létrehozása, amelyek elaszticitását, illetve a szerkezet deformációját célzatosan a tömítési feladathoz lehet igazítani.

## 2 DISSZERTÁCIÓ CÉLKITŰZÉSEI

### 2.1 A lengőszelep által javítani kívánt motorjellemzők

A bevezetésben bemutatott hagyományos és forgószelepes konstrukciók korlátait kollégákkal folytatott kötetlen beszélgetések során többször elemeztük, boncolgattuk. A számos ilyen eszmecsere eredményeként arra jutottunk, hogy az eddig megvalósított rendszerek buktatóinak kiküszöbölésére egy lengőszelepes megoldás lenne a legalkalmasabb. Ezt a gondolatot tovább folytatva, kidolgoztam a mechanizmus lényegi elemeit, amely mind az üléses, mind a forgószelepes megoldások problémáit kiküszöböli. A forgó és üléses szelepek közös problémája, hogy a gázcsere folyamat alatt a hengerterébe belépő, illetve onnan távozó gázok hirtelen irányváltásra kényszerülnek. Az üléses szelepek estén a szeleptányért kell az áramlásnak megkerülnie, míg forgószelepes konstrukciónál a folytonos mozgást végző szeleptest élei akadályozzák a veszteségmentes áramlást. A lengőszelepek a már megvalósított forgószelepes konstrukcióktól eltérően nem végeznek folytonos forgó mozgást (3. ábra), hanem 90°-ot oda-vissza elfordulva nyitják, vagy zárják a szívó és kipufogó csatornákat. Ez a lehetőség számottevően javíthatja a belsőégésű motor töltési fokát, valamint a kipufogó ütem során befektetett – egyébként a jármű hajtására fordítható - kitolási munkát csökkentheti.

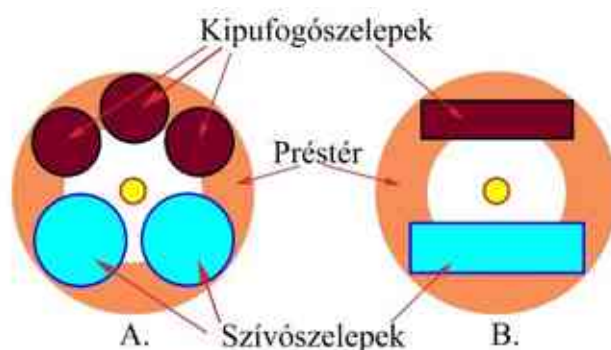


3. ábra: Lengőszelep rendszer kialakításának elvi vázlatja

Mivel a rendszer mozgatása történhet rugó nélkül, a szeleprugó elaszticitása miatt bekövetkező rezonancia teljesen kiküszöbölhető. A lengőszelep alacsony tehetetlensége miatt a szelep mozgatás által felemésztett veszteség teljesítmény is csökkenhet. Ugyanekkor a szeleprugóhoz viszonyított jóval nagyobb merevsége a szelep saját lengéseinek frekvenciája várhatóan a motor üzemi fordulatszám tartományán kívül esik. Amint az a [1] szakirodalomban olvasható, a szelepvezérlés által felemésztett teljesítmény az összes súrlódási veszteség közel 18%-át teszi ki. Növekvő vezérlési rendszer inerciával a súrlódási veszteség is növekszik, tehát egy alacsony tehetetlenségű szeleprendszer hatásosan csökkenti a motor súrlódási veszteségeit.

Lengőszelep alkalmazásával a kipufogószelep nyitásához szükséges erő jelentősen csökkenthető, az ennek okán fellépő súrlódással együtt. Hagyományos kipufogószelepek nyitásánál – az elrendezésből adódóan - az expanzió végén a kipufogószelepet még kb. 8-10 bar nyomás terheli a nyitás pillanatában. Ez a szeleptányér felületére hatva a szeleptányér felületével arányos, jelentős erővel szorítja a szelepet az ülékéhez. Ennek ellenében kell a szelepet kinyitni. Bár a motorteknika nagyon kis szeletkéjét érinti, mégis érdemes megemlíteni, hogy a különleges technikát képviselő Top Fuel gyorsulási versenyautók OHV elrendezésű motorjai esetén, a lökőrúd

elaszticitása, kihajlása miatt ez akár 40 fok forgattyús tengely elfordulással is késleltetheti a szelep nyitását.



4. ábra: Az ülékes szelepű motor (A) és a lengőszelepes motor (B) hengerfejében kialakítható préstér méretének összehasonlítása (a sárga kör a gyújtógyertyát jelöli).

Termodinamikai szempontból közelítve a kérdést az ülékes szelepű motorok égésterének formai kialakítása kompromisszum a minél hatékonyabb égésfolyamatot eredményező geometria és a megfelelő áteresztőképességet biztosító szelepméret között. A minél nagyobb teljesítménysűrűség elérése érdekében a négszelepes szelepelrendezés bizonyult a legmegfelelőbbnek, de a szeleptányérok által elfoglalt felület a hengerfej szélein kialakítható préstér felületét csökkenti. Erre a csökkentésre Yamaha és Audi által alkalmazott ötszelepes rendszer a legegyszerűbb, bár extrém példa (4. ábra). Nagyobb préstér felület javítja az égési folyamat hatását, csökkenti a detonációs égés veszélyét, hiszen a töltet nagyobb része ég el a legkisebb égéstér térfogat mellett.

A prés-hatás (*squish*) előnye abban rejlik, hogy az intenzív gázmozgás létrehozása közvetlenül a friss keverék meggyújtása előtt következik be.

A henger szimmetriájára merőleges (*swirl*) és azzal párhuzamos (*tumble*) örvénylési rendszerek alkalmazása ugyan megfelelő eredményt adhat, de az örvénytér létrehozásához szükséges áramlás csak a szívó csatorna formájának megfelelő kialakításával érhető el, ami rendszerint csökkenti a henger töltési fokát. Lengőszelep alkalmazásával a préstér méretét értelemszerűen nem korlátozza a szeleptányér mérete, valamint a kívánatos örvények létrehozása érdekében a csatorna kialakítás is szabadabban választható meg.

Lengőszeleppel nem kell tartani a forró kipufogószelep-tányér okozta öngyulladásos égés bekövetkezésétől sem. Mivel intenzívebb prés-hatás alakítható ki a detonációs égés veszélye is kisebb, az égés hatása jobb. E két körülmény lehetővé teszi, hogy az ülékes szeleppel szerelt motorhoz képest nagyobb kompresszió viszony kerüljön kialakításra, azonos kompresszió tőrésű tüzelőanyag használatával, ami a motor hatásfokát javítja, fajlagos fogyasztását csökkenti.

A 1. táblázatban összefoglaltam, hogy egy ülékes szeleppel rendelkező erőforráshoz viszonyítva milyen előnyök várhatók, illetve valósíthatók meg lengőszelep alkalmazásával.

1. táblázat: Lengőszelep alkalmazásával elérhető előnyös működési paraméterek

<p><b>Külön igazolást nem igénylő, a szeleprendszer eltérő kialakításából adódó előnyök</b></p>	<p><b>Várható járulékos előnyök</b></p>	<p><b>A dolgozatban is vizsgálendő előnyös tulajdonságok</b></p>
---	---	--

Nagyobb felületarányú préstér alakítható ki	Kedvezőbb teljesítmény- motortömeg arány érhető el	Jobb hengertöltési fok érhető el
A forró kipufogószelep- tányér hiánya miatt magasabb kompresszió viszony alkalmazható	Elektronikus szelepvezérléssel Miller és Atkinson működési folyamatok is megvalósíthatók, különböző üzemállapotokban.	Kisebb áramlási veszteségek a szívó és kipufogószelep környezetében
A dugattyútetőn nem kell szelepszabakat kialakítani, így az égési folyamatot hatékonyabbá tevő égéstér kialakítása lehetséges	Nagyméretű szelepek mellett is magasabb lehet a maximális motorfordulat	Lengőszeleppel a friss töltet bukóörvénylése (tumble) hatékonyabban kontrolálható
Azonos hengerméret mellett nagyobb csatorna keresztmetszetek alkalmazhatók	A hatékonyabb égés miatt a káros emissziók aránya csökkenhet	Tökéletesebb henger-öblítés érhető el
A kipufogószelep nyitási erőszükséglete független a hengertér nyomásától		Tökéletesebb és könnyebben kontrollálható réteges töltés kialakítása
A nagyobb felületarányú préstér miatt az égési folyamat hatékonyabb		

Jelen munka keretein belül vizsgálandó lengőszelepes gázcsere vezérléssel - a konstrukciós elrendezéséből adódóan - sokkal jobb töltési fok várható, illetve jóval magasabb fordulatszám érhető el, hozzáadott külső rendszerek nélkül is. E két paraméter javítása az adott erőforrás teljesítmény-sűrűségét emeli, amely az általános méretcsökkentési törekvések (*engine downsizing*) alapvető célja.

## 2.2 A kutatási program céljai

A disszertációban a következő kérdésekre kerestem a választ:

- Megvizsgálni, hogyan aránylik a leadott teljesítmény és nyomaték a hagyományos szelepvezérléssel rendelkező motorokhoz képest
- Az erőforrások méretcsökkentését célzó törekvések („*Engine Downsizing Concept*”) megvalósításába milyen fokig integrálható az új szeleprendszer
- Bizonyítani, hogy a konstrukció alkalmazható-e réteges működési mód esetén  
Igazolni, hogy kiváltható-e vele költségesebb, bonyolultabb teljesítmény fokozó megoldás (pl. turbótöltés)

---

### 3 IRODALMI ÁTTEKINTÉS

A rendelkezésre álló irodalom mennyiségéből egyértelműen következik, hogy a négyütemű motorokban általánosan használt hagyományos vezérműbűtyök-ülékes szelep gázcsere rendszert már mélységeiben elemezték. Számos tanulmány és kutatási anyag világít rá az ilyen rendszerek előnyeire, hátrányaira, a tervezés során követendő elvekre, valamint a gyártás kérdéseire: [3], [4], [5].

A forgattyústengelytől részben, vagy teljesen független szelepvezérlések elemzése nem témája munkámnak, ám, mint a lengőszelep vezérlésének lehetséges módjait, fontosnak tartom a főbb technikai megoldások áttekintését.

#### 3.1 *Hagyományos szelepek alternatív vezérlési rendszerei*

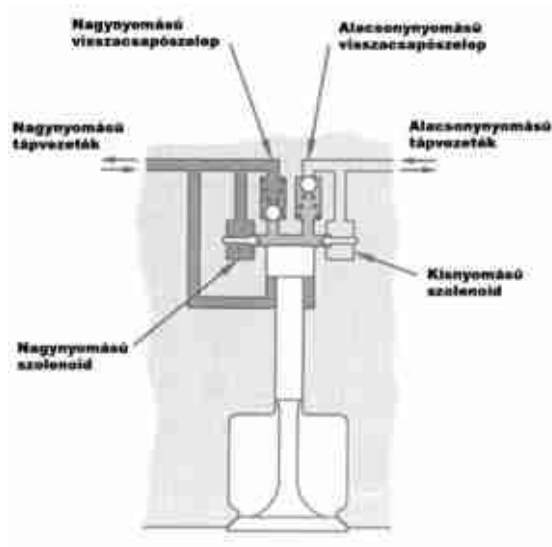
Ezt a rendszert számos tervező és feltaláló fejlesztette tovább olyan módon, hogy elektromos, mechanikus, vagy hidraulikus úton oldották meg a szelepmozgatást, bizonyos esetekben a vezérműtengely teljes elhagyásával, amelyet az alábbiakban mutatok be.

Sok kutató valósított meg vezérműtengely nélküli szelepmozgatást, ám a szeleptányér áramlásgátló hatásával egyetlen megoldás sem foglalkozik. A rendszerek által elérendő célok, illetve a motorműködésre kifejtett hatásuk mindegyik mechanizmus esetén közelítőleg azonos, amelyek röviden összefoglalva:

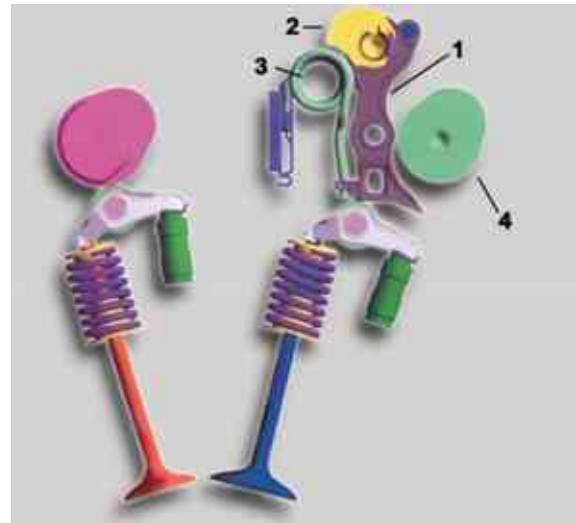
- a szelepnitítás során alkalmazott emelési magasság, nyitási idő és fázis szabadon változtatható
- fojtószelep nélküli működés,
- csökkentett fojtási veszteségek részterhelés üzemmódban,
- csökkentett tüzelőanyag-fogyasztás,
- jobb volumetrikus hatásfok,
- nagyobb teljesítmény alacsony és magas motorfordulatszámokon egyaránt,
- alacsonyabb alajjárati fordulatszám és jobb alajjárati stabilitás
- henger deaktiválás lehetősége dinamikus lökettérfogat változtatáshoz,
- kedvezőbb motortömeg és méretek,
- változó gyújtási sorrend,
- hatékonyabban befolyásolható hengeren belüli töltetmozgás,
- az effektív sűrítési és expanziós arány hatékony, dinamikus szabályozása,
- belső EGR létrehozása és szabályozása, szabályozott öngyulladású üzemmód (HCCI).

A [6] tanulmányban az elektrohidraulikus működtetőrendszert hidraulikus ingának nevezték el (5. a ábra). A Lotus Engineeringnél fejlesztett elektrohidraulikus szeleprendszert a [7] mutatja be, míg a [8] szakirodalom a BMW Valvetronic rendszer tulajdonságait részletezi (5. b ábra).

a)



b)



5. ábra: (a) A Ford által kifejlesztett elektrohidraulikus szelepvezérlés [6]; (b) BMW ValveTronic rendszere 1: Közbenső himba, 2: Excenter tengely, 3: Hajtűrugó, 4: Szívó vezérműtengely [8]

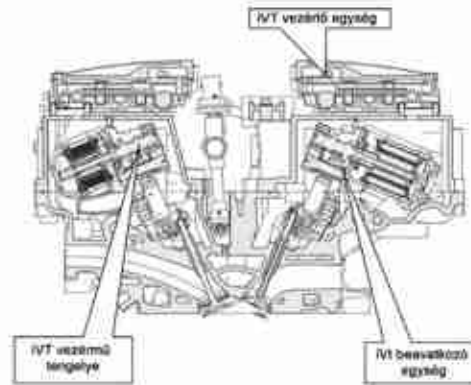
A [9] a Fiat UniAir rendszert (6. ábra) mutatja be, amely közvetlenül a motor hagyományos kialakítású szelepeit mozgatja.



6. ábra: Fiat UniAir rendszere [9]

A [10] szintén vezérműtengely nélküli elektromechanikus iVT (Intelligent Valve Technology, 7. ábra) elnevezésű rendszert mutat be, amely a szelepek nyitását-zárását szinkronizálja a forgattyústengellyel, de a szelepek mechanikailag függetlenek maradnak a tengelytől.





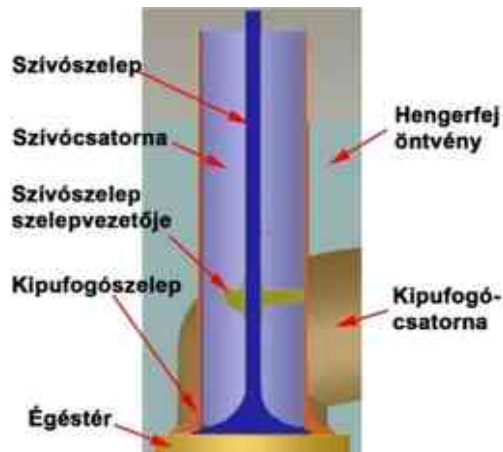
7. ábra: Camcon Auto által kifejlesztett iVT rendszer [10]

A svéd Koenigsegg „Freevalve” (8. ábra) elnevezésű megoldását 22 szabadalom védi, amelyben egy viszonylag bonyolult elektro-hidro-pneumatikus rendszer alkalmazásával küszöbölték ki a vezérműtengely használatát [11].



8. ábra: Koenigsegg Freevalve konstrukciója [11]

Megemlítendő a győri Széchenyi István Egyetemen fejlesztett szelepbén-szelep elrendezés (9. ábra), amely az áramlási keresztmetszeteket javítja jelentősen [12], valamint a szintén a Széchenyi István Egyetem és a West Virginia University együttműködésével folytatott kutatásokban alkalmazott dízel üzemű, szabaddugattyús, kétütemű motor, amely a dugattyú alternáló mozgását forgattyús hajtómű közbeiktatása nélkül alakítja elektromos energiává [13].

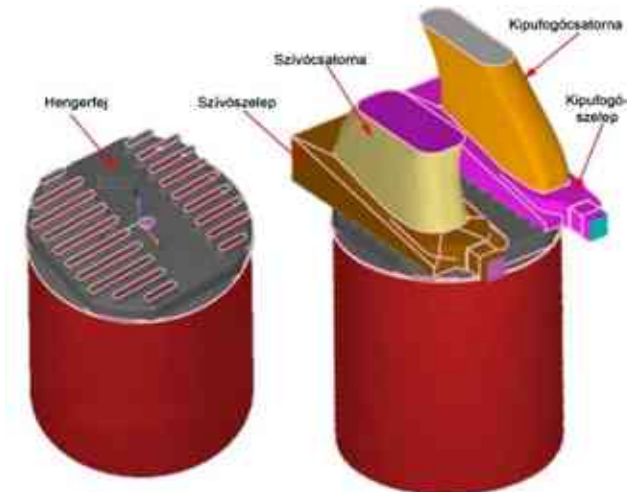


9. ábra: Szelepbén szelep elrendezés [12][11]

---

### 3.2 Csúszószelepes rendszerek

Az üléses szelepek teljes kiváltásának egyik módja, hogy alternáló mozgást végző záróelemeket helyeznek el a gázcserevezetékben. Ezek közös jellemzője, hogy valamilyen módon elcsúsztatják a szelepet, ezáltal nyitva-zárva a szívó és kipufogó csatornákat. Ilyen a [14] és [15] közleményben bemutatott DigitalAir szeleprendszer (10. ábra), amely a hengerfejben kopolyúrésekhez hasonló járatokon keresztül valósítja meg a gázcserét. A nyílásokat retesz jellegű szelepek vezérlik.



10. ábra: DigitalAir szelep [14]

Az előzőhöz hasonlóan szintén alternáló mozgást végez az Egyesült Államok szabadalmi hivatala által bejegyzett találmány [16]. Lényege, hogy a hengerfejben a szelepek a henger tengelyére merőlegesen helyezkednek el a szívó-, és kipufogórészekkel ellátott szelepházukban. A szelepek olyan, egyik végükön zárt csövek, amelyeknek az oldalukon szintén egy nyílás van kialakítva. A gázcserefolyamathoz a szelepeken kialakított nyílásokat a szelepház oldalán kialakított nyílással egy miniatűr forgattyús mechanizmus segítségével hozzák egy vonalba

### 3.3 Forgószelepes motorok történeti áttekintése

Az üléses szelepek hátrányainak megszüntetésére számos forgószelep megoldás látott napvilágot. E technikai megoldások néhány közös fejlesztési célt, mint irányelvet fogalmaznak meg:

- az adott erőforrás töltési fokának javítása,
- az üléses szelepek szelepvezérlési rendszere által meghatározott felső fordulatszám korlát szükség szerinti emelése.

A legfontosabb forgószelepekkel folytatott autóiipari fejlesztéseket [17] szakirodalom mutatja be a legrészletesebben, kezdve a motorizáció korai időszakától egészen a második világháború utáni korszakig. Sok részletinformáció gyűjthető össze [18] és [19] munkákból is. Az információ mennyisége ezen a területen is jelentős, ezért csak a legfontosabb forgószelep-konstrukciókat mutatom be.

---

Mindegyik megoldás közös jellemzője, hogy a forgattyús tengely fordulatszámával egyenesen arányos fordulatszámmal folyamatosan forognak. Ezek négy csoportra oszthatók:

- Vegyes (radiális/axiális) áramlású forgószelepek:

Ezekben a kialakításokban egyetlen szelep van, amely tartalmazza a szívó- és kipufogó csatornákat is. Az áramlás irányának körülbelül 90 fokot kell elfordulnia a szeleptesten belül.

- Oldalcsatornás szelepek:

Léteztek olyan konstrukciók, ahol egyetlen szelepet használtak a szívó- és kipufogónyílások vezérléséhez, bár olyan megoldások is voltak, amelyek külön szelepet használtak a szívó- és kipufogónyílások esetén. Az áramlási utat a szelepek oldalában kialakított bevágások képezik.

- Radiális keresztáramú forgószelepek:

Az oldalcsatornás forgószelepekhez képest a legnagyobb különbség, hogy a gázcsere nyílást nem a szeleptest oldalában képezik ki. Így a nyílás áthatol a szelepen két szimmetrikus részre osztva azt. A gázok áramlása áthalad a szeleptesten. Az állandó forgás miatt a nyitó és záró éleknél erős örvények keletkeznek, amelyek korlátozzák az áramlási képességet.

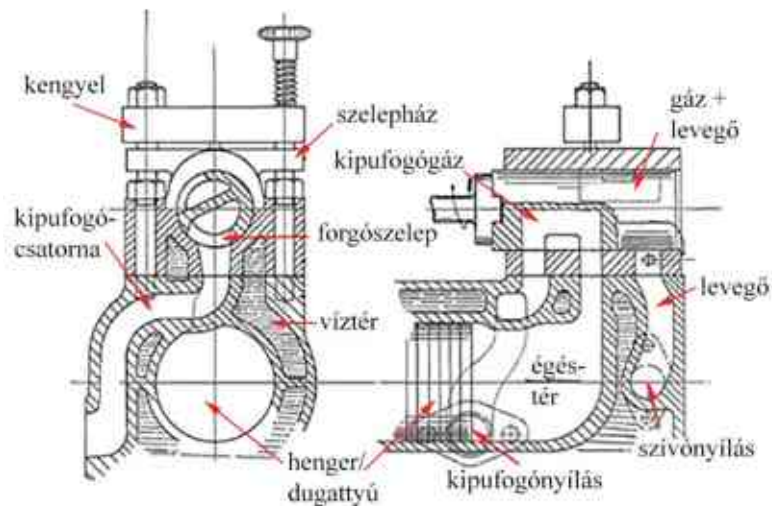
- Forgó hengerfejbetétes szelepek:

Ezeknél a motoroknál a hengerfej öntvényben egy olyan forgó betét található, amely a gázcsere csatornákat is tartalmazza. Bizonyos típusoknál az égéstér is ebben került kialakításra.

### 3.3.1 Vegyes (radiális/axiális) áramlású forgószelepek

#### *A Crossley forgószelepes gázmotor (1886-1902)*

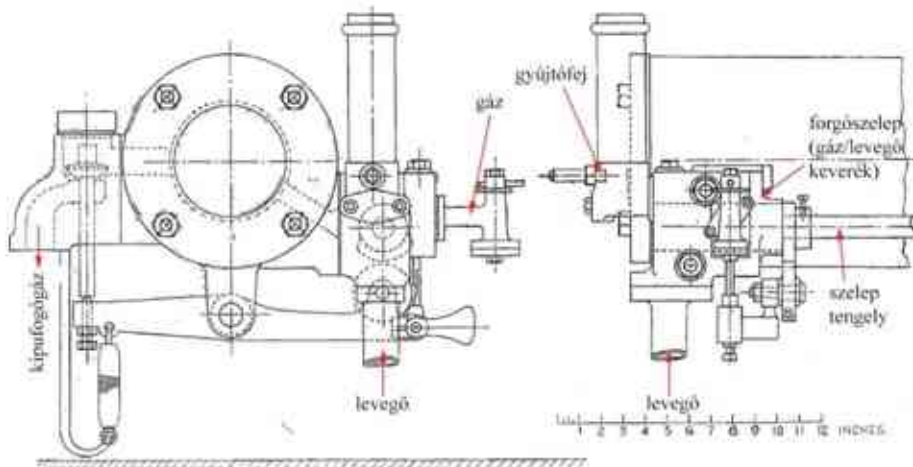
A [17], [18], [20] szakirodalmak szerint ez a motor tekinthető az első forgószelepes motornak. Az akkori gyártási technológiák miatt volt néhány hibája. Ahogy [17] lapjain olvasható: „*a Crossley forgószelepes motor szinte állandó odafigyelést, a szelepterhelés folyamatos beállítását, valamint időszakos szétszerelést igényelt*”, ami az akkori belsőégésű motoroknál normális volt. Eltekintve a használatát övező problémáktól, amelyet a mechanikai alkatrészek színvonala okozott, korának kiváló konstrukciója volt, amelyet 16 évig gyártottak. A szelepet öntöttvasból állították elő, a szelepházat két félre osztották: az egyik fél a hengerfejben került kialakításra, míg a másikat egy rugóterhelésű kengyellel szorították rá a szelepre. Működés közben a hőtágulás okozta alaktorzulás megakadályozta, hogy a hidegen pontosan illeszkedő alkatrészek között a megfelelő tömítés létrejöhessen. E mellett a felső szelepház fedél élei olajlevezőként működtek, ami csak növelte a súrlódást és az alkatrész hőterhelését (11. ábra).



11. ábra: Crossley forgószelepes gázmotorjának vázlata [17]

#### National Gas and Oil motorja (1895-1935)

A [17] szerint ennek a motortípusnak két változata volt. A korai egy vegyes konstrukció volt, mivel a kipufogónyíláshoz üléses szelepet használtak, és csak a szívóütemet vezérelték forgószeleppel. Később a kipufogó oldali üléses szelepet is forgószelepre cserélték. Ezt a motort 1895-1935 között gyártották (12. ábra).



12. ábra: National Gas and Oil motorja. A kipufogószelep üléses kialakítású [17]

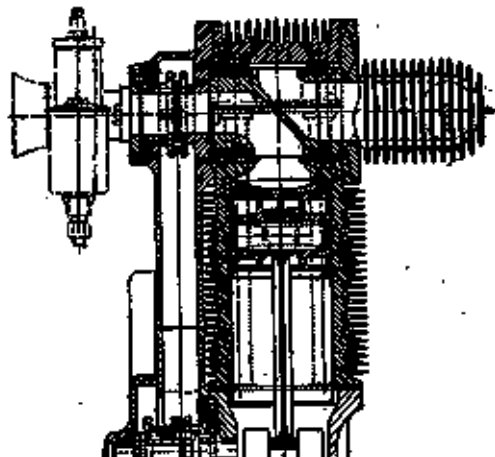
Ez utóbbi fejlesztés annyiban tért el a Crossley forgószeleptől, hogy a szelep nem rendelkezett rugóelőfeszítéssel, hanem kis hézaggal a házhoz illeszkedett. Felmelegedés után ez a kialakítás jó tömítőképességet adott, miközben a súrlódási veszteségek mérsékeltek maradtak az adott üzemi hőmérsékleti viszonyok között. Mindkét konstrukciójú National Gas and Oil motor körülbelül 40 évig használták, ami egyértelműen mutatja megbízhatóságukat.

#### A Cross forgószelep

Cross forgószelepes konstrukciója [17] irodalomban szereplő leírás szerint 1922-ben jelent meg (13. ábra). Ebben a különleges megoldásban egyetlen a szelep belsejében található mind a szívó, mind a kipufogó csatorna. A szelepház vízszintesen kettéosztott és a felek egy csuklón keresztül kapcsolódtak egymáshoz, így a felső fél csekély elmozdulásra volt képes az alsóhoz képest. A

---

felső felet a motorblokk öntvény tartotta felülről, míg az alsó fél a hengerhüvelyből lett kialakítva. A hüvely hosszanti irányban el tudott mozdulni. Ezzel a megoldással elérték azt, hogy a hengernyomással arányos tömítőerő jöjjön létre a szelep felületén. A szelep kenését egy úgynevezett „cirkulációs” olajozási rendszerrel oldották meg, amelyhez tartozott egy olajlehúzó él is. Ezt a henger anyagából alakították ki és meggátolta a kenőanyag bejutását a hengertérbe



13. ábra: Cross-féle forgószelepes motor vázlatja [17]

A Cross forgószelepet nagy sikerrel használták motorkerékpárokban. Később négyhengeres, 150 LE teljesítményű repülőgép-motorokban használták. Ugyanezt az elvet alkalmazták a Merlin V12-es motorban. Ezekben a rendszerekben a szelepet lánc vagy kúpfogaskerekekkel ellátott tengely hajtotta meg.

*A BRV szelep (Bishop Rotary Valve)*

A Bishop forgószelep a Cross szelepnél bemutatott elrendezést követi, amelyben a tömítést már nem a henger anyaga szolgáltatja, hanem külön tömítő lécek alkalmazásával oldották meg (14. ábra) [21]. Ezt 2001-ben készítették, Mercedes-Ilmor közreműködéssel, Formula-1 es erőforrásként. Ígéretes lehetett volna, hiszen 10% többlet teljesítményt nyújtott az üléses szelepű erőforráshoz képest. Mérete töredéke volt az eredeti alkatrésznek. Csakhogy a szabályokat még azelőtt megváltoztatták, mielőtt a motor versenykörülmények között bizonyíthatott volna.



14. ábra: BRV forgószelepes konstrukciója [21]

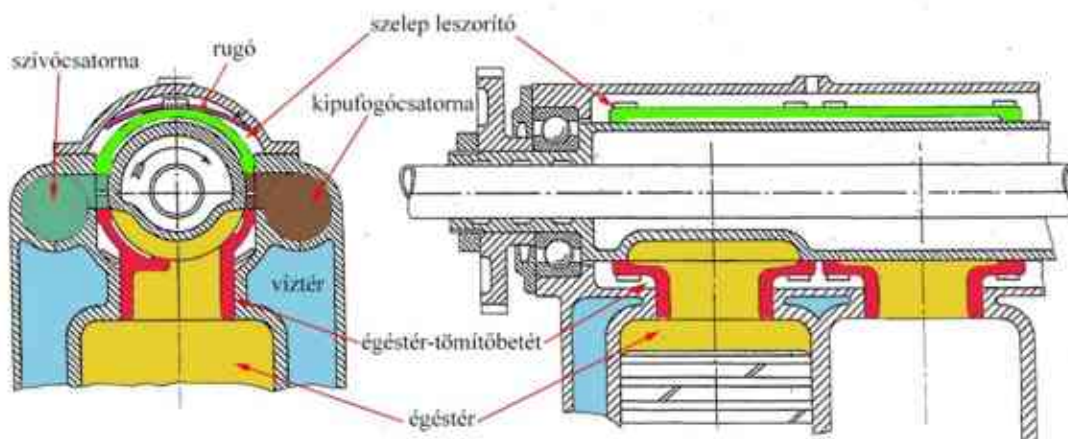
Konstruktíós szempontból lényeges, hogy kis rés van a szelepfelület és a hengerfejöntvény között, ami lehetővé teszi a szelep elkerülhetetlen torzulását, amelyet az égési nyomás és a hőterhelés okoz. Ezért a szelep felülete soha nem érinti a hengerfej öntvényt, így megakadályozza a beszorulást.

Az égési nyomás sugárirányú erőinek felvételére a forgószelep mindkét végén tűgörgős csapágyakat alkalmaztak. A BRV hengerfejjel felszerelt motor nagyon könnyű és kicsi volt: 16 kg-mal könnyebb és 150 mm-rel rövidebb, mint ugyanaz a motor, de hagyományos hengerfejjel. A [21] és [22] munkákból kitűnik, hogy a hengeren belüli bukó áramlást nagyban befolyásolta a furat/löket arány és a szelepnylás elhelyezkedése. A rövid löketű motoroknál az elrendezést módosítani kellett, hogy a hengerben megfelelő bukóörvény jöjjön létre, mert enélkül a motor teljesítménye romlott.

### 3.3.2 Oldalcsatornás szelepek

#### *Lorenzen-féle szelep*

Ez az oldalcsatornás, radiális be- és kiömlési elrendezés sok hasonló szabadalom elődje volt a forgószelepek történetében (15. ábra). A [17] irodalomban található információ szerint Lorenzen a forgószelepek néhány jellemző problémáját 1906-1909 körül megoldotta: ez volt az első forgószelep-rendszer, amely speciális tömítéseket használt az égésgázok szelepen keresztül történő kifújásának megakadályozására. Szintén elsőként alkalmazta a forgószelep belső hűtését.



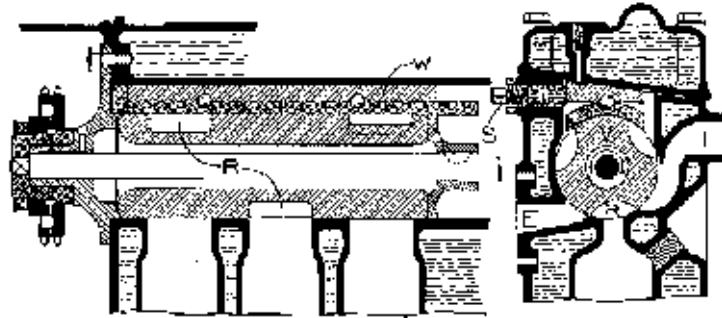
15. ábra: Lorenzen-féle oldalcsatornás forgószelep [17]

A szeleprendszer a hengerfej felső részében tartalmazott egy, az égésteret is magában foglaló égéster-tömítőbetétet. A betét többé-kevésbé szabadon mozoghatott a hengerblokkban, és három dugattyúgyűrű tömített a kerületén, a hagyományos módon. A forgószelepet a laprugók által előfeszített szelepleszorító elem tartotta lenyomva, míg a szelep kenését a felső részben kialakított olaj tároló tér biztosította. A szelepfelületre és a szelepleszorítóra, égéster-tömítőbetét széleire ható tömítőerőt részben a rugók, részben az égésnyomás keltette, amely az égéster-tömítőbetétre emelő hatást fejtett ki, így a forgószelep felületéhez nyomódott. A tömítőbetét által kifejtett erőt a tömítőbetét alsó és felső részének felületaránya szabályozta.

#### *Minerva-Buornonville forgószelepes motor*

Ez a típusú szelep a Lorenzen-féle forgószelep közvetlen leszármazottja volt. Buornonville belga mérnök tervezte, és a Minerva cég tökéletesítette. 1/6 motorfordulatszámmal működött a felületén lévő hengerenkénti három kivágás miatt és a [18] forrás szerint V6-os motorokba került beépítésre.





16. ábra: Minerva-Buornonville forgószelepes motor [18]

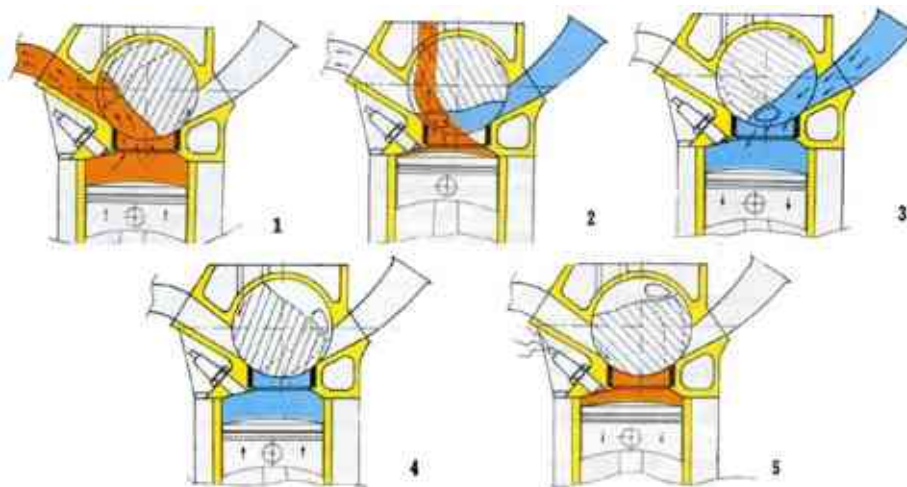
V: forgószelep, I: szívócsatorna, E: kipufogócsatorna, R: szelepkivágás, W: ék, S: rugó

A szelepet egy súrlódó betét tartotta érintkezésben házának alsó részével. Egy állítható, rugós (S a 16. ábrán) terhelésű ék golyókon keresztül radiálisan terhelte a súrlódó betétet az egyenletes nyomáseloszlás érdekében. A konstrukció szinte beszorulás-biztos volt, mivel amikor a súrlódás a saru és a szelep között megnőtt, az ék a rugók ellenében kifelé mozdult, így csökkentve a szelepre nehezedő nyomást. Ezért a súrlódás növekedésével az összeszorító erő csökkent.

A kenést úgy biztosították, hogy olajat csöpögtettek a súrlódó betét hátsó oldalára, ahonnan az a szelep felületére szivárgott, amely a kenőanyagot a szelep és a súrlódó betét közötti kis résbe szállította. A motorba nem építettek külön tömítéseket, a tömítés minősége és az összes munkahézag a rugós saru beállításától függött, ami egy kissé különleges helyzetet teremtett: csak bizonyos mérnöki ismeretekkel rendelkező kezelők tudták igazán jól beállítani a megfelelő erőt a szelepen.

#### MGN (Moteurs Guy Negre) forgószelep

A Lorenzen-féle elvet alkalmazták a 80-as évek végén az MGN 3,5 literes W12 Formula 1-es motorban, bár a forgószelepben és a hengerfejben további nyílásokat alakítottak ki [23]. Számos közúti autómotort szereltek fel ilyen típusú forgószeleppel, a Talbotoktól a BMW-ig. 1961-ben szabadalmaztatták, de az igazi áttörés 1988-ban következett be, amikor a turbófeltöltés betiltása után kifejlesztették az erőforrás Forma-1-es változatát.



17. ábra: MGN forgószelepes konstrukciója, amely egy további kipufogó csatornát is tartalmazott. W12 hengerelrendezésű motorban használták [23]

Amint a 17. ábrán látható, a kipufogógáz és a szelep összenyítás időtartamát egy kiegészítő kipufogónyílás meghosszabbította. A második kipufogónyílás miatt a hengerfej hűtése, valamint a henger tömítettsége is problémás volt. Sajnos nehéz megítélni a konstrukció műszaki tulajdonságait, mivel csak nagyon korlátozott információ áll rendelkezésre.

Egy W12-es konfigurációban került használatra, amely hasonló teljesítményt produkált, mint a versenytársak motorjai, mint például a V8-as Judd vagy a Cosworth, de sokkal kisebb fejlesztési háttérrel. Ez volt a korszak legmagasabb fordulatszámú motorja is, 15 000-es fordulatszámmal.

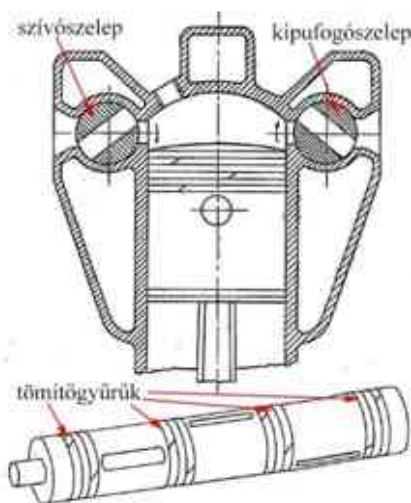
Összesen 5 darab W12-es motor készült, de az anyagi gondok miatt a feltaláló-cégtulajdonos nem tudta tovább fejleszteni a konstrukciót, amely az MGN cég 1992-es bezárásához is vezetett.

### 3.3.3 Keresztáramú forgószelepek

#### *Speedwell forgószelepes 3 hengeres motor*

Ezt a forgószelepes koncepciót az Audel's Automobile Guide-ban mutatták be 1915-18 között New Yorkban [17]. Úgy tűnik, hogy ez a radiális keresztáramú kialakítás soha nem került gyártásba, mivel nincs erre utaló bizonyíték. Ám még ebben az esetben is lehet bizonyos feltételezésekkel élni tulajdonságaival és lehetséges teljesítményével kapcsolatban.

Ennek a kialakításnak a leginnovatívabb jellemzője a szívó- és kipufogó áramlás szétválasztása volt. Megakadályozta a bejövő töltet keveredését a visszamaradó gázokkal, miközben sokkal jobb formájú égéstér kialakítását tette lehetővé, mint az előzőekben bemutatott megoldások (18. ábra).

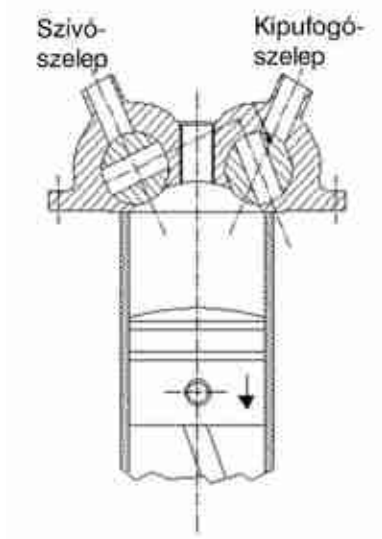


18. ábra: Speedwell forgószelepes motor vázlata [17]

Sajnos, nem rendelkezett külön tömítéssel, amely megakadályozhatta volna az égésgázok kifűvását. A szeleptest mentén ugyan voltak tömítőgyűrűk, de ezek csak a hengerek közötti kommunikációt akadályozták meg.

Gyakorlatilag ezt az elrendezést valósította meg 2002-ben a Bánki Donát Műszaki Főiskola (ma Óbudai Egyetem Bánki Donát Gépész és Biztonságtechnikai Mérnöki Kar) akkori tanulója, Boruzs Zoltán is (19. ábra). Munkájának alapját egy MZ TS 125 típusú motor képezte, amelynek hengerfejét saját tervezésű keresztáramú forgószelepes megoldásra cserélte le. A motorindítás nehézkes volt a szelep körül fellépő jelentős veszteségek miatt, de megfelelő anyagi háttérrel a fejlesztés hatékony erőforrást eredményezhetett volna. Ezt bizonyítja a [24] közlemény, amely kerti kisgépekbe építhető, 45 cm<sup>3</sup>-es erőforrás fejlesztéséről számol be.

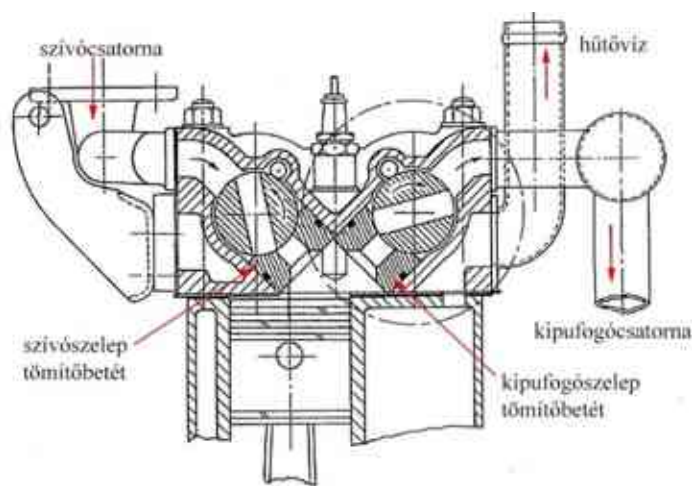




19. ábra: Boruzs Zoltán által készített forgószelepes motor vázlata. A konstrukció a Speedwell elrendezést követi

#### A Hunter forgószelep

A Speedwell ötlet továbbfejlesztésére [17] szakirodalomban találunk javaslatot. Megoldásában nyomáskiegyenlített gyűrűs tömítőbetétek elhelyezését javasolta a hengerfejben (20. ábra), amely a Lorenzen-féle szeleprendszerben is megtalálható volt. A konstrukció a szeleptest mindkét végén golyóscsapágyat használt volna, és a tömítőbetétek egy-egy vonal mentén érintkeztek volna a forgószelep felületével a súrlódási veszteségek csökkentése érdekében. Negyed motorfordulatszámmal működött volna, mert a szelepek nyílásai egy szelep fordulat alatt kétszer esnek egy vonalba a hengerfej nyílásaival. Soha nem került gyártásba.



20. ábra: Hunter forgószelepes motorja [17]

#### A Coates forgószelepe

A Coates cég az 1990-es években olyan szeleprendszert tervezett, szabadalmazott és épített, amely speciális üreges golyókat használt forgószelepként [25]. Ezek a megfelelő ülékeken fekszenek fel, egy vízszintesen osztott hengerfejben (21. ábra). A golyók felületében két horony van kialakítva, az egyes golyók ellentétes „oldalain”, amelyek gázcsere vezetékként szolgálnak. Ezek a hornyok

a golyó felületén, azaz a horony oldalfalát áttörő két oldalsó nyílással kapcsolódtak a szívórendszer többi részéhez, amikor a golyó a megfelelő pozícióba került. Ennek a fordítottja történik a kipufogóoldalon: a golyó belsejéből a kipufogógáz a horony oldalába vágott két oldalsó nyíláson keresztül távozik a hengerből.



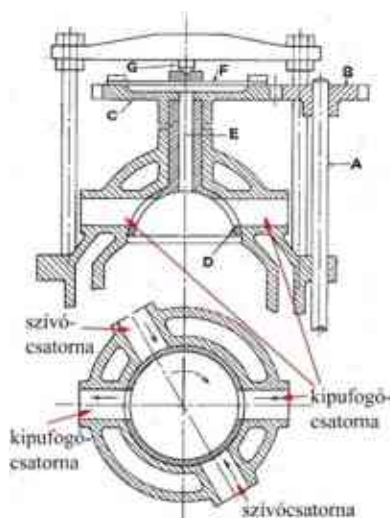
21. ábra: Coates forgószelepes motorja [25]

A cég honlapja szerint rendkívül nagy teljesítménynövekedést értek el forgószelepes rendszerükkel, főként nagy, 5 literes motorok esetén, bár más adat nem áll rendelkezésre a gömb alakú forgószelepes rendszerrel felszerelt járművekről.

### 3.3.4 Forgó hengerfejbetétes szelepek

#### McGee félgömb alakú forgószelep (1911)

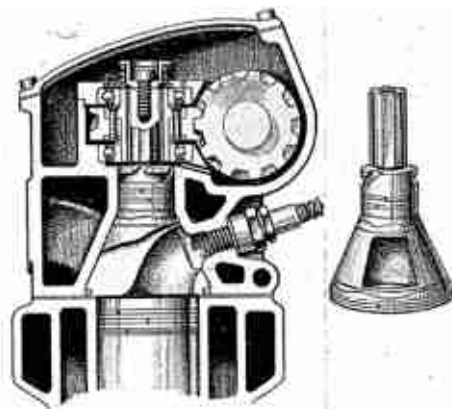
A [17] munkában fellelhető információ szerint a forgószelep egy félgömb alakú égéster-betétből állt, amely két-két nyílást tartalmazott mind a kipufogó-, mind a szívócsatornához (D, 22. ábra). A szelepet a forgattyús tengelyről 2:1 arányú lassító áttétellel királytengellyel hajtották meg (A). A siklócsapágy (G) egy membrán (F) keresztül nyomta le a forgószelepet. A forgószelep külső felületén kialakuló súrlódás csökkentése érdekében az égés gázokat egy hosszanti nyíláson (E) vezették át, hogy lehetővé tegyék az égési nyomás kialakulását a membrán és a fogaskerék-forgószelep-szerelvény közötti térben.



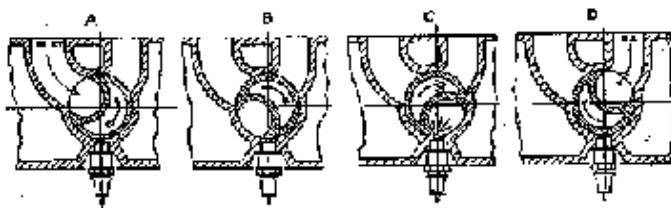
22. ábra: McGee forgó hengerfejbetétes motorjának vázlatja [17]

### *Az Aspin forgószelep*

Ennél a kialakításnál a hengerfejben egy forgó betétet helyeztek el. A betét egy speciális járatot, egy „kamrát” tartalmazott, amely a betét pillanatnyi szöghelyzetétől függően vagy szívó-, kipufogónyílásként vagy égéstérként funkcionált (23. ábra). A működési elvet legjobban a 24. ábrán követhetjük. A [18] munkában ismertettek szerint a motor kiválóan működött rendkívül szegény keverékkel is, miközben úgy tűnt, mintha érzéketlen lett volna a karburátor méretére. További előnye volt, hogy detonációra nem volt hajlamos.



23. ábra: Aspin forgó hengerfejbetétes motorjának vázlata [17]

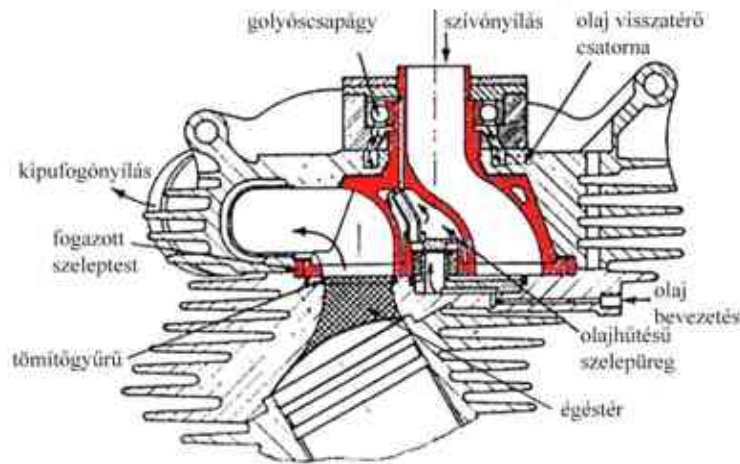


24. ábra: Aspin forgószelep működési elve: A: szívó ütem, B: sűrités, C: égés-munkavégzés, D: kipufogás [17]

A szakirodalmi adatok alapján az Aspin forgószelepes motorok használata során úgy tűnt, hogy a konstrukció csak magas olajfogyasztás esetén volt megbízható, normál olajfogyasztás esetén a szelepek berágódtak és beszorultak a hengerfejben.

### *Az NSU/Froede forgószelep*

1955 körül Walter Froede, az NSU motorkerékpár-gyár mérnöke megtervezte ezt a forgószelepet, amely külön csatornákat tartalmazott a kipufogó- és szívónyílások számára, és kenése is megfelelő volt [19]. Hasonló volt az Aspin kivitelhez, mivel szintén kúpos kialakítással rendelkezett. Nem magában a szelep testben, hanem a hengerfejben hozták létre az égésteret, miközben a motor külső hűtését léghűtés, a szelep belső hőelvezetését pedig olajhűtés biztosította (25. ábra). A szelep tömítésére külön betétet alkalmaztak, amely lehetővé tette, hogy az égésgázok behatoljanak a betét mögötti térbe és a tömítést a szelep alsó felének szorítsák.



25. ábra: NSU Max 250 motorkerékpár hengerfejének vázlata [18]

A szelepet fogaskerek hajtották  $\frac{1}{4}$  motorfordulatszámmal, ami csökkentette a teljesítményvesztést. A szelephajtás és -elhelyezés ezen koncepciója korábban már sikeresnek bizonyult a Junkers KM8 torpedómotornál, amely kipufogógáz-oxigén-üzemanyag keverékkel működött [17].

Nehéz megítélni az NSU kialakítás tulajdonságait, mivel nagyon korlátozott információk állnak csak rendelkezésre. Egy 50 cm<sup>3</sup>-es sebességi világrekord megdöntésére épített motorkerékpár adatai ismertek, amely 16 000-es fordulatszámmal és 176,5 kW/l-es teljesítménnyel rendelkezett, ami igen figyelemre méltó. Annak ellenére, hogy sikeres versenymotor volt, az ötletet nem fejlesztették tovább és a gyár erőforrásait a Wankel rendszerű forgódugattyús motor fejlesztésére koncentrálták.

### 3.4 Forgószelepes rendszerek tulajdonságainak összefoglalása

A 2. táblázatban foglaltam össze az egyes forgószelepes rendszerek előnyös és hátrányos tulajdonságait.

2. táblázat Forgószelepes rendszerek tulajdonságai

Szeleprendszer meghatározása	Előnyök	Hátrányok
Vegyes (radiális/axiális) áramlású forgószelepek	Szelephajtás egyszerűen megvalósítható	Mivel egyetlen szelep tartalmazza a szívó és kipufogó csatornát a friss keverék hőmérséklete a szívóütem során szükségtelenül növekszik
	Egyetlen szeleptest tartalmazza a szívó és kipufogócsatornát	A friss keverék és kipufogógáz áramlási irányának körülbelül 90 fokot kell elfordulnia a szeleptesten belül
	Magas kompresszióviszony alkalmazható detonációs égés veszélye nélkül	A szeleptest túlmelegedésre hajlamos
	Nagyobb egységekben is alkalmazható	Tömítése viszonylag bonyolult
	A szeleprendszer tömegeirői a motor által elérhető fordulatszámot nem korlátozzák	
Oldalcsatornás szelepek	Több gázcsere csatorna alakítható ki a szelep oldalában	Kenése problémás, a kenőanyag a szelepcsatornán keresztül könnyen a gázcserevezetékbe juthat
	A csatornák számának növelésével a szelep fordulatszáma arányosan csökkenthető: 3 csatorna esetén 1/6 fordulatszám	Az áramlásirányba eső szelepélekről leváló örvények a szelepnyitás során szűkítik az áramlási keresztmetszetet
	Belső hűtése könnyen megoldható	A szelep tömítettségének biztosítása különleges megmunkálást igényel
	Többhengeres konstrukciókban egyetlen szelep elláthatja a vezérlést	Egy szelepes megoldásoknál a gázcsere csatorna térfogata friss keveréket szállít a kipufogórendszerbe, illetve kipufogógázt a szívórendszerbe
	Szívó-, és kipufogószelep különválasztható	
	Nagyobb egységekben is alkalmazható	

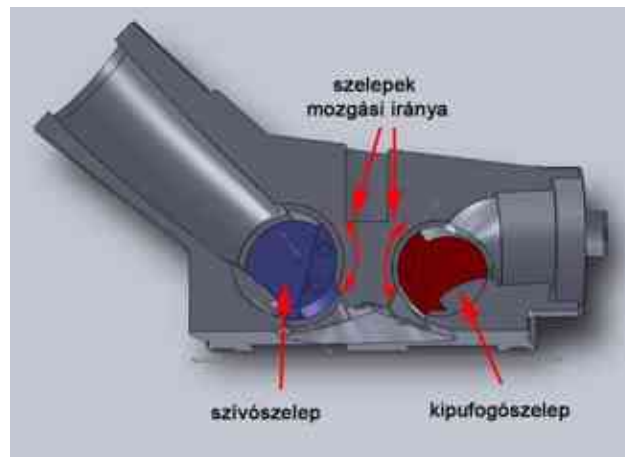
	A szeleprendszer tömegeerői a motor által elérhető fordulatszámot nem korlátozzák	
Radiális keresztáramú forgószelepek	A kipufogó és szívó gázcsereét külön alkatrészek vezérlik	Az állandó forgás miatt a nyitó és záró éleknél erős örvények keletkeznek, amelyek korlátozzák az áramlási képességet.
	A szeleptesten áthaladó nyílások miatt a szelep fordulatszáma a forgattyús tengely fordulatszámának 1/4-e, amely csökkenti a súrlódási veszteségeket	A kipufogó szelep hűtése problémás
	Többhengeres rendszerekbe is könnyen integrálható	
	A szeleprendszer tömegeerői a motor által elérhető fordulatszámot nem korlátozzák	
Forgó hengerfejbetétes szelepek	Kis helyigényű megoldás	Magas olajfogyasztás
	Többhengeres rendszerekbe is könnyen integrálható	A gyújtógyertya elhelyezése és az elektróda kialakítás körültekintően választandó meg
	Alkalmazásával kis tömegű erőforrás építhető	Különleges dugattyútető kiképzést igényel
	Detonációs égésre való hajlama csekély	A szeleptest és tömítő alkatrészek gyors kopása
	A szeleptest forgása miatt töltet rétegződés jön létre	
	A szeleprendszer tömegeerői a motor által elérhető fordulatszámot nem korlátozzák	
	Nagyon szegény (1:22) keverékkel is üzembiztosan működtethető	

Mint az a fenti táblázatból látható, az eddig megvalósított forgószelepek általános hibája a magas olajfogyasztás, az élekről leváló örvények áramlás-korlátozó hatása, illetve bizonyos konstrukciók esetén a friss keverék kipufogógázzal történő szennyeződése. Éppen ezért egy olyan szeleprendszert kívántam alkotni, amely nyitása-zárása akár függetleníthető a forgattyús tengelytől és megtartja a forgószelepek előnyös tulajdonságait. Belső kialakítását tekintve áramvonalasnak kell lennie a minél jobb hengertöltés elérése érdekében. Ezen kritériumok egyszerre egy lengőszelepes megoldással elégíthetők ki, amely kidolgozásának részleteit a következő fejezetekben mutatom be.

## 4 A LENGŐSZELEPES SZELEPRENDSZER BEMUTATÁSA

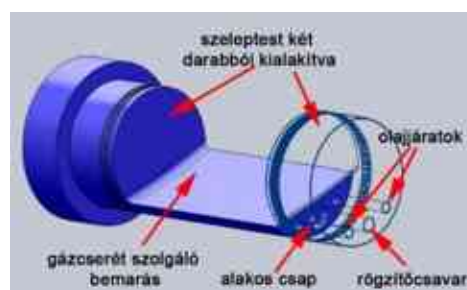
### 4.1 Lengőszelep konstrukciója és működése

Ismerve a hagyományos és forgószelepek működésének és működtetésének hátrányos tulajdonságait egy - újdonságnak számító - olyan lengőszelepes megoldást terveztem, amely a korábbi konstrukcióktól jelentős mértékben eltér és számos korábbi problémára megoldást jelent. A szeleprendszer tervezésekor tehát vezérszempont volt, hogy az irodalomkutatásban bemutatott konstrukcióknak csak az előnyös megoldásait alkalmazzam. Így a gázcserevezetékek belső kialakításakor kiemelt figyelmet fordítottam az áramvonalas belső forma elérésére, úgy, hogy működés közben a szelep ne gátolja semennyire a gázcsere folyamatot. A szelepek nem forognak, hanem a nyitáshoz-záráshoz hozzávetőlegesen 90 fokot elfordulnak. A megalkotott szeleprendszer kevés alkatrészből áll, a hengerfejjel összeszerelt állapotában a 26. ábra mutatja



26. ábra: Lengőszelepes hengerfej kialakítása a szelepek mozgási irányának jelölésével

A szívó-, és kipufogószelepek formája az irodalomkutatásban oldalcsatornás szelepekként azonosított konstrukciókhoz áll legközelebb. A hengeres szelep oldalában kialakított bemarás biztosítja a gázcsere lehetőségét. A szeleptest két darabból áll, amelyet egy hosszanti csavar segítségével lehet egymáshoz erősíteni, a két végén egy-egy gördülőcsapágy kerül elhelyezésre. A szeleptestben a hűtést szolgáló olajjáratok is helyet kapnak. Az elfordulást megakadályozása érdekében a két fél egy alakos csappal kapcsolódik egymáshoz (27. ábra).



27. ábra: Lengőszelep kialakítása

A szelepek a hengerfejben rögzített betétben kapnak helyet (28. ábra). A betétek belseje tartalmazza az adott gázcsere vezeték belső ívét kitöltő felöntést, ami biztosítja a szívó és kipufogó

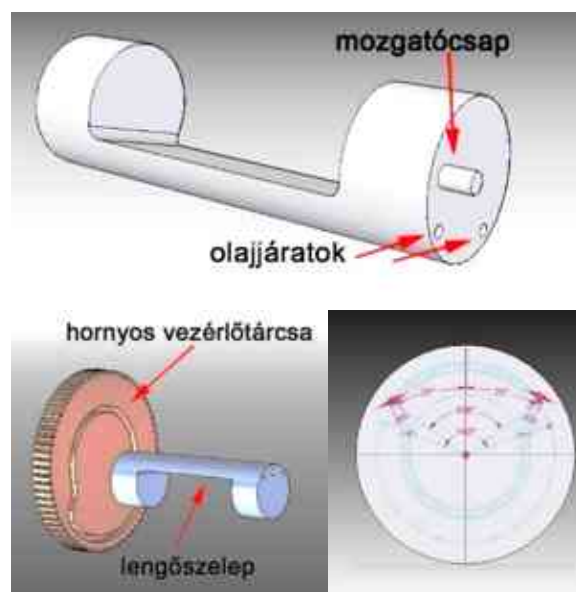


gázáram lehetőleg akadálytalan áramlását. A szelepbetét égéstér felőli részén egy horony kerül kialakításra a gázcsere nyílás körül. Ez a megoldás biztosítja, hogy az égési nyomás deformálja a betétnek ezt a részét, amely a szelep felületére simulva létrehozza a szükséges tömítettséget.



28. ábra: Szelepbetét konstrukciós jellemzői

A lengőszelep működtetése a szelep végén kialakított mozgatócsappal történik. Ennek többféle vezérlési módja lehetséges. A mozgatócsap illeszkedhet hornyos vezérlőtárcsához, amelyen a megfelelően kialakított horony biztosítja a szelep elfordulását (29. ábra). A nyitvatartási időszak során, állandó mozgásuk miatt az üléses és forgó szelepek teljes nyitási keresztmetszete csak egyetlen pillanatra válik szabaddá. Lengőszelep alkalmazásával a teljes csatorna keresztmetszet akadálytalanul átjárható lehet jelentős forgattyús tengely elforduláson keresztül.



29. ábra: Szelepműködtetés egy lehetséges megvalósítása hornyos vezérlőtárcsa alkalmazásával, a vezérlési szögterület egy lehetséges kialakításával

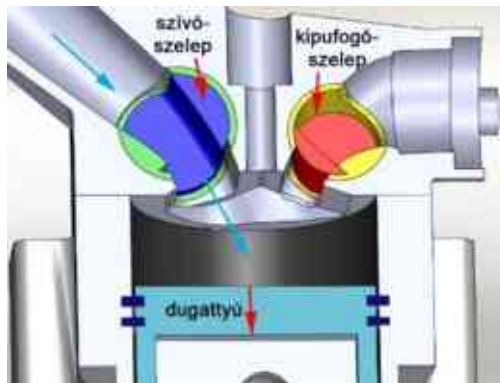
Ugyanezt a feladatot a Ducati által széleskörben alkalmazott és tökéletesített desmodromikus (30. ábra) elrendezéssel is el lehet érni, de a [26] irodalomban bemutatott elektromos, vagy a 3.1 fejezetben részletezett szelepmozgatási módszerek is alkalmazhatók.



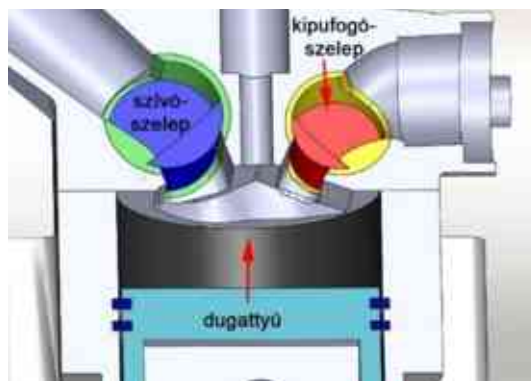


30. ábra: Lengőszelep lehetséges vezérlése desmodromikus elrendezésű bütyköstengellyel.

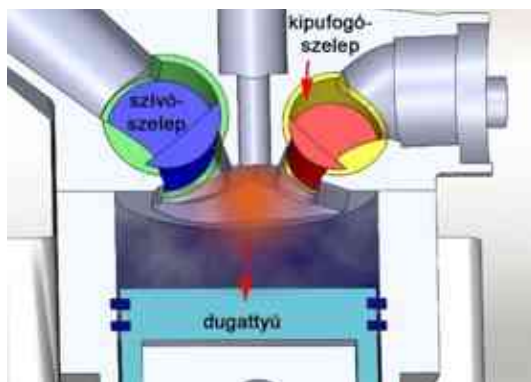
A négyütemű működés során megvalósuló szelepmozgás egyes fázisai a 31-34. ábrákon követhetők.



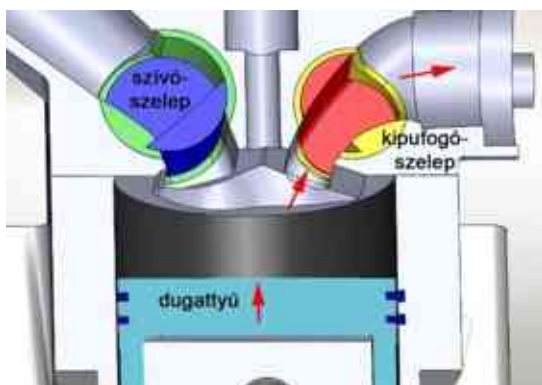
31. ábra: Szívóütem: a szívószelep a vezérlés által meghatározott idő alatt kifordul a szívócsatornából, a dugattyú által keltett depresszió beáramlást hoz létre a hengerbe



32. ábra: Sűrítés: mindkét szelep zárt állásba fordul, a dugattyú összesűríti a friss keveréket



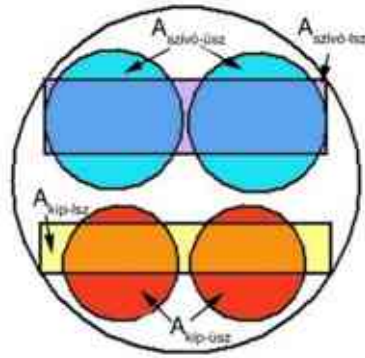
33. ábra: Égés-munkavégzés: mindkét szelep zárt, a táguló gáz munkát végez



34. ábra: Kipufogóütem: a kipufogószelep a vezérlés által meghatározott idő alatt kifordul a szívócsatornából, a dugattyú a kipufogórendszerbe tolja a kipufogógázt

#### 4.2 Lengőszelep tervezési kritériumai

Mivel kutatásom célja, hogy a hagyományostól eltérő szelepelrendezés eredményeként elérhető motorparaméterek lehetséges javulására rámutasson, néhány fontos jellemzőt a két szelep konstrukció között azonos értéken kellett tartanom. Az üléses szelepek hengeres átömlési keresztmetszetei helyett a lengőszelep esetén ugyanis téglalap alakú nyílások vannak. Ezért az üléses szelepes rendszerben mérhető nyílások áramlási felületével egyenlő nagyságú lengőszelep-nyílás áramlási felületeket alakítottam ki. (35. ábra). Erre azért volt szükség, mert csak így lehetséges azonosítani, hogy a teljesítmény jellemzők változását a lengőszelep-rendszer eltérő áramlási jellemzői okozzák-e.



35. ábra: Ülékes és lengőszelepes konstrukciók áramlási keresztmetszeteinek összehasonlítása

A két konstrukció esetén a szelepekhez tartozó átáramlási keresztmetszeteknek azonosnak kell lennie, azaz a következő feltételnek mind a szívó-, mind a kipufogószelep esetében feltétlenül teljesülnie kellett:

$$A_{lsz} = A_{üsz} \quad (1)$$

ahol:

$A_{lsz}$ : a lengőszelephez szükséges áramlási keresztmetszet,  
 $A_{üsz}$ : a hagyományos szelephez tartozó áramlási keresztmetszet.

A hagyományos szelep áramlási keresztmetszetét a szelepülék belső átmérőjéből határoztam meg, figyelembe véve a szelepszár keresztmetszet csökkentő hatását:

$$\frac{\pi}{4}(D_b^2 - d_{szsz}^2) = M_{lsz} \times S_{lsz} \quad (2)$$

ahol:

$M_{lsz}$ : a lengőszelep nyílás magassága,  
 $S_{lsz}$ : a lengőszelep nyílás szélessége,  
 $D_b$ : a megfelelő hagyományos kialakítású szelep szelepülékének belső átmérője,  
 $d_{szsz}$ : a szelepszár átmérője.

A fenti feltételeket alkalmazva a lengőszelep mérete az adott ülékes szelepátmérőknek megfelelően a következőképpen alakult (3. táblázat):

3. táblázat: Ülékes és lengőszelepes szelepek méretei

	Szívószelep	Kipufogószelep
Ülék belső átmérője	27 mm	22,5 mm
szelepszár átmérője	4,5 mm	4,5 mm
Lengőszelep szélessége	50,8 mm	53 mm
Lengőszelep magassága	22 mm	14,5 mm

Egyéb, a lengőszelep rendszerrel szemben támasztott követelmények:

- A szívó és kipufogó csatornáknak illeszkedniük kell az eredeti tüzelőanyagellátó rendszerhez és kipufogórendszerhez, pontosan azonos pozíciókat biztosítva ezeknek.

- 
- Az előző feltételből következően, az égéstér és gázcserevezetékek csatlakozási szögének azonosnak kell lenniük az ülékes szelepkialakításnál.
  - A szelep tömítést külön tömítőeszközökkel kell biztosítani, nem pedig a hengerfej öntvény egyes részeivel a szervizelés megkönnyítése érdekében.
  - A lengőszelepeket a lehető legközelebb kell elhelyezni az égéstérhez, hogy a szűk rések kialakulása ne következzen be, amelyek lángkialvási zónákat hoznak létre és növelik a HC-kibocsátást.
  - A lengőszelep tehetetlenségi nyomatékának alacsonyan tartásához a lehető legkisebb átmérőt kell használni.
  - A lengőszelepeket belső hűtéssel kell ellátni a radiális hőtágulás minimalizálása érdekében.
  - A radiális hőtágulás ellensúlyozása érdekében nagyjából 0,05 mm működési hézaggal kell a szelepnek a szelepházban illeszkedni. Ez az érték megegyezik egy olyan kétütemű motorban alkalmazott alumínium dugattyú esetén használt hézaggal, amely átmérője 52-56 mm átmérőtartományba esik. Ezek a dugattyúk nagyon rossz kenési körülmények között működnek és mivel a szeleptest mindenképpen acélötvözetből fog készülni, ekkora mértékű hézag biztosan elegendő. A hézag pontos mértékét a megépített prototípussal végzett tesztek eredményei alapján lehet majd tovább csökkenteni.
  - Az összeszerelés biztosításának érdekében a vizsgált szeleprendszernek kétrészes kialakításúnak kell lennie. A lengőszelep két vége hengeres kialakítású, annak érdekében, hogy helyet biztosítson a csapágyaknak és tömítéseknek.
  - A szelep két végén eltérő csapágyazást kell alkalmazni: egyik végén mélyhornyú golyóscsapágyaknak kell lenniük, hogy axiális és radiális vezetést biztosítsanak, míg a másik végén alkalmazandó tűgörgős csapágyak lehetővé teszik a szeleptest hőtágulását.
  - A szelepfeleket egymáshoz rögzítő csavarkötést alakos elfordulásgátló elemekkel kell megerősíteni.
  - Az olajtömítések előtt elhelyezett tömítőgyűrűk nyomásterhelésének csökkentése érdekében, a tömítések előtti szakaszon labirint hornyokat kell a szelepek hengeres a felületein kialakítani.

---

## 5 A KUTATÁS SORÁN ALKALMAZOTT MÓDSZEREK ÉS ESZKÖZÖK BEMUTATÁSA

Az új lengőszelep vizsgálatához, a hagyományos szeleppel való összevetéséhez laboratóriumi méréseket kívántam végezni. Az alábbiakban az alkalmazott módszereket, eszközöket és műszereket ismertetem.

### 5.1 Munkamódszerek

Annak érdekében, hogy a lengőszelep rendszer tulajdonságait a kellő pontossággal tudjam meghatározni, illetve összevetni a hagyományos szeleprendszert alkalmazó erőforrással, a kutatási feladatokat a következőképpen rendszereztem:

- A fejlesztés alapjául szolgáló motor paramétereinek meghatározása.
- Az ülékes szeleppel szerelt eredeti hengerfej vezérlési rendszerének és áramlástan tulajdonságainak megállapítása.
- Ülékes szeleppel szerelt hengerfej CAD modelljének létrehozása.
- Az eredeti konfigurációjú motor 0D/1D motormodelljének megalkotása, validálása.
- Lengőszelepek méretének meghatározása, CAD modell létrehozása, lengőszelepes hengerfej elkészítése.
- Lengőszelepes hengerfej áramlástan tulajdonságainak vizsgálata.
- Lengőszelepes rendszer 0D/1D motormodelljének megalkotása, eredmények összevetése az ülékes hengerfejjel szerelt motor paramétereivel.
- Mindkét szeleprendszer statikus és dinamikus CFD vizsgálata, az eredmények összehasonlító elemzése.

A munkám szempontjából a motor gázcseréjében fontos szerepet játszó ülékes szelepet kiemelten kezeltem. Ennek áramlástan méretezése a szakirodalomban részletesen publikált. Ugyanakkor nagyjából ugyanennyi szakmai anyag jelent meg az ülékes szeleppel kapcsolatos problémák és működési határok tekintetében is. Annak érdekében, hogy a lengőszelepes koncepció közvetlenül összehasonlítható legyen egy ülékes szeleppel szerelt erőforrással, először az ülékes szeleppel szerelt hengerfej modelljét készítettem el. Ehhez természetesen a hagyományos elrendezés áramlástan mérésére volt szükség, amely során meghatározott szelepemelési pontokban a szűkítési tényező értékét megállapítottam. Ezután kerülhetett sor annak vizsgálatára, hogy azonos áramlási keresztmetszeten hatékonyabb gázcsere-t biztosít-e a lengőszelep. Vajon a lengőszeleppel szerelt motor vezérlési-idő módosítására szorul-e a megváltoztatott gázcsere hatásfok következtében? Ezekre az összehasonlító kérdésekre a választ egy 0D/1D motormodell megalkotásával kaptam meg. A létrehozott motormodell megfelelőségét az ülékes szeleppel szerelt erőforrás segítségével sikerrel validáltam. Így a valósággal nagyon jó egyezőséget mutató adatok váltak kinyerhetővé a lengőszelepes konstrukcióról.

### 5.2 A kutatás során alkalmazott erőforrás bemutatása

Az elemzéshez választott erőforrás egy 2003-ban gyártott Suzuki SV650 motorkerékpár motorja, amelynek műszaki paramétereit a 4. táblázat tartalmazza [27].

4. táblázat: A kutatás során használt erőforrás technikai adatai

Gyártmány, gyártási év	Suzuki SV 650, 2003
------------------------	---------------------

Motor konfiguráció	V2
Furat x löket	81 x 62,6 mm
Lökettérfogat	0,645 liter
Szívó/kipufogó szeleptányér átmérője	31mm / 28 mm

Mivel későbbi célom a gázcsere vezérlési rendszer átalakítása, ezért a választást elsősorban az indokolta, hogy egy elterjedt, népszerű típusról van szó, amelyhez bármely alkatrész könnyen beszerezhető. Lényeges, hogy 2 hengeres, illetve egy autó erőforrásához viszonyítva jól hozzáférhető, így könnyen szerelhető. Hengerenként egy gyertyával rendelkezik, amely az eredmények általánosabb használhatóságát teszi lehetővé. Bár nem csúcsmoделl sportmotorról van szó, a 5. táblázat tartalmaz néhány érdekes adatot. Ebben a 2013. év műszaki előírásainak megfelelő Cosworth CA F1 versenyautó motor paraméterei is szerepelnek. A Formula1-ben, technikai szempontból, ez volt a legszabadabb időszak, amikor a motorok fordulatszámja elérte a 20 000 1/min-t, amely rendkívüli mechanikai terhelésnek tette ki az alkatrészeket. A táblázat – kiemelt – utolsó négy sorának adataiból kiderül, hogy elemzésem tárgyául választott motor legnagyobb dugattyú sebessége mindössze 3,82%-kal marad el a motorsportban alkalmazott erőforrástól. Megállapítható, hogy a motorkerékpár motor alkatrészei kibírják a jelenlegi csúcsteljesítményénél jóval nagyobb terheléseket is. Tehát az SV650 elég mechanikai tartalékkal rendelkezik ahhoz, hogy a vezérlési rendszerének jelentős átalakítását és az ebből fakadó nagyobb terheléseket károsodás nélkül elviselje.

5. táblázat: A vizsgált jármű motorikus paraméterei egy Formula 1 versenyautó motorral összehasonlítva

Jellemző	2013 Cosworth CA F1 motor		2003 Suzuki SV650	
Furat x löket	98 x 39,77	mm	81 x 62,6	mm
Lökettérfogat	2,4	l	0,645	l
Hajtórúd hossza	102	mm	120	mm
Literteljesítmény	314,6	LE/l	108,50	LE/l
Legnagyobb nyomaték fordulatszámja	16 000	1/min	7500	1/min
Nyomaték	320	Nm	62	Nm
Effektív középnyomás	16,76	bar	12,08	bar
Dugattyú középsebesség	21,21	m/s	15,65	m/s
Legnagyobb teljesítmény fordulatszámja	17 250	1/min	9000	1/min
Teljesítmény	564,50	kW	51,46	kW
Effektív középnyomás	16,36	bar	10,64	bar
Dugattyú középsebesség	22,87	m/s	18,78	m/s
Dugattyú csúcsebesség	38,42	m/s	31,55	m/s
Engedélyezett maximális fordulat	18 000	1/min	11000	1/min
Dugattyú középsebesség	23,86	m/s	22,95	m/s
Dugattyú csúcsebesség	40,08	m/s	38,55	m/s
Maximális fordulaton mérhető dugattyú csúcsebesség eltérés az F1 erőforráshoz viszonyítva:			-3,82	%

### 5.3 SuperFlow SF600E áramlásmérő próbapad

#### 5.3.1 A berendezés technikai jellemzői

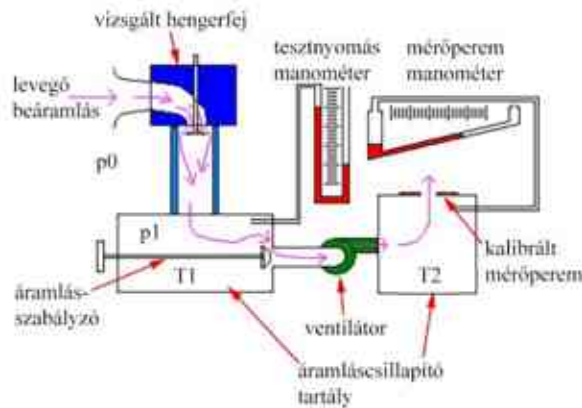
Az adott hengerfej különböző magasságú szelepemeléseknél mérhető áramlási képességének meghatározására egy SuperFlow SF600 statikus áramlásmérő próbapadot használtam (36. ábra), amely belsőégésű motorok szívó- és kipufogócsatornáinak légszállítási képességének mérésére szolgál [28].



36. ábra: SuperFlow SF6-600 áramlásmérő berendezés az ülékes szeleppel szerelt hengerfej mérése közben, valamint a készülék előlapján található kalibrációs tábla

A szívószelepek vizsgálata a szelepek, szelepülékek, szívócsatornák, szívótölcsérek, adott esetben áramlásszűkítők, valamint fojtószelepek és légszűrő házak áramlási ellenállásának meghatározását jelenti. Egy adapterrel a vizsgálópadhoz rögzített a hengerfejen levegőt szívnak át a vizsgálat során. A teszt elvégzéséhez szükséges nyomáskülönbséget a műszer belsejében elhelyezett, speciálisan kialakított ventilátorok hozzák létre, amelyeket elektronikusan szabályozott fordulatszámú villanymotorok hajtanak meg. Az elektronikát egy függőleges U-csöves manométer egészíti ki, amely lehetővé teszi az esetleges hibás beállítás azonnali vizuális detektálását és a vizsgálópad gyors kikapcsolását. A vezérlő egység a szelep/szelepülék nyílásán minden szelepemelési ponton állandó értéken tartja a nyomásesést, amelyet a környezeti levegő nyomásához viszonyítva határoznak meg, ennek értéke szabadon választható (37. ábra). Bár a készülék  $\frac{p_0}{p_1} = 1,12$  nyomásviszony létrehozására képes, a mérési adatok könnyebb összehasonlíthatósága érdekében az iparban elterjedt 6,227 kPa (a szakirodalomban 25 inch H<sub>2</sub>O) értéket használtam, amit a vezérlő egység képernyőjén állítottam be. 101,325 kPa környezeti légnyomás esetén ez a nyomáskülönbség  $\frac{p_0}{p_1} = 1,065$  nyomáshányadosnak vagy nyomásviszonynak felel meg.





37. ábra: Áramlásmérő működési vázlata.  $p_0$ : környezeti légnyomás,  $p_1$ : áramláscsillapító tartály légnyomás,  $T_1$ ,  $T_2$ : áramláscsillapító tartály levegő hőmérséklet

A vizsgálópad belsejében kialakított légjáratban cserélhető, kalibrált mérőperemek találhatóak, amelyekhez egy differenciál nyomásmérő csatlakozik. Fontos, hogy olyan mérőperemmel történjen a mérés, amellyel a stabil mérés által megkívánt tartományban tartható az átáramló levegő sebessége, hogy a nyomásmérő megfelelő pontosságú eredményt szolgáltatson. A mérőperemen mérhető nyomásesés határozza meg az adott gázcserevezeték által ténylegesen átbocsátott levegőmennyiséget, amelyet szintén a vezérlő egység képernyőjéről lehet leolvasni. A digitális műszert egy hagyományos, folyadékos ferdecsőes manométer egészíti ki. Az áramlás vizsgáló készülékről a berendezés gépkönyvéből szerezhető be további információ [28].

### 5.3.2 Áramlásmérés végrehajtása

#### Mérés előkészítése

A tesztek végrehajtásához készítettem egy szelepnitató mechanizmust, amely lehetővé tette, hogy mindkét szelepet egymástól függetlenül tudjam beállítani a kívánt emelési pontba. A szelepek nyitását egy-egy 1 mm menetemelkedésű menetes orsóval valósítottam meg, amelyet a szelep tengelyvonalával egy vonalba hozva végeztem a mérést. Annak érdekében, hogy akár eltérő méretű hengerfejek áramlási viszonyai is összehasonlíthatóak legyenek egymással, a szelepemelést  $L/D$  dimenziótlan formában rögzítettem.

$$L/D = \frac{L}{D} \quad (3)$$

ahol:

- $L$ : Tényleges szelepemelés [mm],
- $D$ : Szelepátmérő [mm].

A [28] szakirodalomban leírtak szerint eljárva az első mérési pontot a szelepátmérő 0,03-szeresére választottam, amely hozzávetőlegesen 1 mm szelepemelésre adódott, így erre az egész értékre kerekítettem mind a szívó, mind a kipufogószelepek esetén. Az utolsó mérési pont a maximális szelepemelés, amely szívószelepnél 8,6 mm, kipufogószelepnél 7,2 mm volt. A mérés megkezdése előtt a vizsgált szelep-párt a maximális nyitási értékére állítottam és a vizsgálati nyomásesést 6,227 kPa (25 inchH<sub>2</sub>O) értékre szabályoztam. Ezt követően az áramlásmérő berendezés bekapcsolása után a ferdecsőes manométeren ellenőriztem, hogy a kiválasztott mérőperem



---

hózzávetőlegesen 60-70% áramlást produkál. Esetemben a szívó és kipufogó szelepek teszteléséhez ugyanaz a 4 számú mérőperem adott a fent említett tartományba eső értéket.

#### *Szivárgás teszt és mérés:*

A mérőperem kiválasztása után kikapcsoltam a készüléket, az 1. számú mérőperemet választottam ki és a szelepeket teljesen elzártam. Ekkor ismét bekapcsolva a berendezést az esetleges tömítetlenségeken fellépő szivárgó áramlás mértékét határoztam meg, amit az adatok feldolgozása során az összes mért értékből levontam. Ismét kikapcsoltam a berendezést, és az előzőleg meghatározott 4. számú mérőperemet választottam ki és beállítottam a vizsgált szelepeket az első, 1 mm emelési magasságú mérési pontba. Ekkor a készülék bekapcsolása után a szoftver által átlagolt áramlási értékeket rögzítettem, majd a következő, a 2 mm-es emelési pontba állítottam a szelepeket és ebben a pontban is rögzítettem az áramlási értékeket. A folyamatot a maximális emelésig folytattam 1 mm-es emelési lépcsőkkel, a teszt elején beállított nyomásesést az áramlásmérő automatikája tartotta konstans értéken, függetlenül a szelepemelés magasságától. Egy mért érték meghatározása nagyjából 30 másodpercig tart, mivel ennyi időre van szüksége az elektronikának, hogy a beállított értéken stabilizálja a depressziót, valamint a szoftveres átlagolás megtörténjen. A mért átlagértékeket a kijelzőről köbláb/perc (CFM) mértékegységben olvastam le, mivel a mérőeszközt az Amerikai Egyesült Államokban gyártották, illetve a vonatkozó szakirodalom gyakorlatilag csak ezt a mértékegységet használja. Így mások munkáival azonnal lehetséges az egybevetés, az áttérés az ISO m<sup>3</sup>/s mértékegységre az adatfeldolgozás során került sor. Egy mérési sorozatot háromszor ismételt meg, ezek átlagértékeivel folytattam a kutatómunkát, illetve ezek szerepelnek a grafikus adatábrázolásokban is.

#### *5.4 SuperFlow CycleDyne Pro SF-250-WynDyn 3.2 görgős teljesítménymérő fékpad*

Annak érdekében, hogy a későbbiekben kiszámított motorjellemzőket valós alapokra helyezzem, a kutatás során használt erőforrás vizsgálatára is szükség volt. Erre a célra egy görgős teljesítménymérő próbapadot alkalmaztam (38. ábra). Az eszköz a teljes hajtáslánccal egybeépítetten vizsgálja az erőforrás jellemzőit, így a motorblokkot nem kellett kiszerezni a járműből, illetve a segédberendezések különálló működtetéséről sem kellett gondoskodni. A teljesítménymérő berendezés a kerékkel érintkező nagy tehetetlenségi nyomatékú görgőből, az örvényáramú modulból és az egészet összefogó keretrendszerből épül fel. A kerékkel érintkező görgő átmérője 505 mm, míg a görgő-fordulatszám jelet egy 153 fogú fogaskoszorú szolgáltatja mágneses jelfogó segítségével. A mérési eredmények a keréken mérhető, valós értékek, amelyek a felhasználó számára ténylegesen rendelkezésre állnak.



38. ábra: SuperFlow CycleDyne SF-250 görgős teljesítménymérő fékpad örvényáramú modulal

---

Az örvényáramú egység tette lehetővé az adott terhelési pontokban történő statikus tesztek lebonyolítását. A tesztek automatikus, előre programozott terhelési pontokban hajtottam végre. Ez a modul ezen kívül állandó fordulatszámú, illetve meghatározott gyorsítási karakterisztika szerinti mérések végrehajtására is alkalmas. Az örvényáramú egység hűtési és csapágysúrlódási veszteségeit, valamint az analóg erőmérő cella paraméterei kalibrálásakor kerültek a vezérlő rendszerben rögzítésre. Ezekkel az értékekkel a motornyomaték és fordulatszám mérés adatait a szoftver korrigálta. Vizsgálataim során állandó fordulatszámú mérést alkalmaztam, amelynek során a rögzítésre kerülő adatok egy 2 másodperces mérési időszak átlagértékei, amelyet a készülék vezérlő szoftvere számít ki, a felhasználó már csak az átlagolt adatokat kapja. A mérés fordulatszám tartománya (pl. 3000-11000 1/min) a vizsgálat elején adható meg, a fordulatszám lépcsők nagyságával (pl. 500 1/min) együtt. Egy teszt ciklus 2 „bemelegítő mérésből” és egy tényleges vizsgálatból áll, ez utóbbi adatai tekinthetők valós motorjellemzőknek. Az első két mérés során még nem alakulnak ki olyan hőmérsékleti viszonyok az erőforráson belül, amelyek lehetővé teszik a valós paraméterek rögzítését, illetve a hátsó abroncs hőfoka sem éri el az üzemi hőfokot, ami miatt az abroncs rendszerint a mérés közepén megcsúszik, semmissé téve az egész vizsgálatot. A negyedik és további mérések során viszont már a 90 °C feletti hűtőközeg hőmérséklet torzíja a regisztrált értékeket. Ebben az üzemállapotban a vezérlő elektronika többlet tüzelőanyag befecskendezésével csökkenti a hengertér hőmérsékletét. Ennek viszont járulékos hatása, hogy a beszívott keverék túldúsul, amelytől a mérhető nyomaték és teljesítmény értékek csökkennek.

A görgő fordulatszám mellett a forgattyús tengely fordulatszámát digitális jelként rögzíti a vezérlő. Erre a célra egy speciális adapterrel ellátott egységet használtam, amely lehetővé teszi, hogy közvetlen elektromos kapcsolat legyen létesíthető a motorvezérlő gyújtás moduljával, vagy a gyertyakábel szigetelésén keresztül, a nagyfeszültségű jelből közvetlenül állítsa elő a vezérlő egység a fordulatszám jelet. További pontosságnövelő kiegészítője a rendszernek a környezeti levegő tulajdonságait regisztráló állomás. Ez a légnyomás, relatív légnedvesség, valamint hőmérséklet adatokat analóg jelként továbbítja a szoftver részére, amely ezeket felhasználva SAE, illetve ISO szabványok szerinti mérési korrekciókat alkalmazhat.

Az említetteken kívül még további 26 jellemző rögzíthető a mérések során, amelyek közül 10 nyomá szenzor csatlakoztatható, illetve 16 hőmérséklet érzékelő. Ezekkel a beszívott levegő, a kipufogógáz, hűtőközeg, valamint légszűrő dobozban uralkodó hőmérsékletet lehet több mérési ponton rögzíteni. Még további 8 analóg feszültség bemenet is található a vezérlőegységen, amelyek pl. a kipufogógáz oxigéntartalom mérésére alkalmasak. Ezen felül a mért fizikai jellemzők adatcsatornáinál mellett lehetőség van a felhasználó által létrehozott további paramétercsatornák alkalmazására is. Az alkalmazott teljesítménymérő különlegessége, hogy a jármű légbeömlő nyílásait olyan sebességgel táplálja levegővel, amely pontosan megfelel a vizsgált jármű közúti sebességének egészen 300 km/h haladási sebességig. A tesztek alatt a numerikus analízis során is meghatározott alapvető paramétereket rögzítettem:

- teljesítmény,
- forgatónyomaték,
- töltési fok,
- kipufogógáz hőfok a könyökcsőben,
- légviszony tényező (Lambda).

---

## 6 AZ ÁTALAKÍTANDÓ ÜLÉKES SZELEPŰ MOTOR TECHNIKAI ELEMZÉSE

Az új típusú szeleprendszer elemző vizsgálata előtt az átalakítandó motor és szeleprendszer laboratóriumi vizsgálatára került sor. Ennek célja az volt, hogy a későbbi szelepvizsgálathoz, a számítógépi modellépítéshez megbízható adatrendszert hozzak létre. A mérési adatok feldolgozását követően megalkottam az ülékes szelep OD/1D számítógépi modelljét. E vizsgálati fázist a következőkben lépésenként mutatom be

### 6.1 Motorikus jellemzők meghatározása

Első műveletként az összeszerelt erőforrás motorikus jellemzőit határoztam meg. Annak érdekében, hogy pontos információkat kapjak a vizsgálandó motor aktuális állapotáról, az első tesztek az eredeti, a motorgyártó által felszerelt kipufogórendszerrel végeztem (39. ábra).



39. ábra: Suzuki SV650 motorikus jellemzőinek meghatározása a görgős teljesítménymérő padon

Az összegyűjtött adatok jól megfeleltek a jármű szervizkönyvében közölt paramétereknek [27]. Ezen paraméterek összehasonlítása a 6. táblázat található.

6. táblázat: A fékpadi vizsgálat eredményeinek összevetése a gyártói specifikációkkal

Jellemző	Gyártói		Mért	
Teljesítmény	54,7 kW	8800 1/min	54,05 kW	9250 1/min
Forgatónyomaték	64 Nm	7000 1/min	58,5 Nm	8750 1/min

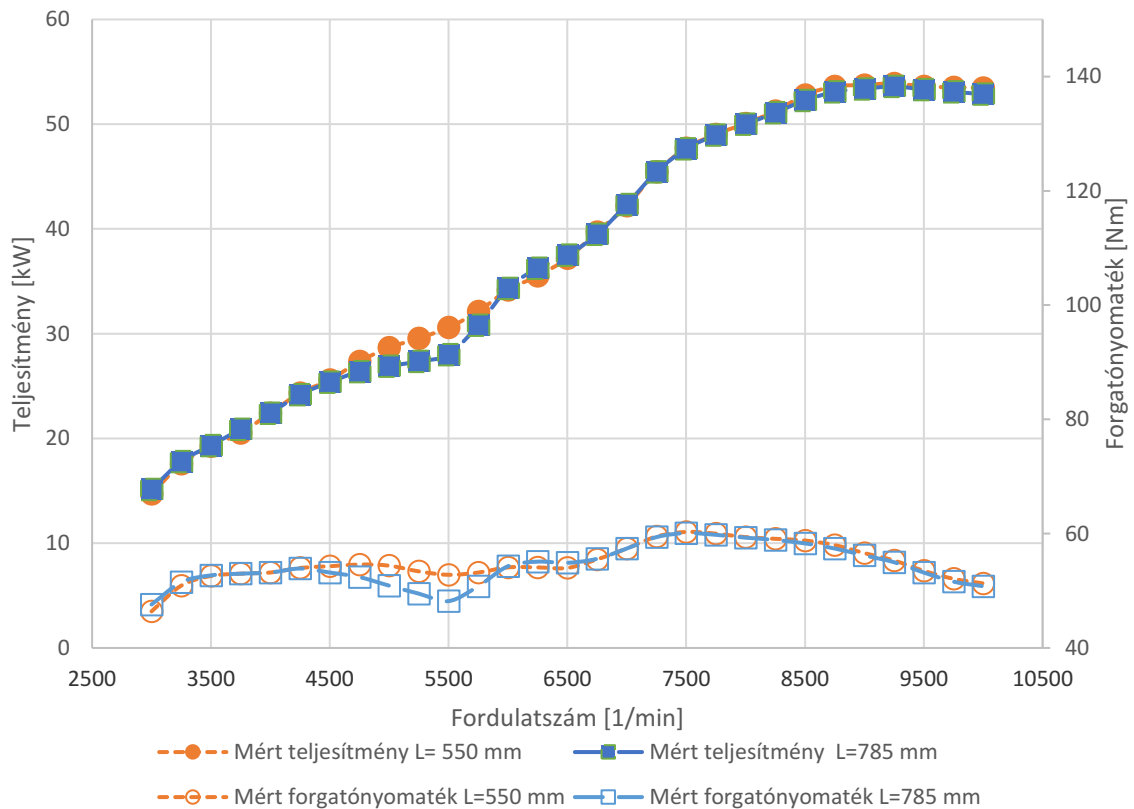
Az eltérések lehetséges oka a járművek paramétereinek általában nagyvonalú gyártói leírása, ami egy jól ismert marketingstratégia. Ettől eltekintve a tesztmotort alkalmasnak ítéltem a további vizsgálatok lefolytatására.

---

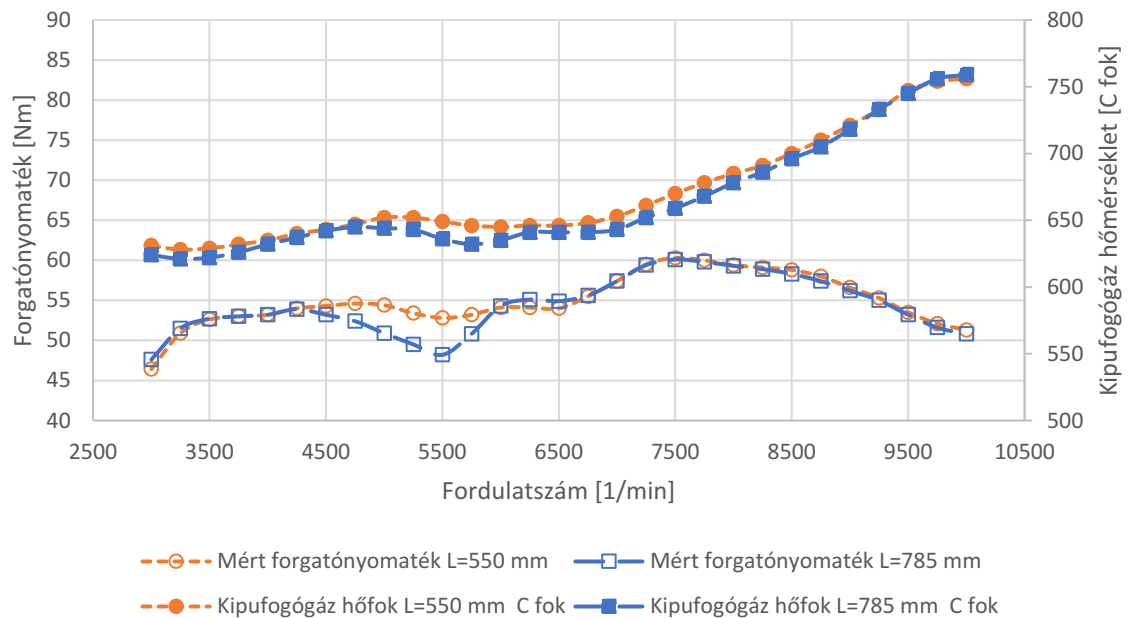
A kalibrációs mérést követően az eredeti kipufogó-hangtompítót eltávolítottam, és egyenes, belül teljesen üres és sima, 56 mm belső átmérőjű csőre cseréltem. A teszt során egy 785 mm és egy 550 mm hosszúságú, egyéb paraméterében viszont mindenben megegyező toldalékot szereltem fel a kipufogórendszerre. Ezt a változtatást azért eszközöltem, hogy kiküszöböljem a hangtompító egység belsejében található kamrarendszer, valamint abszorpciós hangtompító motorműködésre gyakorolt hatását. Ebben a munkafázisban kapott eredmények segítségével terveztem validálni a későbbiekben elkészített 0D/1D motormodellt, a megváltoztatott kipufogórendszer pedig a motor modellezését és a modell esetleges hibáinak felderítését tette lényegesen egyszerűbbé. A 40., 41., 42. ábrák a mérések során nyert adatokat ábrázolják. A későbbiekben a számítógépes modell megfelelő beállításához a nyomaték és teljesítménygörbéket használtam.

A 785 mm-es toldat alkalmazásával ugyanazt a kipufogórendszer-hosszt valósítottam meg, mint amit az eredeti hangtompítóval mértem. A 235 mm-el rövidebb toldat kialakítása során célom az volt, hogy 0D/1D modell pontosságát fokozzam. Az egymást követő mérések esetén csak a kipufogócső hosszát változtattam meg. Ha a szimulációs modell paraméterezése megfelelő, akkor a szignifikánsan eltérő rendszer hossz mellett is képes visszaadni a valóságban a rövid csőszakasszal mért értékeket. Így nem csak egy mérési adathalmazra támaszkodtam, hanem a két mérés alapján tudtam megítélni a felépített modell valósághűségét.

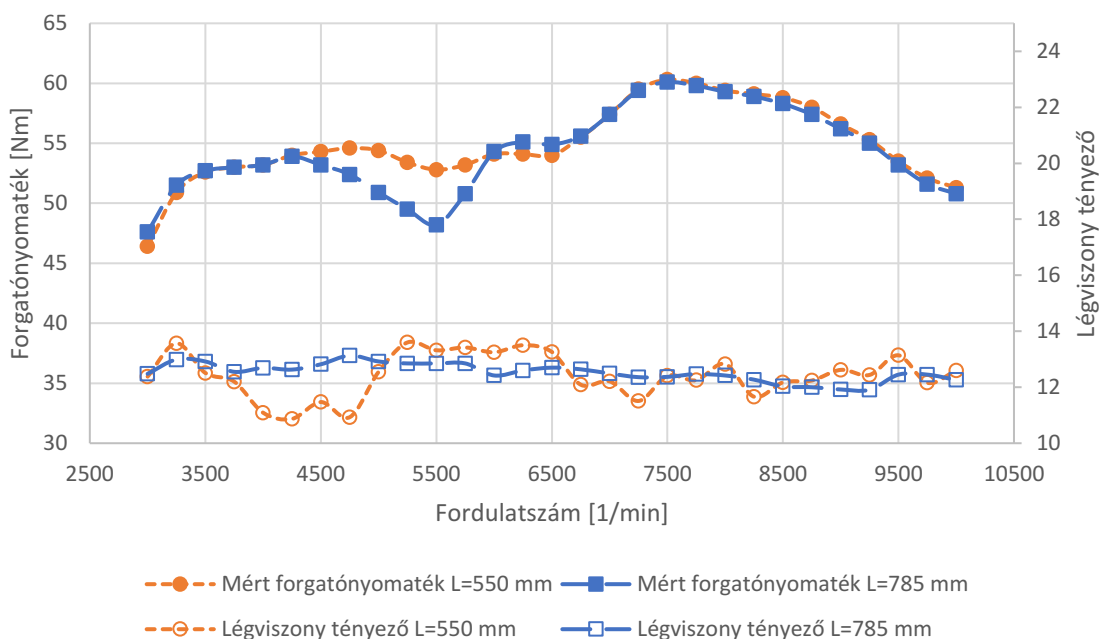
A tesztek során az eltérő csőhosszak, valamint az eredeti kipufogórendszerhez viszonyított elhanyagolható ellennyomás hatását a vezérlő elektronika programjának módosításával kompenzáltam. Így a motor minden teszt során, amelyet az egyszerűsített kipufogókkal hajtottam végre, az ily módon megvalósítható ideális légviszonytényezővel működhetett, függetlenül a kipufogórendszer aktuális méreteitől. A kipufogórendszer ellennyomásának csökkenése a kipufogórendszer egyszerűsítésének járulékos következménye volt, de a kutatásomban használt 785 mm-es és 550 mm-es csőhosszak között ellennyomás eltérés nem volt meghatározható, a tüzelőanyag igényt nem befolyásolta. Mivel viszonylag régi konstrukcióról van szó, így az elektronikaolvasó és író-eszköz csatlakoztatása a diagnosztikai csatlakozón keresztül egyszerűen megvalósítható volt, nem igényelte a vezetékköteg megbontását, vagy a modern motorvezérlők esetén szükséges kód megvásárlást és hosszadalmas adatírási folyamatot.



40. ábra: Tesztmotor teljesítmény és nyomaték görbéi



41. ábra: Tesztmotor kipufogógáz hőmérséklete és forgatónyomatéka



42. ábra: Tesztmotor légviszonytényezője és forgatónyomatéka

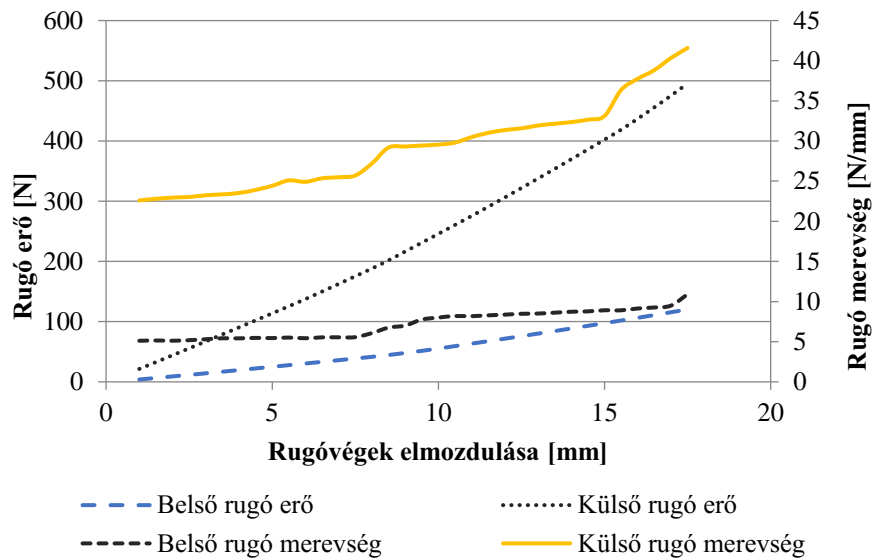
## 6.2 Szeleprendszer elemző vizsgálata

Miután a teljesítménymérő fékpadi tesztek befejeztem, az erőforrást szétszereltem és részletekbe menő vizsgálatnak vettem alá, annak érdekében, hogy a későbbiekben megfelelő módon tudjam modellezni működését. Ennek első lépése volt, hogy a jelenlegi üléses szeleprendszert elemeztem. Az elemzés magában foglalta a szelepeket működtető vezérműbüttyök és az általuk mozgatott szelepek mozgásának statikus és dinamikus analízisét. A munka során meghatároztam a szelepemelési profilt (43. ábra) és az időkeresztmetszeteket.



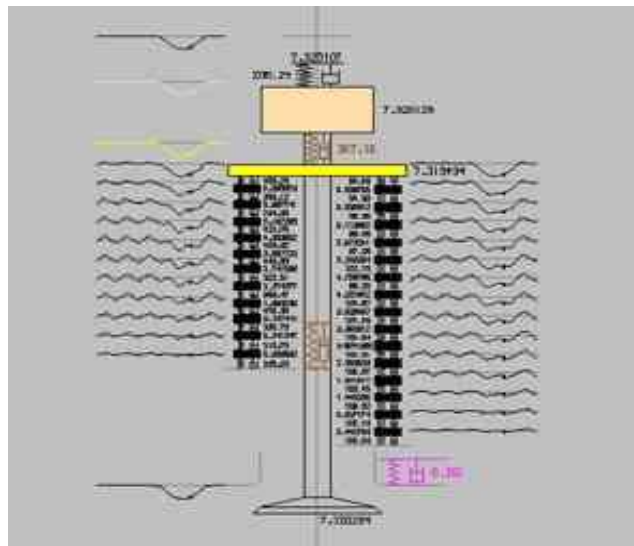
43. ábra: Szívószelep vezérműbüttyök mérése koordináta mérőgépen a szentesi Legrandnál

Az ellenőrző számítások eredményeként megállapítottam, hogy a fő nyitási tartományban a szívószelep által szabaddá tett szögkeresztmetszet  $721,69 \text{ fok mm}$ , míg a kipufogó szelep esetén  $565,72 \text{ fok mm}$ . Így a szívószelep  $57,1\%$ -ra, míg a kipufogó  $55,58\%$ -ra használja ki az elméletileg elérhető szögkeresztmetszetet [3]. Ez a szívószelep esetében csak kissé marad el a sportmotorok esetén alkalmazott  $58\text{-}60\%$ -os átlag értéktől, viszont a kipufogó oldalon elég nagy az eltérés.



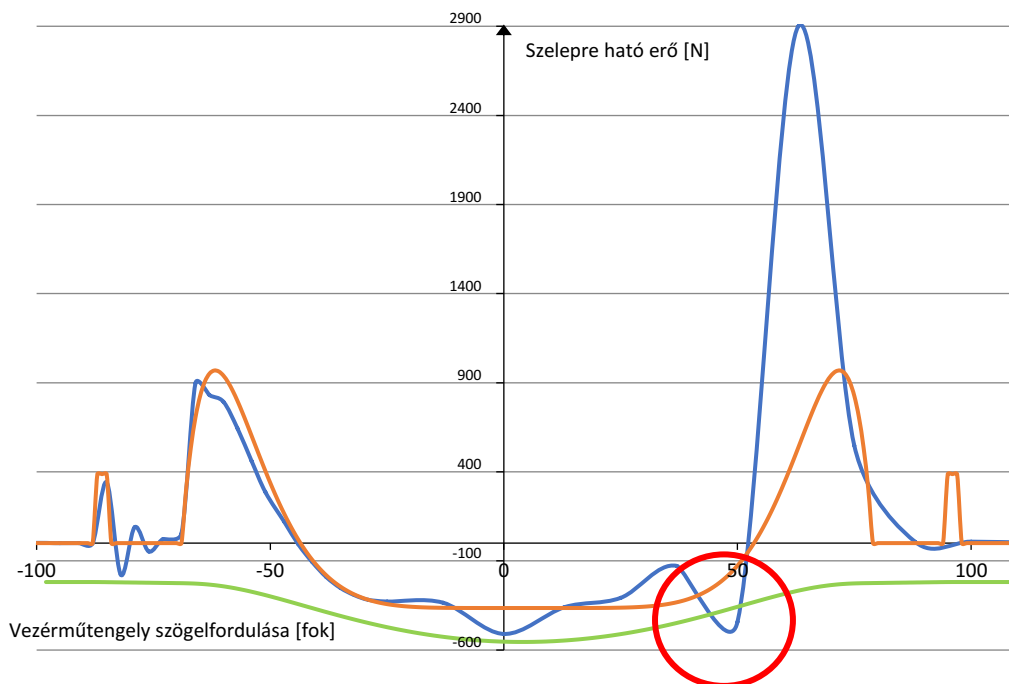
44. ábra: A belső és külső szeleprugó merevségének és rugóerejének változása az összenyomás függvényében

További vizsgálatok során meghatároztam a szeleprugók összenyomásakor kialakuló rugómerevség-változás jelleggörbéket (44. ábra). Az összegyűjtött statikus adatok segítségével létrehoztam egy dinamikus modellt, amelyet a Lotus Concept Valve Train modellező szoftverben alakítottam ki (45. ábra).



45. ábra: Lotus Concept Valve Train szoftverrel kialakított dinamikus modell

A szoftver segítségével megállapítottam a dinamikus gyorsulás karakterisztikát, majd az így nyert adatokból a tömegerek is kiszámításra kerültek. A statikus és dinamikus erőhatások összevetését a 46. ábra mutatja.



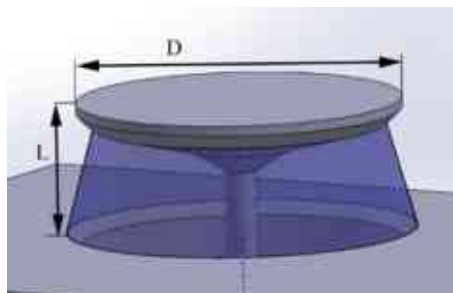
46. ábra: A 11000 1/min-on kialakuló dinamikus szelepgyorsulás által keltett tömegeterő (kék), a tervezett szelepgyorsulás által keltett tömegeterő (narancssárga), valamint a rendelkezésre álló rugóerő (zöld) összehasonlítása

Jól látszik a piros körrel jelölt részen, hogy a rugóban létrejövő dinamikus lengések hatására a legnagyobb szelepnyitást követően, a szelepeket a rugók nem képesek a vezérmű bütyökkel érintkezésben tartani. Így a szelepek kalapácsütés-szerűen kerülnek újra érintkezésbe a vezérmű bütyök felületével, amelyek felületi kopása, kifáradása fokozódik. Tehát a vizsgált erőforrás a gyárilag alkalmazott szeleprugókkal magasabb fordulaton nem használható. A vizsgálat megerősítette, hogy a motor gyártóművi legmagasabb fordulatszámra vonatkozó korlátozása valóban a szerkezet épségét védi. További határfok, vagy teljesítmény-sűrűség növekedést az eredeti szelepvezérlési rendszerrel nem lehet elérni, bár az erőforrás szerkezete alkalmas lenne a nagyobb teljesítmény leadására [S5].

### 6.3 Ülées szeleppel szerelt hengerfej áramlástani vizsgálata

A mechanikai analízist áramlástani mérés követte. Ennek keretében először az ülées szelepek áramlási tényezőit ( $C_f$ ) határoztam meg, a [28] szakirodalomban leírtak szerint. Az említett forrásban egy idealizált szelepen átáramló levegő térfogatárama van megadva a relatív szelepemelés függvényében (1 sz. melléklet). A relatív szelepnyitás a szelep emelési magasságának és átmérőjének hányadosaként értelmezett dimenziótlan mennyiség ( $L/D$ ), amely lehetővé teszi eltérő méretű szelepeken kialakuló áramlások összehasonlítását (47. ábra).

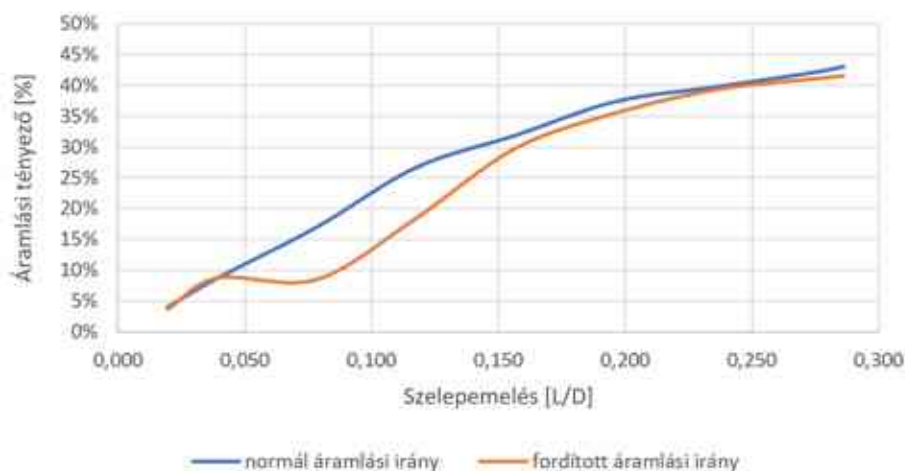




47. ábra: Relatív szelepnyitás ( $L/D$ ) értelmezése:  $L$ : szelepemelés,  $D$ : szeleptányér átmérője

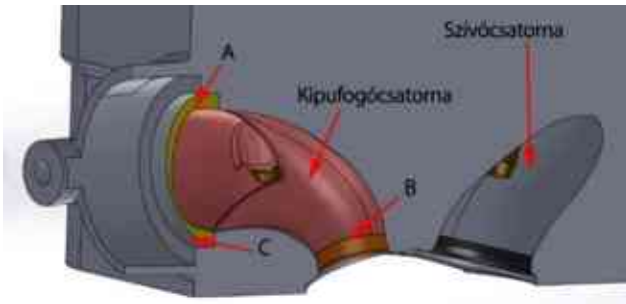
Minden egyes szelepemelés értéknél rögzítettem az átáramlott légmennyiséget, majd azt az említett irodalom ajánlása szerint az idealizált szelep áramlási értékéhez arányosítottam. Így gyorsan képet kaphattam az eredeti üléses szelep áramlási kialakításáról, amely megfelelt a hasonló teljesítményszintű motoroknál rögzített adatoknak.

A mérések során kinyert adatokat (2 sz. melléklet) grafikus formában ábrázolva jól látszik, hogy a kipufogószelep az elvárható módon viselkedik, vagyis kiömlési irányban kedvezőbb áramlási értékeket produkál, mint visszáram esetén (48. ábra). Ez a tulajdonsága hasznos, hiszen a kipufogás során célunk az égésgázok minél kisebb ellenállás mellett történő elvezetése. Olyan üzemi állapotban viszont, amikor valamilyen okból a kipufogó szelepen a henger felé áramlana a kipufogógáz, a friss töltet szennyezettsége kisebb mértékű lesz, a rosszabb visszaáramlási jellemzőknek köszönhetően.



48. ábra: Kipufogószelep áramlási tényezője különböző áramlási irányok esetén

Ennek oka, hogy a kipufogószelepnél, a szelepülék és a kipufogócsatorna csatlakozási pontjánál az ülék belső átmérője 0,5-0,8 mm-rel kisebb a kipufogó csatorna belső átmérőjénél. Az így kialakított lépcső normál irányban nem befolyásolja a gázáramlást, viszont visszaáramláskor az élesen hagyott peremről leváló örvények szűkítik a valós áramlási keresztmetszetet. Ugyanezt a célt szolgálja a kipufogó szelep hátoldalán található, 0,5 x 0,5 mm magas, gyűrű alakú perem is. A két jellemző együttes hatása kb. 15% szelepemelésig a legerőteljesebb. Ennél nagyobb emelésnél a csatorna alakja, illetve a kipufogórendszer csatlakozási pontjában kialakított peremről leváló örvények korlátozzák a visszaáramlást (49. ábra).



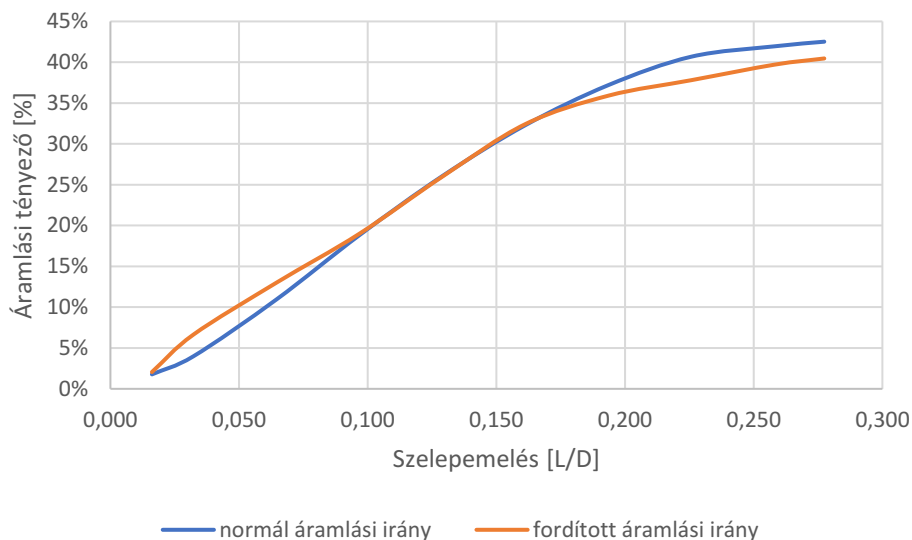
49. ábra: Kipufogócsatornában kialakított visszaáramlás korlátozó megoldások:

A: fekvő „D” alakú csatornakeresztmetszet által kialakított lépcső a kipufogórendszer csatlakozási pontján

B: lépcső a szeleptülék és kipufogócsatorna csatlakozási pontján

C (és jobb oldali külön fotó): kipufogórendszer körkörös csatlakozó elem illeszkedési felülete  
(A fotón egy Kawasaki ZX10 kipufogócső illeszkedő felülete)

Szívószelep esetén a visszaáramlás már nem ennyire korlátozott. Kis szelepmelések esetén a szeleptülék égéstér felőli oldalán kialakított 30 fokos - normál esetben kivezető - szög kedvezően befolyásolja a hengerből a kiáramlást, ami ebben az esetben nem szerencsés. Magasabb szelepnitáskor már megfordul a helyzet, mert szeleptülék égéstér felőli felületének pereme célszerűen nincs legömbölyítve. Erről az élről leváló örvények szűkítik ebben a nyitási tartományban az effektív áramlási keresztmetszetet, amely a 50. ábra grafikonján jól követhető.



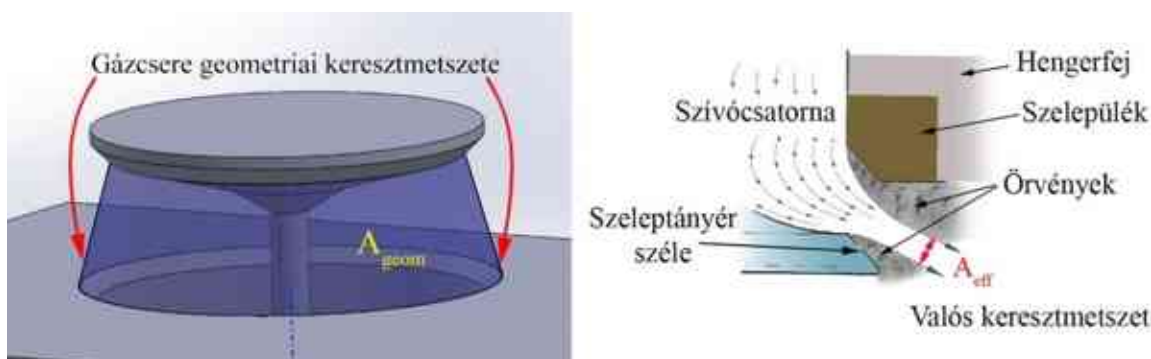
50. ábra: Szívószelep áramlási tényezője különböző áramlási irányok esetén

A mérés során kinyert térfogatáram adatok további feldolgozásával, a [35] irodalomban közölt módszert alkalmazva, kiszámítottam az egyes szelepmelési pontokhoz tartozó szűkítési tényező értékeit ( $C_d$ ). A számítás során a szelep nyitáskor kialakuló kúppalást felületéhez ( $A_{geom}$ ) arányosítottam az effektív áramlási keresztmetszetet ( $A_{eff}$ ) (51. ábra), amelyet a vizsgálat során nyert térfogatáram adatokból számítottam ki az alkalmazott nyomáskülönbség által meghatározott áramlás sebességének felhasználásával, az alábbiak szerint:

$$C_d = \frac{A_{eff}}{A_{geom}} \quad (4)$$

ahol:

- $A_{eff}$ : szelep valós áramlási keresztmetszete,
- $A_{geom}$ : a szelep geometriai áramlási keresztmetszete.



51. ábra: A  $C_d$  értékek meghatározásához használt felületek értelmezése és elhelyezkedése

A  $C_d$  jellemző alapvető fontosságú a 0D/1D motormodell minél valóságosabb megalkotása érdekében. Mivel a modellező szoftver nagy pontossággal kezeli a gázcsererendszerben történő hullámjelenségeket, ezért a méréseket nem csak az adott szelepnek, csatornának normál esetben megfelelő áramlási irányban (szívó csatorna és szelep: henger felé mutató áramlás, kipufogó csatorna és szelep: hengerből kifelé mutató áramlás), hanem azzal ellentétes áramlás esetén is elvégeztem. Ezek az adatok tették lehetővé, hogy a 0D/1D motormodellben pontosan modellezhetővé váljanak a szívó és kipufogórendszerben létrejövő, a motor működését akár kedvezőtlenül is befolyásoló, hullámjelenségek [S2] Az adatok további feldolgozását a 0D/1D motormodellező szoftverrel végeztem, amelynek segítségével az áramlási értékeket szűkítési tényező ( $C_d$ ) értékeké konvertáltam. A folyamatot a 6.4 fejezetben mutatjuk be részletesen.

#### 6.4 Tesztmotor 0D/1D modellezése

A fent említett műveletek elvégzése után megalkottam az üléses szeleppel szerelt motor számítógépes modelljét. Ahogy a [29] munkában olvasható, a belsőégésű motorok modellezése egy multidiszciplináris feladat, amely magában foglalja a termodinamikát, a folyadékmechanikát, a kémiai reakciókat, a matematikai elemzést és a numerikus módszereket.

A motorszimulációk különböző kategóriákba sorolhatók. A legtöbb egyszerű megközelítés nulla dimenziós egyzónás megoldásokat használ, míg a többdimenziós modellekkel érhető el a legpontosabb eredmények. Ez utóbbiak pontossága azonban továbbra is a feltételezett kezdeti feltételektől függ, miközben számítástechnikai teljesítményigényük is igen magas, ami megakadályozza a széles körű alkalmazást. Ebbe a kategóriába tartozik például az AVL Boost, Realis Simulation Wave, valamint a Gamma Technologies GT-Suite szoftvere.

A skála másik végén mérsékelt képességekkel rendelkező szoftverek találhatók, amelyek leegyszerűsített, előre programozott modulokat alkalmaznak, amelyek adattartalmát empirikus úton határozták meg. Így bár használatuk, működésük egyszerűbb, ám csak bizonyos motorkonfigurációk szimulálására alkalmasak, mint például a Motion Software Dynomation, vagy

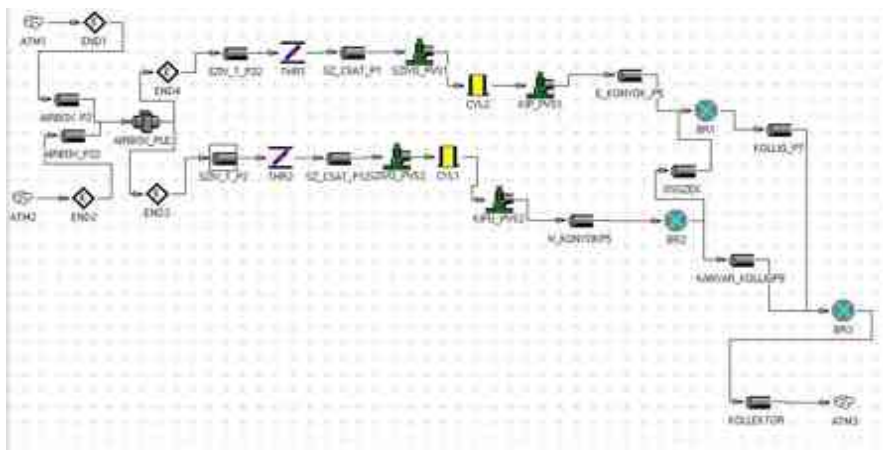
a Performance Trends Engine Analyzer, amelyek jellemzően az USA-ban gyártott motorok szimulálást végzik a megfelelő pontossággal.

### *Motormodell létrehozása*

Célom eléréséhez az Optimum Virtual 4stroke 0D/1D modellező szoftvert választottam, amely kellő precizitással képes előre jelezni tesztmotorom motorikus paramétereit, miközben nem igényel költséges számítógépes háttérrel. Mint minden 0D/1D szimulációban, itt is két nagyobb csoportba sorolhatók a komponensek:

- összekötő elemek
- tartozékok

A „tartozékként” kezelt elemek, mint pl. a szelepek, csatlakozók, elágazások stb., csak termodinamikai tulajdonságokkal rendelkeznek, amelyeket a rendszer a komponensek átlagolt skaláris értékeként kezel. Ezek a komponensek alkotják a modell 0D elemeit, mivel térbeli kiterjedésüket nem veszi figyelembe a modellező szoftver (52. ábra). Ilyen például egy légszűrő doboz térfogata, vagy egy csőelágazásba befutó csőelemek egymáshoz viszonyított szöge.



52. ábra: 0D/1D motormodellező szoftver felhasználói felülete

Az összekötő elemek a csöveket és minden egyéb olyan anyagtranszportra alkalmas csatlakozó alkatrészt jelentenek, amelyeken levegő, levegő-üzemanyag keverék vagy kipufogógáz mozoghat. A szoftver csak azokat az egyenleteket oldja meg, amelyek ezen összekötő elemek falaival párhuzamos töltet mozgást írnak le. Ezért ezeket 1D elemeknek nevezzük.

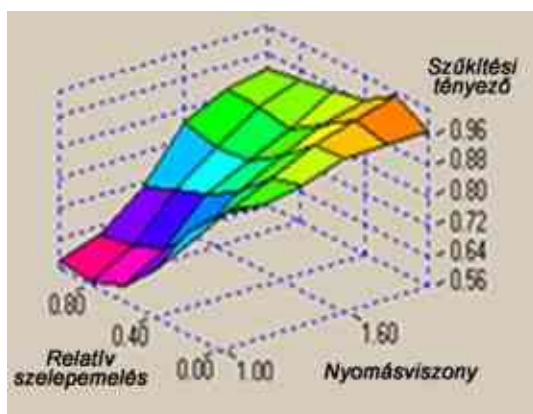
Amint az a [30] közleményben is megtalálható a 0D/1D motorszimulációs szoftverek különféle 3D-CFD szoftverekhez kapcsolhatók. Ilyenkor a pontosság növelése érdekében bizonyos 0D elemeket 3D áramlástanival helyettesíthetnek. Ebben az esetben a motormodellező szoftvert egy párhuzamosan futtatott CFD programmal kell összekapcsolni. A 3D áramlástanival szimulált komponens bemeneti adatait a motormodellező szoftver szolgáltatja, míg a CFD modell adatait a motormodellező szoftverbe kerülnek visszacsatolásra. Ezáltal a szimuláció pontossága jelentősen növelhető, de a modell futtatási ideje, illetve a hardver és szoftver költségek is jelentősen növekszenek.

Mivel kutatási célom a két szeleprendszer összehasonlítása volt, ezért a 3D komponensekkel kiegészített motorszimulációt elvettem, mert nem hozott volna annyival pontosabb eredményt, mint amennyivel növelte volna a számítási folyamatok bonyolultságát és időszükségletét. Így a 0D és 1D komponenseket a szoftver által meghatározott módon építettem fel. A modell

komponenseiből felépített struktúra a 52. ábrán látható hálózatot alkotta. Minden egyes alkotó elem, a modell szempontjából fontos fizikai sajátossága egy, a komponensre jellemző adatbeviteli ablakban adható meg. Ez a közvetlen méréssel jellemezhető alkatrészek, mint például hajtórúd hossz, szeleptámrő esetén viszonylag egyszerű.

#### *C<sub>d</sub> értékek meghatározása*

Más a helyzet az áramlási adatokkal, amelyek a gázcsereben résztvevő szerkezetek tulajdonságait írják le. A szívó, illetve kipufogó szelepek szűkítési tényezőinek ( $C_d$ ) meghatározása az áramlásmérőn végzett mérések eredményeinek (2. sz. melléklet) további feldolgozása után került a szoftver számára is használható formába. Mint fentebb már említettem, vizsgálatom során alkalmazott nyomásesés  $\frac{p_0}{p_1} = 1,065$  nyomásviszonynak felelt meg. Mivel az erőforrásokban a szelepeken mérhető nyomásviszony jelentősen meghaladhatja a kritikus nyomásviszonyt, így a közeg sebessége lokálisan elérheti a hangsebességet. A szűkítési tényező értékét befolyásolja a közeg áramlási sebessége, ezért az áramlásmérővel elérhető egyetlen, meglehetősen alacsony nyomásviszonyra meghatározott szűkítési tényező értékekből kiindulva, extrapolációval történt a  $C_d$  értékek kiszámítása [31]. A számítást a szimulációs szoftver hajtja végre előre beépített célfüggvény alapján, és eredménye egy jellegfelület, vagy más néven „ $C_d$  térkép”, amely a szűkítési tényező értékeit  $\frac{p_0}{p_1} = 1$  és 2 nyomásviszony értékek között, valamint a teljes szelepnitási tartományban a relatív szelepnitás függvényében ábrázolja (53. ábra).



53. ábra: Extrapolált szűkítési tényező jellegfelület a nyomásviszony és relatív szelepmelés függvényében

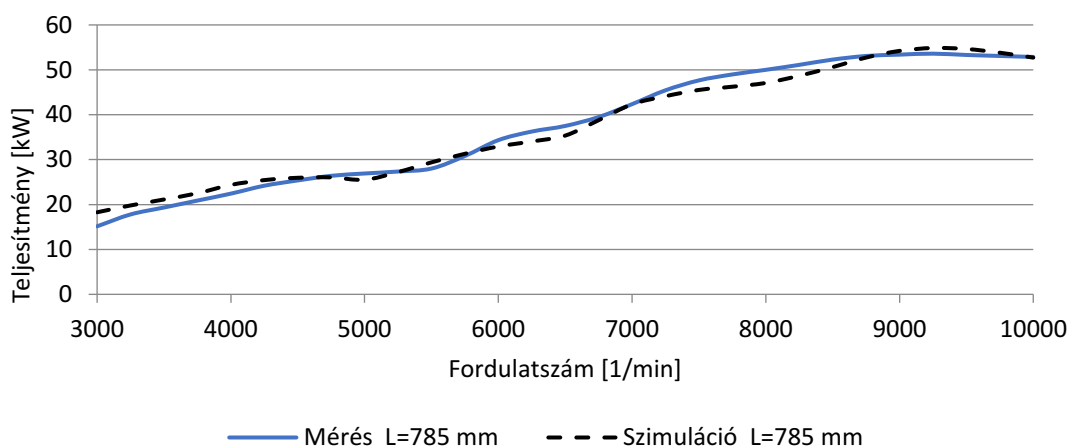
Minden szeleprendszerhez két jellegfelület tartozik: egy a közeg „normál” haladási irányában mutatja meg a szelepek áramlásra gyakorolt hatását, míg a második az ellenirányú áramlás során kialakuló  $C_d$  értékeket tartalmazza. Ez utóbbi a hengerből megszökő friss keverék mennyiségét, vagy éppen a belső kipufogógáz recirkuláció mértékét befolyásolja.

A modell mechanikai helyességét a szeleprendszer elemző vizsgálata során nyert adatokkal biztosítottam, amelyet a 6.2 fejezetben részleteztem. A nyilvánvalóan szükséges fizikai méretek és relatív gyújtási sorrend megadása mellett a súrlódási középnyomás veszteséget a validálás során kapott értékek alapján határoztam meg. A szakirodalomban a súrlódási középnyomás-forgattyús tengely fordulatszám közötti összefüggés jellegéről megoszlanak a vélemények: a [3] irodalom lineáris súrlódási jelleget javasol, míg a [4] és [32] tanulmányok motorkerékpár motorok vizsgálatán alapuló módszere progresszíven emelkedő középnyomás veszteséget állapít meg. Mivel a szimulációs modell motorkerékpár motoron alapul, ezért [32] irodalomban

megfogalmazott szempontok alapján, progresszíven emelkedő súrlódási középnyomás került beállításra, amelynek értéke 1000 1/min-nél 0,41 bar-ra, míg 10000 1/min-nél 1,8 bar-ra adódott.

A modellezést a 6.1 fejezetben említett módon átalakított kipufogórendszerű motoron végeztem el. Elsőként egy  $L=785\text{ mm}$ , majd ennek elkészülte után egy  $L=550\text{ mm}$ -es kollektorcsővel ellátott motor modellezése következett.

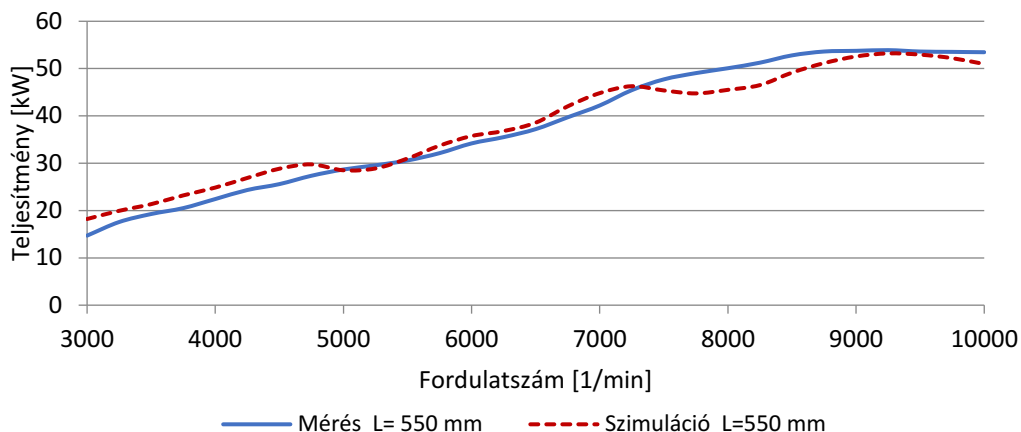
Miután az alapmotor számítógépes verzióját létrehoztuk a modell többszöri finomítása után elfogadható eredményeket kaptam, amelyek jól illeszkedtek a valós motor mért teljesítmény-, és nyomatékkarakteristikájához. A 785 mm-es kollektorcsővel végzett modell finomításához az általam egyébként nem mérhető jellemzők értékeit, (pl. hengerfalak hőmérséklete, dugattyútető hőmérséklete, stb.) a feltételezhető valós tartományokban változtatva a végleges szimulációs változatban kellő egyezést sikerült elérni valóságos motor tekintetében. A mért és szimulált teljesítményértékek között  $\pm 2,9\text{ kW}$ -os maximális eltérést valósítottam meg. Ez átlagosan 5%-os hibának felelt meg, amely érték megfelelő pontosságnak tekinthető (54. ábra) [33].



54. ábra: A vizsgált motor mért és modellezett teljesítménykarakteristikája  $L=785\text{ mm}$  kipufogócső hossz esetén

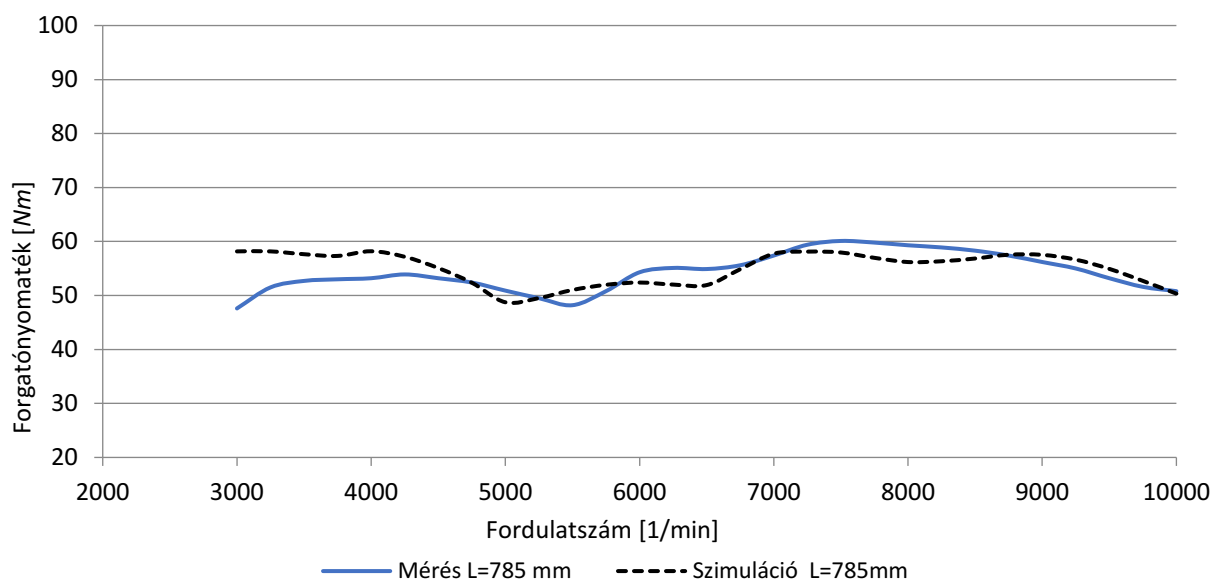
Végül, ellenőrzésképpen - ugyanúgy, mint a valóságban - a kipufogó kollektor hosszát 550 mm-re csökkentettem, és a modellt újra futtattam (55. ábra). Ebben az esetben a szimuláció és a mérés közötti hibaérték 3000 ford./percnél 24% volt, de a legkritikusabb 5000 ford./percnél a hiba 1%-ra csökkent, és átlagban soha nem haladta meg a 7%-ot, ami mind a teljesítmény, mind a nyomatékértékekre igaznak bizonyult.



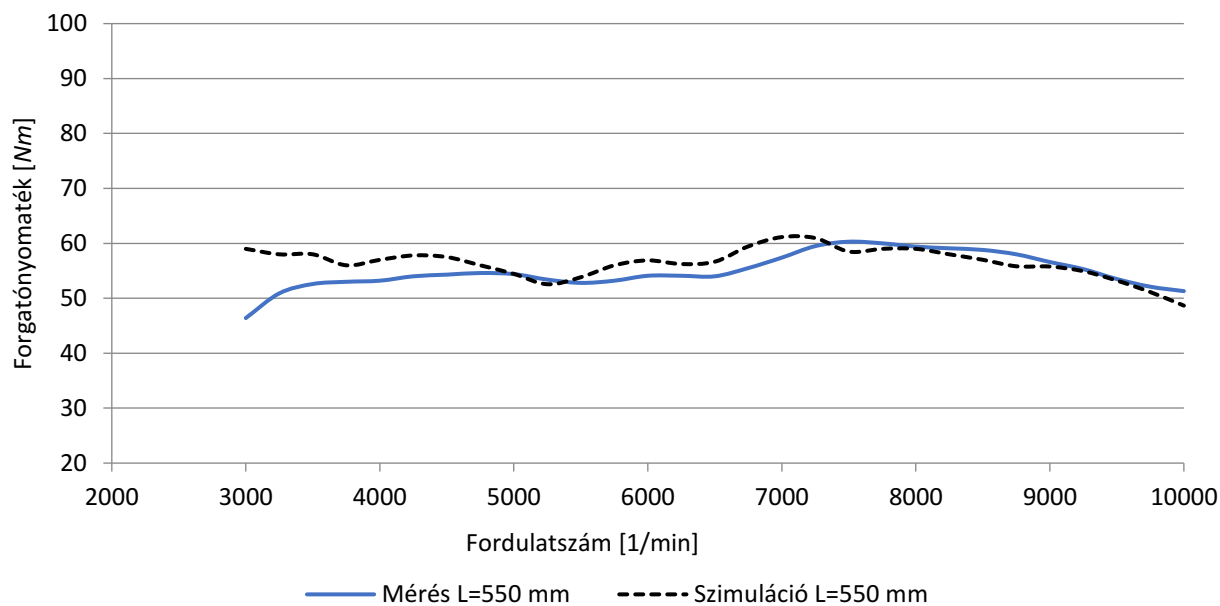


55. ábra: A vizsgált motor mért és modellezett teljesítménykarakterisztikája L=550 mm kipufogócső hossz esetén

A motor forgatónyomaték jelleggörbéi hasonló jelleget követnek, mint a teljesítménygörbék és az átlagos hiba ebben az esetben is 5%-on belül maradt. A nyomatékgörbék általános formája, a helyi maximumok, és minimumok elhelyezkedése a szimulált és a valódi motor tesztjeiből kinyert adatok esetén egymással nagyfokú egyezőséget mutatnak (56. és 57. ábra). A szimulált motor ilyen általános viselkedése alapján megállapítottam, hogy a modell megfelelő pontossággal tükrözi a valós motorparamétereket és a további vizsgálatoknak megfelelő alapot biztosít, a modell validálását eredményesnek tekintettem.



56. ábra: A vizsgált motor mért és modellezett nyomaték-karakterisztikája L=785 mm kipufogócső hossz esetén



57. ábra: A vizsgált motor mért és modellezett nyomaték-karakterisztikája  $L=550$  mm kipufogócső hossz esetén

## 6.5 3D CAD modell létrehozása

Miután a mérési fázist befejeztem a hengerfej 3D modelljét alkottam meg úgy, hogy az a későbbi CFD vizsgálatokban is használható legyen. A hengerfej műszaki dokumentációja nem állt rendelkezésemre, ezért alternatív megoldást kellett keresnem a modell felépítéséhez. A lehető legvalóságosabb ábrázolás érdekében a gázcsere csatornákat két komponensű szilikonumival töltöttem ki. A gumibetéteket a csatornákból kivéve, azokat meghatározott távolságra egymástól szeletekre vágtam. A kapott darabokat beszkeneltem és a tervező programba emeltem, majd körvonalrajzokat hoztam létre belőlük (58. ábra).



58. ábra: Szívócső szilikonumi szeletei scannelés után, valamint a körvonalrajzok elhelyezése a felület kialakítás fázisában

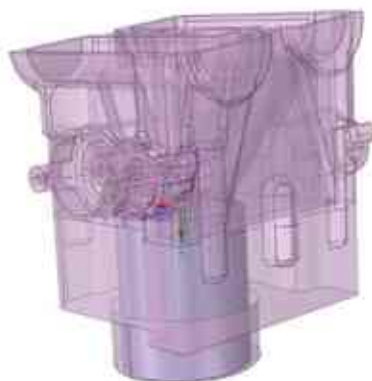
Úgy helyeztem el őket a tervezői térben, hogy pozíciójuk mindenben feleljen meg az adott sziluett valóságban elfoglalt helyzetének. Így létrejött egy borda rendszer, amelyre kifeszített felület pontosan olyan méretű és formájú üreget alakított ki a CAD modellben, mint az adott valóságos gázcsere vezeték belseje. Az 59. ábra ezt mutatja a kipufogócsatorna esetén.





*59. ábra: Kipufogócsatorna 3D modellje*

Mivel az égésteret is hasonlóképpen modelleztem, a csatlakozási ponton a csatornák és égéster találkozása esetén is biztosítani tudtam a valósággal egyező geometriai kritériumokat. A szelepek formáját fényképek segítségével másoltam le. Nagy kontraszthatású felvételeket készítettem, amelyeket a CAD szoftver körvonalfelismerő funkciójával alakítottam analitikus görbéké, majd 3D modellekké. Az alkatrészeket egyesítettem, aminek eredményeképpen egy komplett virtuális hengerfejet kaptam (60. ábra), amely mindenben egyezik az eredeti alkatrésszel. Ezt további finomítás követte, mert csak ez tette lehetővé a későbbiekben lefolytatott numerikus áramlástan elemzést is.



*60. ábra: 3D modellezés eredményeként kialakított virtuális hengerfej összeépítve a hengerrel, amelynek fala jelentős mértékben meghatározza az áramlás minőségét*

---

## 7 LENGŐSZELEPES MOTOR VIZSGÁLATA

### 7.1 Lengőszelepes hengerfej megtervezése és gyártása

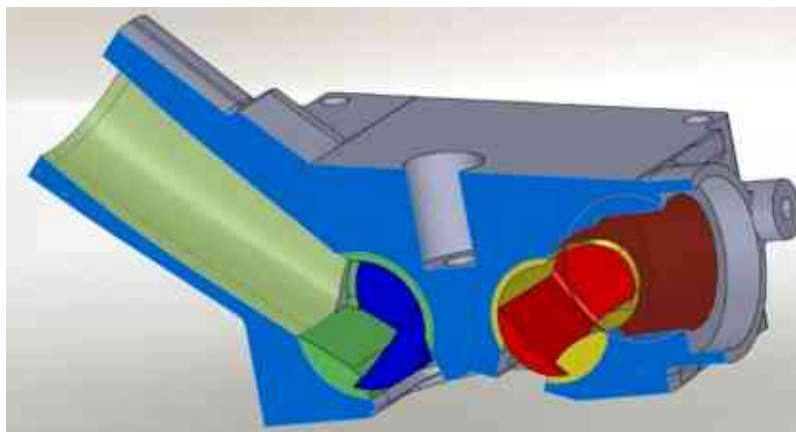
Az üléses szeleppel szerelt hengerfej, illetve motor fent említett vizsgálatai és kalibrációs tesztjei után a lengőszelepes hengerfej tervezését végeztem el. Ehhez az üléses szeleppel szerelt hengerfej 3D modelljét használtam fel, majd az eredeti szeleprendszer, illetve az égéstérhez csatlakozó csatorna szakaszok áttervezésével hoztam létre az új alkatrész számítógépes modelljét. Így mindkét szeleprendszer azonos pozícióban csatlakozik a hengerhez és a szelepekhez érkező, vagy onnan eltávozó gázáram szöge is azonos. A gázcsere csatornák keresztmetszet változását úgy választottam meg, hogy a szelephez érkeve, már elérjék végső méretüket. Ennek azért volt jelentősége, mert így a szeleptestben már párhuzamos falú nyílás kialakítására volt mód és ez egyszerűbb megoldást tett lehetővé. Változatlan maradt a szívó-, illetve kipufogórendszerrel történő csatlakozási pont elhelyezkedése, ezáltal az esetleges jövőbeli fejlesztések során az új szeleprendszer az eredeti motorral minden gond nélkül összeépíthető.

A szelepek méretét, formáját és elmozdulásuk módját a 4. fejezetben ismertettem. A szélességi mértéket az eredeti üléses szelep csatlakozási pontjánál mérhető égéstér szélesség diktálta, míg a szelepnylás „magassága” a szükséges áramlási felületből adódott.

A tervezés folyamán több kialakítás is felmerült, el kellett dönteni, hogy a szelepek melyik irányban forduljanak ki a gázcserevezetékéből, és az elfordulás iránya milyen hatást gyakorolhat a gázcsere folyamatra. Szívószelepnél ennek eldöntése viszonylag könnyen megtörtént, hiszen a szelep éle az áramlási irányban található. Mindenképpen egy olyan mozgásra volt szükség, amely segíti a legteljesebb égéstéröblítést, úgy, hogy a lehető legkisebb mennyiségű friss töltet vesszen el az esetlegesen még részben nyitva levő kipufogószelepen keresztül. Így a szelep elfordulás irányára a hengerfej felé történő mozgást választottam.

Ebben az esetben a szelep nyitása során a kipufogószeleppel szemben lévő oldalon válik szabaddá először a szívónyílás. Az ekkor még csak résnyire nyitva lévő szívónyíláson, a szelep terelő hatása miatt a kipufogó szeleppel ellentétes oldalon zajlik az ekkor még viszonylag kis sebességű áramlás. Így a szelepösszenyitás időszakában a friss töltet rövidzárlata minimalizálható, miközben az égéstér átöblítése a lehető legjobb lehet. A nyitási irány ilyen irányú megválasztásával csökken a friss töltet kipufogógáz tartalma, amit homogén keverékkel üzemelő motor esetén a HC emisszió csökkenése is kiegészít.

Kipufogószelepnél a szeleptest formája és mérete volt az, amely eldöntötte a kérdést. Ha a kipufogó nyílásból a henger irányába fordulna ki a szelep, akkor a megfelelő áramlástanai kialakítás miatt sokkal kisebb keresztmetszetű szeleptestet lehetett volna csak alkalmazni. Ebben az esetben a csavarkötések elhelyezése, a belső hűtőjárat kialakítása szinte lehetetlenné vált volna. Végül mindkét szelep esetén a szeleptest hengerfej felé történő elfordításával lehetett megvalósítani a megfelelő méretű és kialakítású szelepeket. Ennek járulékos hatásaként a szelep átmérője szabadabban volt megválasztható. A szelepek átmérőjét az égéstér megfelelő tömítéséhez szükséges kiegészítő alkatrészek méretének figyelembevételével határoztam meg. A további részletek kidolgozásánál a 4. fejezetben felsorolt szempontokat vettem figyelembe, amelyben összefoglaltam a szerelhetőségre, tömítésre, csapágyazásra, stb. vonatkozó kritériumokat. Mindezen feltételek összeségét egy olyan szerkezet elégítette ki, amely a 61. ábrán látható.



61. ábra: Lengőszelepes hengerfej végső kialakítása zárt szelepállás mellett: kék: szívószelep, piros: kipufogószelep

A kutatási program lefolytatása érdekében a hengerfejet kézzelfogható formában is legyártottam. A gyártáshoz elkészítettem a szükséges műszaki dokumentációt. Mivel a belső csatornák és szelepházak csak rendkívül költséges öntési eljárással lettek volna kialakíthatók, ezért az egész hengerfejet két félre osztva terveztem meg. Így lehetővé vált a csatornák és a szelep házak helyének forgácsolással történő megmunkálása (62. ábra). A szelepházak forgácsolásának precíz megvalósítására a Miskolci Egyetem Szerszámgépek Intézeti Tanszékének laboratóriumában került sor. A szelep-testet és áramlásterelő betétet ipari műanyagból (PA6) alakítottam ki, mivel a modellt nem működési tesztekhez szántam. Ezek gyártása saját műhelyemben történt.

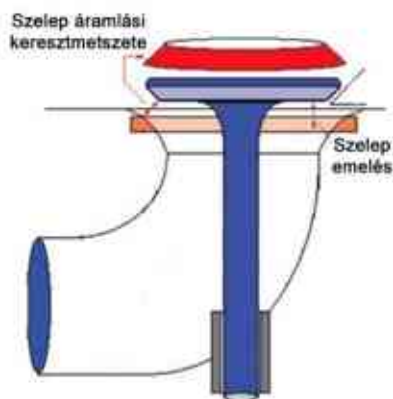


62. ábra: Áramlástanai vizsgálatok céljából készített lengőszelepes hengerfej és részei szétszerelt állapotban

## 7.2 Lengőszelepes hengerfej áramlási teszthez, a kutatás áramlástanai vonatkozású eredményei

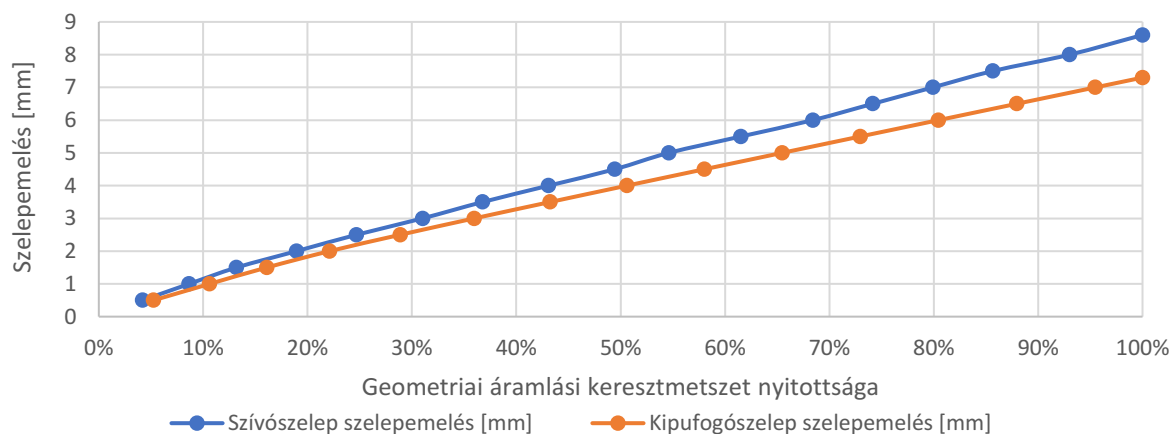
A [28] és [34] szakirodalomban nyilvánvaló okokból csak üléses szeleppel szerelt hengerfejek vizsgálata szerepel, ezért a lengőszelepes hengerfej vizsgálatához saját módszert fejlesztettem ki. Hagyományos szelep emelése során, az egyes emelési pontokhoz tartozó valós, csonkakúp alakú

geometriai áramlási keresztmetszetet (63. ábra) a legnagyobb emeléshez tartozó geometriai áramlási keresztmetszettel százalékosan arányosítottam.

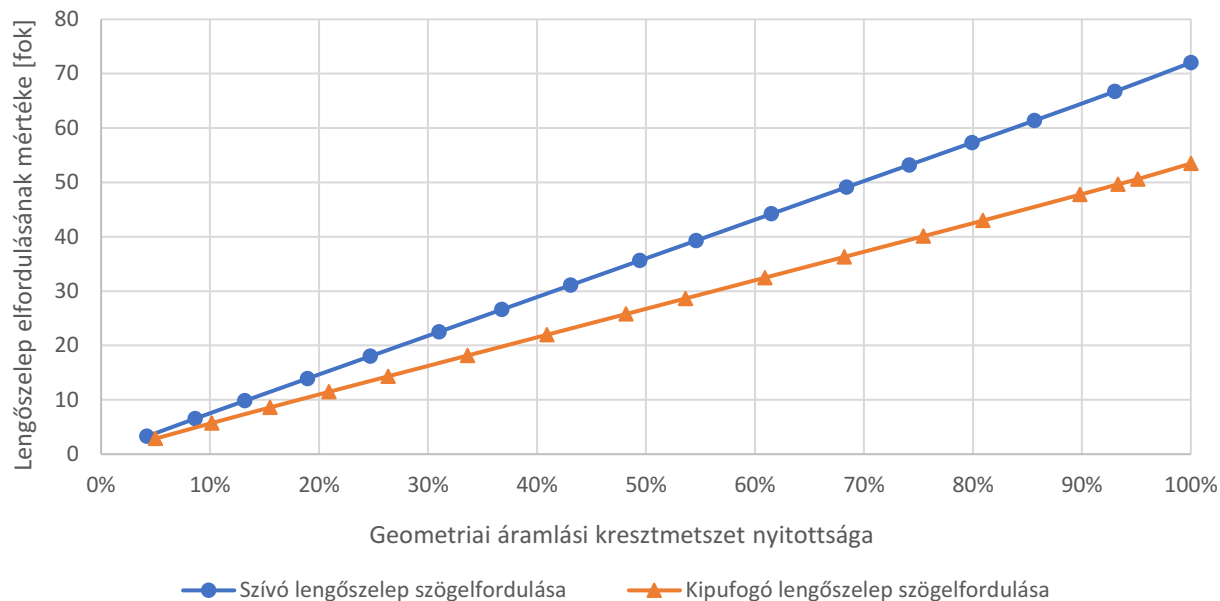


63. ábra: Ülées szelep csonkakúp alakú geometriai áramlási keresztmetszetének értelmezése és elhelyezkedése

Az így nyert adatokat átvittem a lengőszelepes hengerfejre, amelynek segítségével meghatároztam az egyes mérési pontokon beállítandó geometriai áramlási keresztmetszetet. Ebből a CAD tervezői környezet mérőfunkciói segítségével állapítottam meg, hogy a lengőszelepet milyen szöghelyzetbe állítsam be ahhoz, hogy ugyanolyan arányú geometriai áramlási felületet kapjak, mint az ülées szelep esetén egy adott, meghatározott emelési pontban. Ezzel a módszerrel egyúttal össze is kapcsoltam az elfordulás mértékét a hagyományos szelep emelési magasságával, amely a kutatás következő fázisában kapott jelentőséget, mert minden egyes áramlási értéket úgy tudtam kezelni, mintha azt egy ülées szeleppel mértem volna (64. és 65. ábra)



64. ábra: Szelepemelés és geometriai áramlási keresztmetszet közötti összefüggés ülées szelep esetén



65. ábra: Geometriai áramlási keresztmetszet nyitottsága és a lengőszelep elfordulásának mértéke közötti összefüggés

A geometriai értékek kiszámítását a [35] közlemény alapján táblázatos formában végeztem, az ezek felhasználásával végrehajtott vizsgálatok eredményeként megállapítottam, hogy a hagyományos szelepek erősen korlátozzák bármely motor gázcsere képességét. A [28] irodalomban található adatok, empirikus számítási metódusok szerint egy erőforrás motorikus paraméterei szorosan összefüggenek gázcsere rendszerének áramlási képességeivel. Szintén tapasztalati képletek segítségével más motoradatok is származtathatók az áramlási értékekből (pl. szelep nyitási és zárási pontok, teljesítmény/nyomaték értékek stb.). Ezekkel a számításokkal nem foglalkoztam, mert ezeket az értékeket az összehasonlíthatóság és validálhatóság érdekében a gyártó által megadott értéken kívántam tartani.

Mérési eredményeim tükrében megállapítottam, hogy a kutatásban résztvevő SV 650-ből hatékonyabb motor lenne előállítható a nem szokványos lengőszelepes rendszerek alkalmazásával, amelyek nagyobb fejlesztési potenciált is hordoznak. Vizsgálataim szerint az áramlási tényező ( $C_f$ ) átlagos értéke üléses szívószelep esetén 25,76%, míg 25,51% a kipufogószelep esetén (lásd 6.3 fejezet). Ezt egy ideálisnak tekintett üléses szelep értékeinek felhasználásával számítottam ki a [28] forrásban meghatározott módszerrel. Ugyanezen jellemzőket a lengőszelepeknél is meghatároztam, ahol a mért adatok felhasználásával szívószelepnél 41,23%, míg a kipufogószelepnél 39,49%-os áramlási tényezőt kaptam (2. sz. melléklet).

Ezen adatok fényében a hivatkozott [28] szakirodalom felhasználásával előzetes számításokat végeztem. A teljesítmény és a hozzátartozó fordulatszám meghatározása a következő tapasztalati képletek alapján lehetséges:

$$P_{max} = N_m 0,44 \dot{V} \sqrt{\frac{p_t}{p_{sta}}} \quad (5)$$

ahol:

$P_{max}$ : Várható csúcsteljesítmény [kW],

$N_m$ : Hengerek száma [db], a vizsgált motor esetén: 2,

---

$\dot{V}$ : szívórendszeren átáramlott levegő mennyiségének csúcscértéke [l/s],  
 $p_t$ : a hengerfej tesztelesekor alkalmazott tényleges vizsgálati nyomás [kPa],  
 $p_{std}$ : az áramlásmérő gyártója által ajánlott tesztnyomás [6,227 kPa].

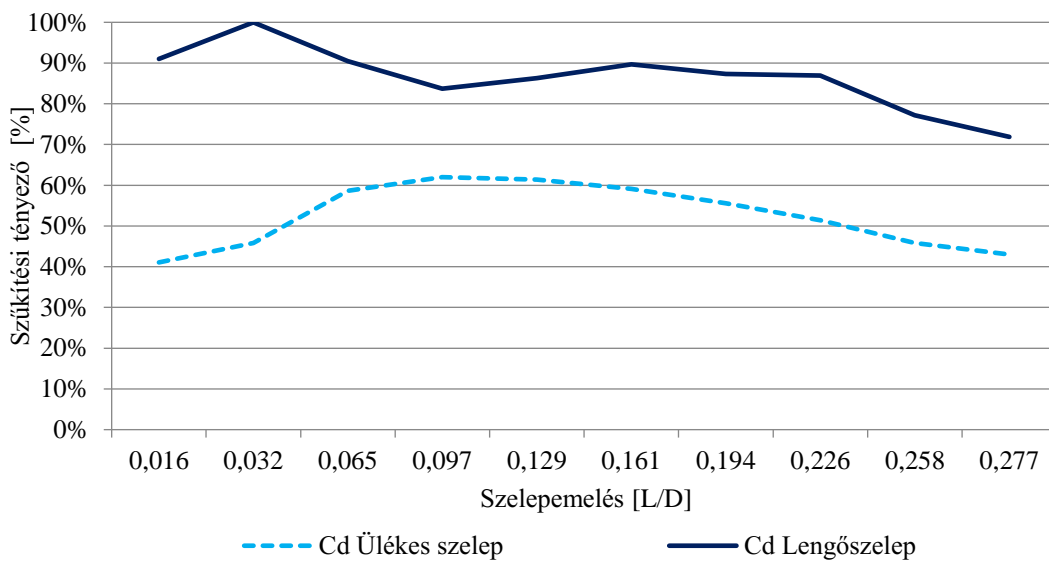
$$n_{P_{max}} = \frac{45200}{V_H} \dot{V} \sqrt{\frac{p_t}{p_{std}}} \quad (6)$$

ahol:

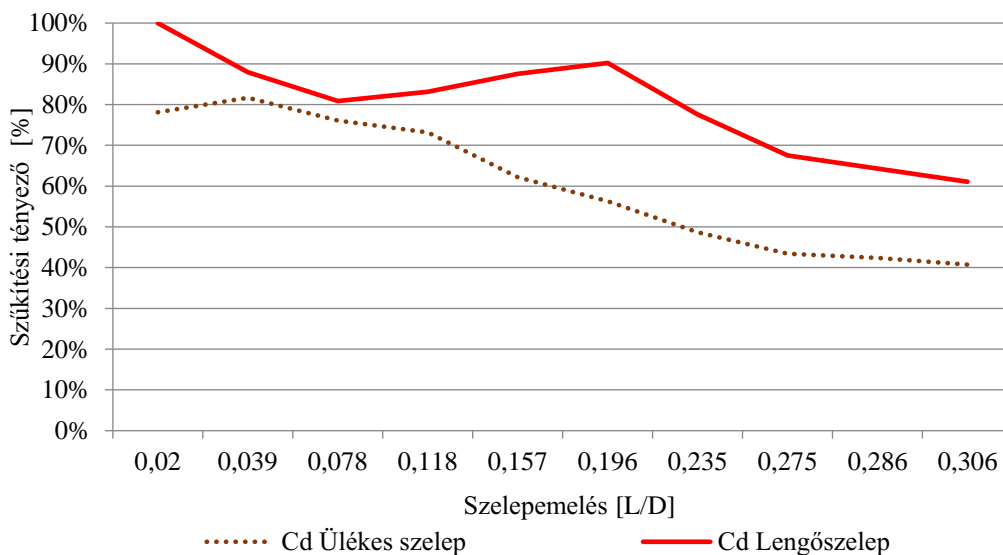
$n_{P_{max}}$ : maximális teljesítmény fordulatszáma [1/min],  
 $V_H$ : egy henger térfogata [cm<sup>3</sup>], a vizsgálati motor esetén 325 cm<sup>3</sup>,  
 $\dot{V}$ : szívórendszeren átáramlott levegő mennyiségének csúcscértéke [l/s],  
 $p_t$ : a hengerfej tesztelesekor alkalmazott tényleges vizsgálati nyomás [kPa].

Az 1. és 2.sz. mellékletben található adatok felhasználásával az alapmotor teljesítménye 55,8 kW-ra és 8823 1/min-re adódott. Ezek az értékek csaknem pontos egyezőséget mutatnak a 6. táblázatban felsorolt gyári adatokkal. Ugyanezen képletek felhasználásával a lengőszelepes hengerfejtől várható teljesítményértékeket is kiszámoltam, szintén az 1. és 2. sz. mellékletben található adatok alkalmazásával. Ebben az esetben 70,9 kW csúcsteljesítményt és 11213 1/min fordulatszámot kaptam, amely jelentős, 27% körüli fejlesztési potenciált vetített előre. Természetesen ezeket az adatokat megfelelő óvatossággal kezeltem, hiszen a képletek csak akkor érvényesek, ha minden egyéb működési paramétert is optimalizálunk. A kutatómunka célkitűzéseinek eléréséhez az így kiszámított értékektől jóval pontosabb eredményekre volt szükség. Tudomásul véve a számítási formulák érvényességi tartományát, illetve meglehetősen elnagyolt voltukat, további vizsgálatokat tartottam szükségesnek. Az analízis folytatásához virtuális fékpadi tesztek, azaz 0D/1D motorszimulációkat alkalmaztam, amelyek megfelelően reprezentálták az lengőszelepes erőforrás karakterisztikáját a teljes működési tartományban.

Annak érdekében, hogy a 0D/1D motorszimulációt a lengőszelepes hengerfejjel is végre tudjam hajtani, az áramlástan vizsgálatban összegyűjtött eredményeket a szelepemelési, illetve szelepfordulási adatokkal összevetve meghatároztam a szűkítési tényező ( $C_d$ ) értékeit is. Ennek grafikus ábrázolásából (66. és 67. ábra) jól követhető, hogy a lengőszelepes konstrukció a teljes nyitási tartományban kedvezőbb értékeket produkál, mint az üléses szelep.



66. ábra: Szívószelep szűkítési tényező értékei üléses és lengőszelepes hengerfej esetén



67. ábra: Kipufogószelep szűkítési tényező értékei üléses és lengőszelepes hengerfej esetén

A teljes nyitási tartományt figyelembe véve szívószelepek esetén az üléses verzió átlagos szűkítési tényezője 52,38%, a lengőszelepé 86,44%. A két rendszert összehasonlítva a lengőszelep 34,07%-kal kevésbé szűkíti be a szelepen áthaladó áramlást, vagyis ennyivel hatékonyabban használja ki a geometriai kialakításból adódó lehetőségeket. A kipufogószelepeknél az üléses szelep átlagos szűkítési tényezője 60,28%, míg a lengőszelepé 81,78%. Hatékonyságot tekintve ebben az esetben is a lengőszelep produkálja a jobb értéket, amely 21,5%-kal kedvezőbb, mint az üléses kipufogószelepen meghatározható. A szívószelephez viszonyított kisebb mértékű hatásfokjavulás annak a következménye, hogy a lengőszelep éléről, kipufogó irányú áramláskor, örvények válnak le, amelyek korlátozzák a kiömlést. Ez főleg kb. 33% szelepnyitásig dominál, ettől nagyobb nyitási értékek esetén a szeleptest és kipufogócsatorna kedvezőbb kialakítása ellensúlyozza az örvények esetleges szűkítő hatását [S4].

---

Az áramlástanai összehasonlítás bebizonyította, hogy egy olyan elrendezés, amelyben a szívó- és kipufogónyílásokat lengőszelep vezérli, sokkal kedvezőbb a motorműködés szempontjából, mint az eredeti ülékes szeleprendszer. Az adott kutatási fázis mérési eredményeit a további CFD szimulációk során, valamint a lengőszelepes motor 0D/1D motormodelljeiben használtam fel.

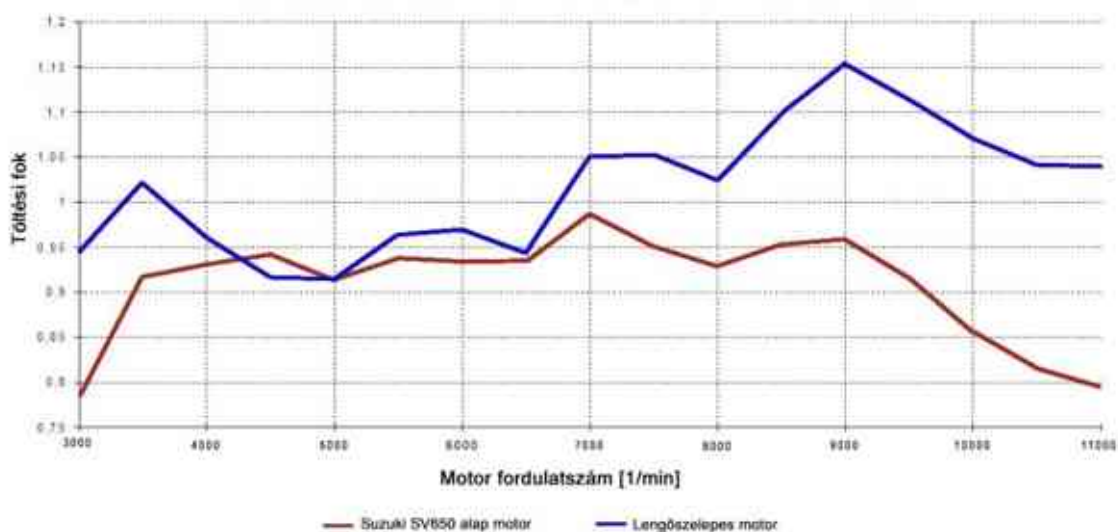
### *7.3 Lengőszelepes motor 0D/1D modellezése, a kutatás motorikus paramétereit érintő eredményei*

Mivel a kutatási projekt célja, hogy a két eltérő szeleprendszer motorműködésre gyakorolt hatását vizsgáljam, ezért az ülékes szeleppel létrehozott és fékpadi vizsgálatok eredményeivel validált  $L=785$  mm hosszú kipufogó kollektorral szerelt verzió 0D/1D modelljét módosítottam a lengőszelepek virtuális tesztelésére (lásd 6.4 fejezet). A lengőszelepekkel pontosan azokban a mérési pontokban határoztam meg az áramlás jellemzőit, amelyek azonosak az ülékes szelep esetén meghatározottakkal. Ezen felül, amint azt korábban említettem, a méréshez szolgáló hengerfej megalkotásakor a gázcsere csatornák keresztmetszetét, helyzetét, dőlésszögét a hagyományos szelepeket alkalmazó hengerfejnek megfelelően készítettem el. Így a lengőszelepes motormodell létrehozásához mindössze a szűkítési tényező ( $C_d$ ) jellegfelületek cseréjére volt szükség ( $C_d$ -ről bővebben ld. 6.4 fejezet). A szelepek nyitvatartási idejét, a nyitási és zárási szög helyzeteket is változatlan formában vittem tovább az ülékes szeleprendszerből, amelynek köszönhetően kizárólag a szelepkialakítás eltérő volta eredményezte a két modell motorikus jellemzői közötti különbségeket.

A motorszimulációt az ülékes szelep esetén alkalmazott paraméterekkel, illetve rendszerösszetevőkkel folytattam le és a töltési fok (TF), a forgatónyomaték (M), valamint teljesítmény (P) értékeket rögzítettem táblázatos formában.

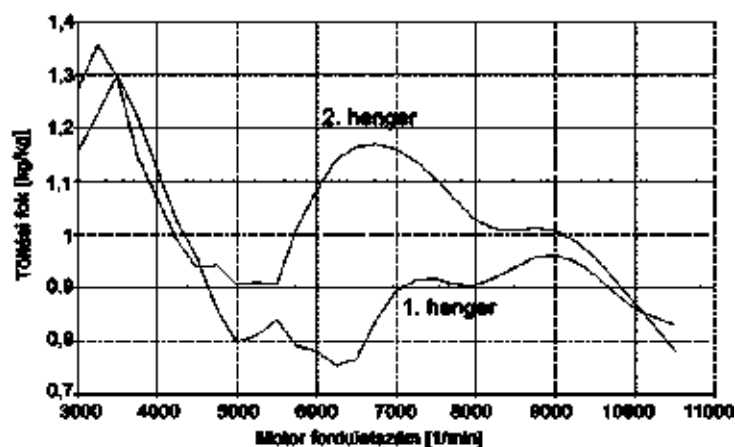
Töltési fok (TF) alatt a motorban, az adott légköri körülmények mellett a szívóütem végén hengerben maradó levegő tömegének és a hengerbe ideális esetben beszívott, szabványokban rögzített tulajdonságú levegő tömegének arányát értjük. Annyiban tér el a térfogati hatásfoktól (Volumetric Efficiency-VE), hogy a közeg sűrűségét is figyelembe veszi, ezért pontosan követhető egy erőforrás viselkedése eltérő üzemeltetési körülmények (pl. magashegyi menet) esetén. A szimulált eredményekből (68. ábra) jól látszik a gázcsere rendszer különböző elemeiben jelenlévő nyomáshullámok hatása, amelyek bizonyos motorfordulatszámokon javítják, más esetekben rontják a motor működését. Ezt legjobban a 5000-6000 1/min környezetében látható TF csökkenés mutatja, ahol a szívócsőben és a kipufogócsőben jelenlévő nyomáshullámok egymásra szuperponálódva rontják a TF értékét.





68. ábra: Töltési fok a motorfordulatszám függvényében eltérő szeleprendszerek esetén

A nemkívánatos hatást legszembeszökőbben a 69. ábrán látható, amely a hengerenkénti TF értékeit ábrázolja grafikus formában.

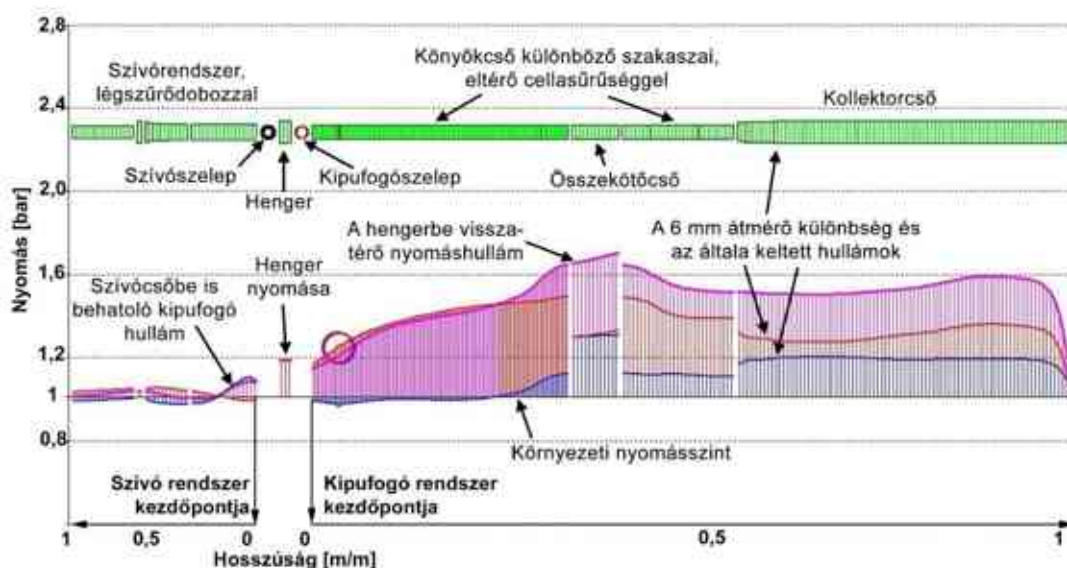


69. ábra: Hengerenkénti töltési fok a fordulatszám függvényében

Ezt a tulajdonságot a kipufogórendszer csőágaiban terjedő és a szomszédos henger zárt kipufogószelepeiről visszaverődő nyomáshullám okozza. Látható, hogy az 1. henger TF-a ebben a tartományban nagyon lecsökken, köszönhetően a kipufogószelep záródásakor rossz ütemben érkező nyomáshullámnak. Ugyanis az 1. henger kipufogásakor keletkező lökeshullám nem csak a hangtompító felé terjed, hanem a kipufogórendszer minden irányába. Ez történetesen a 2., azaz a menetirányban előtt lévő henger könyöksővét is magában foglalja, hiszen az összekötő cső, valamint a néhány 10 mm-el távolabb levő csatlakozási pont közvetlen átjárást biztosít a két könyökső között. Természetesen ilyenkor a 2. henger kipufogószelepe zárva van, hiszen ott éppen a sűrítési ütem zajlik. Ekkor a zárt szelep hátoldaláról visszaverődő hullám, elindul visszafelé, most már a 2. henger könyöksővéből rohanva a külvilág felé. Csakhogy ez a hullám is behatol az összekötő csövön és a valamivel hátrébb található csatlakozási ponton keresztül az 1. henger könyöksővébe. Sajnos éppen akkor ér a hengerhez, amikor a szelepösszenyitás során a kipufogószelep még, a szívószelep pedig már nyitva van. Ennek eredményeképpen a henger felé igyekvő friss benzin/levegő keveréket nagy erővel

lőki vissza a szívócsőbe, időlegesen megfordítva az áramlást. Mindemellett nagy adag kipufogógázt kényszerít a hengerbe tönkretéve az 1. hengerben a keverékminőséget.

Ezt a folyamatot, illetve a részleteit csak a szoftver animációs képessége segítségével, hosszadalmas vizsgálatok után sikerült azonosítanom, amelyet a lengőszelepes rendszer is megőrkölt (70. ábra). Az animációban láthatóvá váltak a rendszer nyitott vége felé terjedő és az onnan visszavert hullámok. Kék színnel a rendszer szabad vége felé terjedő hullámok, pirossal a henger irányába haladó hullámok, míg rózsaszínnel a kettő szuperpozíciójából létrejövő eredő hullám került ábrázolásra. Az ábrán látható piros kör a kipufogórendszer kezdeténél található, a kipufogócsőbe belógó hegesztési varratról visszaverődő hullámot jelzi. A hosszúságok az adott gázcsere vezeték teljes hosszát jelölik a szeleptől az adott rendszer, vagy csőszakasz szabad végéig. Hosszuk relatív méretmegadással történik (hossz/teljes hossz), annak érdekében, hogy bármilyen hosszúságú gázcserevezeték ugyanazon diagramban legyen ábrázolható, illetve összehasonlítható egy másik, eltérő csőhosszakat alkalmazó modellel. Az 1D szimulációval modellezett csőszakaszokat a szoftver cellákra osztja, a cellák határoló falait pedig zöld szín jelzi. A cellaméreteket a szimuláció időszükségletének csökkentése érdekében eltérő sűrűségűre választottam, úgy, hogy az a számítás pontosságát ne befolyásolja.



70. ábra: 1. hengerhez tartozó teljes gázcsererendszer hullámanimációjának képernyőképe, amelyen a szelepösszenyitás időszakában érkező kipufogó hullám behatol a szívórendszerbe

A 7000 1/min feletti tartományban viszont már a szívószelep hatása dominál. Az üléses szelep átbocsátó képessége itt már nem elegendő a megfelelő töltési fok fenntartásához. Amint az a TF jelleggörbékből megfigyelhető (69. ábra), a lengőszelepes hengerfejjel szerelt motor esetén a henger töltöttsége akár 115%-ot is elérhet. Ez az a fordulatszám tartomány, ahol a szívórendszerben kialakuló állóhullámok a legintenzívebben fejtik ki feltöltő hatásukat. Az 59%-kal hatékonyabb szívási fázist lehetővé tevő lengőszeleppel ezek hatása a lehetőségekhez mérten maradéktalanul kiaknázható. Mint a TF görbékből jól látszik a feltöltő hatás jelen van az üléses szelepű hengerfejben is. Ám az alacsony szűkítési tényező miatt, a korlátozott valós áramlási keresztmetszet már nem teszi lehetővé a nyomáshullámok motorműködést segítő hatásának érvényesülését.

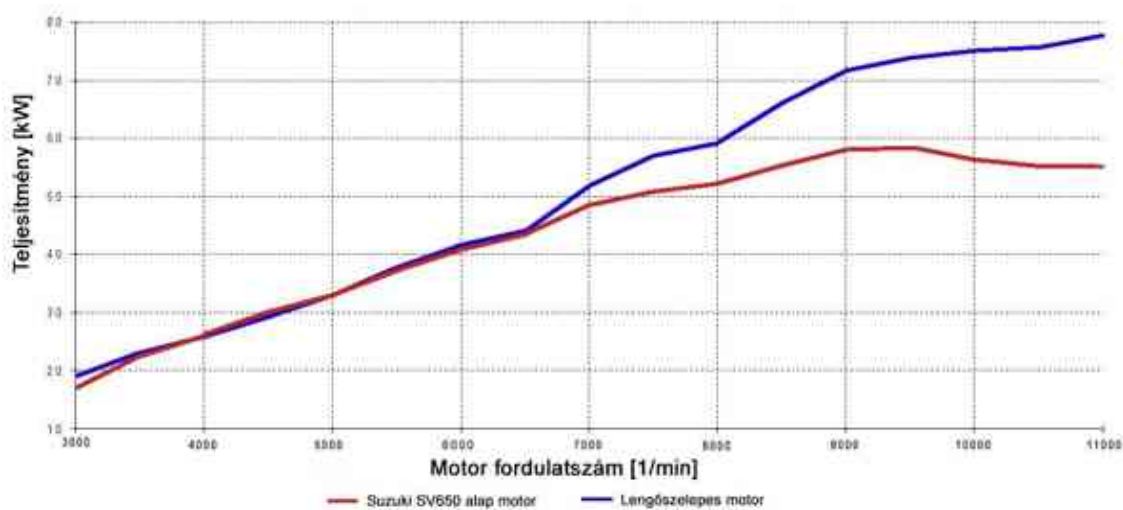
A nyomatókgörbék (71. ábra) elemzése is ugyanezeket a hatásokat tükrözi vissza. A 4000-6500 1/min tartományban, ahol nem a szelep átbocsátó képessége határozza meg a forgatónyomaték értékét, ott a két rendszer azonos képességekkel rendelkezik, míg az áramlási szempontból korlátozott

fordulatszám tartományban, azaz 6500 1/min felett, a lengőszelepes rendszer jelentősen nagyobb nyomatékértékeket produkál. Ez természetesen arányban áll az előzőekben ismertetett jobb hengertöltéssel. A lengőszelepes megoldás 76 Nm-es forgatónyomatéka nagyjából 15%-kal magasabb, mint az üléses szeleppel elért érték és ez ebben a járműkategóriában kiválónak számít.



71. ábra: Forgatónyomaték a motor fordulatszám függvényében

Az 72. ábrán látható teljesítmény görbék elemzése nem annyira célravezető, hiszen ebben az esetben a fordulatszám növekedés hatása bizonyos fokig elfedi a működés részleteit. Jelen esetben a 3000-6000 1/min közötti tartomány enyhe hullámosságától eltekintve a teljesítménygörbe egyenesnek tekinthető. Ám 6500 1/min-től az eltérés szembeszökő és talán az előzőekben bemutatott motorjellemzőktől is jobban kiemeli a lengőszelepes rendszer előnyeit. A csúcsteljesítmény kb. 32%-kal magasabb és valószínűleg meghaladná a 80kW-os értéket is, ha az erőforrás mechanikus teherbíróképessége ezt lehetővé tenné. Mivel a valós motor vezérlőelektronikája 11000 1/min-nél magasabb fordulatszámot nem enged elérni, ezért a lengőszelepes szimulációt is eddig a fordulatszámig folytattam, magasabb fordulatszámra nem terjesztettem ki a vizsgálatokat.



72. ábra: Teljesítmény a motor fordulatszáma függvényében

---

A bemutatott eredmények alapján kijelenthető, hogy egy lengőszelepes rendszerű motor sokkal nagyobb teljesítménysűrűséget képes elérni, mint egy azonos lökettérfogatú, de üléses szeleppel szerelt motor. Egy ilyen erőforrás tökéletesen illeszkedik a motor méretcsökkentési törekvésekbe, mivel egy adott teljesítmény érték, vagy járműdinamikai jellemző kisebb erőforrással is elérhető, ami egyértelmű fogyasztás és károsanyag kibocsátás csökkenést eredményez. Ugyancsak a hatékonyabb gázcseréje miatt ezek a jellemzők egyéb segédberendezések, pl. turbó nélkül valósíthatók meg, amely az előállítási költségeket csökkenti. Nem mellesleg a turbó, vagy egyéb külső feltöltő segédberendezés használatával a rendszer komplexitása is növekszik, amely az üzemben tartás költségeit emelheti meg. Így a lengőszelepes megoldás előnyös tulajdonságai egy sor járműhajtási, és környezetvédelmi probléma megoldását tenné lehetővé.

#### *7.4 A hagyományos és lengőszelepes hengerfej alkalmazásával kialakuló áramlások összevetése CFD modell segítségével*

Az új szeleprendszernek a hengerben kialakuló áramlásra vonatkozó hatásának elemzéséhez 3D-s CFD modellezést alkalmaztam az Ansys Fluent programcsomag platformján. E modell megmutatja az áramlás finomsztruktúráját, amely más módszerrel nehezen, vagy egyáltalán nem követhető. Kutatásomnak ebben a fázisában a hengertérben, a szívóütem során, illetve a szívóütem végére kialakuló áramlást vizsgálatam numerikus módszerekkel, úgy, hogy két eltérő szeleprendszer alkalmazásával kapott eredmények közvetlenül összehasonlíthatók legyenek egymással. A szívócsőben, illetve a szelepeken történő áramlástani jelenségek, valamint a sűrítési és kipufogási folyamatok további kutatások tárgyát képezhetik.

##### *7.4.1 Az áramlási térre vonatkozó megállapítások*

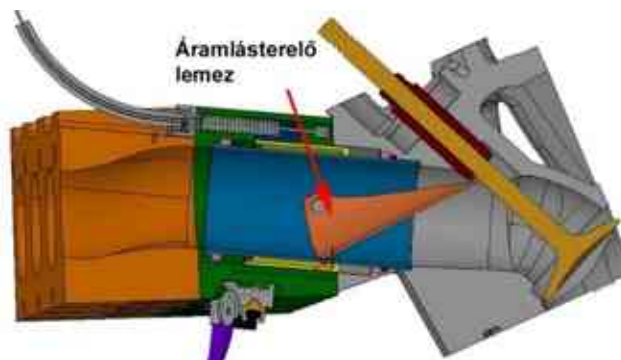
Az egyre szegényebb keverékkel működtetett motorok az egyre alacsonyabb fogyasztás és károsanyag kibocsátás elérését célozzák. A keverékképzési mód kialakítása különös figyelmet igényel, mivel a hengerben található friss gáztöltet mozgását megfelelő módon kontrollálni kell. A mozgás megfelelő irányításával a gyújtás pillanatára a gyújtógyertya környezetében tüzelőanyagban dús keverék fog elhelyezkedni, míg az égéstér külső szélei felé a tüzelőanyag koncentrációja jelentősen csökken. A szükséges keverékeloszlást egy bukóörvénynek nevezett áramlási rendszerrel lehet a legkönnyebben megvalósítani, amelynek forgástengelye merőleges a henger tengelyére és párhuzamos a forgattyús tengellyel.



73. ábra: Bukóörvénylés a hengerben

Az örvénylés hatásossága nagyban befolyásolja a szegény keverékes motorok üzemét. A gyertya körül elhelyezkedő dús keverék könnyen meggyújtható, az így létrejövő lángfront energiája pedig már elegendő az égéstér szélein található nagyon szegény, a gyertya által egyébként már nem meggyújtható

keverék meggyújtásához. Annak érdekében, hogy a módszer sikeresen működjön, a hengertérben olyan örvény rendszernek kell kialakulnia, amely viszonylag nagy méretű és nem ér el túl magas fordulatszámot. Ellenkező esetben a kicsi, de gyorsan forgó örvénymagok éppen az ellenkező hatást váltják ki, vagyis a keverék homogén eloszlását segítik elő, amely ebben az esetben kerülendő. A szükséges töltet mozgás létrehozására szolgáló bukóörvénylést a 73. ábra szemlélteti. Jelenleg a bukóörvényeket döntően különféle áramlásterelő eszközökkel hozták létre, amelyeket a szívócsőben helyeznek el, viszont ezek korlátozzák a henger töltését. Ezek a megoldások nem csak korlátozzák a benzinüzemű motorok hatásfokát, de további szerkezeti elemekkel a meghibásodásra képes alkatrészek száma is szaporodik (74. ábra) [36].



74. ábra: Bukóörvénylés létrehozására alkalmazott áramlásterelő lemez

#### 7.4.2 CFD modell létrehozása és hálózás

A kutatás előző fázisában létrehozott CAD-modellt átvittem az Ansys SpaceClaim szoftverbe, ahol előkészítettem az áramlási szimulációhoz. Ez magában foglalta a két programcsomag közötti adatátviteli szabálytalanságok miatt fellépő modellhibák kiküszöbölését. Ezek a hibák szabad szemmel nem láthatók, és a modell "szivárgását" okozzák, és nem teremtik meg a numerikus szimulációhoz szükséges zárt áramlási teret. Ezt a feladatot a szoftver beépített funkciójával végeztem el.

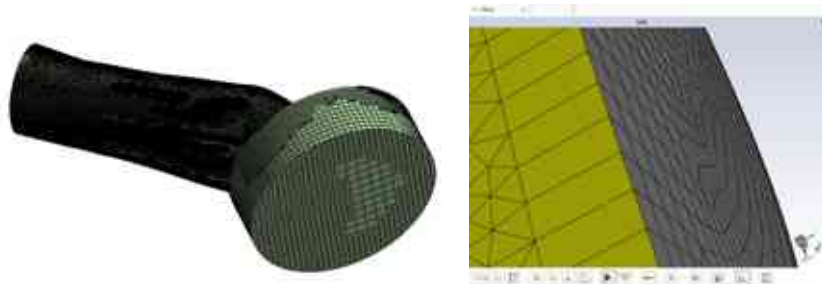
A geometria egyszerűsítése érdekében a nehezen hálózható kis felületelemeket kiküszöböltem, és egy függőleges szimmetriasíkot hoztam létre. Így a modell mérete felére csökkent és a szimulációhoz szükséges idő is jelentősen lerövidült, bár a számítási folyamat így is több napig tartott. Fontos, hogy a modellt a szimmetriasík használatával nem csak egyszerűsítettem, hanem a hálózás előkészítéseként megfelelő térfogatokra is bontottam. Erre az numerikus modell megfelelő hálóméretének beállítása miatt volt szükség [37].



75. ábra: Ülékes szelep áramlási modell előkészítési szakasza, hálótípusnak megfelelő térfogatokra osztása

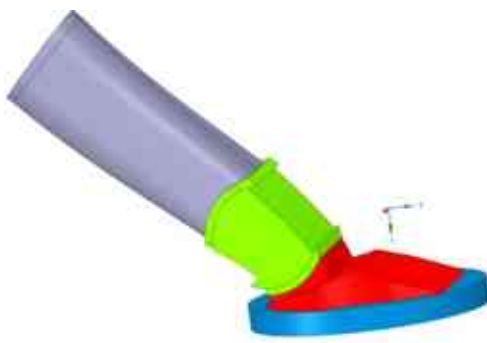


A finomított ülékes szelep modellből tetraédes és hexaédes cellákból álló térfogatot hoztam létre. Mint azt már a kutatás korábbi szakaszában megtapasztaltam a 75. ábrában citromsárgával jelzett résznek mindenképpen hexagonális cellaelemekből kell állnia, mert csak így valósítható meg a dugattyú mozgás megfelelő modellezése [S8], [S9]. Mivel a henger, az égéstér és a szívócső statikusnak tekinthető, ezekben a térfogatokban a hagyományos tetraédes hálót alkalmaztam. A legnagyobb problémát a szelep környezetének és mozgásának modellezése okozta, mert a szelep ferdén elhelyezkedő tengelyvonala miatt a dugattyútetőn egyenetlen hálóméret alakult ki. Ez azt eredményezte, hogy a dinamikus szimuláció során a hengertérfogatot alkotó cellák nem váltak szét, így a szimuláció teljesen hibás eredményt szolgáltatott (76. ábra). A megoldást az jelentette, hogy az ülékes szelep modelljében a dugattyú felületen a hálóméretet 1 mm, vagy annál kisebb értékűnek kellett választani. Így a szimuláció már helyesen működött és végre tudtam hajtani a szükséges számításokat.



76. ábra: Az eltérő méretű cellák kialakulása meggátolta a dinamikus szimuláció helyes futását, a hengertérben a cellák szétválását

Ugyanezt az eljárást alkalmaztam a lengőszelepes hengerfej esetében is. Az áramlási térfogatot több különálló részre bontottam, amelyekben a legmegfelelőbb módszert lehetett használni a számításokhoz (77. ábra). A szívócsőben és a szeleptestben tetraédes hálót, míg az égéstérben túlnyomórészt hexaédes hálót, a hengerben pedig húzott hexaédes hálót alkalmaztam. A dugattyú közelében csak húzott cellák használhatók, mivel csak ez a megoldás teszi lehetővé a dugattyú mozgó falként való szimulálását.



77. ábra: Lengőszelepes hengerfej különböző hálótípusokhoz szükséges térfogatokra bontás után

### 7.4.3 Szimulációs paraméterek

A számításokat 7000 1/min motorfordulatszámon végeztem. A konkrét motorfordulatszám kiválasztása a [S4] közleményben ismertetett eredmények alapján történt, ahol 0D/1D szimulációval kimutattam, hogy ez a fordulatszám felel meg a legmagasabb töltési foknak. A számításokhoz használt paraméterek a 7. táblázatban találhatóak.

7. táblázat: A 0D/1D motorszimulációból átvett motorparaméterek

Legnagyobb töltési fokhoz tartozó fordulatszám	7000 1/min
Legnagyobb dugattyúsebességhez tartozó forgattyústengely pozíció	75 fokkal felső holtpont után
Legnagyobb dugattyúsebesség	23,5 m/s

Az áramlástanai szimulációkhoz Ansys Fluent szoftvert használtam. A szimulációkban szereplő közegként az ideális gázként viselkedő levegőt választottam, a szoftver által felajánlott alapértelmezett fizikai jellemzőkkel, amelyeket a 8. táblázatban foglaltam össze:

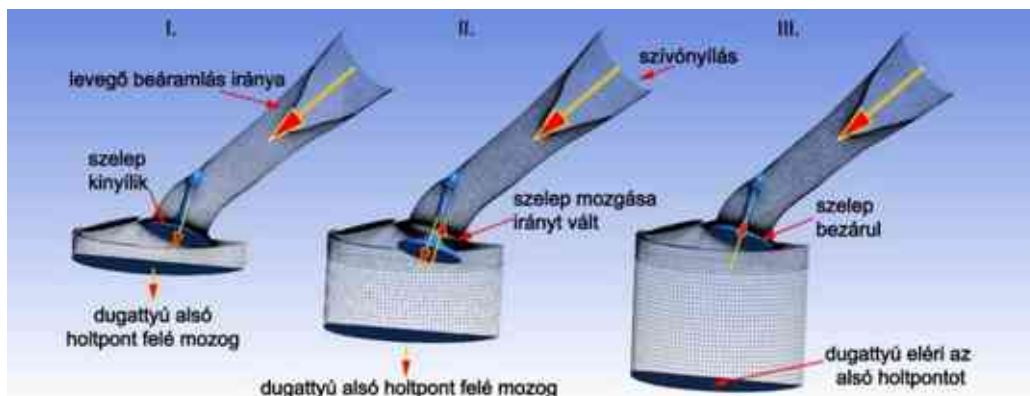
8. táblázat: A szimulációban résztvevő közeg jellemzői

Közeg meghatározása	levegő (ideális gáz)
Hőmérséklet	288,16K
Sűrűség	1,225 kg/m <sup>3</sup>
Molekula tömeg	28,966 kg/kmol
Állandó nyomáson mért fajhő	1006,43 J/(kgK)
Fajhő viszony	1,4
Dinamikai viszkozitás	1,7894·10 <sup>-5</sup> Pas

Az egyetlen szabad nyílás a légkör felé a szívónyílás volt. Ebben a keresztmetszetben az áramlás irányát nem határoztam meg előre, így a hengeren belüli nyomásváltozások definiálták a tényleges részecskemozgást, ugyanakkor ezáltal stabilabb számítási folyamatot értem el. A szimulációs domaint a 78. ábra mutatja be, míg az alkalmazott kezdeti és peremfeltételeket a 9. táblázatban foglaltam össze:

9. táblázat: A szimulációban alkalmazott kezdeti és peremfeltételek

Peremfeltétel típusa	Környezeti nyomás (Pressure outlet)
Rendszer ellennyomás értéke	0 Pa
Visszáramlás iránymeghatározása	Határfelületre merőleges
Visszáramlás turbulencia intenzitása	5%
Visszáramlás turbulens viszkozitás aránya	10
Akusztikus hatások	Kikapcsolva
Határoló falak	Nem mozgó, csúszásmentes falak, alapértelmezett felületi érdességgel
Határoló falak hőtani tulajdonságai	Hővezetés engedélyezett, anyaga alumínium



78. ábra: Szimulációs domain.

I.: számítás kezdeti állapota, dugattyú a felsőholtpontban, a szelepnnyitási folyamat megkezdődik

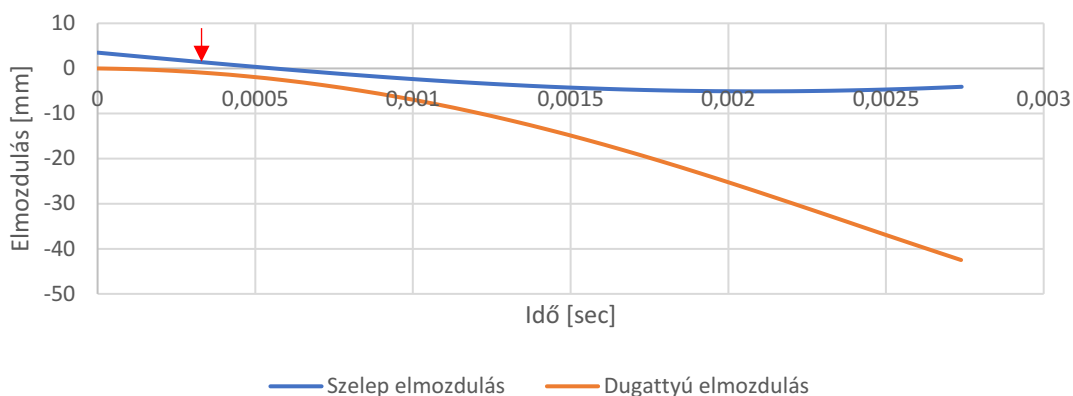
II.: számítás közbeni állapota legnagyobb szelepnnyitásnál, a dugattyú megközelítőleg a szívóütem felénél, maximális sebességgel mozog

III.: számítás befejező állapota, dugattyú eléri az alsó holtpontot, a szelep bezáródik

Az alkatrészek elmozdulásának modellezéséhez dinamikus hálózást használtam. A dugattyú és az üléses és a lengőszeleppel szerelt szeleprendszerek elmozdulásának leírásához felhasználó által definiált függvényeket (UDF) hoztam létre. A simítási funkció beállításánál engedélyeztem a tetraéderek alkalmazását a kevert geometriájú cellák esetén (tet in mixed zones). A dugattyú mozgását a „rétegezési” (layering) technika alkalmazásával reprodukáltam, az alapértelmezett beállítások használatával, az összes mozgó határfelületet pedig „merev testként” (rigid body) kezeltem. A szelepek körül újrahálózási technikát (remeshing) alkalmaztam, legkisebb hossz méretként 0,1 mm-t, legnagyobb hossz méretként 3 mm-t adtam meg, 0,9 értékű maximális cella ferdeséggel. Az üléses szelep szelepszárát, valamint a lengőszelepes modellben az elforduló szeleptesttel szomszédos határoló felületeket, amelyek a mozgás során folyamatosan változnak, „deformálódó falként” (deforming wall) kezeltem.

A szimulációt tranziens folyamatként állítottam be, a 7. táblázat alapján számított paraméterekkel. Mivel az CFD modell a szívóütem áramlási részleteit volt hivatott megmutatni, ezért csak a szívóütem került modellezésre. Az üléses szelep modelljénél a szelep-dugattyú egymástól mért távolsága a szívóütem elején, megközelítőleg 10 forgattyús tengely fokkal a felső holtpont után olyan mértékben lecsökkent (2,23 mm), amely a számítás összeomlását eredményezte (79. ábra). A valóságban ekkora dugattyú-szelep távolság tökéletesen megfelelő az üzembiztos működéshez.





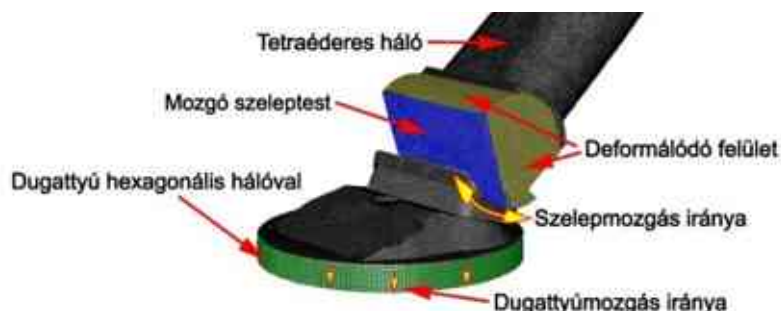
79. ábra: Dugattyú és szelep elmozdulásakor a valóságban kialakuló távolságok. Az alkatrészek relatív távolsága a kritikus időszakban: 2,23 mm, amelyet az ábrán a piros nyíl jelez

Ebben az esetben azonban, a dinamikus újrahálózás során az eltérő minőségű cellák (tetraéder a szelep környezetében, hexaéder a dugattyútetőn), illetve a szimulációban résztvevő mozgó felületek közelsége nem tette lehetővé a számítási folyamat szempontjából megfelelő minőségű háló létrehozását. Ezért a szimuláció stabilitásának érdekében a dugattyú felső holtponthoz a valóságtól eltérően, néhány mm-el a hengerfejtől távolabb határoztam meg. Így szívóütem kezdetén a szeleptányér már nem került a dugattyútető kritikus közelségébe és el tudtam kerülni az ebből eredő instabilitási problémákat (80. ábra)



80. ábra: Dinamikus hálózás során elhelyezkedése az üléses szeleppel szerelt modellben alkalmazott határfelületek, elhelyezkedésük és a kialakuló cellaütközés helyzete

Ez a valóságban a sűrítőtér fogat növelésével, illetve a kompresszió viszony csökkentésével járt volna, ám a szívási folyamatra gyakorolt hatása a modellezett fordulatszámon elenyésző. Mivel célom a két eltérő szeleprendszer összehasonlítása volt, ugyanezt a kezdeti feltételt alkalmaztam a lengőszelepes modellnél is (81. ábra).



81. ábra: Lengőszelepes modellben alkalmazott határfelületek és elhelyezkedésük

Az alkalmazott elmozdulások mértékét a 10. táblázat tartalmazza. A fentebb említett szempontok figyelembevételével a folyamat modellezése során az időlépések hossza  $3,214 \cdot 10^{-6}$  s volt, 130 időlépéssel, időlépésenként 10 iterációval. A turbulenciát nyírófeszültség-transzport (SST)  $k-\omega$  segítségével modelleztem, amely egyszerre képes leírni a fal mentén fellépő turbulenciát, valamint az áramlási jelenségeket a szabad áramlásban [37]. A viszkozitási modell paraméterei alapértelmezett beállítással stabil számítási folyamatot eredményeztek, ezért ezeket nem módosítottam. Másodrendű Upwind megoldót használtam, míg a relaxációs tényezőket kb. 20%-kal csökkentettem annak érdekében, hogy az eredmények konvergáljanak az egymást követő időlépésekben.

10. táblázat: Szimulációban résztvevő mozgó alkatrészek elmozdulásainak mértéke

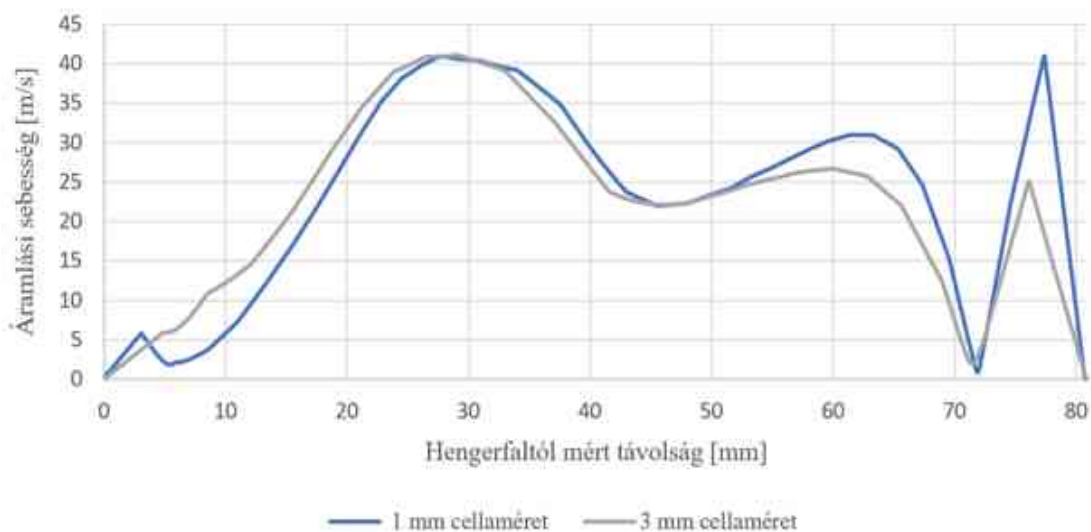
Dugattyú elmozdulás	62,6 mm/180 fok forgattyústengely elfordulás
Ülékes szelep maximális kitérés:	8,6 mm/ 180 fok forgattyústengely elfordulás
Lengőszelep maximális kitérés:	69 fok /180 fok forgattyústengely elfordulás
Henger furatmérete:	81 mm (nem mozog, tájékoztató adat)

#### 7.4.4 Hálófüggetlenségi vizsgálat

A megfelelő hálóméret megtalálása jelentette a legnagyobb kihívást, a stabil szimuláció elérése jelentős időbe telt. A [37] közleményben található adatok alapján a hálózás minősége jelentősen befolyásolja a kapott eredményeket, ezért a hálózás során több cellaméretet is teszteltem. Erre a célra a lengőszelepes 3D modellt használtam. A számítás stabilitásához feltétlenül szükséges cellaméretet meghaladó finomítással az áramlási értékek csak a falak környezetében változtak, és csak a stagnáló gáztömeg helye változott. A hálózási paramétereket, valamint a különböző hálósűrűségek számításainak időbeli jellemzőit a 11. táblázat tartalmazza.

11. táblázat: A hálózás főbb paraméterei a különböző szelepkonstrukciók esetén

Cellaméret a dugattyún	Csomópontok száma	Cellák száma	Számítás időszükséglete	Időlépések száma	Időlépések hossza
3 mm (lengőszelep)	169 580	563 825	4,85 h	500	$1,33 \times 10^{-5}$ sec
1 mm (lengőszelep)	602 538	2 224 769	20,21 h	500	$1,33 \times 10^{-5}$ sec
0,5 mm (ülékes /lengőszelep)	473 182/ 415 367	1 517 665/ 1 460 337	64,7 h	1000	$6,66 \times 10^{-6}$ sec



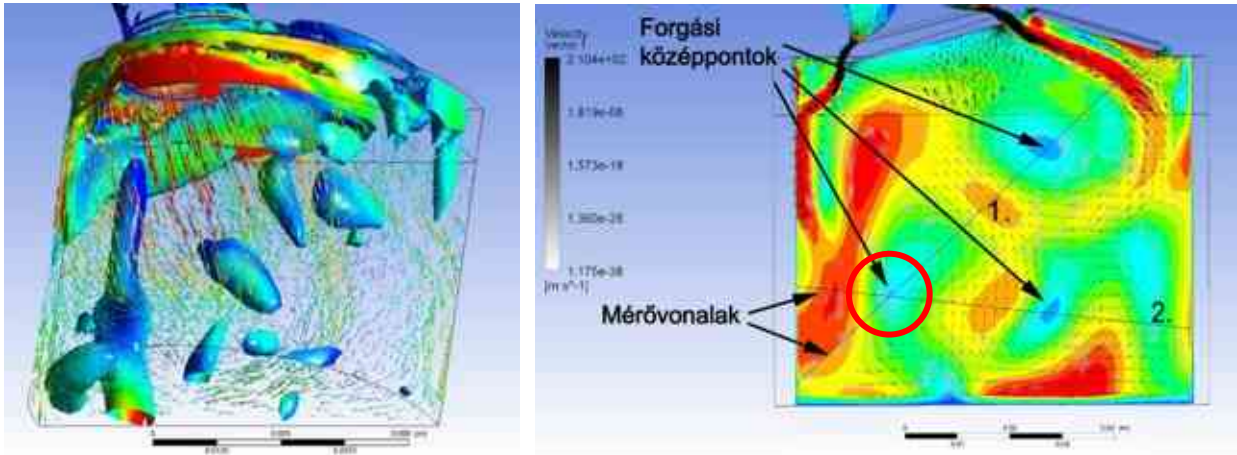
82. ábra: Áramlási sebességeloszlás a lengőszeleppel szerelt motor hengerében

Megállapítottam, hogy a cellaméretnek kisebbnek kell lennie egy kritikus értéknél, hogy elkerüljem a szelepek torzító hatását, és lehetővé tegyem a stabil szimulációt. A háló méretének a szükséges minimális méret alá való további csökkentése változatlan áramlási értékeket eredményezett (82. ábra). Ezen megfigyelés alapján biztonsági okokból 0,5 mm-es cellaméret felhasználása mellett döntöttem és ezzel hoztam létre az ülékes- és a lengőszelepes hengerfej modellt.

## 7.5 Áramlástan vizsgálat eredménye

### 7.5.1 Ülées szeleppel szerelt hengerfej [S10]

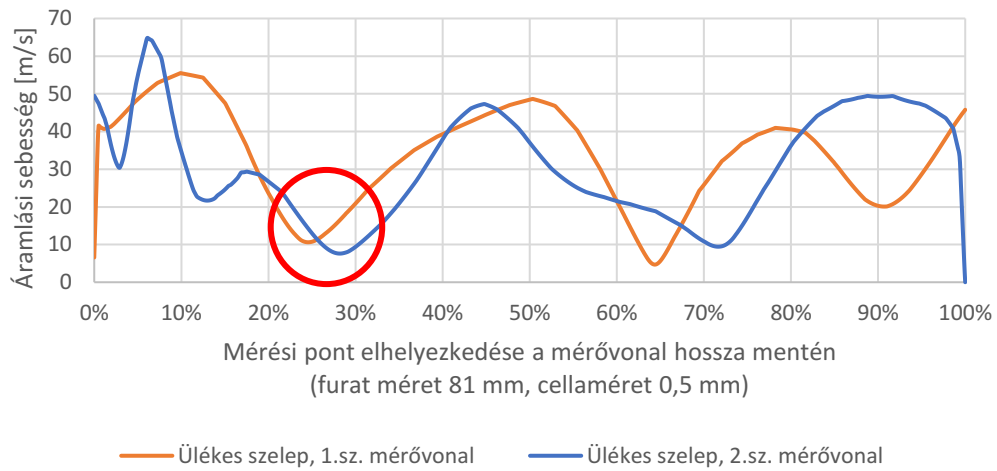
A számítás eredményeinek elemzéséhez a forgó gáztömegek megjelenítése szükséges. Ezt az áramlási vektorok, valamint az egyirányú mozgást végző felületek együttes ábrázolásával lehetett a legkönnyebben elvégezni. A szívóütem végéhez tartozó, 83. ábrából egyértelműen látszik, hogy a szívóütem végére az áramlási térben több forgási központ alakult ki. Nem fedezhető fel rendezett áramlás, a kisebb-nagyobb sebességű helyek rendezetlen elhelyezkedéssel fordulnak elő és számos központ körül zajlik a töltet örvénylése. A kaotikus struktúra a legkevésbé sem kedvez a tüzelőanyag olyan módon történő irányításának, hogy az a sűrítési ütem végére célzottan a gyújtógyertya környezetébe összpontosuljon.



83. ábra: Több örvénylési középpontot tartalmazó, kaotikus áramlási struktúra az ülékes szeleppel szerelt motor hengerében, a szívóütem végén, a dugattyú alsó holtponthelyzetében (bal), valamint vektoros és kontúros ábrázolás együttes alkalmazásával kirajzolódó áramlási struktúrák (jobb). A piros kör a két mérővonal metszési pontját jelöl

Az örvényesség mértékének numerikus analizéséhez a szelep tengelyén átmenő ábrázolási síkot hoztam létre. Ezen a felületen a közeg áramlási sebességének vektoros és kontúros ábrázolásával kirajzolódtak a haladó mozgást végző, és a szinte egyhelyben álló, forgó gáztömegek. Mint az a 83. ábra jobb oldali képén jól kivehető, a záródó szelep és az alsó holtpontban megálló dugattyú ellenére is körülbelül 200 m/s sebességgel ömlik a hengerbe a közeg. A diagrammokról jól látszik az örvénylés kaotikus szerkezete. A több örvényközpont körül kialakuló forgó gáztömeg a tüzelőanyag- levegő keverék homogenizálására tökéletesen alkalmas, ám jelen esetben ez nem kívánatos. Réteges töltésű motorokban lehetővé kell tenni a keverék olyan eloszlását, amelynek hatására a gyújtás pillanatában a gyújtógyertya környezetében helyezkedik el a tüzelőanyag jelentős része. Ezzel az áramlási struktúrával ez nem biztosítható.

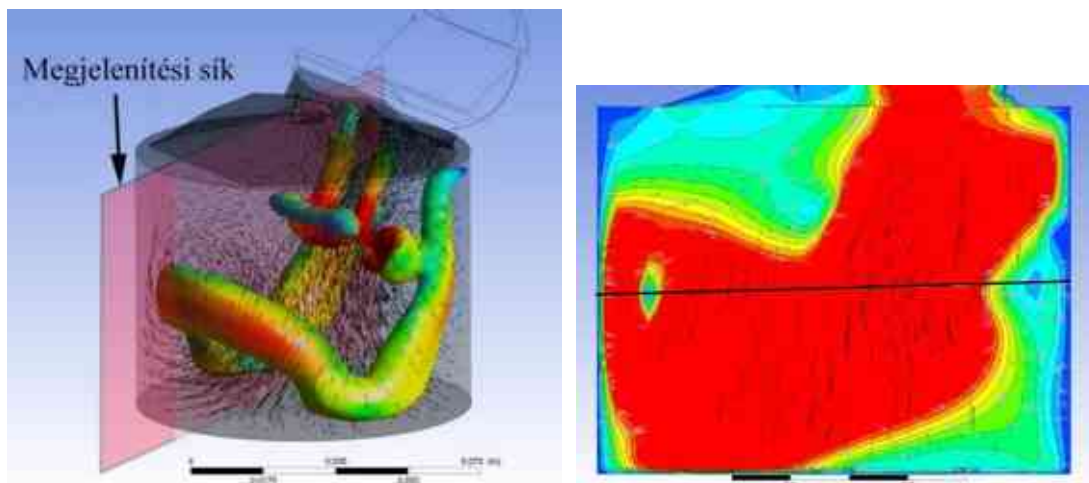
A kapott eredményeket grafikus ábrázolás segítségével elemezve megállapítottam, hogy a hagyományos ülékes szeleppel az áramlás nem irányított. Kiválasztottam a három, ebben a megjelenítési síkban legintenzívebb örvénylést produkáló forgási középpontot, amelyeken keresztül mérővonalakat fektettem. Vonalként 1000 mérési pont alkalmazásával nyertem ki az áramlási sebességre vonatkozó számszerű eredményeket, amelyeket közös diagramban ábrázoltam (84. ábra). Az örvényközpontok egymástól mért távolságát és a körülöttük kialakuló áramlás sebességének értékét, valamint az örvények sugarát a táblázatos adatokból nyertem ki. A minimum és maximum értékek elhelyezkedése teljesen eltér a két mérővonal mentén, ami érthető, hiszen különböző áramlástan szerkezetű adatokról van szó. Mivel a mérővonalak hossza eltérő, ezért a vízszintes tengelyen nem az abszolút távolságot, hanem az adott mérési pont hengerfáltól mért relatív távolságát adtam meg a mérővonal hosszának százalékában. Erre kizárólag az elemzés megkönnyítése érdekében került sor és javította a vizuális kiértékelés hatékonyságát, ám nem teljesen oldotta meg a problémát. Bár a 83. ábra jobb oldali képéből nyilvánvaló, hogy a 84. ábrán látható grafikonon a piros körrel jelölt helyen azonos sebesség értékek uralkodnak, a görbék mégis kis mértékben elcsúsznak egymáshoz képest. Ez a hiba a mérővonalak abszolút hosszának különbségéből ered. Mivel a számítások során abszolút távolságértékekkel dolgoztam, így ez a hiba nem befolyásolta az eredmények helyességét. Az így kinyert adatokkal vált lehetővé a 7.5.3 fejezetben részletezett bukóörvénylési arány számszerű meghatározása.



84. ábra: Áramlási sebességeloszlás az üléses szeleppel szerelt motor hengerében a két mérővonal mentén. A piros kör a két mérővonal metszési pontját jelöli. A nem pontos illeszkedés a mérővonalak abszolút hosszának különbségéből ered

### 7.5.2 Lengőszelepes hengerfej [S10]

A lengőszelepes hengerfej CFD vizsgálatához ugyanazokat a paramétereket alkalmaztam, amiket az üléses szelep esetén. A számítások elkészülte után az áramlási térben megjelenítettem a kialakuló örvénymintát. Ebből tökéletesen kivehető, hogy az üléses szelep kaotikus örvénylésével ellentétben a lengőszelep alkalmazásával egy nagyon rendezett áramlás keletkezik, amely leginkább egy meggörbített tóruszra hasonlít (85.ábra).

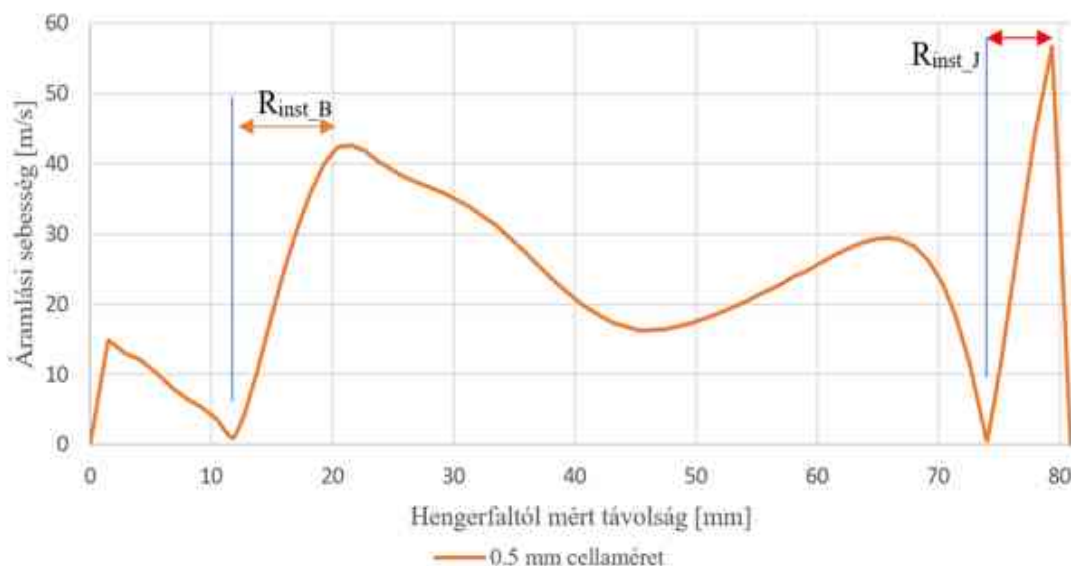


85. ábra: Lengőszeleppel kialakuló rendezett áramlási struktúra, a szívóütem végén, a dugattyú alsó holtponthelyzetében (bal), valamint hengerében kialakuló áramlási struktúra és a mérővonal elhelyezkedése (jobb)

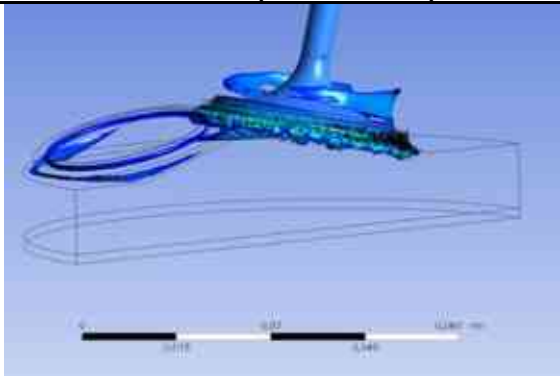
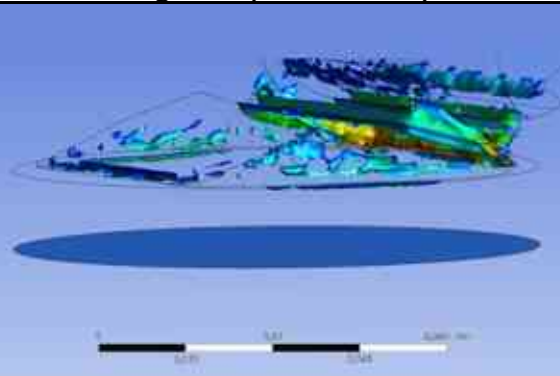
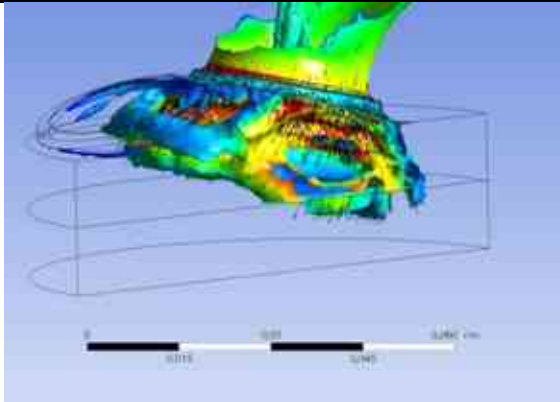
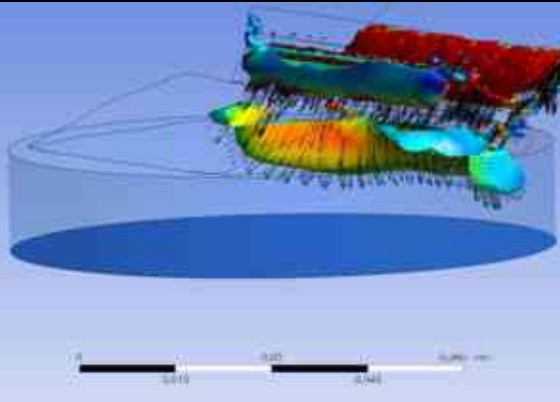
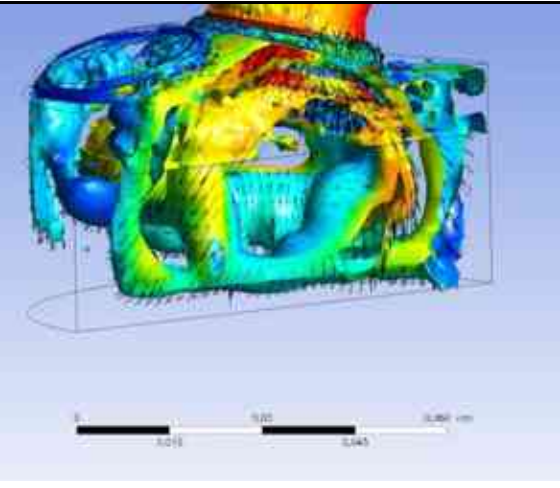
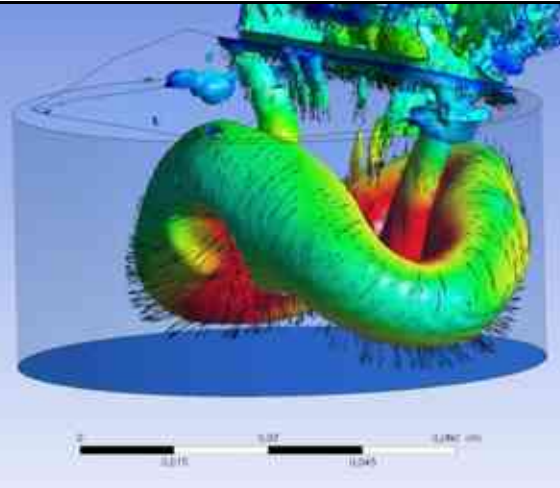


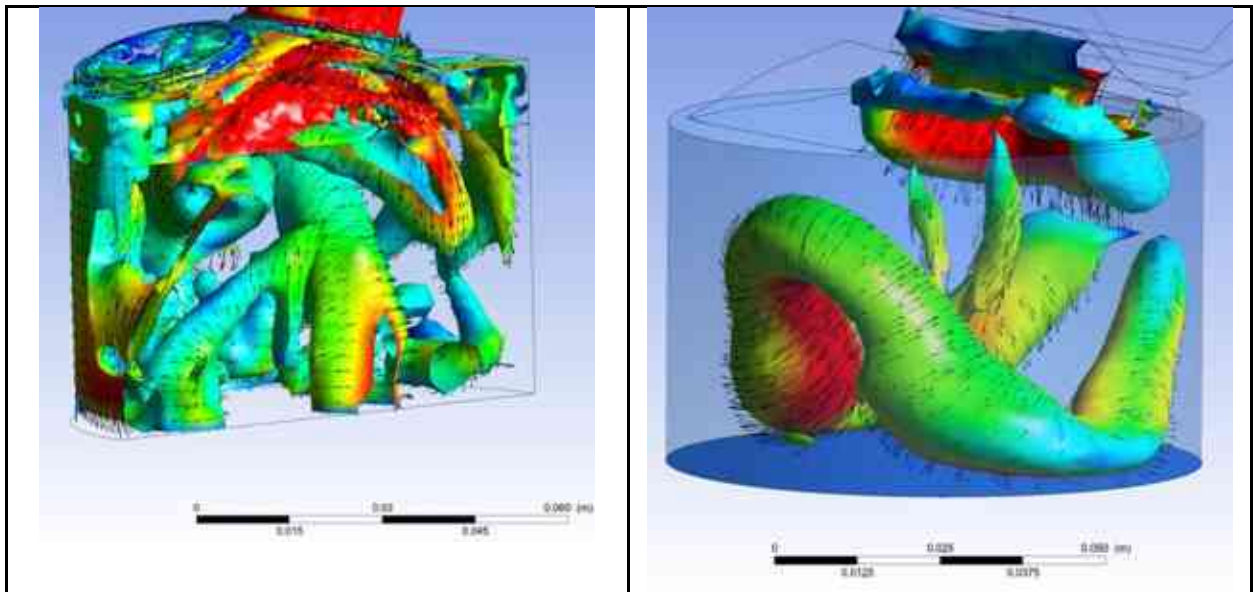
Az örvénylés iránya a henger közepe felé mutat, amely éppen ideális egy jövőben kialakítandó réteges töltésű motor szempontjából. A vizuális értékelés után a számszerű eredmények kinyeréséhez a lengőszeleppel szerelt hengerfej esetében is először egy megjelenítési síkot hoztam létre, amely egybeesik a henger szimmetriasíkjával és a legnagyobb sebességű áramlás pozíciójával is (85. ábra bal oldala). Ezután – az ülékes szelepnél bemutatott módon - 1000 mérőpontból álló vonalat fektettem az ebben az esetben teljesen egyértelműen meghatározható örvénycentrumok középpontjain keresztül. (85. ábra jobb oldala). Mint az a 85. ábra jobb oldali részletén jól kivehető, a beömlés során rendezett áramlás alakul ki, az örvénylés szerkezete strukturált, nem kaotikus. Két nagyobb örvényközepont alakul ki, amelyek körül a töltet forgási sebessége kisebb, mint amit az ülékes szeleppel szerelt hengerfejben tapasztaltam. A viszonylag lassan forgó gáztömeg a tüzelőanyag- levegő keverék homogenizálására nem alkalmas, ám ebben az esetben éppen ez a kívánatos. Így biztosítható, hogy a gyújtás pillanatában a gyújtógyertya környezetében helyezkedjen el a tüzelőanyag jelentős része.

Az eredményeket grafikus formában ábrázoltam (86. ábra), amely az ülékes szelepnél láthatótól teljesen eltérő áramlási struktúrát mutat. Ebben az esetben elegendő volt egyetlen mérővonal alkalmazása, amellyel az áramlási rendszer bukóörvénylésben résztvevő részéről teljes képet kaptam. Ennek köszönhetően a vízszintes tengelyen meghatarthattam az abszolút távolság értékeket, hiszen ebben az esetben ez a módszer segítette jobban a diagramm kiértékelését. A két forgási középpont között rendezett, örvénymentes beömlést figyelhető meg, a hengerben egyetlen, görbített tóruszhoz hasonló áramlási struktúra alakul ki. A lengőszelep geometriájának áramlásterelő hatásának köszönhetően a hengerfalak előtt található két örvényrendszer fogaskerékszerűen kapcsolódik egymásba. A 86. ábrából jól felismerhető a henger közepén többé-kevésbé egyenletes sebességgel zajló beáramlás, valamint a hengerfalak előtt kialakuló örvényközepontok. A grafikus ábrázoláshoz használt numerikus adatokat, az ülékes szelepnél fentebb említett módon, a 7.5.3 fejezetben részletezett bukóörvénylési arány számszerű meghatározása során használtam fel. Az áramlás finomszerkezetének kialakulása, illetve a két szeleprendszer közötti eltérések a 87. ábra képein követhetők végig, miközben a dugattyú lefelé mozog és a szelepek – ezzel összhangban – nyitnak, majd részben zárnak.

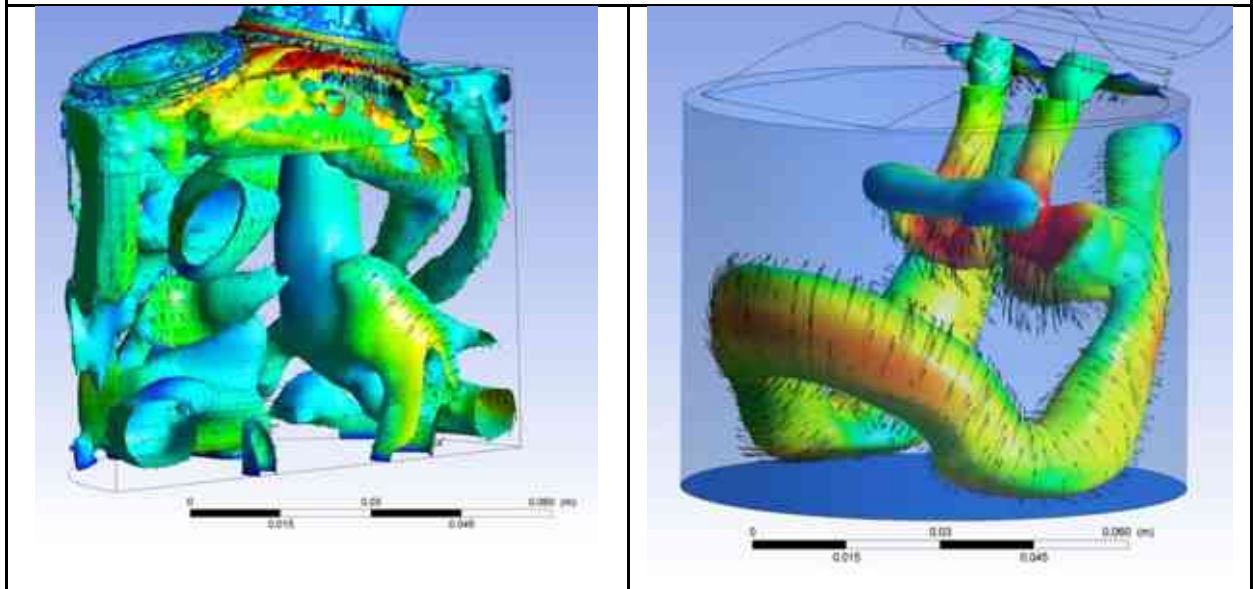


86. ábra: Áramlási sebességeloszlás az lengőszeleppel szerelt motor hengerében a mérővonal mentén és a pillanatnyi bukóörvénylési sugár értelmezése. ( $R_{inst\_B}$ : Balra forgó örvény pillanatnyi sugara,  $R_{inst\_J}$ : Jobbra forgó örvény pillanatnyi sugara)

Ülékes szelep áramlási képei	Lengőszelep áramlási képei
	
<p>Dugattyú pozíciója felső holtpont után 5 fok forgattyústengely elfordulással, szelepnnyitás 4%</p>	
	
<p>Dugattyú pozíciója felső holtpont után 45 fok forgattyústengely elfordulással, szelepnnyitás 50%</p>	
	
<p>Dugattyú pozíciója felső holtpont után 90 fok forgattyústengely elfordulással, szelepnnyitás 100%</p>	



Dugattyú pozíciója felső holtpont után 135 fok forgattyústengely elfordulással, szelepnitás 50%



Dugattyú pozíciója alsó holtpontban, 180 fok forgattyústengely elfordulással, szelepnitás 4%

87. ábra: A hengerben kialakuló áramlási tér eltérései különböző dugattyú és szelep pozícióknál üléses szelep és lengőszelep alkalmazása esetén

### 7.5.3 Ülées és lengőszelepes konstrukciók összehasonlítása

Amint azt a szerzők a [38] szakirodalomban kimutatták, a hengerben lévő áramlási mező forgó szilárd testként is vizsgálható, amelynek forgáspontja az örvény középpontjában lévő álló gáztömeg. Ennek alapján meghatároztam az örvények forgási sebességét:

$$n_{TR} = \frac{30v}{r\pi} \quad (7)$$

ahol:

$n_{TR}$ : Bukóörvénylés forgási sebessége [1/min],



---

$v$ : örvény kerületi sebessége [m/s]  
 $r$ : örvény sugara [m].

A bukóörvénylési arány (angolul Tumble Rate (TR)) az 4. egyenlet segítségével a motor fordulatszámához viszonyítva határozható meg [39][40]:

$$TR = \frac{n_{TR}}{n_{ck}} \quad (8)$$

ahol:

$TR$ : bukóörvénylési arány,  
 $n_{TR}$ : bukóörvény forgási sebessége [1/min],  
 $n_{ck}$ : motor forgattyús tengelyének fordulatszáma [1/min].

Ahogy a [40] munkában is szerepel, a bukóörvénylés mértékét a bejövő töltet érintő irányú sebességkomponense határozza meg. Mivel minden lehetséges lépést megtettem annak érdekében, hogy a lengőszelep paraméterei megegyezzenek az üléses szelep tulajdonságaival, így mindkét szeleprendszer azonos, 12 fokos dőlésszöggel rendelkezik a henger szimmetriatengelyétől mérve. Ezért a fent említett irodalomban bemutatott számítási módszerek ebben az esetben nem hoznának érdemi eredményt.

Mivel kutatásom elsődleges célja a hagyományos szeleprendszer és a lengőszelepes rendszer közötti különbségek meghatározása, ezért bevezettem a Relatív Bukóörvénylési Arányt (RTR), amellyel nem csak az örvényterek és a forgattyústengely fordulatszám arányáról kaphattam információt, hanem a mozgásban részt vevő gáztömeg nagyságáról is:

$$RTR = \frac{TR}{R_{RF}} \quad (9)$$

ahol:

$RTR$ : Relatív Bukóörvénylési Arány,  
 $R_{RF}$ : relatív áramlási sugár.

A relatív áramlási sugár kifejezhető a pillanatnyi bukóörvénylési sugár és a hengertér egy jellemző mérete közötti aránnyal, jelen esetben a henger furat sugara a legkézenfekvőbb ilyen jellemző méret. A pillanatnyi bukóörvénylési sugár a táblázatos formában ábrázolt numerikus adatok elemzéséből határozható meg, oly módon, hogy a legkisebb és legnagyobb sebességű pontok koordinátáiból a közöttük lévő abszolút távolságot kiszámítjuk. Ennek értelmezéséhez a 86. ábra szolgáltat támpontot, míg a henger sugara nyilvánvaló.

$$R_{RF} = \frac{R_{inst}}{R_H} \quad (10)$$

ahol:

$R_{inst}$ : pillanatnyi bukóörvénylési sugár [m],  
 $R_H$ : henger sugara [m].

A fenti összefüggések felhasználásával mindkét szeleprendszerre meghatároztam a Relatív Bukóörvénylési Arányt (RTR). Az üléses szeleppel szerelt hengerfejben az áramlás kaotikussága miatt a mérővonalakon 3-3 áramlási középpont található váltakozó forgásirányú áramlással. A számszerűsítés érdekében az örvények paramétereit átlagoltam és így határoztam meg mérővonalanként egy-egy átlagos RTR értékét. A két szeleprendszer összehasonlíthatósága érdekében a lengőszeleppel szerelt hengerben számított RTR értékeket is átlagoltam. A számítások azt mutatták, hogy a lengőszelepes hengerfejjel ellátott hengerben az RTR értéke 13,1-szer nagyobb, mint a hagyományos szeleppel ellátott henger

belsejében. Ez összhangban van a vizuális értékelés eredményeivel. A számítások részletes eredményeit a 12. táblázat és 13. táblázat foglalja össze.

12. táblázat: Ülékes szelepes hengerfejben kialakuló áramlási paraméterek mérővonalanként átlagolva

Paraméter	Mérővonal 1	Mérővonal 2
$R_{inst}$ [mm]	9,39	18,907
$v$ [m/s]	31,69	43,698
$n_{TR}$ [1/min]	31638	22323
$TR$ :	4,519	3,189
$R_{TR}$	<b>3,0007</b>	<b>6,938</b>
$\overline{ATLAG R_{TR}}$	<b>4,969</b>	

13. táblázat: Lengőszelepes hengerfejben kialakuló áramlási paraméterek örvényközepponként

Paraméter	Örvény irány: jobb	Örvény irány: bal
$R_{inst}$ [mm]	9,86	5,38
$v$ [m/s]	41,62	55,95
$n_{TR}$ [1/min]]	40313	99215
$TR$	5,759	14,173
$R_{TR}$	<b>23,65</b>	<b>106,58</b>
$\overline{ATLAG R_{TR}}$	<b>65,115</b>	

---

## 8 A KUTATÁSI PROGRAM EREDMÉNYEINEK ÖSSZEFOGLALÁSA

Az előzetes számítások végrehajtása után az egyedileg gyártott lengőszelepes hengerfejjel megvalósított áramlástani mérések eredményei bizonyították, hogy ez a gázcsere vezérlési mód a motorműködés szempontjából sokkal kedvezőbb áramlási képességekkel rendelkezik, mint az eredeti ülékes szeleprendszer. Ebben a kutatási fázisban eredményül kapott áramlástani adatokat a lengőszelepes motor 0D/1D motormodelljében használtam fel.

A motorszimuláció validációs lépéseit az ülékes szeleppel hajtottam végre, amelynek során kidolgozott módszer lehetővé tette, hogy nagy pontossággal reprezentáljam az eredeti motor viselkedését. Ezután a modellt a lengőszelep áramlástani viselkedésével módosítva futtattam. Ennek eredményeképpen megállapítottam, hogy egy lengőszelepes vezérlési rendszerű motor sokkal nagyobb teljesítménysűrűséget képes elérni, mint egy azonos lökettérfogatú, de ülékes szeleppel szerelt motor. Egy ilyen vezérlési rendszerrel szerelt erőforrás tökéletesen illeszkedik a motor méretcsökkentési (*engine downsizing*) törekvésekbe, mivel egy adott teljesítmény érték, vagy járműdinamikai jellemző kisebb lökettérfogatú, alacsonyabb tömegű erőforrással is elérhető. Ez egyértelmű fogyasztás és károsanyag kibocsátás csökkenést eredményez.

A motorszimulációs lépés után a hengerben kialakuló áramlási viszonyok vizsgálatát tűztem ki célul. Ebben a fázisban CFD modellt építettem az eredeti alkatrészek, illetve a lengőszelepes hengerfej 3D modelljeinek felhasználásával. A hálófüggetlenségi vizsgálat eredményeként megállapítottam, hogy a cellaméretnek kisebbnek kell lennie egy kritikus értéknél, hogy elkerüljem a szelepek torzító hatását, és lehetővé tegyem a stabil szimulációt. Megfigyeléseim alapján 0,5 mm-es cellaméretet alkalmaztam és ezzel hoztam létre az ülékes szelepes, illetve a lengőszelepes hengerfej modellt.

Az ülékes szeleppel végrehajtott áramlási szimuláció egy olyan áramlási képet jelenített meg, amely rengeteg, gyorsan forgó örvényközepptől állt. Ez a szeleptányér hátoldalának áramlásterelő hatásának köszönhető és egy homogén keverékes motor esetén megfelelő eredményt ad, bár a jelen és jövő réteges töltésű, szegénykeverékes motorjaiban ez az áramlási kép nem ad megfelelő eredményt.

A lengőszelepes hengerfej CFD szimulációja során a szívóütem végére egy jól körülhatárolt toroid áramlást figyeltem meg. Az áramlási rendszerek numerikus összehasonlításának eredményeként azt a következtetést vontam le, hogy ebben a bukóörvénylelési rendszerben jóval nagyobb tömegű friss keverék vesz részt, sokkal rendezettebb formában, alacsonyabb örvényfordulatszámmal, mint amit az ülékes szeleppel szerelt hengerfej alkalmazásával létre lehet hozni. A kutatásban alkalmazott motor konstrukciójából eredően a friss töltet örvénylésének iránya a forgattyústengely forgásirányával ellentétesre adódott. Az említett tulajdonságokból következik, hogy az általam javasolt lengőszelepes gázcserevezérlési rendszerrel a befecskendezett tüzelőanyag nem keveredik egyenletesen a levegővel, ami a réteges töltési mód lényege. Következésképpen a tüzelőanyag könnyebben irányítható gyújtógyertya környezetébe, amely hatékonyabb és kifinomultabb szegénykeverékes motorok előállítását teszi lehetővé.

Kutatásom fentebb felsorolt eredményei egy olyan motor megalkotását vetítik előre, amelynek úgy lehet nagyobb a teljesítménysűrűsége, hogy szerkezeti egyszerűsége megmarad, miközben az erőforrás tömege, szerkezeti komplexitása nem növekszik, ezáltal az előállítási és üzemeltetési költségek valószínűsíthetően csökkennek. Így a lengőszelepes megoldás előnyös tulajdonságai egy sor járműhajtási, és környezetvédelmi probléma megoldását tenné lehetővé.

---

## 9 A HASZNOSÍTÁS ÉS TOVÁBBFEJLESZTÉS LEHETŐSÉGEI

### 9.1 Hasznosítása

Kutatásom eredményei alapján lengőszelepek alkalmazásával a belsőégésű motorok hatásfoka jelentősen javítható. Mivel a szerkezet nagyon egyszerű elemekből is felépíthető, ezért elsősorban kis lökettérfogatú motorok gázcsere vezérlő elemeként alkalmazható. Egy lengőszelepes motor a kívánt teljesítményt alacsonyabb tüzelőanyag fogyasztás és nagyobb volumetrikus hatásfok mellett képes leadni. Így főleg a hibrid járművek hatótávolság növelő, kisméretű eszközeként alkalmazható, elsősorban GDI technológiát alkalmazó erőforrásokban. Ezen túlmenően természetesen nagyobb méretekben megépítve egy adott jármű menetdinamikai tulajdonságait jelentősen javíthatja, anélkül, hogy egyéb teljesítményfokozó berendezések (pl. turbó) beépítésére lenne szükség.

### 9.2 Szelep alakjának és elhelyezkedésének optimalizációja

Mivel korai szakaszában jár még a fejlesztés, ezért a szelepek alakjának optimalizálása fontos feladat. A további kutatások során vizsgálendő a szelepnnyílás oldalarányainak megváltoztatása, illetve az esetlegesen nem téglalap alakú nyílások alkalmazása, annak hatása a motor zajszintjére, működési paramétereire. Emellett a szelep élék kialakításának kérdését kell még tanulmányozni, legfőképp a kipufogószelep nyitó élének megfelelő mértékű legömbölyítése javítaná a kis nyitásoknál mérhető kiömlési hatásfokot.

Abban az esetben, ha a szívó és kipufogó csatornákat nem kell egy már meglévő szerkezethez illeszteni, a vizsgálandó terület lehet a szelepek forgattyústengelyre merőleges elhelyezése is. Ebben az esetben a hengerben kialakuló áramlások irányítását, optimalizálását kell részletekbe menően megismerni.

Ugyanígy kutatásra érdemes lehet, ha egyetlen szeleptesten kettő vagy akár több kisebb nyílás kerülne kialakításra. Minden nyílás saját csatornával rendelkezhet, amelyet külön fojtószeleppel ellátva az adott üzemállapot szükségleteihez igazítható a gázcsereben résztvevő közeg sebessége. Ez főleg a 7.3 fejezetben említett 5000-6000 1/min fordulatszám tartományban javíthatná a motorikus jellemzőket.

### 9.3 Alternatív vezérlési rendszerek alkalmazása

A lengőszelepek vezérlésére desmodromikus, vezérlőtárcsás megoldások éppúgy alkalmazhatók, mint a 3.1 és 3.2 ismertetett elektromos vagy hidraulikus berendezések. Ezek adaptációjával olyan nyitási-zárási karakterisztikák válnak megvalósíthatóvá, amelyek nemcsak a fojtószelep elhagyását teszik lehetővé, hanem lehetőséget biztosítanak a szelepek adott gázcserefázis során történő teljesen nyitott állapotban tartására is. Így a gázcsere nagyobb része a szelepek esetleges korlátozó hatásától mentesen valósulhat meg. A szelepeket gyorsan nyitva, a lehetőségeknek vagy szükségleteknek megfelelően bizonyos ideig teljesen nyitott állapotban tartva, majd ismét gyorsan zárva az adott gázcsere folyamat az ideális viszonyokhoz közelíthető, nagyobb hatékonysággal valósítható meg. Ennek eredményeként az erőforrás teljesítménysűrűsége tovább növelhető, vagy adott teljesítmény mellett a motor mérete, fogyasztása tovább csökkenthető.

## 9.4 Mechanikai vizsgálatok

A fejlesztés további lépései között a tömítések kialakításának kérdését kell megvizsgálni, illetve a szelep csapágyainak méretezése is kutatandó részterület. Lényeges a szelep anyagának, felületi minőségének, illetve a hengerfejben elhelyezkedő tömítőelemek anyagminőségének közös tribológiai vizsgálata, mivel a szelepek élettartamát ezek a részletek nagyban befolyásolják.

Szakaszos működése miatt a szeleptestben lezajló fáradási folyamatok sem hagyhatók figyelmen kívül. Az esetleges rezonancia jelenségek és ezek hatása a szelep anyagára, valamint a hőterhelés hatásai, mind további részletes vizsgálandókat igényelnek.

## 9.5 Összefoglalás

A lengőszelepes megoldás alkalmazásával olyan erőforrás szerkeszthető, amely több területen is felülmúlja az ülékes szeleppel szerelt konstrukciókat. Kutatási tevékenységem során bizonyítottam, hogy egy ilyen szeleppel szerelt motorban kisebb áramlási veszteségek lépnek fel, ami jobb hengertöltési fokot eredményez. Igazoltam, hogy lengőszeleppel a bukóörvénylelés mértéke és sebessége ideális feltételeket teremt a réteges töltésű működéshez. A szerkezet felépítéséből adódóan a motorban kialakuló égés feltételei javulnak, így az adott erőforrás teljesítmény-sűrűsége fokozható, amely az általános méretcsökkentési törekvések (engine downsizing) alapvető célja. Megbizonyosodtam, hogy kiváltható vele a költségesebb és bonyolultabb teljesítményfokozó megoldás (pl. turbótöltés).

Mint minden esetben, a lengőszelepes rendszerrel is várhatóak gyenge pontok, hiányosságok, amelyek további fejlesztést igényelnek. Ezek közül a tömítési feladatot ellátó deformálódó égéstérbetét kialakítása, valamint ennek szeleppel történő együttműködése kiemelt szerepet fog játszani. Szintén fontos részterület a mechanikai tartósság kérdésének tisztázása, valamint a szelepek összeszerelését lehetővé tevő rögzítési alternatívák vizsgálata. Mindezen jellemzőket a 14. táblázatban foglaltam össze:

14. táblázat: A lengőszelepes rendszer előnyei és várható nehézségek a fejlesztési folyamatban

<b>Előnyök</b>	<b>Valószínű nehézségek</b>
Szelephajtás többféleképpen megvalósítható: elektronikus szelepvezérléssel Miller és Atkinson működési folyamatok is megvalósíthatók a különböző üzemállapotokban	Szeleptest anyagának megválasztása kritikus fontosságú a megfelelő élettartam és üzembiztonság elérése érdekében
Belső hűtése könnyen megoldható	Tömítések megfelelő deformációs képességének kialakítása
Magas kompresszióviszony alkalmazható detonációs égés veszélye nélkül	A szeleptest kenését az alternáló mozgás és a radiális hézag figyelembevételével kell megvalósítani
Kis helyigényű megoldás, amellyel kedvezőbb teljesítmény-motortömeg arány érhető el	A kipufogó szelep hűtésére kiemelt figyelmet kell fordítani
A szeleprendszer tömegerei a motor által elérhető fordulatszámot nem korlátozzák	A szeleptest és tömítő alkatrészek gyors kopása
A kipufogó és szívó gázcsere külön alkatrészek vezérlik, ezért a kipufogószelep	

hőmérséklete nem befolyásolja a hengertöltés hatékonyságát.	
Többhengeres rendszerekbe is könnyen integrálható	
A forró kipufogószelep-tányér hiánya miatt magasabb kompresszió viszony alkalmazható	
Az égéstérben nagyobb felületarányú préstér alakítható ki, így az égési folyamat hatásfoka javul	
Detonációs égésre való hajlama csekély	
A dugattyútetőn nem kell szelepszebeket kialakítani, így az égési folyamatot hatékonyabbá tevő égéstér kialakítása lehetséges	
A hatékonyabb égés miatt a káros emissziók aránya csökkenhet	
Azonos hengerméret mellett nagyobb csatorna keresztmetszetek alkalmazhatók	
Kisebb áramlási veszteségek a szívó és kipufogószelep környezetében, ezért jobb hengertöltési fok érhető el	
Lengőszeleppel a friss töltet örvénylése (tumble) hatékonyabban kontrollálható, amely elősegíti a réteges töltést	

---

## 10 ÚJ TUDOMÁNYOS EREDMÉNYEK-TÉZISEK

**Tézis I.** A hagyományos ülékes szelepek elemzése és szakirodalmi adatok alapján kifejlesztettem egy újdonság jelleggel bíró lengőszelepes hengerfejet. Mérésekkel és szimulációval bizonyítottam, hogy az ülékes és egyéb forgószelepes megoldásokkal elérhető gázcsere jellemzőket az új konstrukció jelentősen javítja azáltal, hogy a szeleptest a szelep teljes nyitásának állapotában a lehető legkisebb mértékben kényszeríti irányváltoztatásra a hengerbe beömlő, illetve onnan kilépő gázáramot.

Tézishez kapcsolódó publikációk: [S1], [S2], [S5]

**Tézis II.** Kidolgoztam egy komplex mérési és modellezési eljárást, amelynek segítségével nagy pontosságú számítógépes motormodellek hozhatók létre. A mérés és modellezés figyelembe veszi a belsőégésű motor áramlási viszonyait, a szeleprendszer kinematikáját és dinamikáját, ezáltal az erőforrás motorikus paramétereinek a szakirodalomban közölt adatoknak megfelelő vagy azoknál nagyobb pontosságú reprezentációját valósítja meg.

Tézishez kapcsolódó publikációk: [S3], [S4], [S5], [S6], [S7]

**Tézis III.** A kidolgozott komplex vizsgálati eljárás alkalmazásával lefolytatott összehasonlító elemzés eredményeképpen bizonyítottam, hogy egy olyan elrendezés, amelyben a szívó- és kipufogónyílásokat lengőszelep vezérli, a szívórendszer tekintetében 34,07%-kal a kipufogószelepeknél pedig 21,5%-kal kedvezőbb áramlástanai feltételeket teremt a motor gázcserefolyamatai szempontjából. További vizsgálataim során alkalmazott validált 0D/1D motormodell segítségével megállapítottam, hogy egy olyan erőforrás, amely lengőszelepeket használ 59%-kal kedvezőbb hengertöltöttséget érhet el, miközben a forgatónyomaték 15%-kal, a teljesítmény pedig 32%-kal növekszik, az összehasonlítás alapját képező azonos lökettérfogatú ülékes szeleppel szerelt motorhoz viszonyítva. A bemutatott eredmények alapján kijelenthető, hogy egy lengőszelepes rendszerű motor sokkal nagyobb teljesítménysűrűséget képes elérni, mint egy azonos lökettérfogatú, de ülékes szeleppel szerelt motor.

Tézishez kapcsolódó publikációk: [S2], [S3], [S4], [S6]

**Tézis IV.** A CFD modellezés eredményeképpen igazoltam, hogy az áramlási struktúrák a két vizsgált szelepnél teljesen eltérőek. Az áramlási vektorok, valamint az egyirányú mozgást végző töltet részek együttes ábrázolásával a hengertérben megjelenített forgó gáztömegek világosan reprezentálják, hogy a szívóütem végére a lengőszelepes rendszerrel kevésbé turbulens, rendezett örvényrendszer alakul ki. Bizonyítottam, hogy a beömlés során a réteges töltésű működéshez kedvezőbb örvénystruktúrák jönnek létre örvénykeltő segédberendezések alkalmazása nélkül.

Tézishez kapcsolódó publikációk: [S8], [S10]

**Tézis V.** Az áramlástanai értékek elemzése alapján megállapítottam, hogy az örvényekben résztvevő közeg mozgását jellemző Relatív Bukóörvénylési Arány a lengőszelepes rendszer tekintetében 13,1-szeres mértékben kedvezőbbnek mutatkozott, amely egy réteges töltési folyamatot megvalósító, Otto-rendszerű motor szempontjából rendkívül előnyös működési körülményeket teremt.

Tézishez kapcsolódó publikációk: [S9], [S10]



---

## 11 ÖSSZEFOGLALÁS

Kutatásom során áttekintettük a belsőégésű motorok fejlesztése során kidolgozott olyan szeleprendszereket, amelyek valamilyen módon eltérnek a hagyományos kialakítástól. Ebbe beletartoznak az olyan megoldások, amelyek az általánosan elterjedt ülékes szelepet alkalmazzák, valamint a különböző kialakítású forgószelepek, amelyek időről időre megjelennek a négyütemű motorok fejlődéstörténetében. A technikai és ezzel együtt történeti áttekintés után a kísérleti motor elemzésének eredményeként feltérképeztem a hagyományos ülékes szeleprendszer korlátait, valamint az erőforrás áramlástan és motorikus paramétereit. Az elemzés után létrehoztam egy virtuális négyütemű motort, amelyet az előző vizsgálatok eredményeivel validáltam. A számítógépes modell és a valóságos motor teljesítmény és nyomaték eltérések közötti eltérést a szakirodalomban elfogadott értékek alá tudtam csökkenteni, így a motormodell hűen tükrözte a valóságos motor tulajdonságait. Ezt követően, a már megvalósított szerkezetek előnyös tulajdonságait alapul véve kialakítottam egy kritérium rendszert, amelynek alapján megterveztem egy lengőszelepes hengerfejet, amelyet forgácsolással elkészítettem. Ezzel a rendszerrel folytatott áramlástan teszt során bizonyítottam, hogy az újonnan megalkotott szerkezet lényegesen kedvezőbb gázcsere folyamatot tesz lehetővé, mint az ülékes szelep. A mérési eredményeinket a hagyományos szeleppel szerelt erőforrás modelljébe emeltem. Eredményül egy olyan motor megalkotásának lehetőségét mutattam meg, amely azonos méret és egyéb motorikus paraméterek esetén kb. 32%-os többleteljesítményt nyújthatna. A gondolatmenetet megfordítva ugyanezt a teljesítményt egy lényegesen kisebb méretű, tömegű erőforrás alkalmazásával lehetne megvalósítani. Így az általam javasolt és vizsgált lengőszelepes koncepciót alkalmazó motorok tökéletesen illeszkedhetnek a motor méretcsökkentési tendenciákba, úgy, hogy előállításuk kedvezőbb költségekkel valósítható meg. A vizsgálatokat a hengertérben végbemenő áramlási folyamatok elemzésével egészítettem ki. Ennek során bizonyítottam, hogy a lengőszelepes rendszer alkalmazásával a réteges töltésű, szegénykeverékes motorműködés is könnyebben és hatékonyabban kialakítható, kontrollálható. Összességében az új szelepmegoldás a motorműködés több területét érintő szinergikus javulást tesz lehetővé.

---

## 12 SUMMARY

During our research the unconventional valve systems developed for internal combustion engines have been examined. It included systems using the conventional poppet valves and different rotary valve systems as well. These emerged time to time in different forms in the history of four stroke engines. After the technical and historical review our poppet valved test engine had been analysed in which its performance and gas exchange process parameters were recorded. Using data from this part of our research we devised a virtual engine model that had been validated against measured values obtained from our previous tests. The computer model's accuracy was higher than mentioned in the relevant literature therefore it accurately mirrored the characteristics of the real test engine. As a next step, all beneficial qualities of previous unconventional designs were collected to establish benchmarks that our newly developed swinging valve system needed to satisfy. Using these criteria, a swinging valve cylinder head had been designed and manufactured from billet. Flow tests had been performed with the manufactured cylinder head and it was proved that its flow parameters exceeded the flow values measured with the poppet valve cylinder head of the same engine. The results of the flow tests were transferred to the virtual engine model. The outcome of the 0D/1D experiment showed the possibility to realize an engine that could provide appr. 32% higher power output exploiting an otherwise identical engine. Turning around the concept it was presented that an identical power output could be achieved by a significantly smaller, lighter, more compact engine. Thus, the proposed swinging valve engines could perfectly fit into the engine downsizing concept with lower production and running costs. The research program was extended to employ CFD tests of the in-cylinder flow patterns as well. During this stage, it was demonstrated that the swinging valve concept could be beneficially used in lean burn engines to obtain and control stratified charging of the combustion chamber. As a final conclusion of our research work, the swinging valve concept provides the possibility of synergic improvements in numerous, interconnected systems of internal combustion engines.

---

## 13 KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

Mindenekelőtt szeretném megköszönni doktori témavezetőimnek, Prof. Dr. Szabó Szilárdnak és Dr. Bolló Bettinek a kutatómunkám során nyújtott szakmai segítségüket értekezésem minél színvonalasabb munkává válásának támogatásában. Iránymutatásuk és a kutatási eredmények alapos és következetes kritikája jelentős segítséget és motivációt jelentett.

Külön köszönettel tartozom Dr. Bencs Péternek, aki tanszékvezetőként támogatta a disszertáció megírását, valamint lehetőséget teremtett, hogy a földrajzi távolságok ellenére is hatékonyan tudjam teljesíteni tanulmányi követelményeimet.

Köszönettel tartozom a Miskolci Egyetem Szerszámgépek Intézeti Tanszékének laboratóriumában dolgozó kollégáknak, akik megvalósították a kutató munka alapját képező szerelhető hengerfejet, amely kutatásom tárgyát képező lengőszelepek befogadására alkalmassá vált.

Végül szeretném megköszönni páromnak, hogy ösztönözte PhD tanulmányaim megkezdését és kritikáival serkentőleg hatott a képzési folyamat során, valamint egész családomnak, hogy türelemmel kezelték az általában éjszakába nyúló kutatómunkát.

---

## KUTATÁSI TERÜLETHEZ KAPCSOLÓDÓ PUBLIKÁCIÓK LISTÁJA

- [S1] Kovács, L., Szabó, Sz.: „*Challenges of Engine Downsizing*” microCAD 2013 : XXVII. International Scientific Conference, Miskolc, Magyarország, Miskolci Egyetem, Paper: N-2 , 6 p., 2013
- [S2] Kovács, L. „*Steady State Airflow Characteristics of a Dual Port Cylinder Head of a High Speed IC Engine*”, 28th microCAD International Multidisciplinary Scientific Conference 2014.04.10. - 2014.04.11. Miskolci Egyetem, Paper D2-18., pp. 12, 2014a
- [S3] Kovács, L., Szabó, Sz.: „*Test validated 0D/1D engine model of a swinging valve internal combustion engine*”, Multidiszciplináris Tudományok: A Miskolci Egyetem Közleménye 11 : 4 pp. 266-277., 12 p, 2021
- [S4] Kovács, L., Szabó, Sz., „*Comparative study on the improvement of the gas exchange process of a high speed IC engine using swinging valve*”, Analecta Technica Szegedinensia, Vol. 13, No. 2, ISSN: 2064-7964, DOI: 10.14232/analecta.2019.2.28-37, pp. 28-37, 2019
- [S5] Kovács, L.: „*Magas fordulátú belsőégésű motor szelepvezérlési rendszerének elemző vizsgálata*”, GÉP (0016-8572): 2014/1, pp. 28-33, 2014b
- [S6] Kovács, L., Szabó, Sz.: „*Belsőégésű motor töltéscsere vizsgálata 0D/1D motormodell segítségével*”, GÉP (0016-8572): 2014/8., pp. 25-30, 2014c
- [S7] Kovács, L., Szabó, Sz.: „*Improving the power characteristics of an Internal Combustion Engine with the help of a 0D/1D engine model*”, ANNALS of Faculty Engineering Hunedoara – International Journal of Engineering, ISSN:1584-2665 e-ISSN: 1584-2673, Fascicule 2, pp. 83-88, 2015
- [S8] Kovacs, L., Szabo, Sz., Bolló B. „*Bukóörvénylelési-arány vizsgálata két eltérő motor szelepvezérlés esetén*”, GÉP (0016-8572): LXXIII 2, pp. 5-10, 2022a
- [S9] Kovacs, L., Szabo, Sz., Bolló B. „*Numerical simulation of different engine valve constructions on in-cylinder flow behaviour*”, Vadászné Bognár Gabriella (Szerkesztő), Piller Imre (Szerkesztő), Doktoranduszok fóruma 2021 - Gépészmérnöki és Informatikai Kar szekciókiadványa, Miskolc-Egyetemváros, Magyarország: Miskolci Egyetem, Gépészmérnöki és Informatikai Kar, ISBN: 9789633582602, pp. 62-67, 2022b
- [S10] Kovacs, L., Szabo, Sz., Bolló B. „*A complex comparative study of two dissimilar engine valve constructions on in-cylinder flow behaviour of a high speed, IC engine*”, Acta Polytechnica Hungarica, ISSN 1785-8860, Közlésre elfogadva, megjelenés előtt.

## IRODALOM

- [1] Wang, Y. „*Introduction to Engine Valve Trains*”, SAE International, Warrendale (PA), USA, 2007
- [2] Stephenson, M. „*Engine Downsizing - An Analysis Perspective*”, SIMULIA Customer Conference, London, England, May 2009, pp. 321 – 338, 2009
- [3] Blair, G.P. „*Design and Simulation of Four Stroke Engines*”, SAE international, ISBN-10: 0768004403, 1999
- [4] Yagi, S., Ishibasi, Y., and Sono, H. „*Experimental Analysis of Total Engine Friction in Four Stroke S. I. Engines*”, SAE Technical Paper 900223, SAE International, USA, 1990

- 
- [5] Basshuysen, R. V., Schaefer F. „*Internal Combustion Engine Handbook; Basics, Components, Systems, and Perspectives*”, SAE International, Warrendale (PA), USA, 2004
- [6] Schechter, M. and Levin, M. „*Camless Engine*”, International Congress & Exposition, SAE Technical Paper 960581, <https://doi.org/10.4271/960581>, ISSN: 0148-7191 e-ISSN: 2688-3627, 1996
- [7] Turner, J., Bassett, M., Pearson, R., Pitcher, G. „*New Operating Strategies Afforded by Fully Variable Valve Trains*”, SAE 2004 World Congress & Exhibition, SAE Technical Paper 2004-01-1386, 2004, <https://doi.org/10.4271/2004-01-1386>. ISSN: 0148-7191 e-ISSN: 2688-3627, 2004
- [8] Luttermann, C., Schünemann, E., and Klauer, N. „*Enhanced VALVETRONIC Technology for Meeting SULEV Emission Requirements*”, SAE Technical Paper 2006-01-0849, 2006
- [9] Gottschalk, W., Lezius, U., and Mathusall, L., „*Investigations on the Potential of a Variable Miller Cycle for SI Knock Control*”, SAE Technical Paper 2013-01-1122, <https://doi.org/10.4271/2013-01-1122>, 2013
- [10] Stone, R., Douglas, C. „*iVT, Intelligent Valve Technology: Development of a 16 Valve Cylinder Head*”, Camcon Auto Ltd, Cambridge, UK SCC, Symposium for Combustion Control : June 5th and 6th, 2019, Novotel in Aachen, Germany, Interne Identnummern: RWTH-2019-06444, Datensatz-ID: 763752, elérhető: [https://camcon-automotive.com/wp-content/themes/camcon-auto/documents/SCC\\_Paper-June-2019.pdf](https://camcon-automotive.com/wp-content/themes/camcon-auto/documents/SCC_Paper-June-2019.pdf), (utolsó letöltés: 2023. 03. 13.)
- [11] Elmagdoub, A. W. M., Möller, A., Carlson, U., Brace, C., Akehurst, S., Turner, J., Zhang, N.: „*Freevalve: Control and Optimization of Fully Variable Valvetrain-Enabled Combustion Strategies for High Performance Engines*”, SAE Technical Paper, 2022-01-1066, ISSN: 0148-7191, e-ISSN: 2688-3627, DOI: <https://doi.org/10.4271/2022-01-1066>, 2022
- [12] Tóth-Nagy Cs., László G., Dreyer M. "Szelepben szelep elrendezés", OGÉT 2009 - XVII. Nemzetközi Gépészeti Találkozó, Cluj-Napoca, Románia: Erdélyi Magyar Műszaki Tudományos Társaság (EMT) (2009) pp. 229-233., 5 p.
- [13] Tóth-Nagy, Cs; Farmouri, P.; Clark, N. „*Compression ignition linear engine design variable effects*. In: Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference. 2011. p. 1029-1036.
- [14] Charlton, S. J., Price, C. E., Rogers, J., Turner, J. W., Wijetunge, R. S., & Anderson, W. „*DigitalAir™ Camless FVVA System - Part 2, Gasoline Engine Performance Opportunities*” SAE International Journal of Engines, 10(3), pp. 111-124, 2017
- [15] Babbitt, G., Rogers, J., Weyer, K., Cohen, D. et al. „*DigitalAir™ Camless FVVA System – Part 1, Valve Train Design, Capability and Performance*”, SAE Int. J. Engines 10(3), <https://doi.org/10.4271/2017-01-0635>, pp. 802-816, 2017
- [16] Cotton, G. W. „*Sliding valve aspiration system*”, United States Patent Application Publication, US 20100012071 A1, 2010
- [17] Hunter, M.C.I. „*Rotary Valve Engines*”, London, UK, Hutchinson’s Scientific and Technical Publications, 1946
- [18] Douglas, S. „*Museum of Retro Technology: Power Generation, Unusual Internal Combustion Engines: Rotary Valve IC Engines*”, elérhető: <http://www.douglas->

- 
- self.com/MUSEUM/POWER/unusuallICeng/RotaryValveIC/ Rotary Valve IC.htm, (utolsó letöltés: 2023.01. 24.)
- [19] Wood, J. „*Aspin Rotary Valve Engines*”, elérhető: <http://www.aspin.info>, (utolsó letöltés: 2023. 01.09.)
- [20] Peliks, B., Suh N. P. „*Rotary Valve Revolution*”, 2005 SAE World Congress, Detroit, Michigan, April 11-14, 2005, SAE International, ISSN 0148-7191, 2005
- [21] Wallis, T. „*The Bishop Rotary Valve*”, AutoTechnology, Special 2007, FISITA, 2007
- [22] Horrocks, G. „*A Numerical Study of Rotary Valve Internal Combustion Engine*”, Unpublished PhD Dissertation, The University of Technology, Sydney, 2001
- [23] Grimonprez, D. „*The story of Guy Nègre and MDI*”, Available at: <http://users.telenet.be/sarahgrimonprez/didier/aircars/html/Guy%20NegreENG.html> (utolsó letöltés: 2019. 01.09.)
- [24] Garrett, N., Uddin, M., Bergman, M., Purvis, G., Vaseleniuck, D., Cordier, D., „*Development of a Rotary Valve Engine for Handheld Equipment*,” SAE Technical Paper 2022-32-0028, 2022, <https://doi.org/10.4271/2022-32-0028>, 2022
- [25] Coates International, Ltd. *The Coates Spherical Rotary Valve (CSRV) System*, elérhető: <http://www.coatesengine.com>, (utolsó letöltés: 2023. 03. 29.)
- [26] Fitsos, P., Harralson, J. „*Valve Timing by Means of a Rotary Actuator*”, 1999-01- 0330 SAE International, ISSN 0148-7191, 1999
- [27] Suzuki „*SV650/S Service Manual*”, Suzuki Motor Co. 99500-36120-03E, 2003
- [28] SuperFlow Technologies Group, „*Superflow SF600 Flowbench Operators Manual*”, 2010
- [29] Lopez, E. J. and Nigro, N. M. „*Validation of a 0D/1D Computational Code for the Design of Several Kind of Internal Combustion Engines*”, Universidad Nacional del Litoral – CONICET, Guemes 3450, 3000-Santa Fe, Argentina, 2009
- [30] Maynes, B. D. J., Kee, R. J., Kenny R. G., Mackey, D. O., Foley, L. and Fleck, R. „*Prediction of Formula 1 Engine and Airbox Performance using Coupled Virtual 4-Stroke and CFD Simulations*”, SAE Technical Paper 2002-01-3318, Motorsports Engineering Conference & Exhibition, Indianapolis, Indiana, December 2-5, 2002
- [31] OPTIMUM Power Technology L.P. „*Virtual Engines, CD Analysis User Manual (Version 1.0)*”, 2003
- [32] Yagi, S., Fujiwara, K., Kuroki, N., and Maeda, Y., „*Estimate of Total Engine Loss and Engine Output in Four Stroke S.I. Engines*”, SAE Technical Paper 910347, SAE International, USA, 1991
- [33] Gurney, D. „*The Design of Turbocharged Engines Using 1D Simulation*”, SAE Technical Paper 2001-01-0576, SAE International, USA, 2001
- [34] Vizard, D. „*Tuning BL's A-series Engine*”, ISBN 0854297324, 9780854297320, Haynes, 1989
- [35] Gault R. I., Thornhill D. J., Fleck, Mackey D. O., Chatfield G. F. „*Analysis of the Steady Flow Characteristics through a Poppet Valve*”, SAE World Congress, Detroit, Michigan, March 8-11, 2004

- 
- [36] KAPLAN., M. „*Influence of swirl, tumble and squish flows on combustion characteristics and emissions in internal combustion engine-review*”, Amasya University Technology Faculty, Mechanical Engineering Department, Published by Editorial Board Members of IJAET. e-ISSN: 2146 – 9067, 2019
- [37] Andrych-Zalewska, M. „*Simulation tests of selected gas flow parameters through combustion engine valves*”, *Combustion Engines*, 183(4), <https://doi.org/10.19206/CE-2020-404>, pp. 21-28, 2020
- [38] Falfari, S., Brusiani, F., Pelloni, P. „*3D CFD analysis of the influence of some geometrical engine parameters on small PFI engine performances – the effects on the tumble motion and the mean turbulent intensity distribution*”, 68th Conference of the Italian Thermal Machines Engineering Association, ATI2013, 11-13 September 2013, Bologna, Italy, 2014. *Energy Procedia* 45, pp. 701 – 710, 2013
- [39] Bozza, R., De Bellis, V., Fantoni, S. and Colangelo, D. „*CFD 3D Analysis of Charge Motion and Combustion in a Spark-Ignition Internal Combustion Engine under Close-to-Idle Condition*”, *E3S Web of Conferences* 197, 75° National ATI Congress – #7 Clean Energy for all (ATI 2020), 2020. Rome, Italy, September 15-16, 2020
- [40] Falfari, S., Brusiani, F., Bianchi, G. M. „*Numerical analysis of in-cylinder tumble flow structures –parametric 0D model development*”, 68th Conference of the Italian Thermal Machines Engineering Association, ATI2013, *Energy Procedia* 45, pp. 987 – 996, 2014



---

---

## MELLÉKLETEK

M1 Az áramlásmérő berendezés gépkönyvében [28] megadott idealizált szelepen átáramló lehetséges maximális specifikus térfogatáram az alkalmazott tesztenyomás függvényében  $C_d=1$  esetén. A kutatás során használt értékeket sárgával kiemeltem:

Áramlási vizsgálat során alkalmazott nyomásesés [kPa]	Specifikus térfogatáram [(m <sup>3</sup> /h)/m <sup>2</sup> ]
0,249	72 683,8
0,747	125 880,0
1,245	162 485,2
1,744	191 980,1
2,491	229 375,4
2,989	251 759,9
3,736	281 518,2
4,982	324 970,4
6,227 (25" inH2O)	363 419,1
6,974	384 486,9
7,473	397 917,6
8,718	430 046,0
9,964	459 804,2
11,209	487 455,7
11,956	503 519,9
12,454	514 053,7
14,945	563 036,3
16,191	585 947,5

M2 Az áramlásmérések során rögzített adatok

Ülékes szelepek

Szívószelep szívó irány:

Szelepemelés [mm]	Mért térfogatáram [m <sup>3</sup> /h]	Szelep aktuális áramlási felülete [m <sup>2</sup> ]	Superflow ajánlása szerint számított specifikus áramlási mennyiség [(m <sup>3</sup> /h)/m <sup>2</sup> ]	C <sub>f</sub>
0,5	9,47	0,00006	6472,7	0,018
1	21,32	0,00013	14563,5	0,040
2	58,54	0,00028	39991,7	0,110
3	100,67	0,00045	68771,9	0,189
4	139,42	0,00063	95240,5	0,262
5	172,75	0,00081	118010,3	0,325
6	198,98	0,00099	135925,7	0,374
7	217,59	0,00117	148639,8	0,409
8	224,36	0,00135	153263,2	0,422
8,6	227,40	0,00146	155343,7	0,428

C<sub>f</sub> átlag: 0,257

Szívószelep kipufogó irány:

Szelepemelés [mm]	Mért térfogatáram [m <sup>3</sup> /h]	Szelep aktuális áramlási felülete [m <sup>2</sup> ]	Superflow ajánlása szerint számított specifikus áramlási mennyiség [(m <sup>3</sup> /h)/m <sup>2</sup> ]	C <sub>f</sub>
0,5	11,04	0,00006	7544,0	0,021
1	35,68	0,00013	24373,0	0,067
2	77,30	0,00028	52808,2	0,145
3	123,18	0,00045	84144,9	0,232
4	151,55	0,00063	103527,3	0,285
5	174,15	0,00081	118963,5	0,327
6	192,84	0,00099	131730,3	0,363
7	203,03	0,00117	138694,0	0,382
8	213,23	0,00135	145657,7	0,401
8,6	217,30	0,00146	148443,2	0,409

C<sub>f</sub> átlag: 0,263

Kipufogószelep kipufogó irány:

Szelepemelés [mm]	Mért térfogatáram [m <sup>3</sup> /h]	Szelep aktuális áramlási felülete [m <sup>2</sup> ]	Superflow ajánlása szerint számított specifikus áramlási mennyiség [(m <sup>3</sup> /h)/m <sup>2</sup> ]	C <sub>f</sub>
0,5	13,90	0,00005	13840,6	0,038
1	29,39	0,00011	29254,0	0,081
2	57,03	0,00022	56777,8	0,156

3	89,27	0,00036	88862,8	0,245
4	106,64	0,00051	106163,6	0,292
5	124,81	0,00066	124250,7	0,342
6	132,71	0,00081	132114,7	0,364
7	140,61	0,00096	139978,6	0,385
7,3	143,77	0,00100	143124,2	0,394

$C_f$  átlag: 0,255

Kipufogószelep szívó irány:

Szelepemelés [mm]	Mért térfogatáram [m <sup>3</sup> /h]	Szelep aktuális áramlási felülete [m <sup>2</sup> ]	Superflow ajánlása szerint számított specifikus áramlási mennyiség [(m <sup>3</sup> /h)/m <sup>2</sup> ]	$C_f$
0,5	13,45	0,00005	13391,5	0,037
1	31,91	0,00011	31762,0	0,087
2	31,04	0,00022	30903,5	0,085
3	67,26	0,00036	66957,7	0,184
4	108,65	0,00051	108162,4	0,298
5	129,35	0,00066	128764,7	0,354
6	143,14	0,00081	142499,7	0,392
7	149,70	0,00096	149023,7	0,410
7,3	151,42	0,00100	150740,6	0,415

$C_f$  átlag: 0,251

Lengőszelep

Szívószelep szívó irány:

Egyenértékű szelepemelés [mm]	Mért térfogatáram [m <sup>3</sup> /h]	Szelep aktuális áramlási felülete [m <sup>2</sup> ]	Superflow ajánlása szerint számított specifikus áramlási mennyiség [(m <sup>3</sup> /h)/m <sup>2</sup> ]	$C_f$
0,5	15,40	0,00005	13838,1	0,038
1	34,77	0,00010	31249,7	0,086
2	68,86	0,00021	61891,1	0,170
3	104,40	0,00035	93825,1	0,258
4	149,57	0,00048	134426,9	0,370
5	196,95	0,00061	177005,6	0,487
6	240,26	0,00076	215934,6	0,594
7	279,18	0,00089	250910,0	0,690
8	288,66	0,00103	259425,7	0,714
8,6	288,99	0,00111	259729,8	0,715

$C_f$  átlag: 0,412

Szívószelep kipufogó irány:

Egyenértékű szelepemelés [mm]	Mért térfogatáram [m <sup>3</sup> /h]	Szelep aktuális áramlási felülete [m <sup>2</sup> ]	Superflow ajánlása szerint számított specifikus áramlási mennyiség [(m <sup>3</sup> /h)/m <sup>2</sup> ]	C <sub>f</sub>
0,5	17,67	0,00005	15879,2	0,044
1	31,75	0,00010	28535,3	0,079
2	60,07	0,00021	53991,3	0,149
3	99,36	0,00035	89301,1	0,246
4	149,84	0,00048	134670,2	0,371
5	195,30	0,00061	175522,9	0,483
6	208,09	0,00076	187019,2	0,515
7	215,63	0,00089	193793,7	0,533
8	216,31	0,00103	194409,6	0,535
8,6	217,00	0,00111	195025,5	0,537

C<sub>f</sub> átlag: 0,349

Kipufogószelep kipufogó irány:

Egyenértékű szelepemelés [mm]	Mért térfogatáram [m <sup>3</sup> /h]	Szelep aktuális áramlási felülete [m <sup>2</sup> ]	Superflow ajánlása szerint számított specifikus áramlási mennyiség [(m <sup>3</sup> /h)/m <sup>2</sup> ]	C <sub>f</sub>
0,5	13,09	0,00004	17970,8	0,049
1	23,52	0,00007	32294,1	0,089
2	44,50	0,00015	61103,2	0,168
3	73,60	0,00024	101064,2	0,278
4	111,00	0,00035	152409,4	0,419
5	144,67	0,00044	198643,4	0,547
6	154,14	0,00055	211653,9	0,582
7	159,72	0,00065	219320,9	0,604
7,3	160,74	0,00068	235760,7	0,605

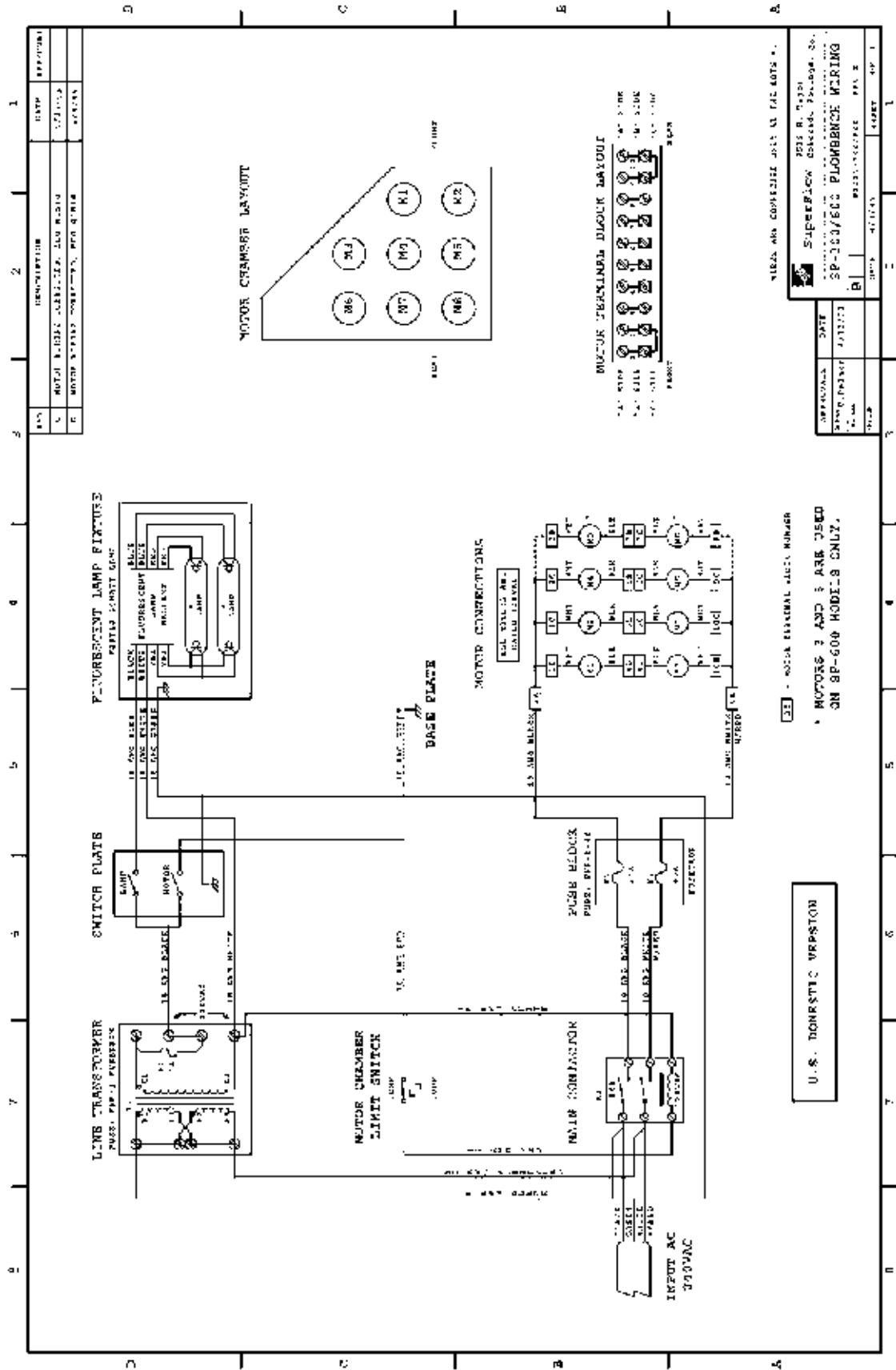
C<sub>f</sub> átlag: 0,395

Kipufogószelep szívó irány:

Egyenértékű szelepemelés [mm]	Mért térfogatáram [m <sup>3</sup> /h]	Szelep aktuális áramlási felülete [m <sup>2</sup> ]	Superflow ajánlása szerint számított specifikus áramlási mennyiség [(m <sup>3</sup> /h)/m <sup>2</sup> ]	C <sub>f</sub>
0,5	11,41	0,00004	15660,9	0,043
1	25,13	0,00007	34503,4	0,095
2	48,55	0,00015	66668,5	0,183
3	71,81	0,00024	98602,5	0,271
4	100,37	0,00035	137825,9	0,379
5	128,94	0,00044	177054,8	0,487
6	153,47	0,00055	210726,6	0,580
7	173,97	0,00065	238886,2	0,657
7,3	175,49	0,00068	240969,6	0,663

C<sub>f</sub> átlag: 0,401

M3 Az áramlásmérő berendezés műszaki adatlapja



APPROVAL	DATE	REV.	REV. DATE	REV. DATE	REV. DATE
DESIGNED	11/11/73	1			

TITLE: MOTOR CHAMBER WIRING LAYOUT  
 PROJECT: SP-300/SEC PLUMBANCE WIRING  
 DRAWN: [Name]  
 CHECKED: [Name]

U.S. DOMESTIC VERSION  
 MOTOR 3 AND 5 ARE USED ON SP-600 MODEL'S ONLY.

U.S. DOMESTIC VERSION  
 MOTOR 3 AND 5 ARE USED ON SP-600 MODEL'S ONLY.