

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:

Dr. Bognár Gabriella

DSc, Professor

TÉMATERÜLET VEZETŐ:

Prof. Dr. Páczelt István

akadémikus, a műszaki tudományok doktora, professor emeritus

TÉMACSOPORT VEZETŐ:

Prof. Dr. Baranyi László

a műszaki tudományok kandidátusa, professor emeritus

TÉMAVEZETŐK:

Prof. Dr. Szabó Szilárd

a műszaki tudományok kandidátusa, professor emeritus

Dr. Bolló Betti

PhD, egyetemi docens

Miskolc

2023

TARTALOMJEGYZÉK

RÖVIDÍTÉSEK	4
1 BEVEZETÉS: ÁLTALÁNOS MEGFONTOLÁSOK	7
2 DISSZERTÁCIÓ CÉLKITŰZÉSEI	9
2.1 <i>A lengőszelep által javítani kívánt motorjellemzők</i>	<i>9</i>
2.2 <i>A kutatási program céljai</i>	<i>11</i>
2.3 <i>Munkamódszerek</i>	<i>12</i>
3 IRODALMI ÁTTEKINTÉS	13
3.1 <i>Hagyományos szelepek alternatív vezérlési rendszerei</i>	<i>13</i>
3.2 <i>Csúszószelepes rendszerek</i>	<i>15</i>
3.3 <i>Forgószelepes motorok történeti áttekintése</i>	<i>16</i>
3.3.1 <i>Vegyes (radiális/axiális) áramlású forgószelepek</i>	<i>17</i>
A Crossley forgószelepes gázmotor (1886-1902)	17
National Gas and Oil motorja (1895-1935)	18
A Cross forgószelep	18
A BRV szelep (Bishop Rotary Valve)	19
3.3.2 <i>Oldalsatornás szelepek</i>	<i>20</i>
Lorenzen-féle szelep	20
Minerva-Buornonville forgószelepes motor	20
MGN (Moteurs Guy Negre) forgószelep	21
3.3.3 <i>Keresztáramú forgószelepek</i>	<i>22</i>
Speedwell forgószelepes 3 hengeres motor	22
A Hunter forgószelep	23
A Coates forgószelepe	24
3.3.4 <i>Forgó hengerfejbetétes szelepek</i>	<i>24</i>
McGee félgömb alakú forgószelep (1911)	24
Az Aspin forgószelep	25
Az NSU/Froede forgószelep	26
4 A LENGŐSZELEPES SZELEPRENDSZER BEMUTATÁSA	27
4.1 <i>Lengőszelep konstrukciója és működése</i>	<i>27</i>
4.2 <i>Lengőszelep tervezési kritériumai</i>	<i>30</i>
5 KÍSÉRLETI ESZKÖZÖK BEMUTATÁSA	33
5.1 <i>A kutatás során alkalmazott erőforrás bemutatása</i>	<i>33</i>

5.2	<i>Superflow SF600E áramlásmérő próbapad</i>	34
5.3	<i>Superflow CycleDyn Pro SF-250-WynDyn 3.2 görgős teljesítménymérő fékpad</i>	35
6	AZ ÁTALAKÍTANDÓ ÜLÉKES SZELEPŰ MOTOR TECHNIKAI ELEMZÉSE	37
6.1	<i>Motorikus jellemzők meghatározása</i>	37
6.2	<i>Szeleprendszer elemző vizsgálata</i>	39
6.3	<i>Ülékes szeleppel szerelt hengerfej áramlástanai vizsgálata</i>	40
6.4	<i>Testmotor 0D/1D modellezése</i>	43
	<i>Motormodell létrehozása</i>	43
	<i>C_d értékek meghatározása</i>	44
6.5	<i>3D CAD modell létrehozása</i>	48
7	LENGŐSZELEPES MOTOR VIZSGÁLATA	50
7.1	<i>Lengőszelepes hengerfej megtervezése és gyártása</i>	50
7.2	<i>Lengőszelepes hengerfej áramlási tesztje, a kutatás áramlástanai vonatkozású eredményei</i>	52
7.3	<i>Lengőszelepes motor 0D/1D modellezése, a kutatás motorikus paramétereit érintő eredményei [29]</i> 55	
7.4	<i>A hagyományos és lengőszelepes hengerfej alkalmazásával kialakuló áramlások összevetése CFD modell segítségével</i>	59
7.5	<i>Áramlástanai vizsgálat eredménye</i>	66
8	A HASZNOSÍTÁS ÉS TOVÁBBFEJLESZTÉS LEHETŐSÉGEI	75
8.1	<i>Hasznosítása</i>	75
8.2	<i>Szelep alakjának és elhelyezkedésének optimalizációja</i>	75
8.3	<i>Alternatív vezérlési rendszerek alkalmazása</i>	75
8.4	<i>Mechanikai vizsgálatok</i>	76
9	ÚJ TUDÁMÁNYOS EREDMÉNYEK-TÉZISEK	77
10	ÖSSZEFOGLALÁS	79
11	SUMMARY	80
12	KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS	81



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
$A_{üsz}$	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 szelepelési magasság	-
M	forgatónyomaték	Nm
M_{lsz}	lengőszelep nyílás magassága	mm
n_{ck}	motor forgattyús tengelyének fordulatszáma	1/min
n_{TR}	bukórvény 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

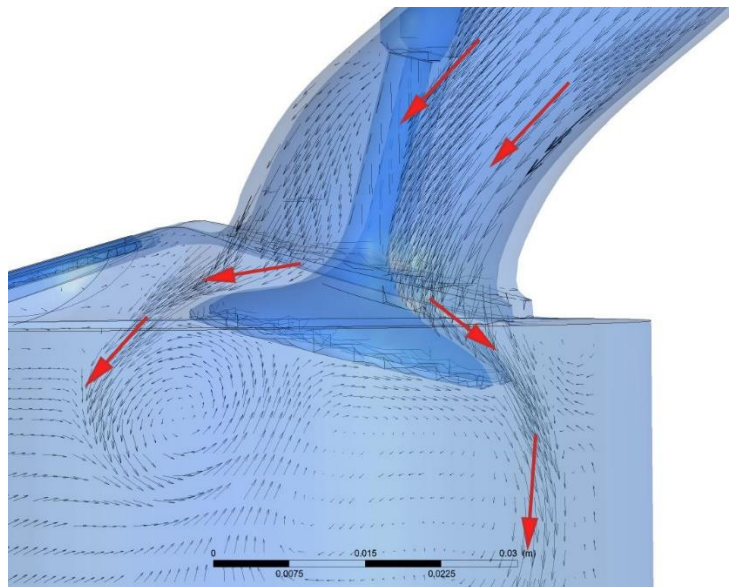


TÉMAVEZETŐ AJÁNLÁSA

1 BEVEZETÉS: ÁLTALÁNOS MEGFONTOLÁSOK

A belsőégésű motorok megjelenése óta számos töltetcsere vezérlési mód került kipróbálásra. Ezek közül az üléses 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 rontja a motor volumetrikus hatásfokát (1. ábra)



1. ábra: Szeleptányér áramlásterelő hatása

Az üléses 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 szelepléket – ezáltal a hengerfejet is - tönkretehetik.

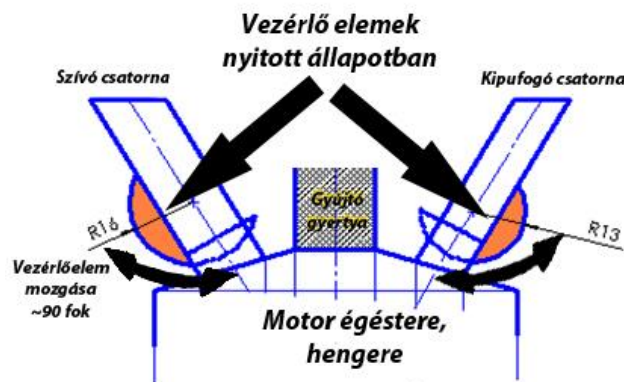
Mindezekből következik, hogy a szeleprugó-szelep-vezérmű bütyök alkatrész-együttes mozgásviszonyai behatárolják az erőforrás által elérhető fordulatszámot, valamint a szelepnnyitás karakterisztikáját. Ez utóbbi a motor töltési fokát korlátozza, a kettő együtt pedig az elérhető teljesítményszintet [2].

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.

2 DISSZERTÁCIÓ CÉLKITŰZÉSEI

2.1 A lengőszelep által javítani kívánt motorjellemzők

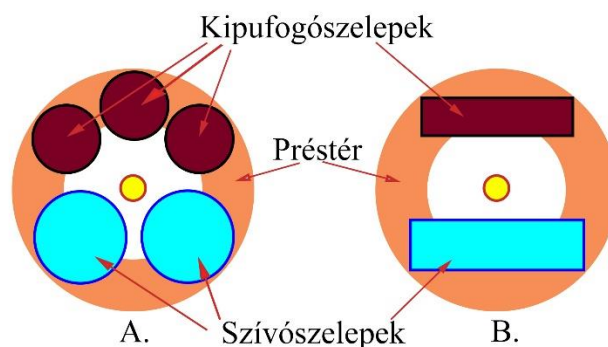
A bevezetésben vázolt korlátok kiküszöbölésére egy lengőszelepes konstrukciót alakítottunk ki. E szerkezet lényege, hogy mind az ülékes, mind a forgószelepes megoldások problémáit kiküszöböli. A forgó és ülékes szelepek közös problémája, hogy a gázcseré folyamat alatt a hengerterébe belépő, illetve onnan távozó gázok hirtelen irányváltásra kényszerülnek. Az ülékes szelepek esetén 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 (2. 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.



2. ábra: Lengőszelep rendszer kialakításának elvi vázlatja

Mivel a rendszer mozgatása történhet rugó nélkül, az elasztikus alkatrész okozta rezonancia teljesen kiküszöbölhető. A lengőszelep alacsony tehetetlensége miatt a szelep mozgatás által felemésztett veszteség teljesítmény is csökkenhet. 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. OHV elrendezésű motorok esetén, extrém körülmények között (Top Fuel Dragster), a lökőrúd elaszticitása, kihajlása miatt ez akár 40 fok forgattyús tengely elfordulással is késleltetheti a szelep nyitását.



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

Termodinamikailag közelítve a kérdést az üléses szelepű motorok égésterének formai kialakítása kompromisszum a minél hatékonyabb égésfolyamatot eredményező geometria és a megfelelő átteresztőképességet 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 (3. ábra). Nagyobb préstér felület javítja az égési folyamat hatásfokát, 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 hatásfoka jobb. E két körülmény lehetővé teszi, hogy az üléses szeleppel szerelt motorhoz képest nagyobb kompresszió viszony kerüljön kialakításra, azonos kompresszió tőrésű tüzelőanyag használatával, ami a motor hatásfokát javítja, fajlagos fogyasztását csökkenti.

Összefoglalva egy üléses szeleppel rendelkező erőforráshoz viszonyítva az alábbi előnyök valósíthatók meg lengőszelep alkalmazásával:

- kisebb áramlási veszteségek a szívó és kipufogószelep környezetében
- a szelepvezérlés működtetésének alacsonyabb a teljesítmény igénye
- a kipufogószelep nyitási erőszükséglete független a hengertér nyomásától
- tökéletesebb henger-öblítés érhető el
- nagyobb csatorna keresztmetszetek alkalmazhatók
- jobb töltési hatásfok érhető el
- nagyméretű szelepek mellett is magasabb lehet a maximális motorfordulat
- nagyobb felületarányú préstér alakítható ki
- a forró kipufogószelep-tányér hiánya miatt magasabb kompresszió viszony alkalmazható

-
- a dugattyútetőn nem kell szelepszebeket kialakítani, így az égési folyamatot hatékonyabbá tevő égéstér kialakítása lehetséges
 - a hatékonyabb égés miatt a káros emissziók aránya csökken
 - lengőszeleppel a friss töltet örvénylése (*tumble*) hatékonyabban kontrollálható
 - az égési folyamat javulása miatt az előgyújtás igény csökkenhet, ami a kompresszió munkát csökkenti
 - tökéletesebb és könnyebben kontrollálható réteges töltés kialakítása
 - elektronikus szelepvezérléssel Miller és Atkinson működési folyamatok is megvalósíthatók, különböző üzemállapotokban.
 - kedvezőbb teljesítmény-motortömeg arány érhető el

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 keressük a választ:

- 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?
- Alkalmazható-e réteges működési mód esetén? Ha igen, kell-e egyéb feltételeket teljesíteni?
- Kiváltható-e vele költségesebb, bonyolultabb teljesítmény fokozó megoldás (pl. turbótöltés)?
- Milyen hátrányai lehetnek a motor felhasználhatósága tekintetében (pl. teljesítmény-eloszlás) a lengőszelepes vezérlésnek?

A vizsgálatunk szempontjából a motor gázcserejében fontos szerepet játszó ülékes szelepet kiemelten kezeltük. Ennek áramlástani 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 készítettük el. Ehhez természetesen a hagyományos elrendezés áramlástani mérésére volt szükség, amelynek során meghatározott szelepemelési pontokban a szűkítési tényező értéke megállapításra került.

Ezután kerülhetett sor annak modellezésére, 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 kaptuk meg. A létrehozott motormodell megfelelőségét az ülékes szeleppel szerelt erőforrás segítségével sikerrel validáltuk. Így a valósággal nagyon jó egyezőséget mutató adatok váltak kinyerhetővé a lengőszelepes konstrukcióról.

2.3 Munkamódszerek

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

- A fejlesztés alapjául szolgáló motor paramétereinek meghatározása.
- Az ülékes szeleppel szerelt eredeti hengerfej vezérlési rendszerének és áramlástanai 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 áramlástanai 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.

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: [4], [5], [6]. Ezt a rendszert sok 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 mutatunk be.

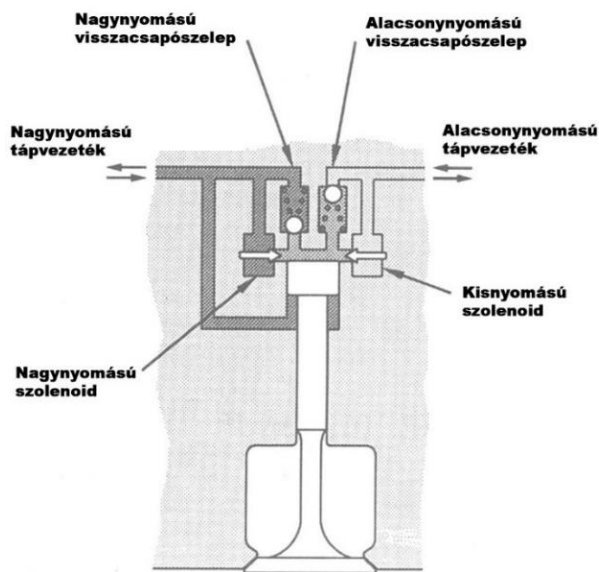
3.1 *Hagyományos szelepek alternatív vezérlési rendszerei*

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:

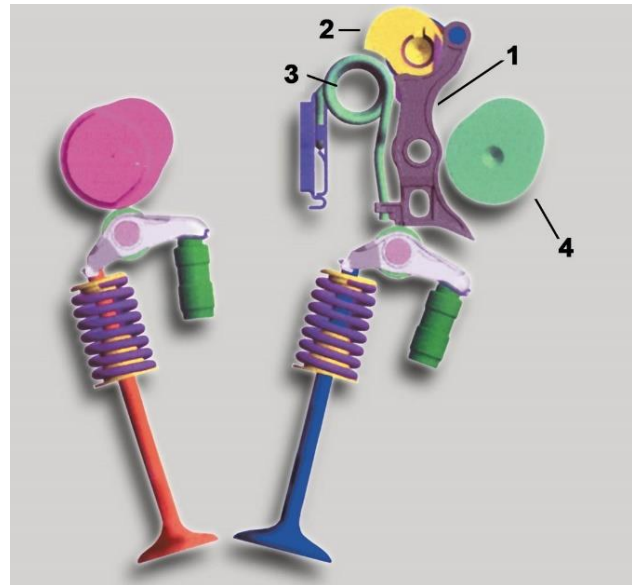
- a szelepnitítás során alkalmazott emelési magasság, nyitási idő és fázis szabadon változtatható
- fojtószelep nélküli működés,
- csökkentett fojtási veszteségek részterhelés üzemmódban,
- csökkentett tüzelőanyag-fogyasztás,
- jobb volumetrikus hatások,
- nagyobb alacsony és magas motorfordulatszám,
- alacsonyabb alapjárat fordulatszám és jobb alapjárat 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 [7] tanulmányban az elektrohidraulikus működtetőrendszert hidraulikus ingának nevezték el (4. a ábra). A Lotus Engineeringnél fejlesztett elektrohidraulikus szeleprendszert a [8] mutatja be, míg a [9] szakirodalom a BMW Valvetronic rendszer tulajdonságait részletezi (4. b ábra).

a)



b)



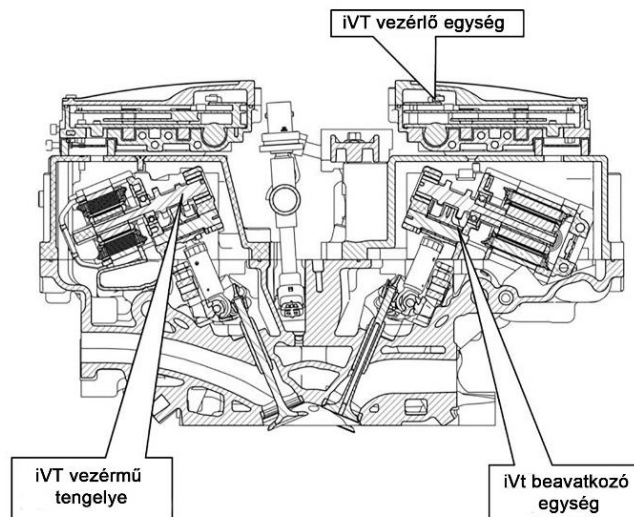
4. ábra: (a) A Ford által kifejlesztett elektrohidraulikus szelepvezérlés [7]; (b) BMW ValveTronic rendszere 1: Közbenső himba, 2: Excenter tengely, 3: Hajtűrügő, 4: Szívó vezérműtengely [9]

A [10] a Fiat UniAir rendszert (5. ábra) mutatja be, amely közvetlenül a motor hagyományos kialakítású szelepeit mozgatja.



5. ábra: Fiat UniAir rendszere [10]

A [11] szintén vezérműtengely nélküli elektromechanikus iVT (Intelligent Valve Technology, 6. ábra) elnevezésű rendszert mutat be, amely a szelepek nyitását-zárását szinkronizálja a forgattyústengellyel, de szelepek mechanikailag a tengelytől függetlenek maradnak.



6. ábra: Camcon Auto által kifejlesztett iVT rendszer[11]

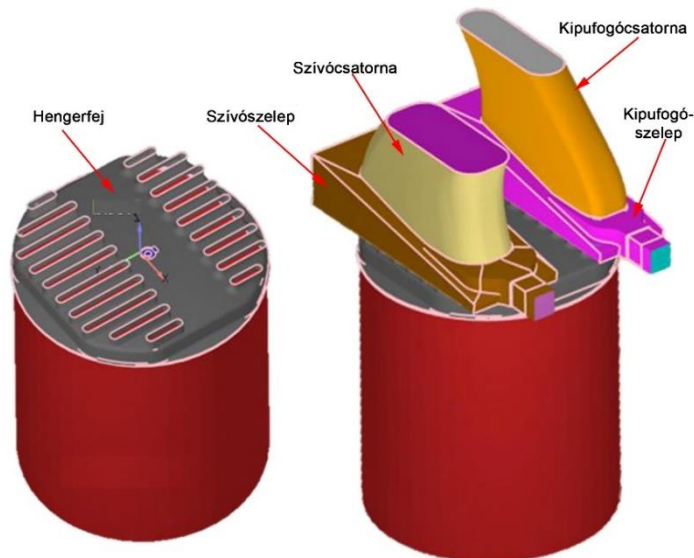
A svéd Koenigsegg „Freevalve” (7. ábra) elnevezésű megoldását 22 szabadalom védi a, amelyben egy viszonylag bonyolult elektro-hidro-pneumatikus rendszer alkalmazásával küszöbölték ki a vezérműtengely használatát [12].



7. ábra: Koenigsegg Freevalve konstrukciója [12]

3.2 Csúszószelepes rendszerek

Az üléses szelepek teljes kiváltásának egyik módja, hogy alternáló mozgást végző záróelemeket helyezünk el a gázcserevezetékben. Ezek közös jellemzője, hogy valamilyen módon elcsúsztatják a szelepet, ezáltal nyitva-zárva a szívó és kipufogó csatornákat. Ilyen a [13] és [14] közleményben bemutatott DigitalAir szeleprendszer (8. ábra), amely a hengerfejben kopolyúrásokhoz hasonló járatokon keresztül valósítja meg a gázcserét. A nyílásokat retesz jellegű szelepek vezérlik.



8. ábra: DigitalAir szelep [13]

Az előzőhöz hasonlóan szintén alternáló mozgást végez az Egyesült Államok szabadalmi hivatala által bejegyzett találmány [15]. 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 gázcsereflowamathoz 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 [16] szakirodalom mutatja be a legrészletesebben, kezdve a motorizáció korai időszakától egészen a második világháború utáni korszakig. Sok részletinformáció gyűjthető össze [17] és [18] munkákból is. Az információ mennyisége ezen a területen is jelentős, ezért csak a legfontosabb forgószelep-konstrukciókat mutatjuk 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.

- Oldal csatornás 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 oldalnyílású forgószelepekhez képest a legnagyobb különbség, hogy a gázcseré 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.

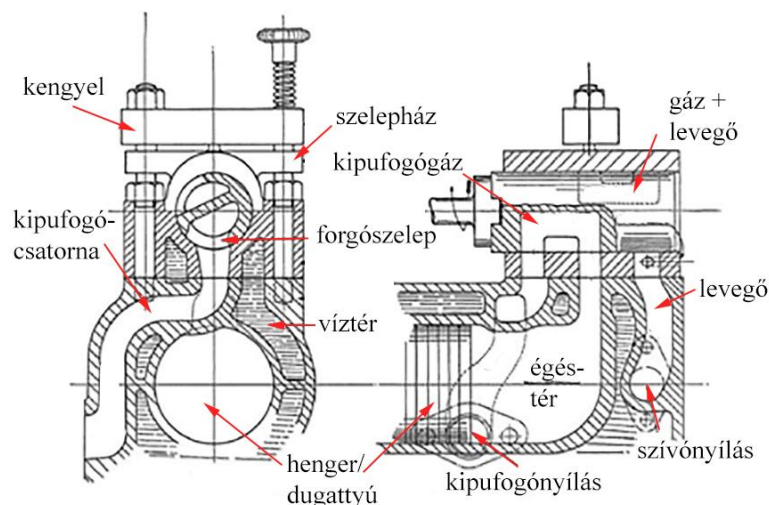
- Forgó hengerfejbetétes szelepek:

Ezeknél a motoroknál a hengerfej öntvényben egy olyan forgó betét található, amely a gázcseré 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)

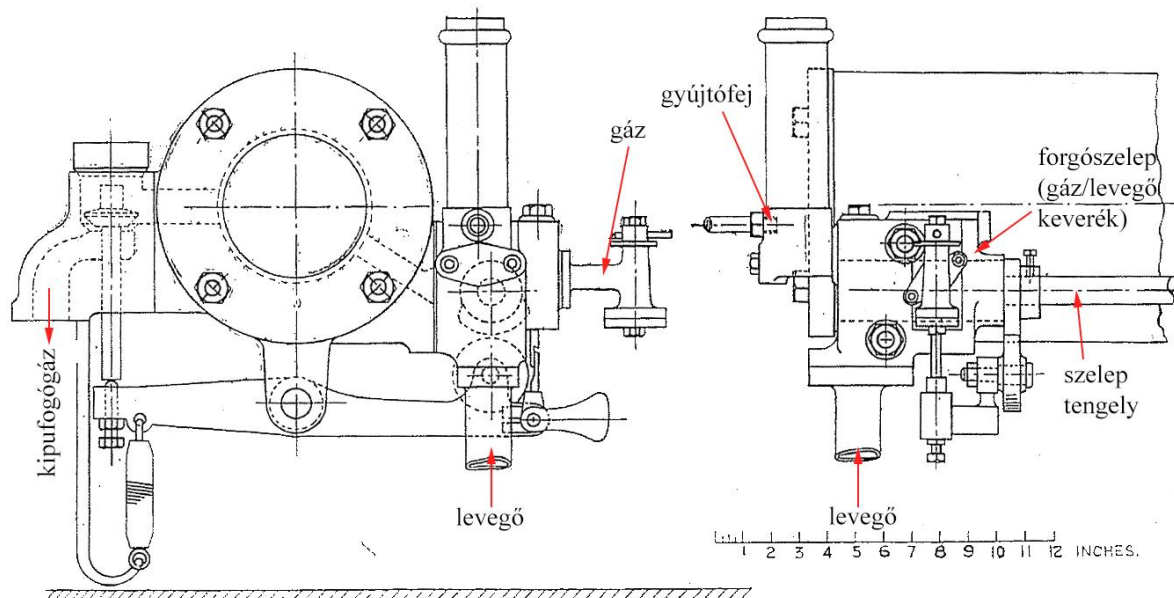
A [16], [17], [19] szakirodalmak szerint ez a motor tekinthető az első forgószelepes motornak. Az akkori gyártási technológiák miatt volt néhány hibája. Ahogy [16] lapjain olvasható: „a Crossley forgószelepes motor szinte állandó odafigyelést, a szelepterhelés folyamatos beállítását, valamint időszakos szétszerelést igényelt”, ami az akkori belső égésű 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 (9. ábra).



9. ábra: Crossley forgószelepes gázmotorjának vázlatja [16]

National Gas and Oil motorja (1895-1935)

A [16] szerint ennek a motortípusnak két változata volt. A korai egy vegyes konstrukció volt, mivel a kipufogónyíláshoz ülékes szelepet használtak, és csak a szívóütemet vezérelték forgószeleppel. Később a kipufogó oldali ülékes szelepet is forgószelepre cserélték. Ezt a motort 1895-1935 között gyártották (10. ábra).

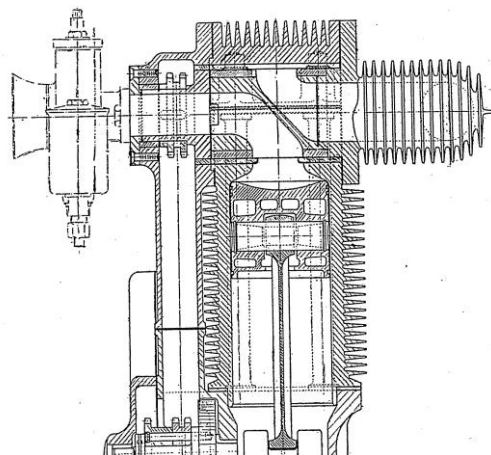


10. ábra: National Gas and Oil motorja. A kipufogószele pülékes kialakítású [16]

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 [16] irodalomban szereplő leírás szerint 1922-ben jelent meg (11. 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 olajlevezető él is. Ezt a henger anyagából alakították ki és meggátolta a kenőanyag bejutását a hengertérbe



11. ábra: Cross-féle forgószelepes motor vázlatja [16]

A Cross forgószelepet nagy sikerrel használták motorkerékpároknak. 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 (12. ábra) [20]. 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. Csak hogy a szabályokat még azelőtt megváltoztatták, mielőtt a motor versenykörülmények között bizonyíthatott volna.



12. ábra: BRV forgószelepes konstrukciója [20]

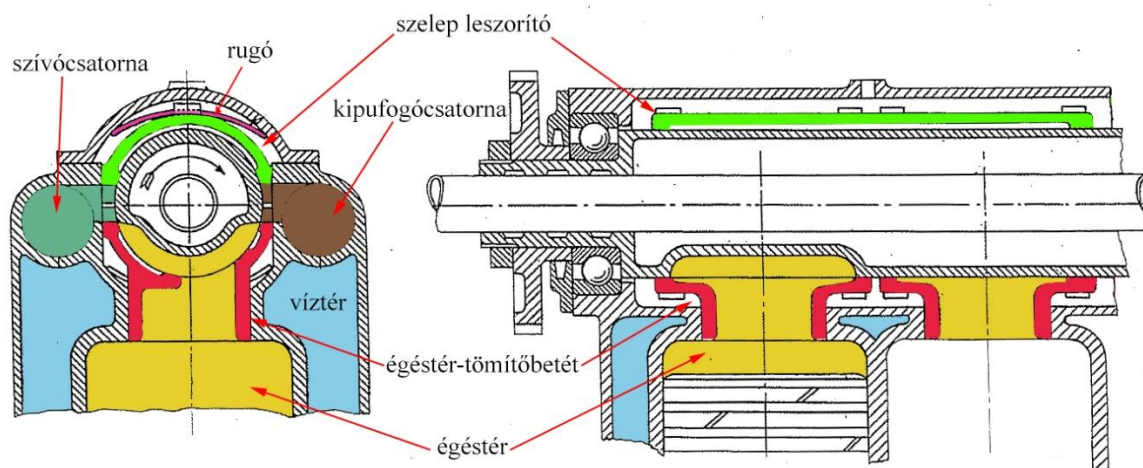
Konstrukciós szempontból lényeges, hogy kis rés van a szelepfelület és a hengerfejöntvény között, ami lehetővé teszi a szelep elkerülhetetlen torzulását, amelyet az égési nyomás és a hőterhelés okoz. Ezért a szelep felülete soha nem érinti a hengerfej öntvényét, így megakadályozza a beszorulást.

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 [20] és [21] munkákból kitűnik, hogy a hengeren belüli bukó áramlást nagyban befolyásolta a furat/lököt arány és a szelepníllás 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 (13. ábra). A [16] 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 kifűzésének megakadályozására. Szintén elsőként alkalmazta a forgószelep belső hűtését.

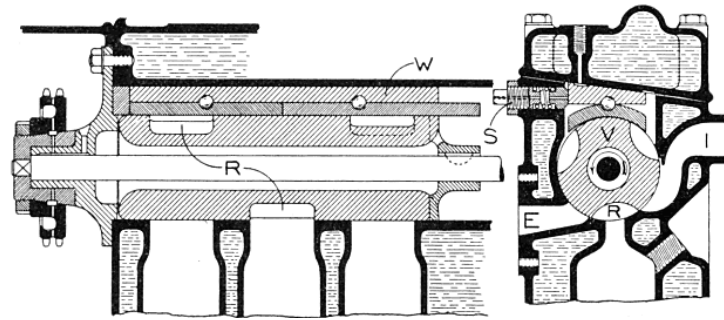


13. ábra: Lorenzen-féle oldalcsatornás forgószelep [16]

A szeleprendszer a hengerfej felső részében tartalmazott egy, az égésteret is magában foglaló égéstér-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, égéstér-tömítőbetét széleire ható tömítőerőt részben a rugók, részben az égésnyomás keltette, amely az égéstér-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 [17] forrás szerint V6-os motorokba került beépítésre.



14. ábra: Minerva-Buornonville forgószelepes motor [17]

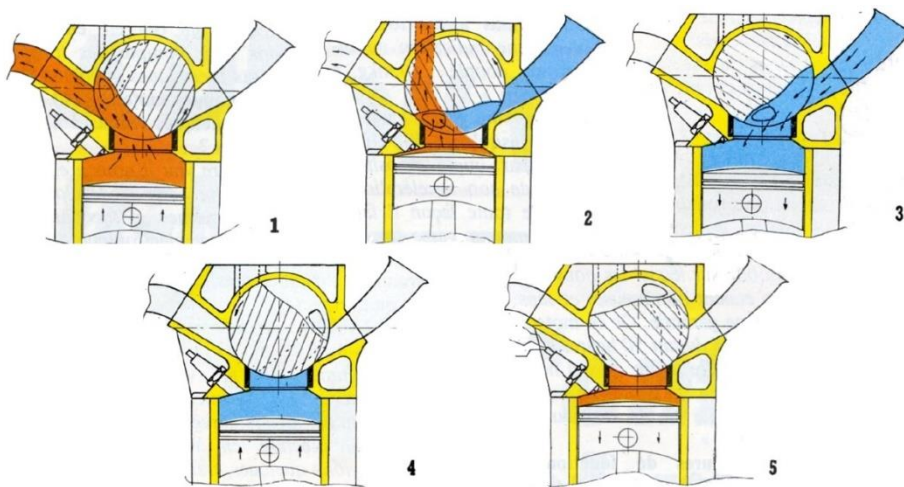
V: forgószelep, I: szívócsatorna, E: kipufogócsatorna, R: szelepkivágás, W: ék, S: rugó

A szelepet egy súrlódó betét tartotta érintkezésben házának alsó részével. Egy állítható, rugós (S a 14. 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 [22]. 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.



15. ábra: MGN forgószelepes konstrukciója, amely egy további kipufogó csatornát is tartalmazott. W12 hengerelevezésű motorban használták [22]

Amint a 15. 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.

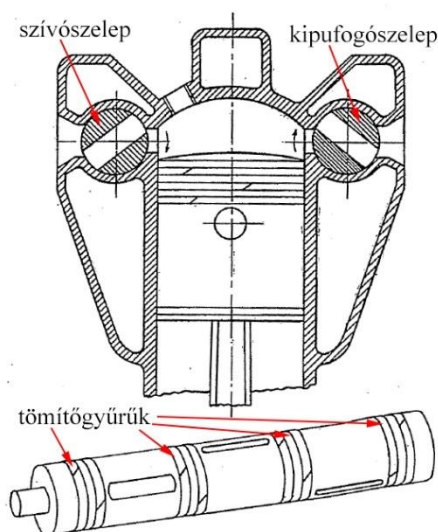
Összesen 5 darab W12-es motor készült, de az anyagi gondok miatt a feltaláló-cégtulajdonos nem tudta tovább fejleszteni a konstrukciót, amely az MGN cég 1992-es bezárásához is vezetett.

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 [16]. Úgy tűnik, hogy ez a radiális keresztáramú kialakítás soha nem került gyártásba, mivel nincs erre utaló bizonyíték. Am 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 (16. ábra).

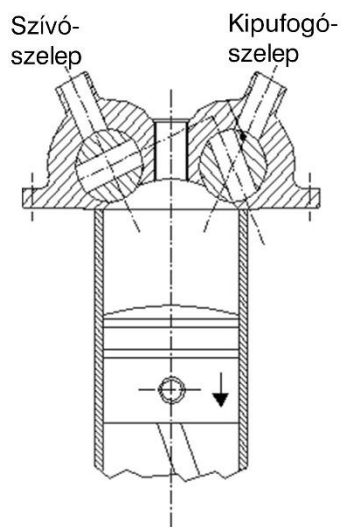


16. ábra: Speedwell forgószelepes motor vázlata [16]

Sajnos, nem rendelkezett külön tömítéssel, amely megakadályozhatta volna az égésgázok kifűvését. 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 (17. 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

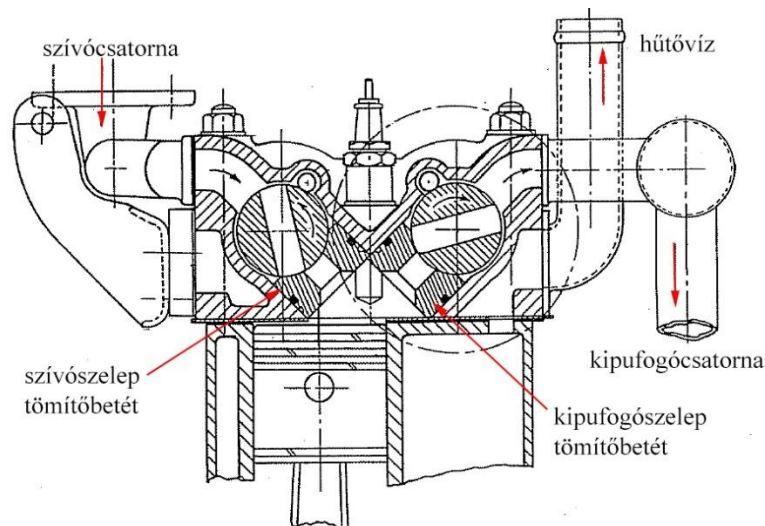
fejlesztés hatékony erőforrást eredményezhetett volna. Ezt bizonyítja a [23] közlemény, amelyben kerti kisgépekbe építhető, 45 cm³-es erőforrás fejlesztéséről számol be.



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

A Hunter forgószelep

A Speedwell ötlet továbbfejlesztésére [16] szakirodalomban találunk javaslatot. Megoldásában nyomáskiegyenlített gyűrűs tömítőbetétek elhelyezését javasolta a hengerfejben (18. 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.



18. ábra: Hunter forgószelepes motorja [16]

A Coates forgószelepe

A Coates cég az 1990-es években olyan szeleprendszert tervezett, szabadalmazott és épített, amely speciális üreges golyókat használt forgószelepként [24]. Ezek a megfelelő ülékeken fekszenek fel, egy vízszintesen osztott hengerfejen (19. 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.



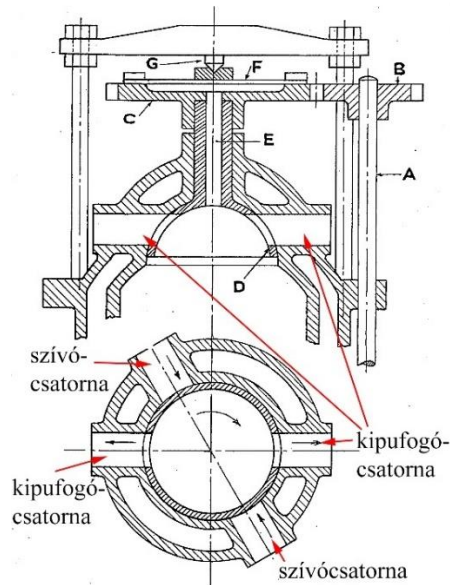
19. ábra: Coates forgószelepes motorja [24]

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)

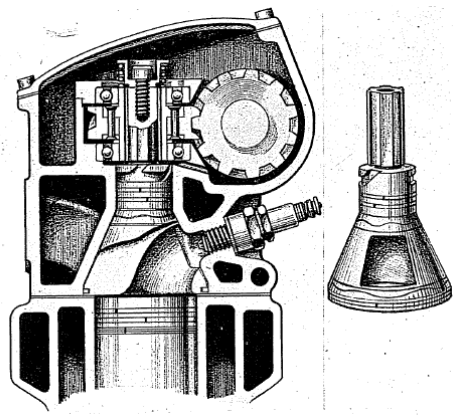
A [16] munkában fellelhető információ szerint a forgószelep egy félgömb alakú égéstér-betétből állt, amely két-két nyílást tartalmazott mind a kipufogó-, mind a szívócsatornához (D, 20. ábra). A szelepet a forgattyús tengelyről 2:1 arányú lassító áttétellel királytengellyel hajtották meg (A). A siklócsapágy (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.



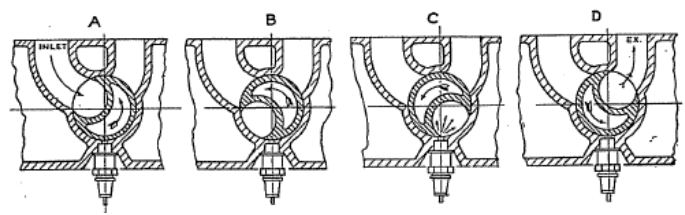
20. ábra: McGee forgó hengerfejbetétes motorjának vázlata [16]

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/kipufogó nyílásként vagy égéstérként funkcionált (21. ábra). A működési elvet legjobban a 22. ábrán követhetjük. A [17] munkában ismertetettek szerint a motor kiválóan működött rendkívül szegény keveréken is, miközben úgy tűnt, mintha érzéketlen lett volna a karburátor méretére. További előnye volt, hogy detonációra nem volt hajlamos.



21. ábra: Aspin forgó hengerfejbetétes motorjának vázlata [16]

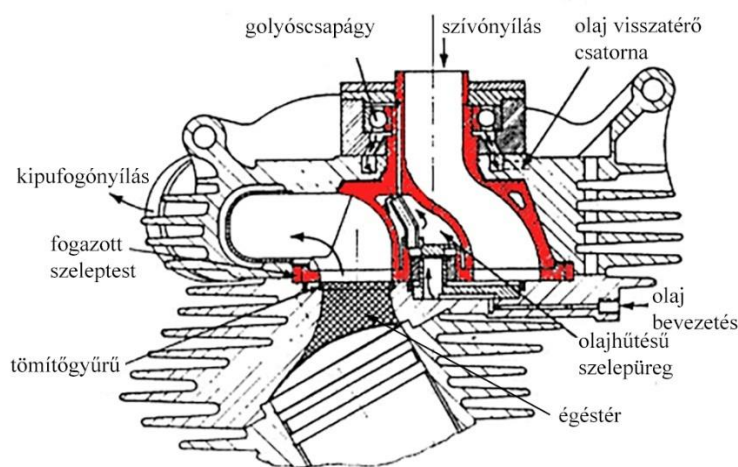


22. ábra: Aspin forgószelep működési elve: A: szívó ütem, B sűrítés, C: égés-munkavégzés, D: kipufogás [16]

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 [18]. 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 (23. 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.



23. ábra: NSU Max 250 motorkerékpár hengerfejének vázlata [17]

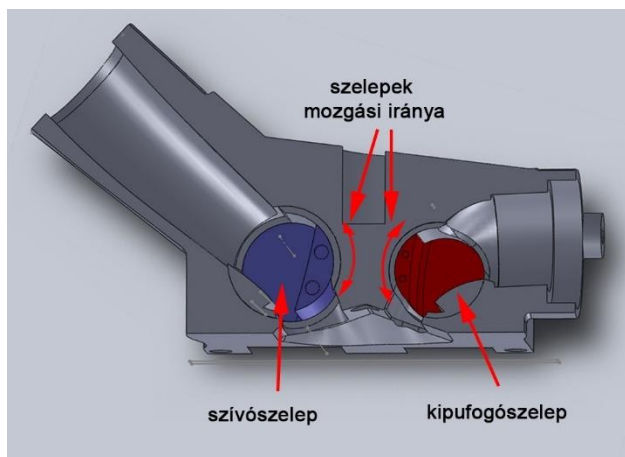
A szelepet fogaskerekek hajtották $\frac{1}{4}$ motorfordulatszámmal, ami csökkentette a teljesítményvesztést. A szelephajtás és -elhelyezés ezen koncepciója korábban már sikeresnek bizonyult a Junkers KM8 torpedómotornál, amely kipufogógáz-oxigén-üzemanyag keverékkel működött [16].

Nehéz megítélni az NSU kialakítás tulajdonságait, mivel nagyon korlátozott információk állnak csak rendelkezésre. Egy 50 cm³-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.

4 A LENGŐSZELEPES SZELEPRENDSZER BEMUTATÁSA

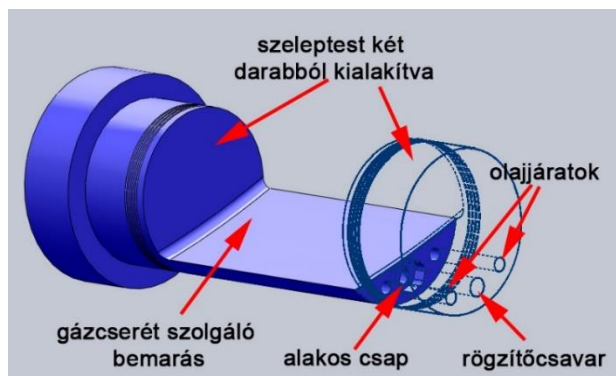
4.1 Lengőszelep konstrukciója és működése

Ismerve a hagyományos és forgószelepek működésének és működtetésének hátrányos tulajdonságait egy - újdonságnak számító - olyan lengőszelepes megoldást terveztünk, 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 alkalmazzuk. Így a gázcserevezetékek belső kialakításakor kiemelt figyelmet fordítottunk 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 24. ábra mutatja



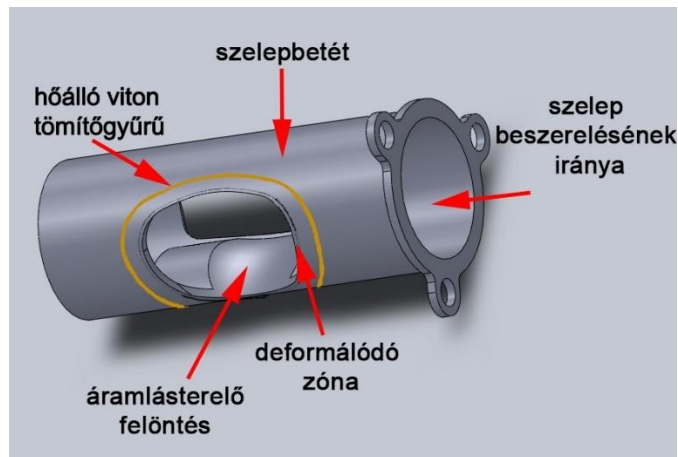
24. ábra: Lengőszelepes hengerfej kialakítása a szelepek mozgási irányának jelölésével

A szívó-, és kipufogószelepek formája az irodalomkutatásban oldalcsatornás szelepekként azonosított konstrukciókhoz áll legközelebb. A hengeres szelep odalában 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 hűtését szolgáló olajjáratok is helyet kapnak. Az elfordulást megakadályozása érdekében a két fél egy alakos csappal kapcsolódik egymáshoz (25. ábra).



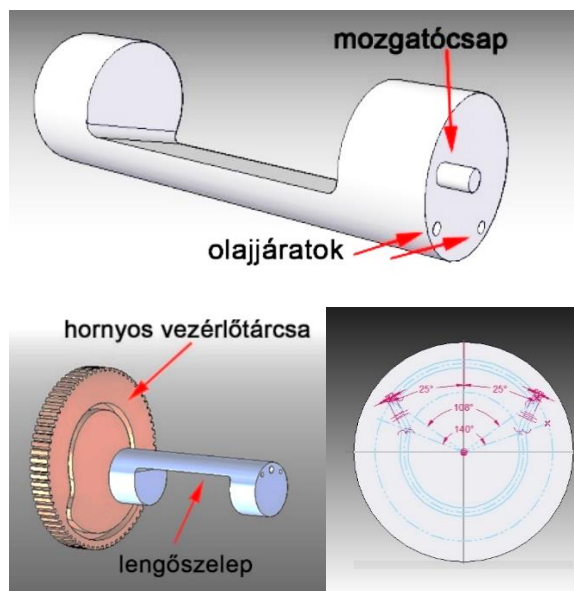
25. ábra: Lengőszelep kialakítása

A szelepek a hengerfejben rögzített betétben kapnak helyet (26. 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.



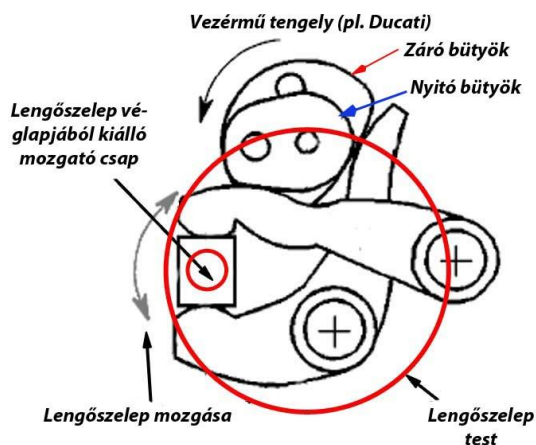
26. ábra: Szelepbetét konstrukciós jellemzői

A lengőszelep működtetése a szelep végén kialakított mozgatócsappal történik. A mozgatócsap illeszkedik hornyos vezérlőtárcsához, amelyen a megfelelően kialakított horony biztosítja a szelep elfordulását (27. 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.



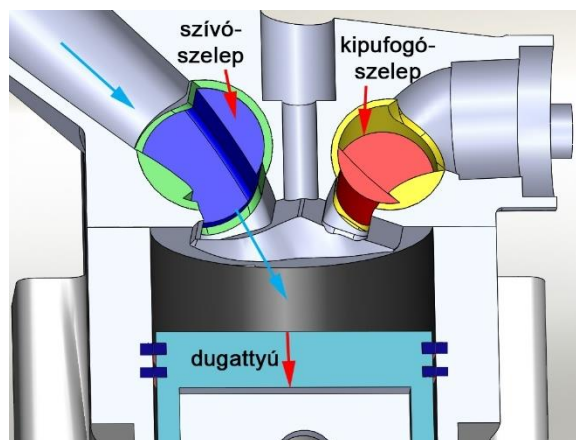
27. ábra: Szelepműködtetés egy lehetséges megvalósítása hornyos vezérlőtárcsa alkalmazásával, a vezérlési szögteromány egy lehetséges kialakításával

Ugyanezt a feladatot a Ducati által széleskörben alkalmazott és tökéletesített desmodromikus (28. ábra) elrendezéssel is el lehet érni, de a [25] irodalomban bemutatott elektromos, vagy a 3.1 fejezetben részletezett szelepmozgatási módszer is alkalmazható.

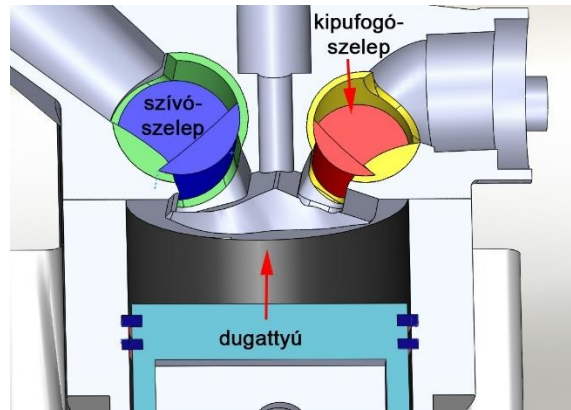


28. ábra: Lengőszelep lehetséges vezérlése desmodromikus elrendezésű bütyköstengellyel.

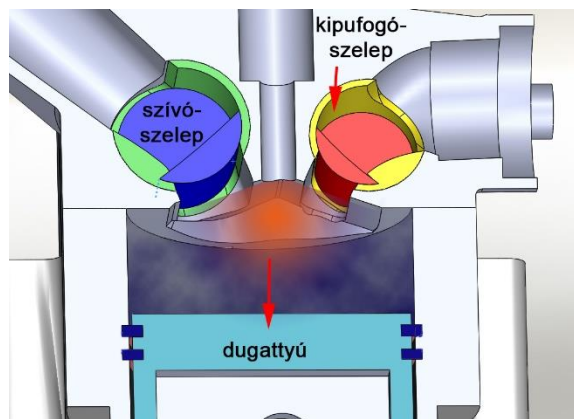
A négyütemű működés során megvalósuló szelepmozgás egyes fázisai a 29-32. ábrákon követhetők.



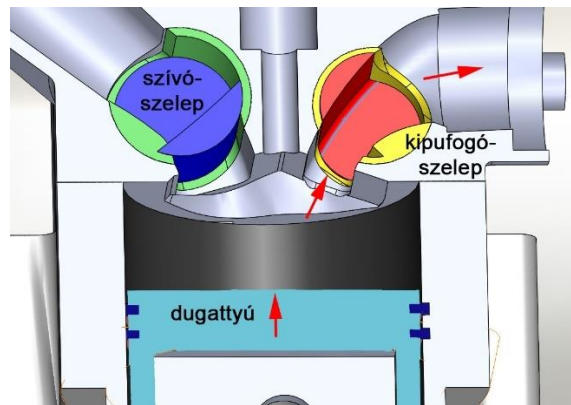
29. ábra: Szívóütem: a szívószelep a vezérlés által meghatározott idő alatt kifordul a szívócsatornából, a dugattyú által keltett depresszió beáramlást hoz létre a hengerbe



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



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

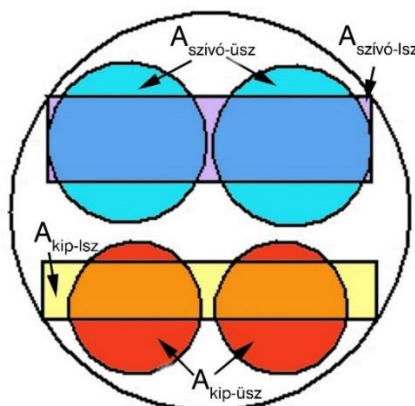


32. ábra: Kipufogóütem: a kipufogószelep a vezérlés által meghatározott idő alatt kifordul a szívócsatornából, a dugattyú a kipufogórendszerbe tolja a kipufogógázt

4.2 Lengőszelep tervezési kritériumai

Mivel kutatásunk célja, hogy a hagyományostól eltérő szelepelrendezés eredményeként elérhető motorparaméterek lehetséges javulására rámutasson, néhány fontos jellemzőt a két szelep konstrukció között azonos értéken kellett tartanunk. 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 alakítottunk ki. (33. ábra). Erre azért volt szükség, mert csak így lehetséges azonosítani, hogy a teljesítmény jellemzők változását a lengőszelep-rendszer eltérő áramlási és mechanikai jellemzői okozzák-e.



33. ábra: Ülées 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 szeleplék belső átmérőjéből határoztuk 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 szeleplékének belső átmérője,
- d_{szsz} : a szelepszár átmérője.

A fenti feltételeket alkalmazva a lengőszelep mérete az adott ülées szelepatmérőlaknak megfelelően a következőképpen alakult (1. táblázat):

1. táblázat: Ülées és lengőszelepes szelepek méretei

	Szívószelep	Kipufogószelep
Ülées 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 pozíciót biztosítva ezeknek.
- Az előző feltételből következően, az égéstér és gázcserevezetékek csatlakozási szögének azonosnak kell lenniük az ülékes szelepnél kialakítottal.
- A szelep tömítést külön tömítőeszközökkel kell biztosítani, nem pedig a hengerfej egyes részeivel a szervizelés megkönnyítése érdekében.
- A lengőszelepeket a lehető legközelebb kell elhelyezni az égéstérhez, hogy elkerüljük a szűk rések kialakulását, 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
- 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 szelepeket 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 KÍSÉRLETI ESZKÖZÖK BEMUTATÁSA

Az új lengőszelep vizsgálatához, a hagyományos szeleppel való összevetéséhez laboratóriumi méréseket kívántunk végezni. Az alábbiakban az alkalmazott eszközöket, műszereket ismertetjük.

5.1 A kutatás során alkalmazott erőforrás bemutatása

Az elemzéshez választott erőforrás egy 2003-ban gyártott Suzuki SV650 motorkerékpár motorja, amelynek műszaki paramétereit a 2. táblázat tartalmazza [26].

2. táblázat: A kutatás során használt erőforrás technikai adatai

Gyártmány, gyártási év:	Suzuki SV 650, 2003
Motor konfiguráció:	V2
Hengerfurat:	81 mm
Löket	62,6 mm
Lökettérfogat:	0,645 liter
Szívó/kipufogó szeleptányér átmérője:	31mm / 28 mm

Mivel későbbi célunk 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 3. táblázat tartalmaz néhány érdekes adatot. Ebben a 2013. év műszaki előírásainak megfelelő Cosworth CA F1 versenyautó motor paramétereit is szerepelnek. A Formula1-ben, technikai szempontból, ez volt a legszabadabb időszak, amikor a motorok fordulatszáma elérte a 20 000 1/min-t, amely rendkívüli mechanikai terhelésnek tette ki az alkatrészeket. A táblázat – kiemelt – utolsó négy sorának adataiból kiderül, hogy elemzésünk tárgyául választott motor legnagyobb dugattyú sebessége mindössze 3,82%-kal marad el a motorsportban alkalmazott erőforrásától. 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.

3. táblázat: A vizsgált jármű motorikus paramétereit egy Formula 1 versenyautó motorral összehasonlítva

Jellemző	2013 Cosworth CA F1 motor		2003 Suzuki SV650	
Henger furat	98	mm	81	mm
Löket	39,77	mm	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 fordulatszáma	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 fordulatszáma	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 csúcssebesség	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 csúcssebesség	40,08	m/s	38,55	m/s
Eltérés	-	-	3,82	%

5.2 Superflow SF600E áramlásmérő próbapad

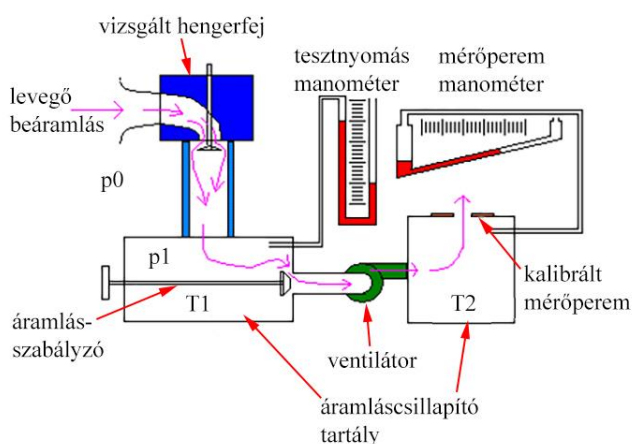
Az adott hengerfej különböző magasságú szelepemeléseknél mérhető áramlási képességének meghatározására egy SuperFlow SF600 statikus áramlásmérő próbapadot használtunk (34.ábra), amely belső égésű motorok szívó- és kipufogócsatornáinak légszállítási képességének mérésére szolgál [27].



34. ábra: SuperFlow SF6-600 áramlásmérő berendezés az ülékes szeleppel szerelt hengerfej mérése közben

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 szelepelemelési ponton állandó értéken tartja a nyomásesést, amelyet a környezeti levegő nyomásához viszonyítva határoznak meg, ennek értéke szabadon választható (35. 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 inchH₂O) értéket használtuk, amit a vezérlő egység képernyőjén állítottunk be. 101,325 kPa környezeti légnyomás esetén ez a nyomáskülönbség $\frac{p_0}{p_1} = 1,065$ nyomárányynak vagy nyomásviszonynak felel meg.



35. ábra: Áramlásmérő működési vázlat. p_0 : környezeti légnyomás, p_1 : áramláscsillapító tartály légnyomás, T_1 , T_2 : áramláscsillapító tartály levegő hőmérséklet

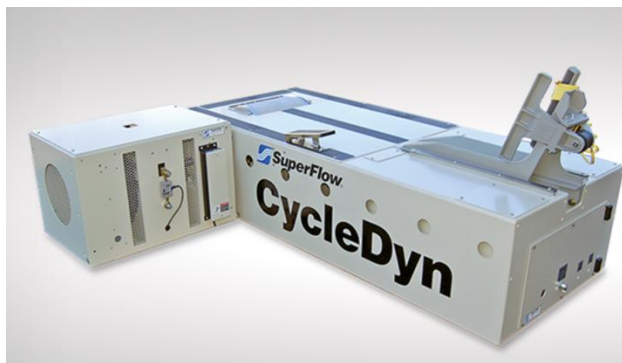
A vizsgálópad belsejében kialakított légiáratban cserélhető, kalibrált mérőperemek találhatóak, amelyekhez egy differenciál nyomásmérő csatlakozik. Fontos, hogy olyan mérőperemmel történjen a mérés, amellyel a stabil mérés által megkívánt tartományban tartható az átáramló levegő sebessége, hogy a nyomásmérő 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 ferdecsoves manométer egészíti ki.

Az áramlás vizsgáló készülékről a berendezés gépkönyvéből szerezhető be további információ [27], míg a végrehajtott mérések részleteiről a [28] és [30] konferencia kiadványokban számoltunk be.

5.3 Superflow CycleDyn Pro SF-250-WynDyn 3.2 görgős teljesítménymérő fékpad

Annak érdekében, hogy a későbbiekben kiszámított motorjellemzőket valós alapokra helyezzük, a kutatás során használt erőforrás vizsgálatára is szükség volt. Erre a célra egy görgős teljesítménymérő próbapadot alkalmaztunk (36. 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 kerékkal érintkező nagy tehetetlenségi nyomatékú görgőből, az örvényáramú modulból és az egészet összefogó keretrendszerből épül fel. A kerékkal érintkező

görgő átmérője 505 mm, míg a fordulatszám jelet egy 153 fogú fogaskoszorú szolgáltatja mágneses jelfogó segítségével.



36. ábra: SuperFlow Cycledyne SF-250 görgős teljesítménymérő fékpad örvényáramú modullal

Az örvényáramú egység tette lehetővé az adott terhelési pontokban történő statikus tesztek lebonyolítását. Esetünkben a tesztek automatikus, előre programozott terhelési pontokban hajtottuk 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 paramétereit kalibrálásakor kerültek a vezérlő rendszerben rögzítésre. Ezekkel az értékekkel a motornyomaték és fordulatszám mérés adatait a szoftver korrigálta.

A görgő fordulatszám mellett a forgattyús tengely fordulatszámát digitális jelként rögzíti a vezérlő. Erre a célra egy speciális adapterrel ellátott egységet használtunk, amely lehetővé teszi, hogy közvetlen elektromos kapcsolatot létesítsünk 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 rögzítettük:

- 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 hozzunk létre. A mérési adatok feldolgozását követően pedig megalkottuk az üléses szelep 0D/1D számítógépi modelljét. E vizsgálati fázist a következőkben lépésenként mutatjuk be

6.1 Motorikus jellemzők meghatározása

Első műveletként az összeszerelt erőforrás motorikus jellemzőit határoztuk meg. Annak érdekében, hogy pontos információkat kapjunk a vizsgálandó motor állapotáról, az első tesztek az eredeti, a motorgyártó által felszerelt kipufogórendszerrel végeztük (37. ábra).



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

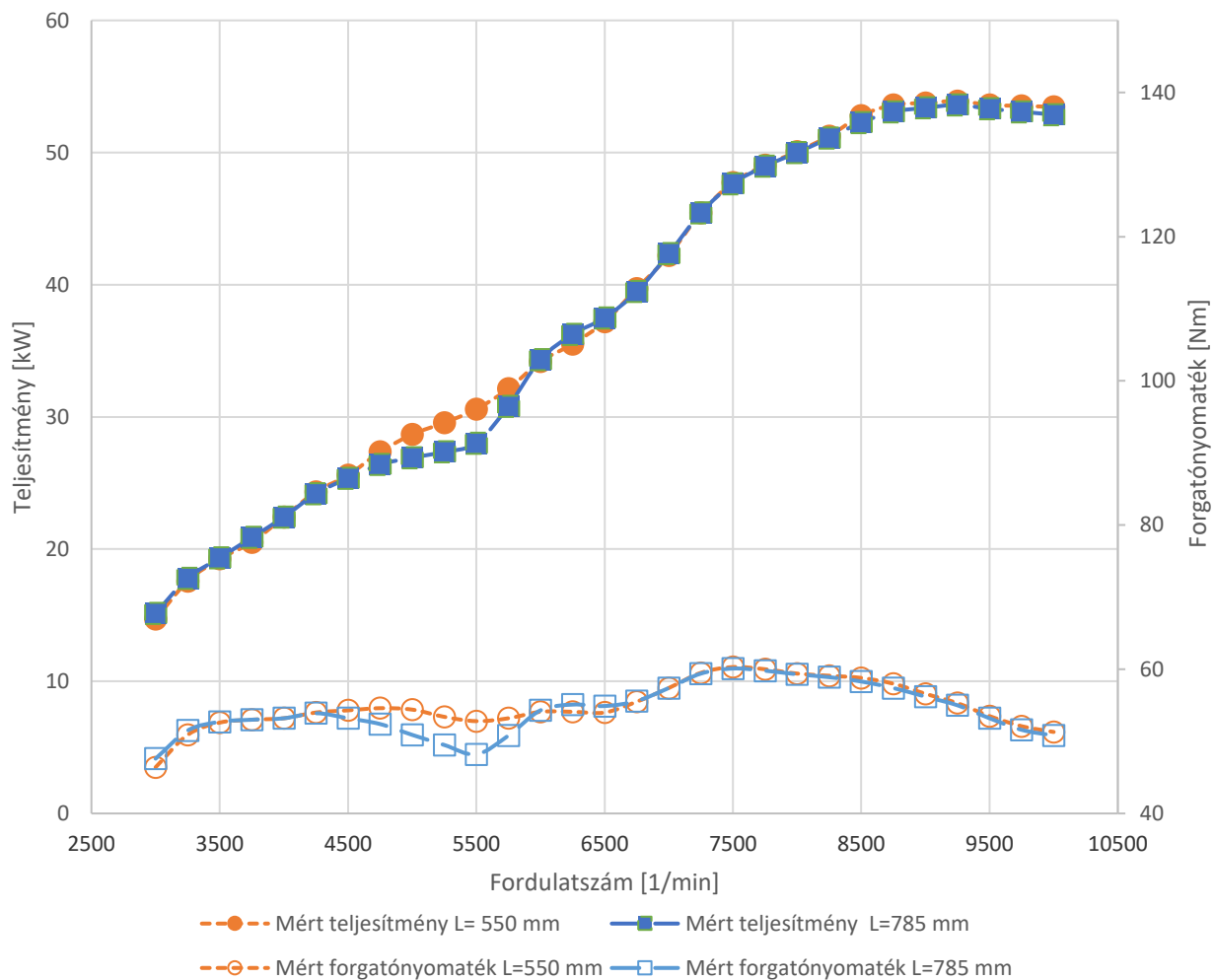
Az összegyűjtött adatok jól megfeleltek a jármű szervizkönyvében közölt paramétereknek [26]. Ezen paraméterek összehasonlítása a 4. táblázat található.

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

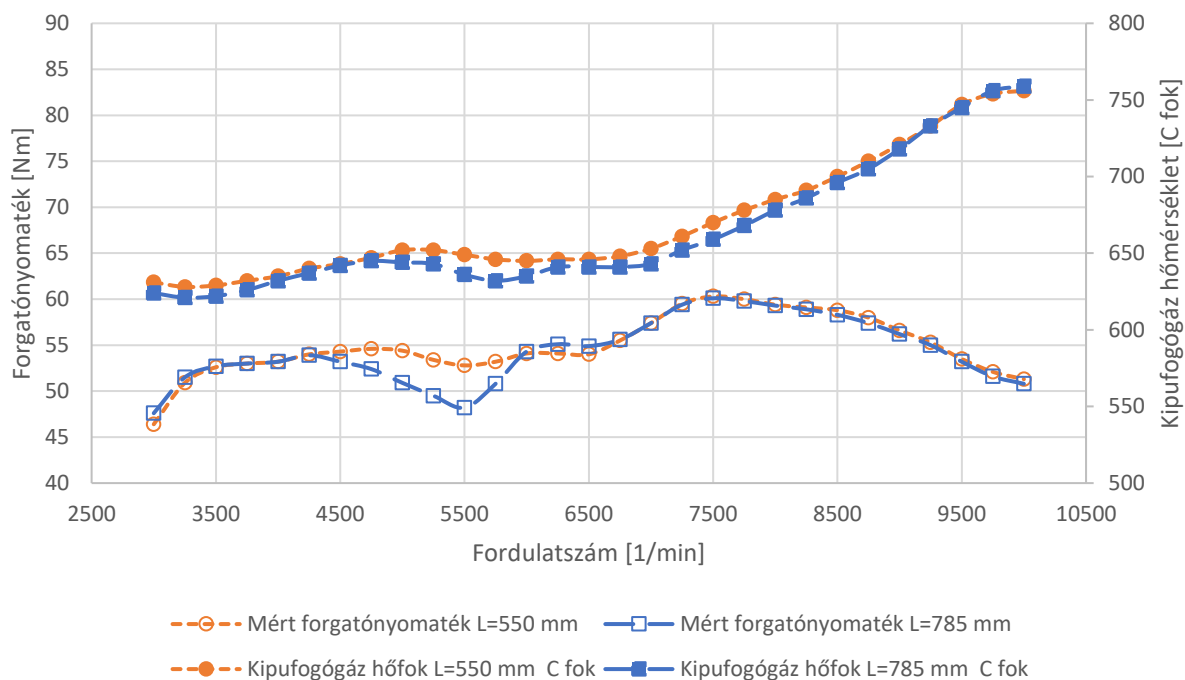
Jellemző	Gyártói		Mért	
Teljesítmény	54,7 kW	8800 1/min	54,05 kW	9250 1/min
Forgatónyomaték	64 Nm	7000 1/min	58,5 Nm	8750 1/min

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

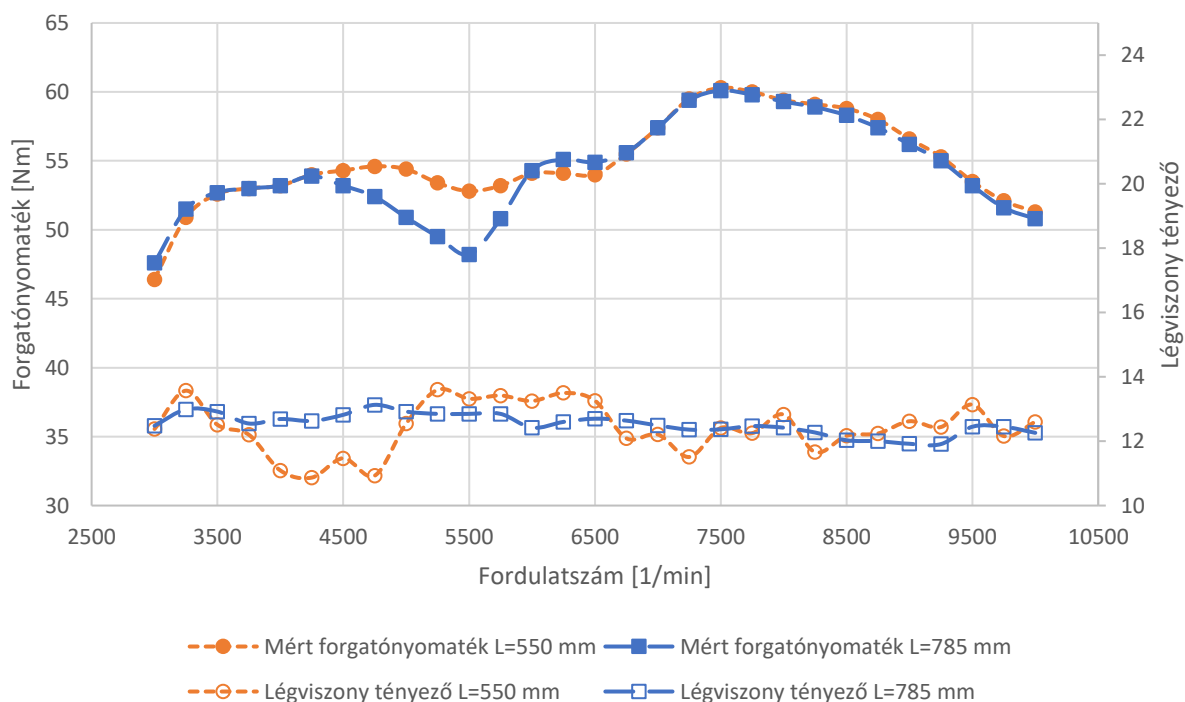
A kalibrációs mérést követően az eredeti kipufogó-hangtompítót eltávolítottuk, és egyenes, belül teljesen üres és sima, 56 mm belső átmérőjű csőre cseréltük. A teszt során egy 785 mm és egy 550 mm hosszúságú, egyéb paraméterében viszont mindenben megegyező toldalékot szereltünk fel a kipufogórendszerre. Ezt a változtatást azért eszközöltük, hogy kiküszöböljük a hangtompító egység belsejében található kamra rendszer, valamint abszorpciós hangtompító motorműködésre gyakorolt hatását. Ebben a munkafázisban kapott eredményeink segítségével terveztük validálni a későbbiekben elkészített 0D/1D motormodellt, a megváltoztatott kipufogórendszer pedig a motor modellezését és a modell esetleges hibáinak felderítését tette lényegesen egyszerűbbé. A 38., 39., 40. ábrák a mérések során nyert adatokat ábrázolják. A későbbiekben során a számítógépes modell megfelelő beállításához a nyomaték és teljesítménygörbéket használtuk.



38. ábra: Tesztmotor teljesítmény és nyomaték görbéi



39. ábra: Tesztmotor kipufogógáz hőmérséklete és forgatónyomatéka

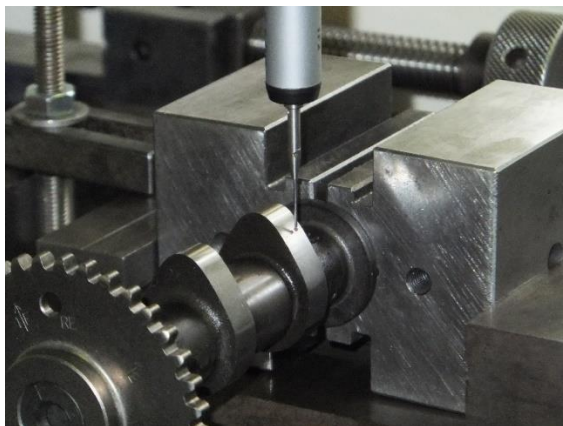


40. ábra: Tesztmotor légviszonytényezője és forgatónyomatéka

6.2 Szeleprendszer elemző vizsgálata

Miután a teljesítménymérő fékpadi tesztet befejeztük, az erőforrást szétszereltük és részletekbe menő vizsgálatnak vetettük alá, annak érdekében, hogy a későbbiekben megfelelő módon tudjuk

modellezni működését. Ennek első lépése volt, hogy a jelenlegi üléses szeleprendszert elemeztük. Az elemzés magában foglalta a szelepeket működtető vezérműbüttyök és az általuk mozgatott szelepek mozgásának statikus és dinamikus analizisét. A munka során meghatároztuk a szelepemelési profilt, az időkeresztmetszeteket, illetve a szeleprugók karakterisztikáit (41. ábra).

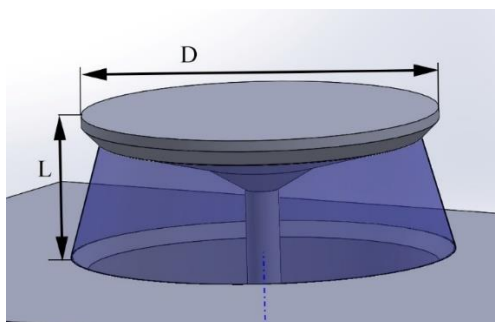


41. ábra: Szívószelep vezérműbüttyök mérése koordináta mérőgépen a szentesi Legrandnál

Az összegyűjtött adatok segítségével a dinamikus modell megerősítette, hogy a motor gyártóművi legmagasabb fordulatszámra vonatkozó korlátozása valóban a szerkezet épségét védi. További hatásfok, vagy teljesítmény-sűrűség növekedést az eredeti szelepvezérlési rendszerrel nem lehet elérni, bár az erőforrás szerkezete alkalmas lenne a nagyobb teljesítmény leadására [31].

6.3 Üléses szeleppel szerelt hengerfej áramlástani vizsgálata

A mechanikai analizist áramlástani mérés követte. Ennek keretében először az üléses szelepek áramlási tényezőit (C_f) határoztuk meg, a [27] 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 (42. ábra).

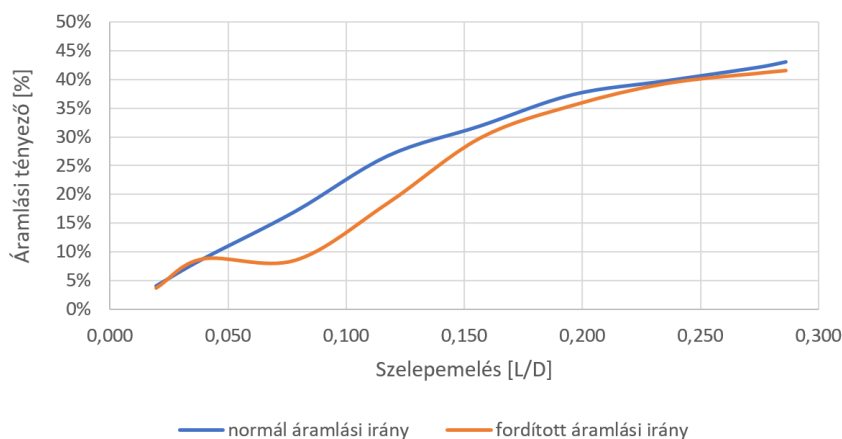


42. ábra: Relatív szelepnyitás (L/D) értelmezése: L : szelepemelés, D : szeleptányér átmérője

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

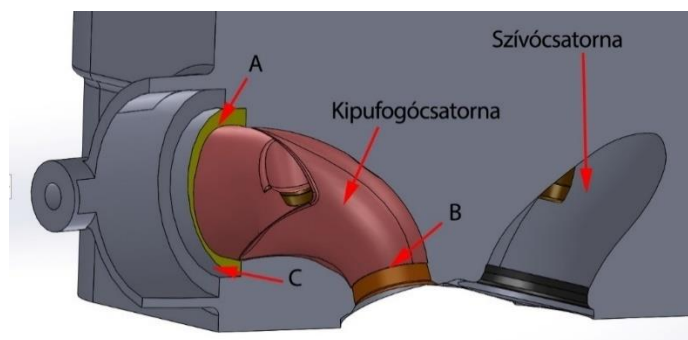
A mérések során kinyert adatokat (2 sz. melléklet) grafikus formában ábrázolva jól látszik, hogy a kipufogószelep az elvárható módon viselkedik, vagyis kiömlési irányban kedvezőbb áramlási

értékeket produkál, mint visszáram esetén (43. ábra). Ez a tulajdonsága hasznos, hiszen a kipufogás során célunk az égésgázok minél kisebb ellenállás mellett történő elvezetése. Olyan üzemállapotban viszont, amikor valamilyen okból a kipufogó szelepen a henger felé áramlana a kipufogógáz, a friss töltet szennyezettsége kisebb mértékű lesz, a rosszabb visszáramlási jellemzőknek köszönhetően.



43. 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 (44. ábra).

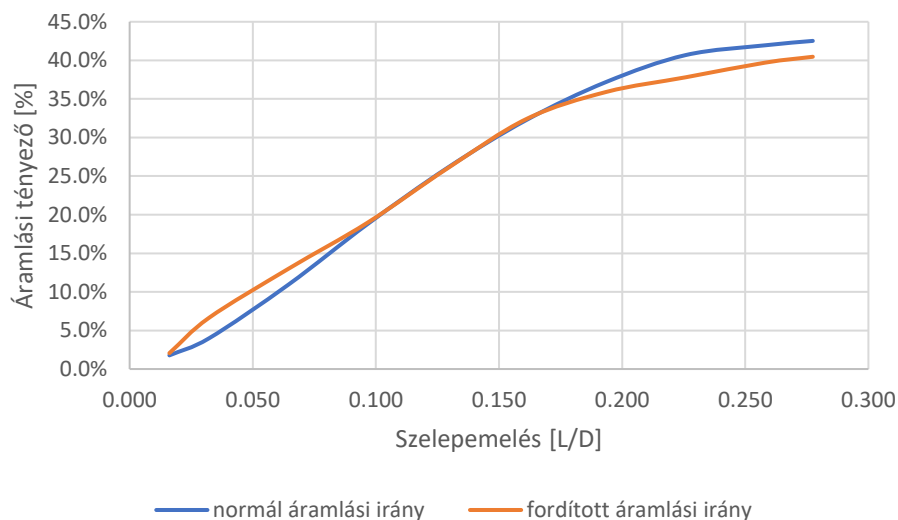


44. ábra: Kipufogócsatornában kialakított visszaáramlás korlátozó megoldások:

- A: fekvő „D” alakú csatornakeresztmetszet által kialakított lépcső a kipufogórendszer csatlakozási pontján
- B: lépcső a szelepülék és kipufogócsatorna csatlakozási pontján
- C: kipufogó rendszer körkörös csatlakozó elem illeszkedési felülete

Szívószelep esetén a visszaáramlás már nem ennyire korlátozott. Kis szelepemelések esetén a szelepülék égéstér felőli oldalán kialakított 30 fokos - normál esetben kivezető - szög kedvezően befolyásolja a hengerből a kiáramlást, ami ebben az esetben nem szerencsés. Magasabb

szelepnyitáskor már megfordul a helyzet, mert szeleptányér égéstér felőli felületének pereme célszerűen nincs legömbölyítve. Erről az élről leváló örvények szűkítik ebben a nyitási tartományban az effektív áramlási keresztmetszetet, amely a 45. ábra grafikonján jól követhető.



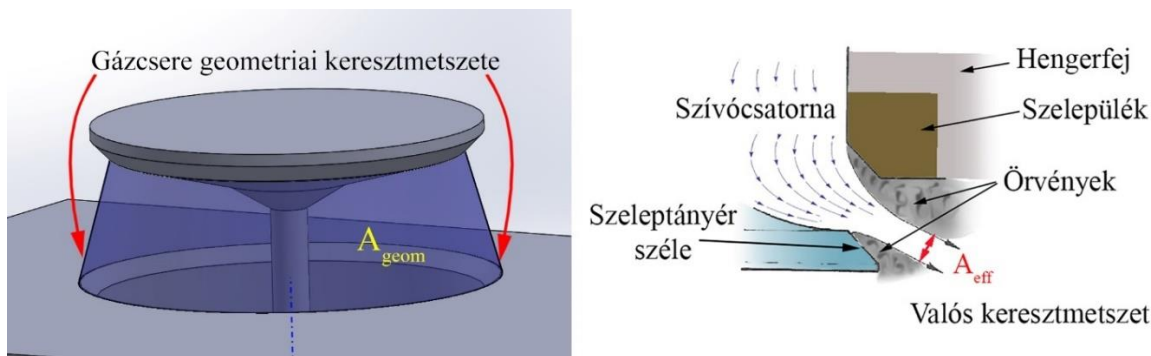
45. ábra: Szívószelep áramlási tényezője különböző áramlási irányok esetén

A mérés során kinyert térfogatáram adatok további feldolgozásával, a [40] irodalomban közölt módszert alkalmazva, kiszámítottuk az egyes szelepemelési pontokhoz tartozó szűkítési tényező értékeit (C_d). A számítás során a szelep nyitáskor kialakuló kúppalást felületéhez (A_{geom}) arányosítottuk az effektív áramlási keresztmetszetet (A_{eff}) (46. ábra), amelyet a vizsgálat során nyert térfogatáram adatokból számítottunk ki az alkalmazott nyomáskülönbség által meghatározott áramlás sebességének felhasználásával.

$$C_d = \frac{A_{eff}}{A_{geom}} \quad (3)$$

ahol:

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



46. ábra: A C_d értékek meghatározásához használt felületek értelmezése és elhelyezkedése
 A_{geom} : geometriai áramlási keresztmetszet, A_{eff} : effektív áramlási keresztmetszet

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 elvégeztük. 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 [28]. Az adatok további feldolgozását a 0D/1D motormodellező szoftverrel végeztük, amelynek segítségével az áramlási értékeket szűkítési tényező (C_d) értékeké konvertáltuk. A folyamatot a 6.4 fejezetben mutatjuk be részletesen.

6.4 Tesztmotor 0D/1D modellezése

A fent említett műveletek elvégzése után megalkottuk az üléses szeleppel szerelt motor számítógépes modelljét. Ahogy a [32] munkában olvashatjuk, 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 motorszimulációkat különböző kategóriákba sorolhatjuk. 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.

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.

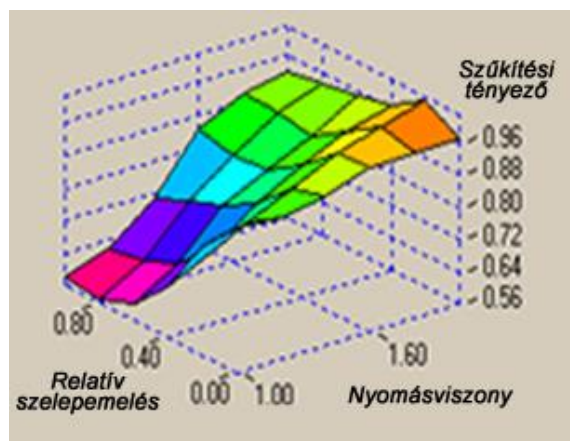
Motormodell létrehozása

Célunk eléréséhez az Optimum Virtual 4stroke 0D/1D modellező szoftvert választottuk, amely kellő pontossággal képes előre jelezni tesztmotorunk 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 „tartozék”-ként 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 (47. ábra).

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 [36]. 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 szelepnnyitási tartományban a relatív szelepnnyitás függvényében ábrázolja (48. ábra).



48. ábra: Extrapolált szűkítési tényező jellegfelület a nyomásviszony és relatív szelepnnyitás függvényében

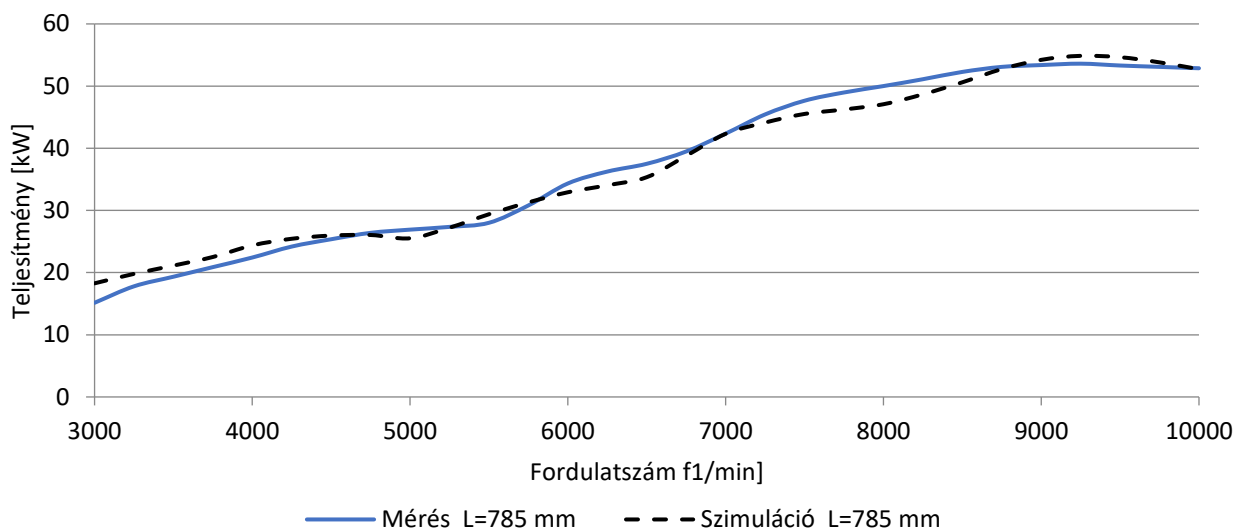
Minden szeleprendszerhez két jellegfelület tartozik: egy a közeg „normál” haladási irányában mutatja meg a szelepek áramlásra gyakorolt hatását, míg a második az ellenirányú áramlás során kialakuló C_d értékeket tartalmazza. Ez utóbbi a hengerből megszökő friss keverék mennyiségét, vagy éppen a belső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

A modell mechanikai helyességét a szeleprendszer elemző vizsgálata során nyert adatokkal biztosítottuk, amelyet a 6.2 fejezetben részleteztünk. A nyilvánvalóan szükséges fizikai méretek és relatív gyújtási sorrend megadása mellett a súrlódási középnyomás veszteséget a validálás során kapott értékek alapján határoztuk meg. A szakirodalomban a súrlódási középnyomás-forgattyús tengely fordulatszám közötti összefüggés jellegéről megoszlanak a vélemények: a [4] irodalom lineáris súrlódási jelleget javasol, míg a [5] és [37] tanulmányok motorkerékpár motorok vizsgálatán alapuló módszere progresszíven emelkedő középnyomás veszteséget állapít meg. Mivel a szimulációs modell motorkerékpár motoron alapul, ezért [37] 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 végeztük el. Elsőként egy $L=785\text{ mm}$, majd ennek elkészülte után egy $L=550\text{ mm}$ -es kollektorcsővel ellátott motor modellezése következett.

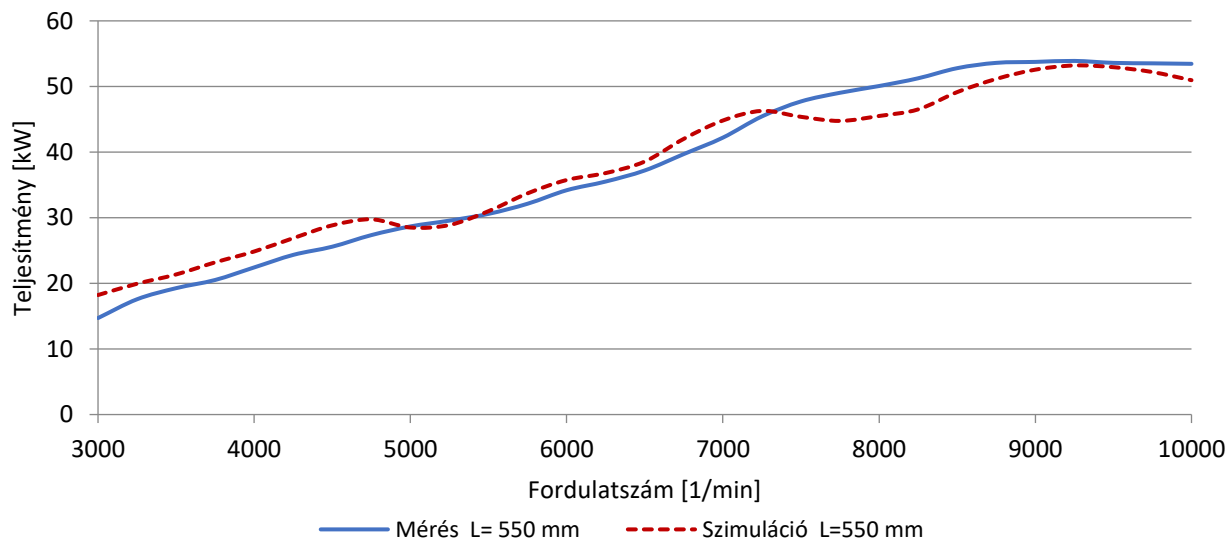
Miután az alapmotor számítógépes verzióját létrehoztuk a modell többszöri finomítása után elfogadható eredményeket kaptunk, amelyek jól illeszkedtek a valós motor mért teljesítmény-, és nyomatékkarakterisztikájához. A 785 mm-es kollektorcsővel végzett modell finomításához az általunk egyébként nem mérhető 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 $\pm 2,9$ kW-os maximális eltérést valósítottunk meg. Ez átlagosan 5%-os hibának felelt meg, amely érték megfelelő pontosságnak tekinthető (49. ábra) [38].



49. ábra: A vizsgált motor mért és modellezett teljesítménykarakterisztikája $L=785$ mm kipufogócső hossz esetén

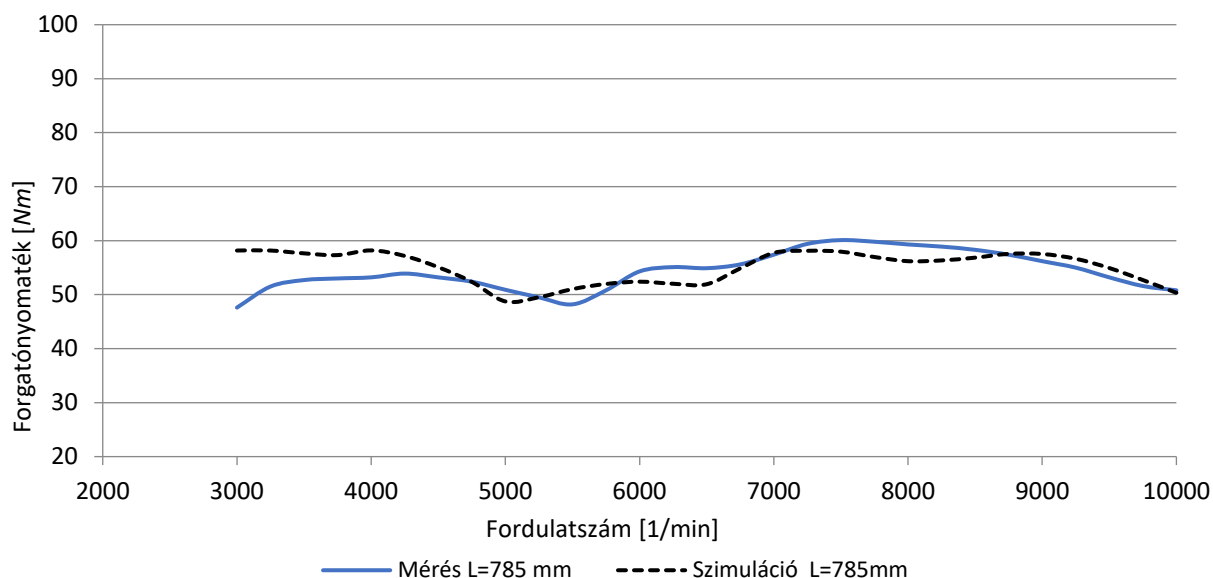
Végül, ellenőrzésképpen - ugyanúgy, mint a valóságban - a kipufogó kollektor hosszát 550 mm-re csökkentettük, és a modellt újra futtattuk (50. ábra). Ebben az esetben a szimuláció és a mérés közötti hibaérték 3000 ford./percnél 24% volt, de a legkritikusabb 5000 ford./percnél a hiba 1%-ra csökkent, és átlagban soha nem haladta meg a 7%-ot, ami mind a teljesítmény, mind a nyomatékértékekre igaznak bizonyult.



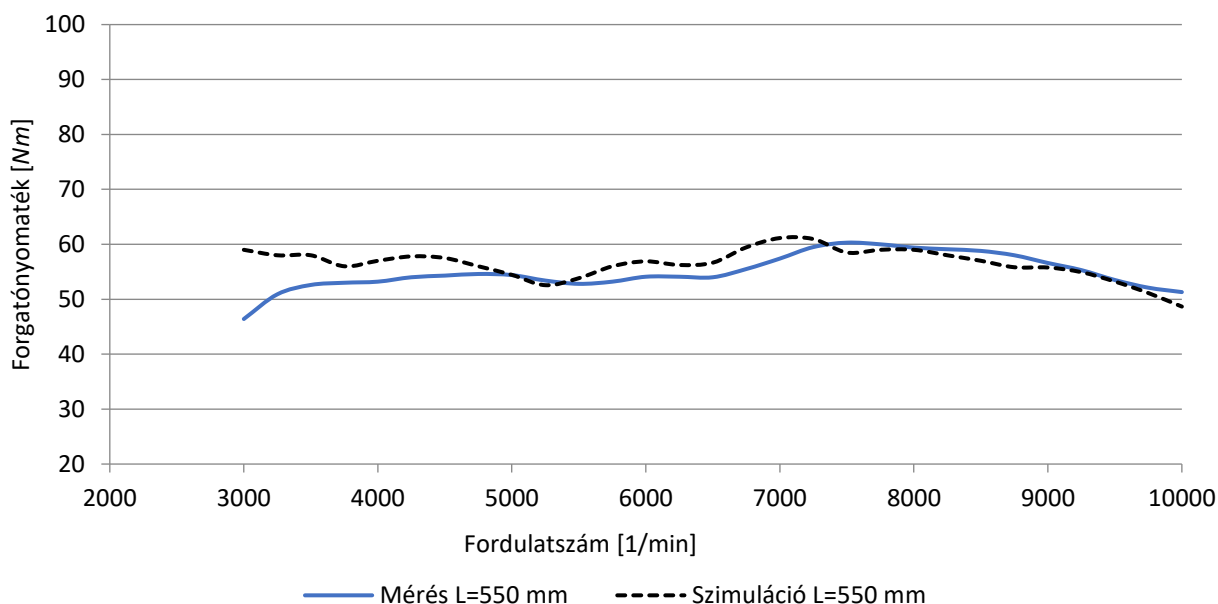
50. ábra: A vizsgált motor mért és modellezett teljesítménykarakterisztikája $L=550$ mm kipufogócső hossz esetén

A motor forgatónyomaték jelleggörbéi hasonló jelleget követtek, 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 (51. és 52. ábra). A szimulált motor ilyen általános viselkedése alapján megállapítottuk, hogy a modell megfelelő pontossággal tükrözi a valós motorparamétereket és a további vizsgálatoknak megfelelő alapot biztosít, a modell validálását eredményesnek tekintettük.



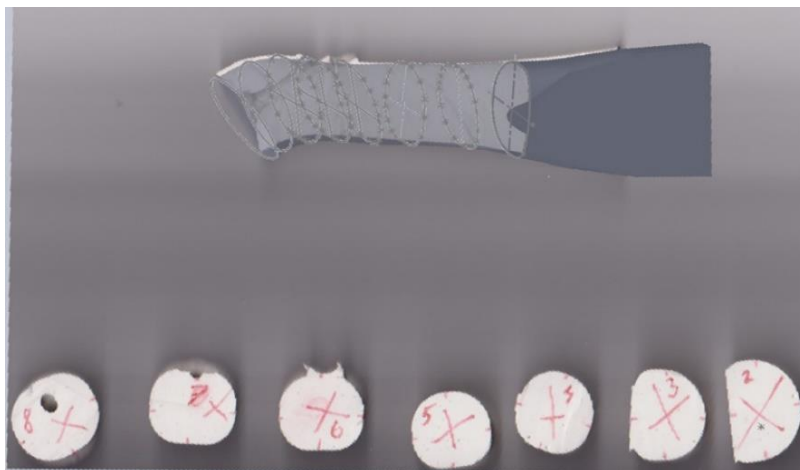
51. ábra: A vizsgált motor mért és modellezett nyomaték-karakterisztikája $L=785$ mm kipufogócső hossz esetén



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

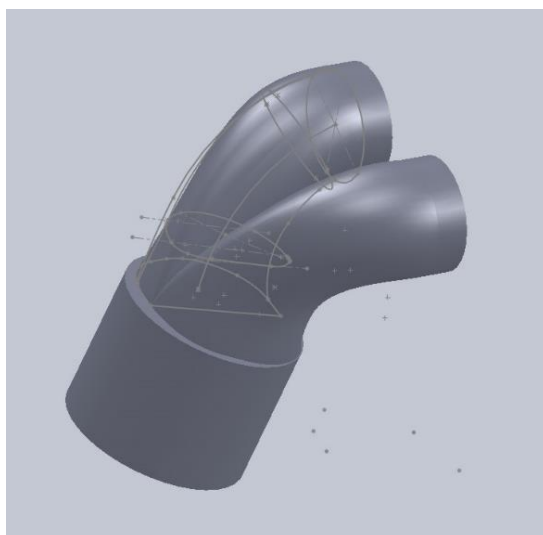
6.5 3D CAD modell létrehozása

Miután a mérési fázist befejeztük a hengerfej 3D modelljét alkottuk meg úgy, hogy az a későbbi CFD vizsgálatokban is használható legyen. A hengerfej műszaki dokumentációja nem állt rendelkezésünkre, ezért alternatív megoldást kellett keresnünk a modell felépítéséhez. A lehető legvalóságosabb ábrázolás érdekében a gázcsere csatornákat két komponensű szilikongumival töltöttük ki. A gumibetéteket a csatornákból kivéve, azokat meghatározott távolságra egymástól szeletekre vágtuk. A kapott darabokat beszkeneltük és a tervező programba emeltük, majd körvonalrajzokat hoztunk létre belőlük (53. ábra).



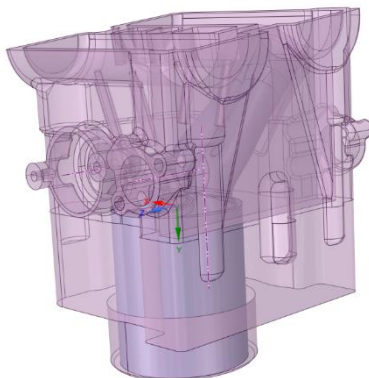
53. ábra: Szívócső szilikongumi szeletei scannelés után, valamint a körvonalrajzok elhelyezése a felület kialakítás fázisában

Úgy helyeztük el őket a tervezői térben, hogy pozíciójuk mindenben feleljen meg az adott sziluettnél 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. A 54. ábra ezt mutatja a kipufogócsatorna esetén.



54. ábra: Kipufogócsatorna 3D modellje

Mivel az égésteret is hasonlóképpen modelleztük, a csatlakozási ponton a csatornák és égéster találkozása esetén is biztosítani tudtuk a valósággal egyező geometriai kritériumokat. A szelepek formáját fényképek segítségével másoltuk le. Nagy kontraszthatású felvételeket készítettünk, amelyeket a CAD szoftver körvonalfelismerő funkciójával alakítottunk analitikus görbéké, majd 3D modellekké. Az alkatrészeket egyesítettük, aminek eredményeképpen egy komplett virtuális hengerfejet kaptunk (55. ábra), amely mindenben egyezik az eredeti alkatrésszel. Ezt további finomítás követte, mert csak ez tette lehetővé a későbbiekben lefolytatott numerikus áramlási elemzést is.



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

7 LENGŐSZELEPES MOTOR VIZSGÁLATA

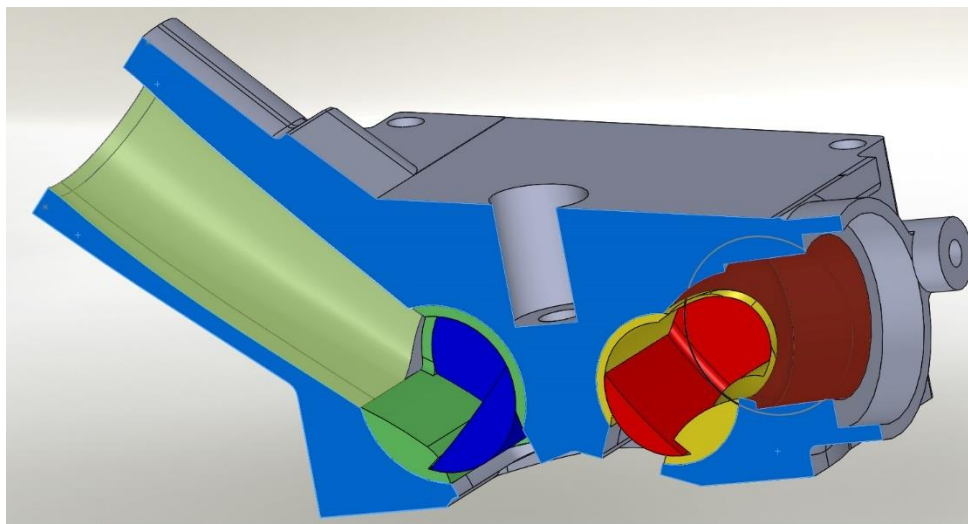
7.1 *Lengőszelepes hengerfej megtervezése és gyártása*

Az üléses szeleppel szerelt hengerfej, illetve motor fent említett vizsgálatai és kalibrációs tesztjei után a lengőszelepes hengerfej tervezését végeztük el. Ehhez az üléses szeleppel szerelt hengerfej 3D modelljét használtuk fel, majd az eredeti szeleprendszer, illetve az égéstérhez csatlakozó csatorna szakaszok áttervezésével hoztuk 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 választottuk 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 ismertetük. A szélességi mértéket az eredeti üléses szelep csatlakozási pontjánál mérhető égéstér szélesség diktálta, míg a szelepnívó „magassága” a szükséges áramlási felületből adódott.

A tervezés folyamán több kialakítás is felmerült, el kellett dönteni, hogy a szelepek melyik irányban mozduljanak 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 választottuk.

Kipufogószelepnél a szeleptest formája és mérete volt az, amely eldöntötte a kérdést. Ha a kipufogó nyílásból a henger irányába fordul ki a szelep, akkor a megfelelő áramlási 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 szelep-test felfelé történő elmozdításával 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 határoztuk meg. A további részletek kidolgozásánál a 4 fejezetben felsorolt szempontokat vettük figyelembe, amelyben összefoglaltuk a szerelhetőségre, tömítésre, csapágyazásra, stb. vonatkozó kritériumokat. Mindezen feltételek összeségét egy olyan szerkezet elégítette ki, amely a 56. ábrán látható.



56. ábra: Lengőszelepes hengerfej végső kialakítása: kék: szívószelep, piros: kipufogószelep

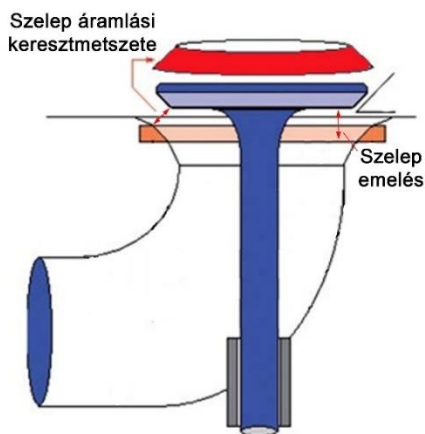
A kutatási program lefolytatása érdekében a hengerfejet kézzelfogható formában is legyártottuk. A gyártáshoz elkészítettük a szükséges műszaki dokumentációt. Mivel a belső csatornák és szelepházak csak rendkívül költséges öntési eljárással lettek volna kialakíthatók, ezért az egész hengerfejet két félre osztva terveztük meg. Így lehetővé vált a csatornák és a szelep házak helyének forgácsolással történő megmunkálása (57. ábra). A szelepházak forgácsolásának precíz megvalósítására a Miskolci Egyetem Szerszámgépek Intézeti Tanszékének laboratóriumában került sor. A szelep-testet és áramlástérelő betétet ipari műanyagból alakítottuk ki, mivel a modellt nem működési tesztekhez szántuk. Ezek gyártása saját vállalkozásunk műhelyében történt.



57. ábra: Áramlástani vizsgálatok céljából készített lengőszelepes hengerfej és részei szétszerelt állapotban

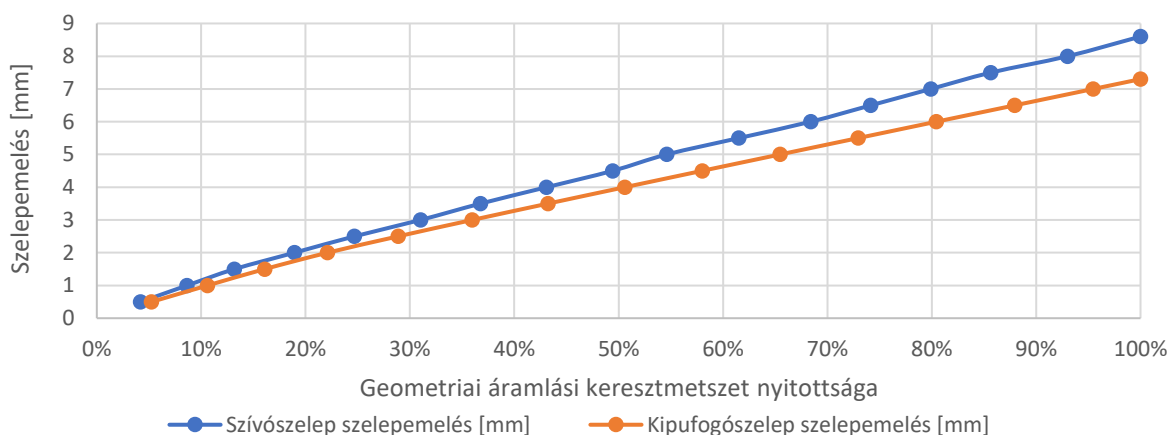
7.2 Lengőszelepes hengerfej áramlási tesztje, a kutatás áramlástanai vonatkozású eredményei

A [27]és [39] szakirodalomban nyilvánvaló okokból csak üléses szeleppel szerelt hengerfejek vizsgálata szerepel, ezért a lengőszelepes hengerfej vizsgálatához saját módszert fejlesztettünk ki. Hagyományos szelep emelése során, az egyes emelési pontokhoz tartozó valós, csanakakúp alakú geometriai áramlási keresztmetszetet (58. ábra) a legnagyobb emeléshez tartozó geometriai áramlási keresztmetszettel százalékosan arányosítottuk.

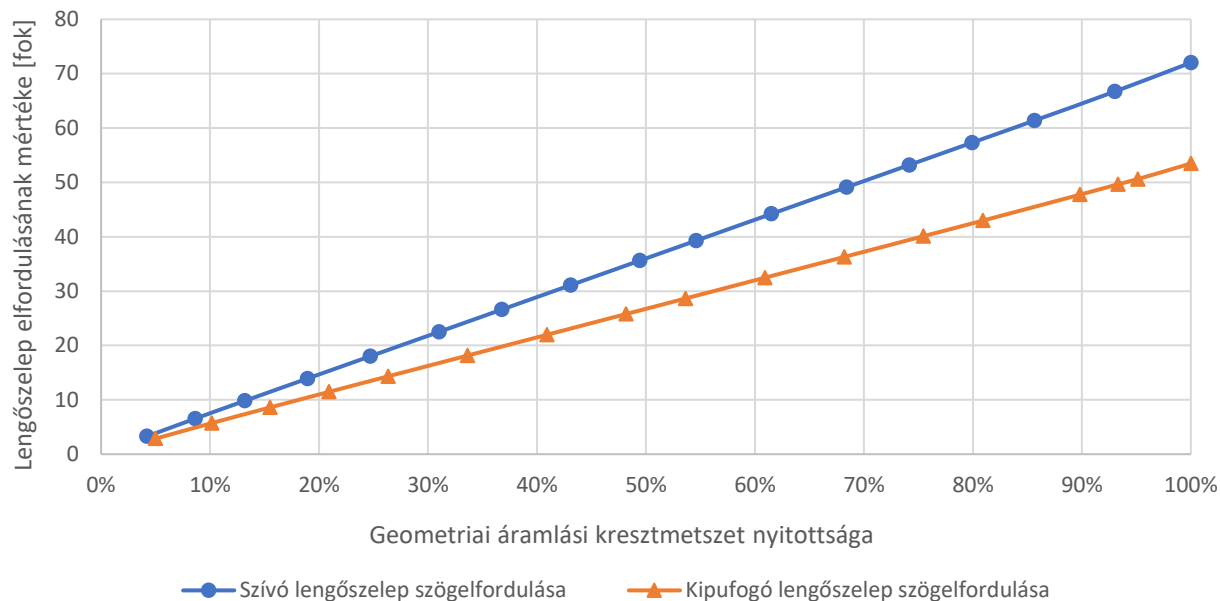


58. ábra: Ülées szelep csanakakúp alakú geometriai áramlási keresztmetszetének értelmezése és elhelyezkedése

Az így nyert adatokat átvittük a lengőszelepes hengerfejre, amelynek segítségével meghatároztuk az egyes mérési pontokon beállítandó geometriai áramlástanai keresztmetszetet. Ebből a CAD tervezői környezet mérőfunkciói segítségével állapítottuk meg, hogy a lengőszelepet milyen szöghelyzetbe állítsuk be ahhoz, hogy ugyanolyan arányú geometriai áramlási felületet kapjunk, mint az üléses szelep esetén egy adott, meghatározott emelési pontban. Ezzel a módszerrel egyúttal össze is kapcsoltuk az elfordulás mértékét a hagyományos szelep emelési magasságával, amely a kutatás következő fázisában kapott jelentőséget, mert minden egyes áramlási értéket úgy tudtunk kezelni, mintha azt egy üléses szeleppel mértük volna (59. és 60. ábra)

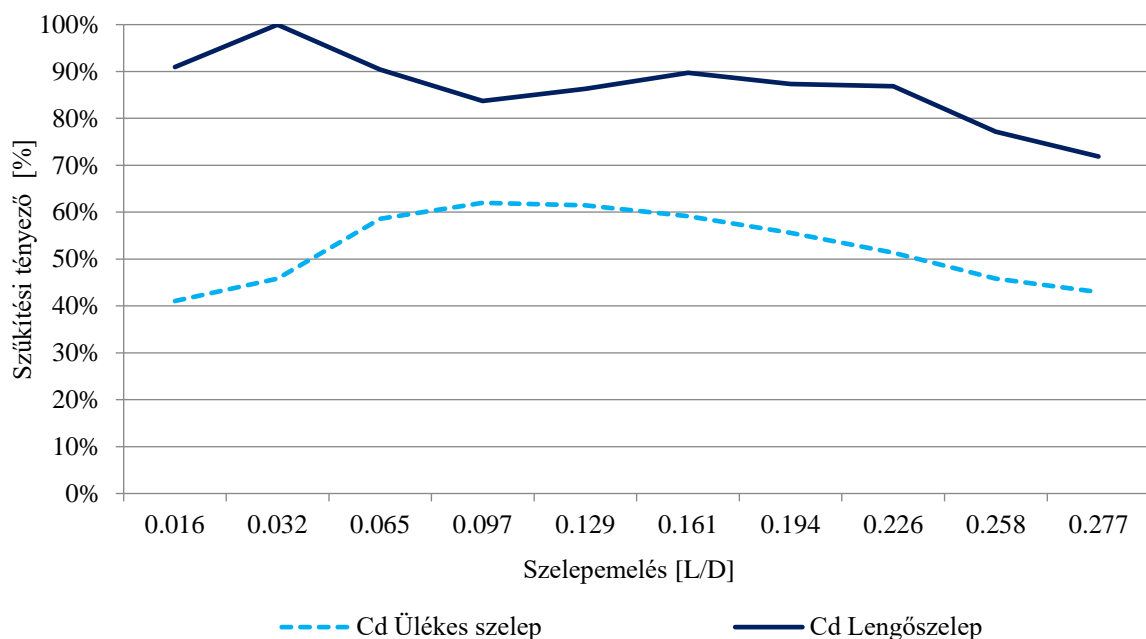


59. ábra: Szelepemelés és geometriai áramlási keresztmetszet közötti összefüggés üléses szelep esetén

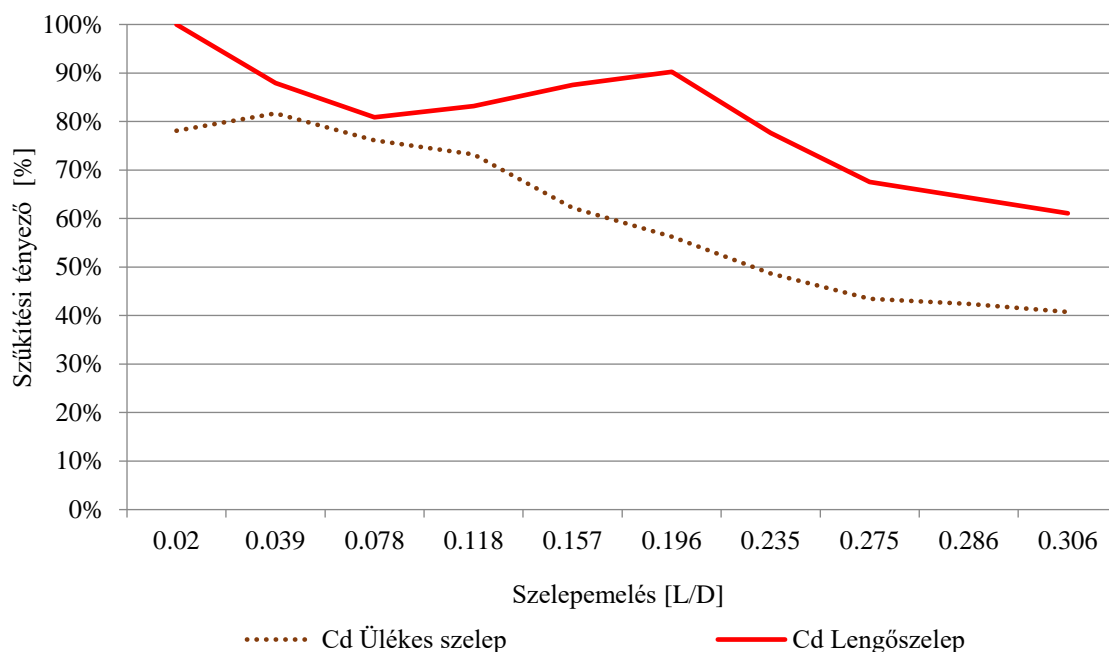


60. ábra: Geometriai áramlási keresztmetszet nyitottsága és a lengőszelep elfordulásának mértéke közötti összefüggés

A geometriai értékek kiszámítását a [40] közlemény alapján táblázatos formában végeztük, az ezek felhasználásával végrehajtott vizsgálatok eredményeként megállapítottuk, hogy a hagyományos szelepek erősen korlátozzák bármely motor gázcsere képességét. A [27] irodalomban található adatok, empirikus számítási módszerek szerint egy erőforrás motorikus paraméterei szorosan összefüggenek gázcsererendszerének áramlási képességeivel. Szintén empirikus képletek segítségével más motoradatok is származtathatók az áramlási értékekből (pl. szelep nyitási és zárási pontok, teljesítmény/nyomaték értékek stb.). Mérési eredményeink tükrében megállapítottuk, hogy a kutatásban résztvevő SV 650-ből hatékonyabb motor lenne előállítható a nem szokványos lengőszelepes rendszerek alkalmazásával, amelyek nagyobb fejlesztési potenciált is hordoznak. Vizsgálataink 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 számítottuk ki a [27] forrásban meghatározott módszerrel. Ugyanezen jellemzőket a lengőszelepeknél is meghatároztuk, ahol a mért adatok felhasználásával szívószelepnél 41,23%, míg a kipufogószelepnél 39,49%-os áramlási tényezőt kaptunk (2. sz. melléklet). Annak érdekében, hogy a 0D/1D motorszimulációt a lengőszelepes hengerfejrel is végre tudjuk hajtani, az áramlási vizsgálatban összegyűjtött eredményeket a szelepemelési, illetve szelepelfordulási adatokkal összevetve meghatároztuk a szűkítési tényező (C_d) értékeit is. Ennek grafikus ábrázolásából (61. és 62. ábra) jól követhető, hogy a lengőszelepes konstrukció a teljes nyitási tartományban kedvezőbb értékeket produkál, mint az üléses szelep.



61. ábra: Szívószelep szűkítési tényező értékei ülékes és lengőszelepes hengerfej esetén



62. ábra: Kipufogószelep szűkítési tényező értékei ülékes és lengőszelepes hengerfej esetén

A teljes nyitási tartományt figyelembe véve szívószelepek esetén az ülékes verzió átlagos szűkítési tényezője 52,38%, a lengőszelepeé 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 ülékes szelep átlagos szűkítési tényezője 60,28%, míg a lengőszelepeé 81,78%. Hatékonyságot tekintve ebben az esetben is a lengőszelep produkálja a jobb értéket, amely 21,5%-kal kedvezőbb, mint az ülékes

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% szelepnitálásig dominál, ettől nagyobb nyitási értékek esetén a szeleptest és kipufogócsatorna kedvezőbb kialakítása ellensúlyozza az örvények esetleges szűkítő hatását [30].

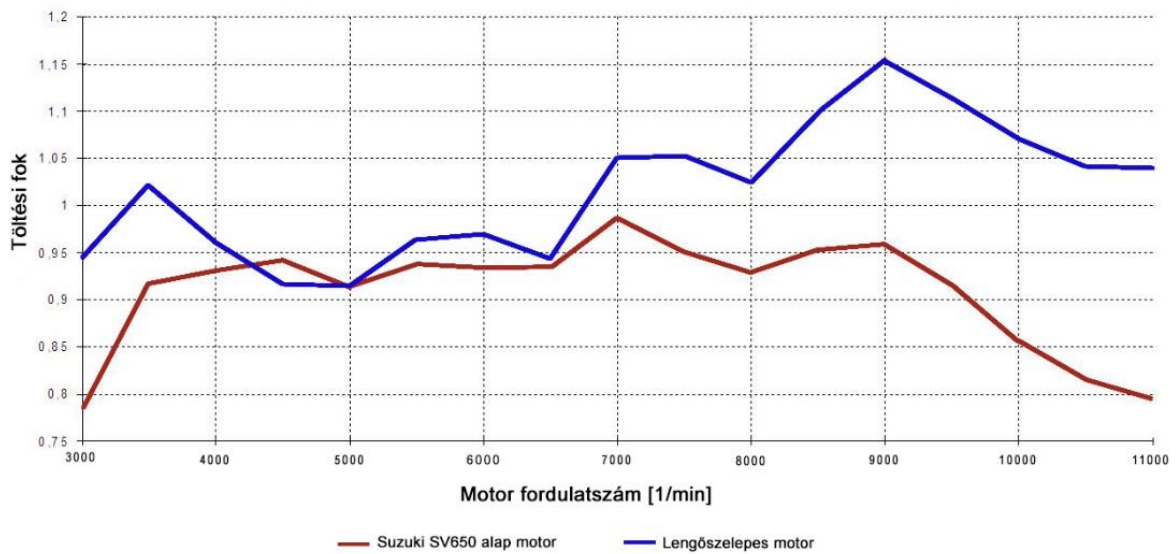
Az áramlástanai összehasonlítás bebizonyította, hogy egy olyan elrendezés, amelyben a szívó- és kipufogónyílásokat lengőszelep vezérli, sokkal kedvezőbb a motorműködés szempontjából, mint az eredeti ülékes szeleprendszer. Az adott kutatási fázis mérési eredményeit a további CFD szimulációk során, valamint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

7.3 Lengőszelepes motor 0D/1D modellezése, a kutatás motorikus paramétereit érintő eredményei [29]

Mivel kutatási projektünk célja, hogy a két eltérő szeleprendszer motorműködésre gyakorolt hatását vizsgáljuk, ezért az ülékes szeleppel létrehozott és fékpadi vizsgálatok eredményeivel validált $L=785$ mm hosszú kipufogó kollektorral szerelt verzió 0D/1D modelljét módosítottuk a lengőszelepek virtuális tesztelésére (lásd 6.4 fejezet). A lengőszelepekkel pontosan azokban a mérési pontokban határoztuk meg az áramlás jellemzőit, amelyek azonosak az ülékes szelep esetén meghatározottakkal. Ezen felül, amint azt korábban említettük, a méréshez szolgáló hengerfej megalkotásakor a gázcsere csatornák keresztmetszetét, helyzetét, dőlésszögét a hagyományos szelepeket alkalmazó hengerfejnek megfelelően készítettük. 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 szöghelyzeteket is változatlan formában vittük tovább az ülékes szeleprendszerből, amelynek köszönhetően kizárólag a szelepkialakítás eltérő volta eredményezte a két modell motorikus jellemzői közötti különbségeket.

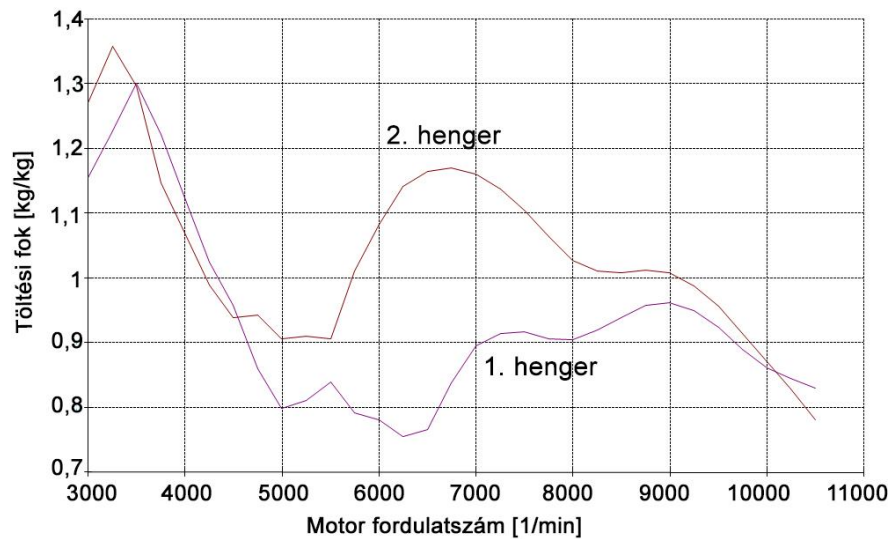
A motorszimulációt az ülékes szelep esetén alkalmazott paraméterekkel, illetve rendszerösszetevőkkel folytattuk le és a töltési fok (TF), a forgatónyomaték (M), valamint teljesítmény (P) értékeket rögzítettük táblázatos formában.

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, hogy a közeg sűrűségét is figyelembe veszi, ezért pontosan követhető egy erőforrás viselkedése eltérő üzemeltetési körülmények (pl. magashegyi menet) esetén. A szimulált eredményekből (63. ábra) jól látszik a gázcsererendszer 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.



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

A nemkívánatos hatást legszembeszökőbben a 64. ábrán láthatjuk, amely a hengerenkénti TF értékeit ábrázolja grafikus formában.

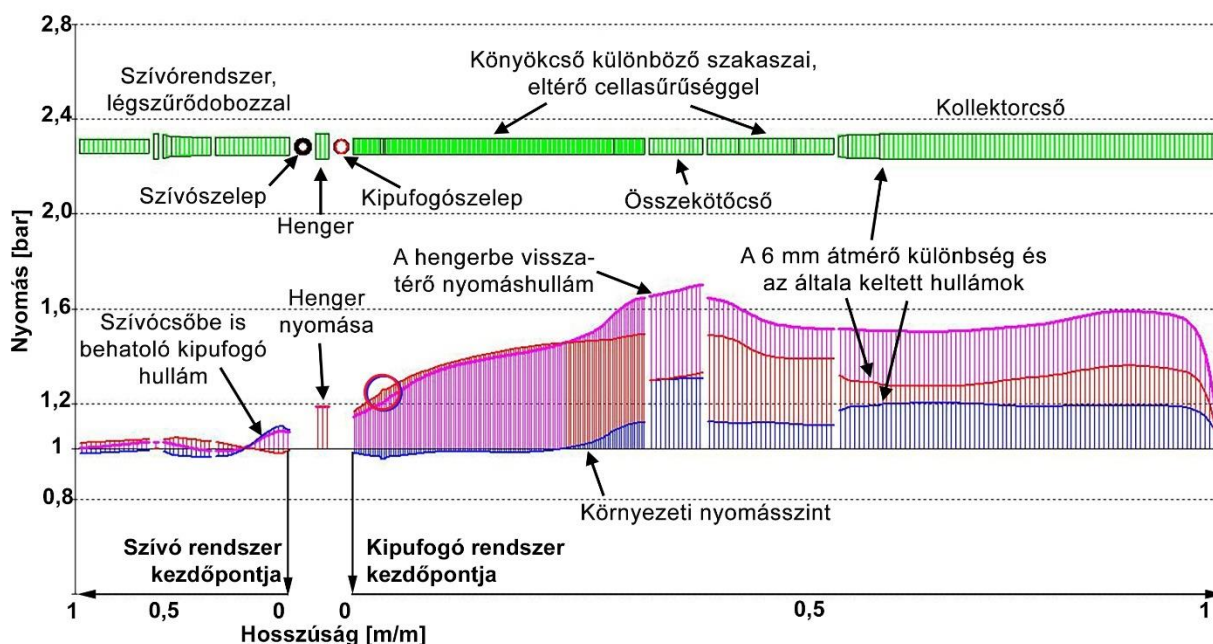


64. ábra: Hengerenkénti töltési fok a fordulatszám függvényében

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 elől lévő henger könyökcsövét is magában foglalja, hiszen az összekötő cső, valamint a néhány 10 mm-el távolabb levő csatlakozási pont közvetlen átjárást biztosít a két könyökcső 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 könyökcsövéből rohanva a külvilág felé. Csakhogy ez a hullám is behatol az

összekötő csövön és a valamivel hátrébb található csatlakozási ponton keresztül az 1. henger könyökcsövébe. 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 löki 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 azonosítanunk, amelyet a lengőszelepes rendszer is megörökölt (65. 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 választottuk, úgy, hogy az a számítás pontosságát ne befolyásolja.

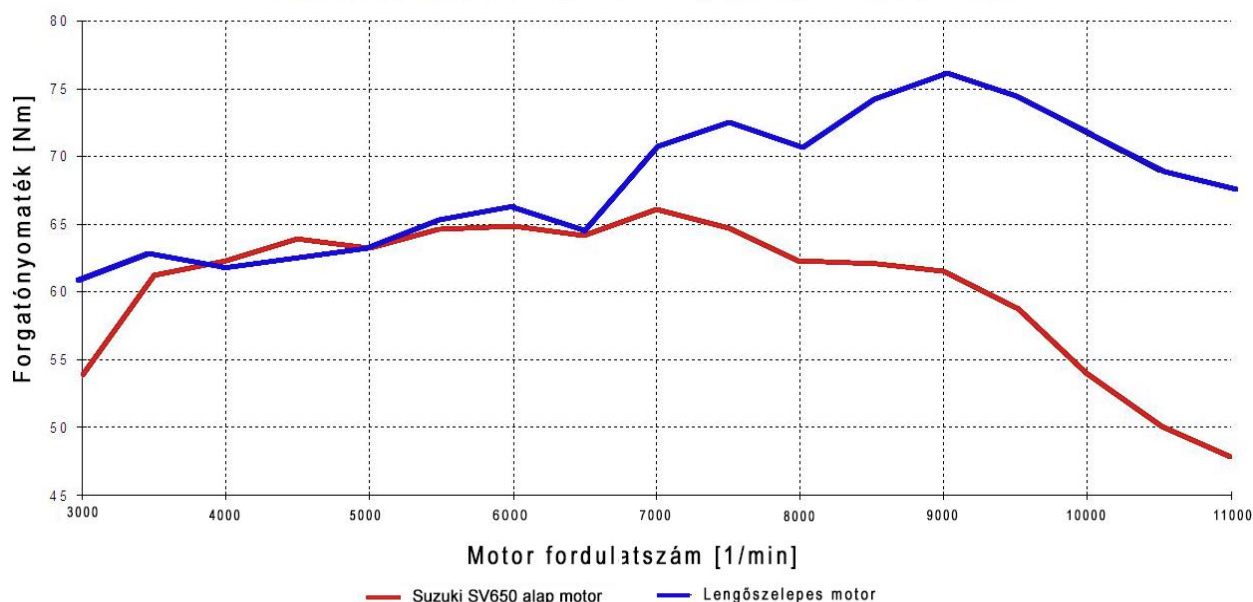


65. ábra: 1. hengerhez tartozó teljes gázcsererendszer hullámanimációjának képernyőképe, amelyen a szelepösszenyitás időszakában érkező kipufogó hullám behatol a szívórendszerbe

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 jelleggöréből megfigyelhető (64. ábra), a lengőszelepes hengerfejvel 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

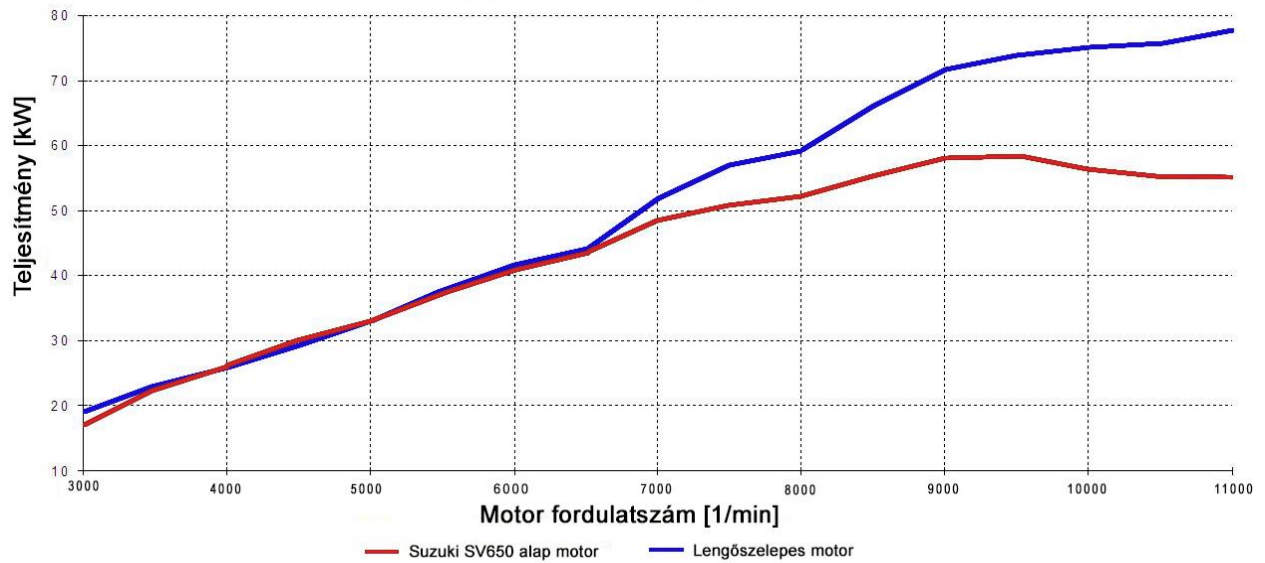
szívási fázist lehetővé tevő lengőszeleppel ezek hatása a lehetőségekhez mérten maradéktalanul kiaknázzható. Mint a TF görbékből jól látszik a feltöltő hatás jelen van az üléses szelepű hengerfejben is. Ám az alacsony szűkítési tényező miatt, a korlátozott valós áramlási keresztmetszet már nem teszi lehetővé a nyomáshullámok motorműködést segítő hatásának érvényesülését.

A nyomatékgörbék (66. ábra) elemzése is ugyanezeket a hatásokat tükrözi vissza. A 4000-6500 1/min tartományban, ahol nem a szelep átbocsájtó 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%-al magasabb, mint az üléses szeleppel elért érték és ez ebben a járműkategóriában kiválóan számít.



66. ábra: Forgatónyomaték a motor fordulatszáma függvényében

Az 67. ábrán látható teljesítmény görbék elemzése nem annyira célravezető, hiszen ebben az esetben a fordulatszámnövekedés hatása bizonyos fokig elfedi a működés részleteit. Esetünkben 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 motorjellemezőktől 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 folytattuk, magasabb fordulatszámra nem terjesztettük ki a vizsgálatunkat.



67. 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 gázcsere lehetősége miatt ezek a jellemzők egyéb segédberendezések, pl. turbo nélkül valósíthatók meg, amely az előállítási költségeket csökkenti. Nem mellesleg a turbo, 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.

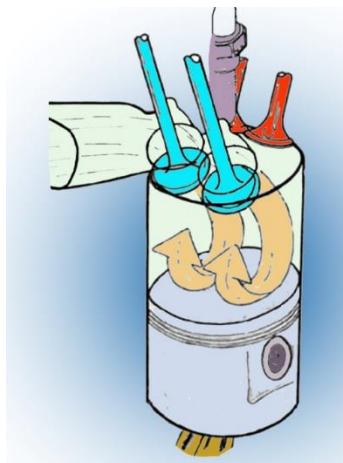
7.4 A hagyományos és lengőszelepes hengerfej alkalmazásával kialakuló áramlások összevetése CFD modell segítségével

Az új szeleprendszernek a hengerben kialakuló áramlásra vonatkozó hatásának elemzéséhez 3D-s CFD modellezést alkalmaztunk az Ansys Fluent programcsomag platformján. E modell megmutatja az áramlás finomstruktúráját, amely más módszerrel nehezen, vagy egyáltalán nem követhető. Kutatásunknak ebben a fázisában a hengertérben, a szívóütem során, illetve a szívóütem végére kialakuló áramlást vizsgálatuk 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

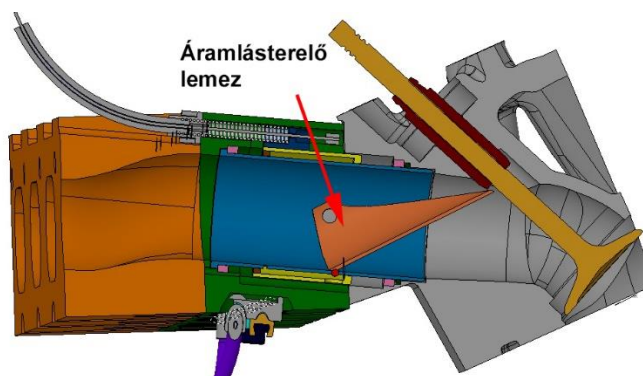
Az egyre szegényebb keverékkel működtetett motorok az egyre alacsonyabb fogyasztás és károsanyag kibocsátás elérését célozzák. A keverékképzési mód a kialakítása különös figyelmet igényel, mivel a hengerben található friss gáztöltet mozgását megfelelő módon kontrollálni kell. A mozgás megfelelő irányításával 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.



68. 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 68. 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 (69. ábra) [41].



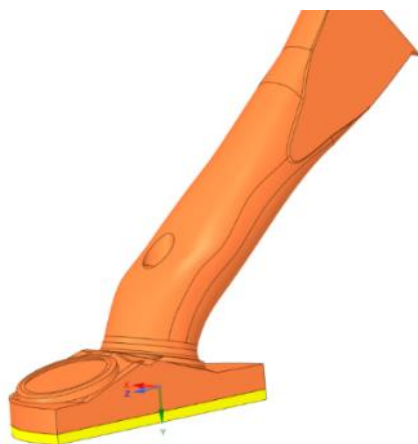
69. ábra: Bukóörvénylés létrehozására alkalmazott áramlásterelő lemez

7.4.2 CFD modell létrehozása és hálózás

A kutatás előző fázisában létrehozott CAD-modellt átvittük az Ansys SpaceClaim szoftverbe, ahol előkészítettük 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

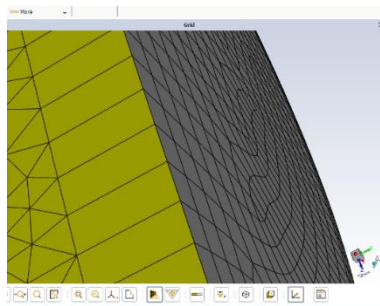
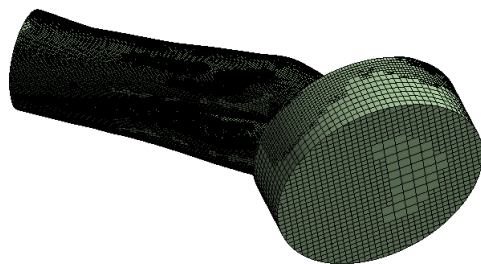
szimulációhoz szükséges zárt áramlási teret. Ezt a feladatot a szoftver beépített funkciójával végeztük el.

A geometria egyszerűsítése érdekében a nehezen hálózható kis felületelemeket kiküszöböltük, és egy függőleges szimmetriasíkot hoztunk 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 egyszerűsítettük, hanem a hálózás előkészítéseként megfelelő térfogatokra is bontottuk. Erre az numerikus modell megfelelő hálóméretének beállítása miatt volt szükség [42].



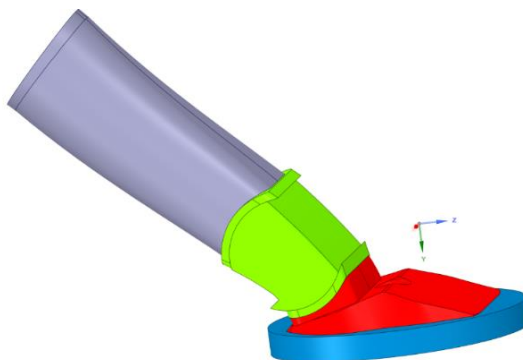
70. ábra: Ülées szelep áramlási modell előkészítési szakasza, hálótípusnak megfelelő térfogatokra osztása

A finomított ülées szelep modellből tetraédes és hexaédes cellákból álló térfogatokat hoztunk létre. Mint azt már kutatás korábbi szakaszában megtapasztaltuk az 70. ábrában citromsárgával jelzett résznek mindenképpen hexagonális cellaelemekből kell állnia, mert csak így valósítható meg a dugattyú mozgás megfelelő modellezése [43], [44]. Mivel a henger, az égéstér és a szívócső statikusnak tekinthető, ezekben a térfogatokban a hagyományos tetraédes hálót alkalmaztuk. 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 (71. ábra). A megoldást az jelentette, hogy az ülées szelep modelljében a dugattyú felületen a hálóméretet 1 mm, vagy annál kisebb értékűnek kellett választani. Így szimuláció már helyesen működött és végre tudtuk hajtani a szükséges számításokat.



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

Ugyanezt az eljárást alkalmaztuk a lengőszelepes hengerfej esetében is. Az áramlási térfogatot több különálló részre bontottuk, amelyekben a legmegfelelőbb módszert lehetett használni a számításokhoz (72. ábra). A szívócsőben és a szeleptestben tetraédes hálót, míg az égéstérben túlnyomórészt hexaédes hálót, a hengerben pedig húzott hexaédes hálót alkalmaztunk. A dugattyú közelében csak húzott cellák használhatók, mivel csak ez a megoldás teszi lehetővé a dugattyú mozgó falként való szimulálását.



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

7.4.3 Szimulációs paraméterek

A számításokat 7000 1/min motorfordulatszámra végeztük. A konkrét motorfordulatszám kiválasztása a [30] közleményben ismertetett eredmények alapján történt, ahol 0D/1D szimulációval kimutattuk, hogy ez a fordulatszám felel meg a legmagasabb töltési foknak. A számításokhoz használt paraméterek a 5. táblázatban találhatók.

5. 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 áramlási szimulációkhoz Ansys Fluent szoftvert használtuk. A szimulációkban szereplő közegként az ideális gázként viselkedő levegőt választottuk, a szoftver által felajánlott alapértelmezett fizikai jellemzőkkel, amelyeket a 6. táblázatban foglaltunk össze:

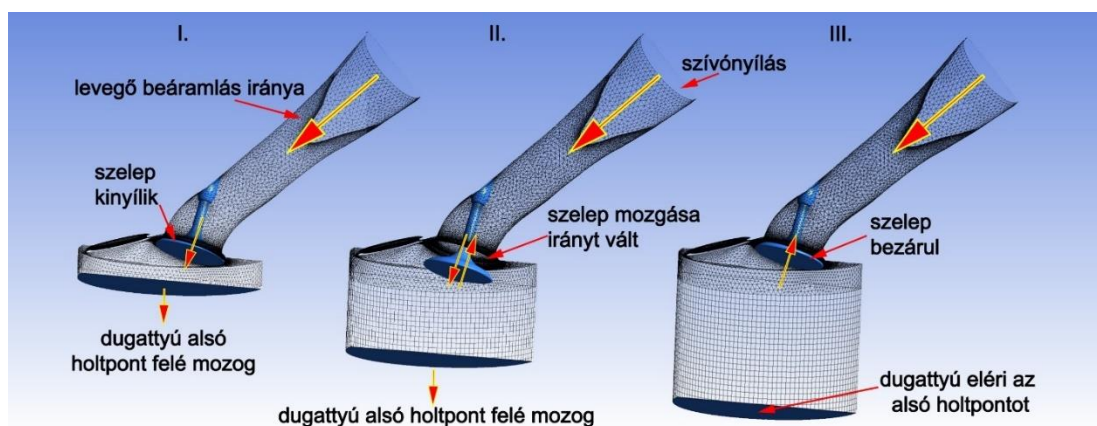
6. táblázat: A szimulációban résztvevő közeg jellemzői

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

Az egyetlen szabad nyílás a légkör felé a szívónyílás volt. Ebben a keresztmetszetben az áramlás irányát nem határoztuk meg előre, így a hengeren belüli nyomásváltozások definiálták a tényleges részecskemozgást, ugyanakkor ezáltal stabilabb számítási folyamatot értünk el. A szimulációs domaint a 73. ábra mutatja be, míg az alkalmazott kezdeti és peremfeltételeket a 7. táblázatban foglaltuk össze:

7. 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, csúszás mentes falak, alapértelmezett felületi érdességgel
Határoló falak hőtani tulajdonságai:	Hővezetés engedélyezett, anyaga alumínium



73. ábra: Szimulációs domain.

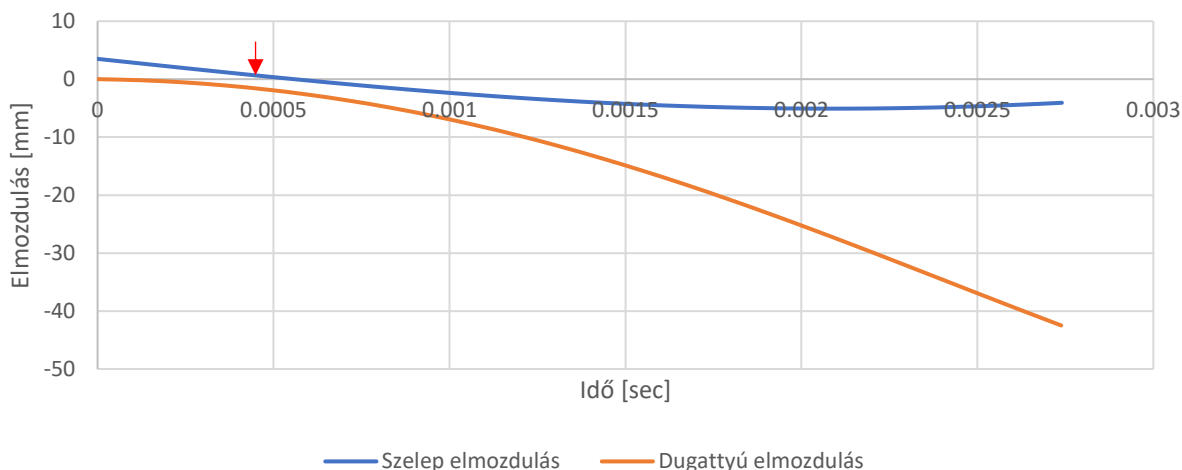
I.: számítás kezdeti állapota, dugattyú a felsőholtponban, a szelepnnyitási folyamat megkezdődik

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

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

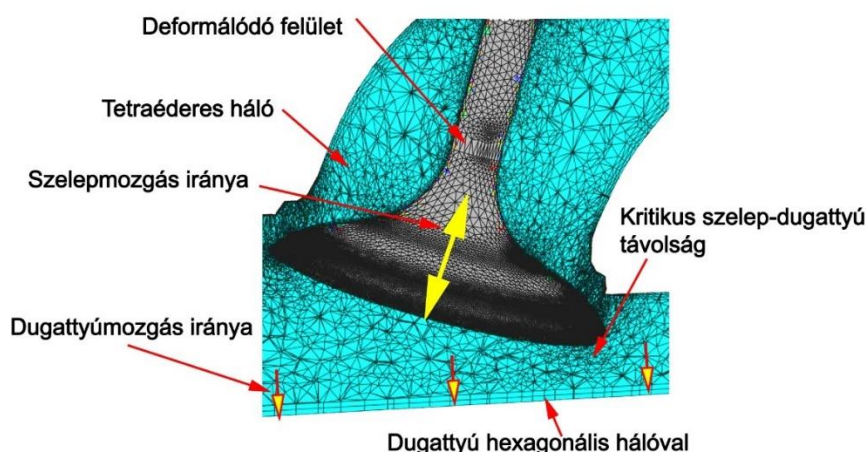
Az alkatrészek elmozdulásának modellezéséhez dinamikus hálózást használtunk. A dugattyú és az üléses és a lengőszeleppel szerelt szeleprendszerek elmozdulásának leírásához felhasználó által definiált függvényeket (UDF) hoztunk létre. A simítási fiunkció beállításánál engedélyeztük a tetraéderek alkalmazását a kevert geometriájú cellák esetén (tet in mixed zones). A dugattyú mozgását a „rétegezési” (layering) technika alkalmazásával reprodukáltuk, az alapértelmezett beállítások használatával, az összes mozgó határfelületet pedig „merev testként” (rigid body) kezeltük. A szelepek körül újrahálózási technikát (remeshing) alkalmaztunk, legkisebb hosszméretként 0,1 mm-t, legnagyobb hosszméretként 3 mm-t adtunk 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) kezeltük.

A szimulációt tranziens folyamatként állítottuk be, az 5. táblázat alapján számított paraméterekkel. Mivel az CFD modell a szívóütem áramlástani részleteit volt hivatott megmutatni, ezért csak a szívóütem került modellezésre. Az ülékes 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 (74. ábra). A valóságban ekkora dugattyú-szelep távolság tökéletesen megfelelő az üzembiztos működéshez.



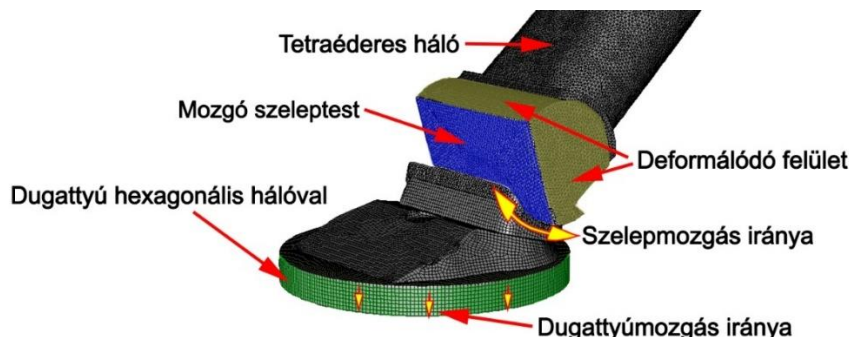
74. ábra: Dugattyú és szelep elmozdulásakor a valóságban kialakuló távolságok. Az alkatrészek relatív távolsága a kritikus időszakban: 2,23 mm, amelyet az ábrán a piros nyíl jelez

Esetünkben 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 holtponthozát a valóságtól eltérően, néhány mm-el a hengerfejtől távolabb határoztuk meg. Így szívóütem kezdetén a szeleptányér már nem került a dugattyútető kritikus közelségébe és el tudtuk kerülni az ebből eredő instabilitási problémákat (75. ábra)



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

Ez a valóságban a sűrítőtérfogat növelésével, illetve a kompresszió viszony csökkentésével járt volna, ám a szívási folyamatra gyakorolt hatása a modellezett fordulatszámon elenyésző. Mivel célunk a két eltérő szeleprendszer összehasonlítása volt, ugyanazt a kezdeti feltételt alkalmaztuk a lengőszelepes modellnél is (76. ábra).



76. ábra: Lengőszelepes modellben alkalmazot határfelületek és elhelyezkedésük

Az alkalmazott elmozdulások mértékét a 8. 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 modelleztük, amely egyszerre képes leírni a fal mentén fellépő turbulenciát, valamint az áramlási jelenségeket a szabad áramlásban [42]. A viszkozitási modell paramétereit alapértelmezett beállítással stabil számítási folyamatot eredményeztek, ezért ezeket nem módosítottuk. Másodrendű Upwind megoldót használtunk, míg a relaxációs tényezőket kb. 20%-kal csökkentettük annak érdekében, hogy az eredmények konvergáljanak az egymást követő időlépésekben.

8. 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)

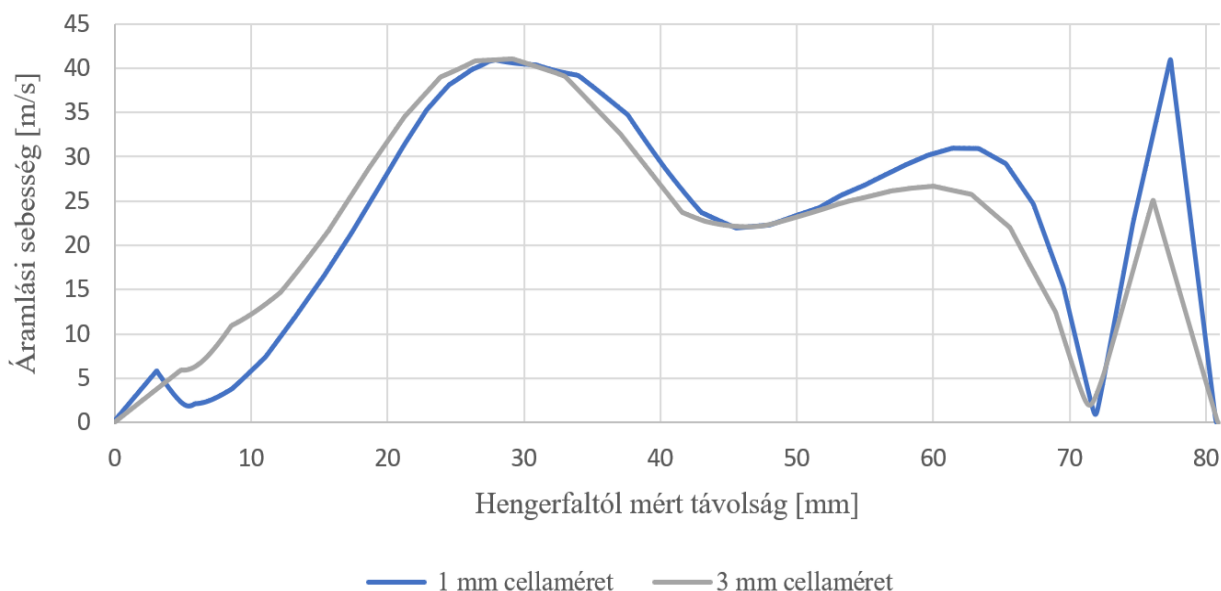
7.4.4 Hálófüggetlenségi vizsgálat

A megfelelő hálóméret megtalálása jelentette a legnagyobb kihívást, a stabil szimuláció elérése jelentős időbe telt. Az [42] közleményben található adatok alapján a hálózás minősége jelentősen befolyásolja a kapott eredményeket, ezért a hálózás során több cellaméretet is teszteltünk. Erre a célra a lengőszelepes 3D modellt használtuk. A számítás stabilitásához feltétlenül szükséges cellaméretet meghaladó finomítással az áramlási értékek csak a falak környezetében változtak, és csak a stagnáló gáztömeg helye változott. Megfigyeltük, hogy a cellaméretnek kisebbnek kell lennie egy kritikus értéknél, hogy elkerüljük a szelepélek torzító hatását, és lehetővé tegyük a stabil szimulációt. A háló méretének a szükséges minimális méret alá való további csökkentése változatlan áramlási értékeket eredményezett (77. ábra). Ezen megfigyelés alapján biztonsági okokból 0,5 mm-es cellaméret felhasználásával létrehoztuk az üléses szelepes hengerfej modellt. Annak érdekében, hogy minden lehetséges részlet azonos legyen a különböző modellek között, ugyanazt a hálóméretet alkalmaztuk a lengőszelep-rendszer szimulációjához. A hálózási

paramétereket, valamint a különböző hálósűrűségek számításainak időbeli jellemzőit a 9. táblázat tartalmazza.

9. táblázat: A hálózás főbb paramétereit 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

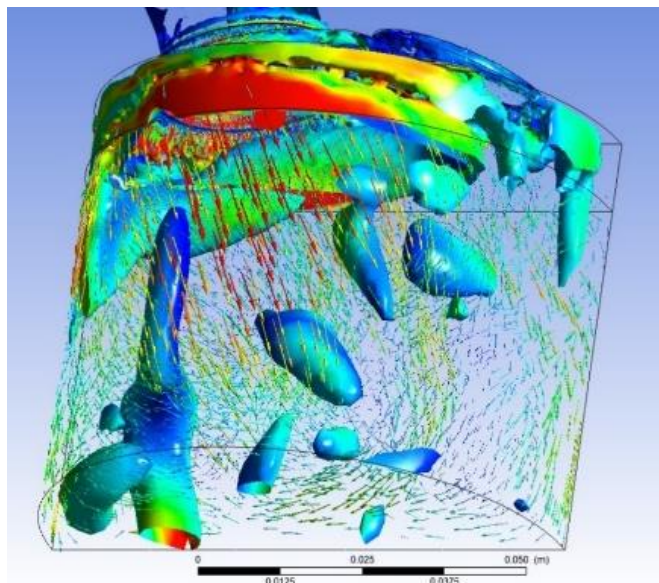


77. ábra: Áramlási sebességeloszlás a lengőszeleppel szerelt motor hengerében

7.5 Áramlástan vizsgálat eredménye

7.5.1 Ülécés szeleppel szerelt hengerfej

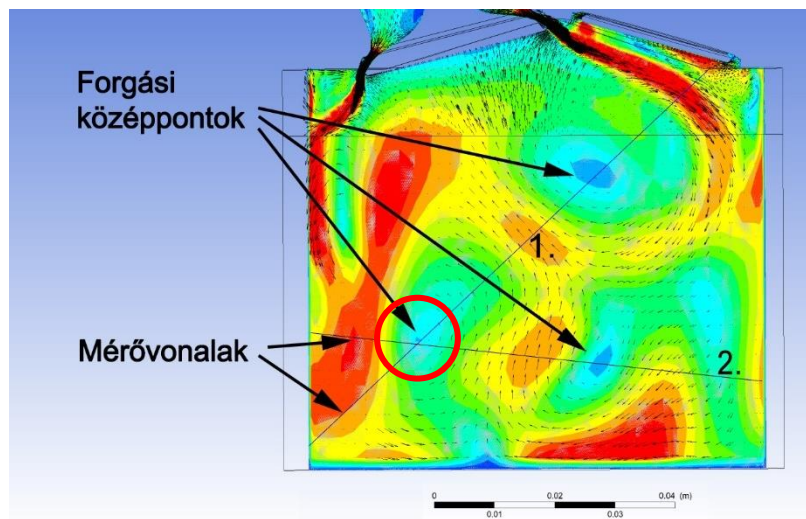
A számítás eredményeinek elemzéséhez a forgó gáztömegek megjelenítése volt szükséges. Ezt az áramlási vektorok, valamint az egyirányú mozgást végző felületek együttes ábrázolásával lehetett a legkönnyebben elvégezni. A szívóütem végéhez tartozó, 78. ábrából egyértelműen látszik, hogy a szívóütem végére 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.



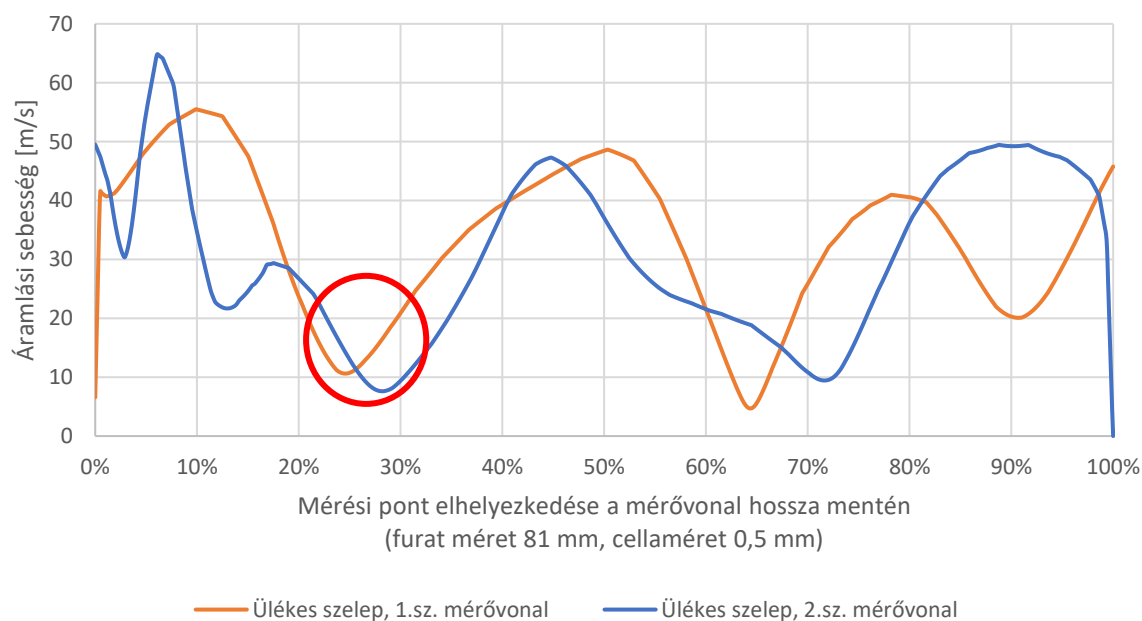
78. ábra: Több örvénylési középpontot tartalmazó, kaotikus áramlási struktúra az ülékes szeleppel szerelt motor hengerében, a szívóütem végén, a dugattyú alsó holtponthelyzetében

Az örvényesség mértékének numerikus analizéséhez a szelep tengelyén átmenő ábrázolási síkot hoztunk 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 79. ábrában jól kivehető, a záródó szelep és az alsó holtponthelyzetben 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 esetünkben ez nem kívánatos. Réteges töltésű motorokban lehetővé kell tenni a keverék olyan eloszlását, amelynek hatására a gyújtás pillanatában a gyújtógyertya környezetében helyezkedik el tüzelőanyag jelentős része. Ezzel az áramlási struktúrával ez nem biztosítható.

A kapott eredményeket grafikus ábrázolás segítségével elemezve megállapítható, hogy a hagyományos ülékes szeleppel az áramlás nem irányított. Kiválasztottuk a három, ebben a megjelenítési síkban legintenzívebb örvénylést produkáló forgási középpontot, amelyeken keresztül mérővonalakat fektettünk. Vonalként 1000 mérési pont alkalmazásával nyertük ki az áramlási sebességre vonatkozó számszerű eredményeket, amelyeket közös diagramban ábrázoltunk (80. ábra). Az örvényközpontok egymástól mért távolságát és a körülöttük kialakuló áramlás sebességének értékét, valamint az örvények sugarát a táblázatos adatokból nyertük ki. A minimum és maximum értékek elhelyezkedése teljesen eltér a két mérővonal mentén, ami érthető, hiszen különböző áramlástanai struktúrához tartozó adatokról van szó. Mivel a mérővonalak hossza eltérő, ezért a vízszintes tengelyen nem az abszolút távolságot, hanem az adott mérési pont hengerfaltól mért relatív távolságát adtuk 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 79. ábrából nyilvánvaló, hogy a 80. 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 dolgoztunk, 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.



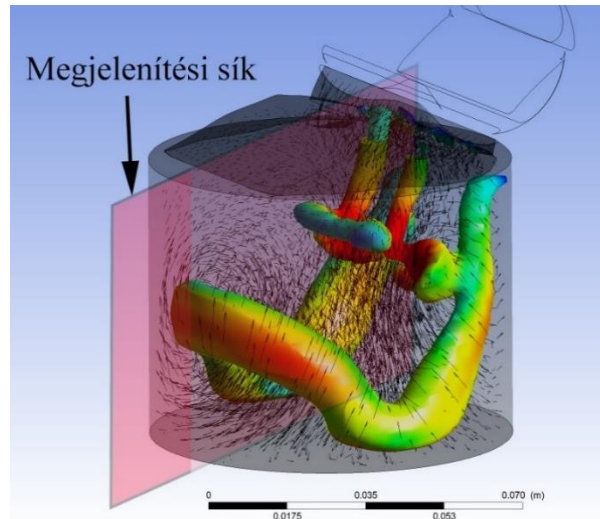
79. ábra: Vektoros és kontúros ábrázolás együttes alkalmazásával kirajzolódó áramlási struktúrák. A piros kör a két mérővonal metszési pontját jelöl



80. 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

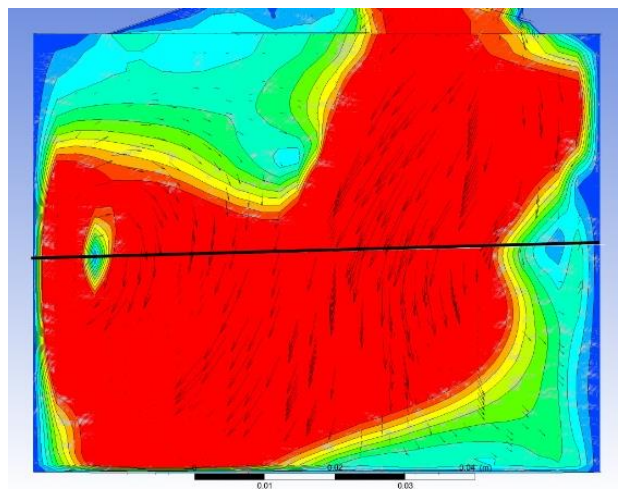
7.5.2 Lengőszelepes hengerfej

A lengőszelepes hengerfej CFD vizsgálatához ugyanazokat a paramétereket alkalmaztuk, amiket az üléses szelep esetén. A számítások elkészülte után az áramlási térben megjelenítettük a kialakuló örvénymintát. Ebből tökéletesen kivehető, hogy az üléses szelep kaotikus örvénylésével ellentétben a lengőszelep alkalmazásával egy nagyon rendezett áramlás keletkezik, amely leginkább egy meggömbített tóruszra hasonlít (81.ábra).



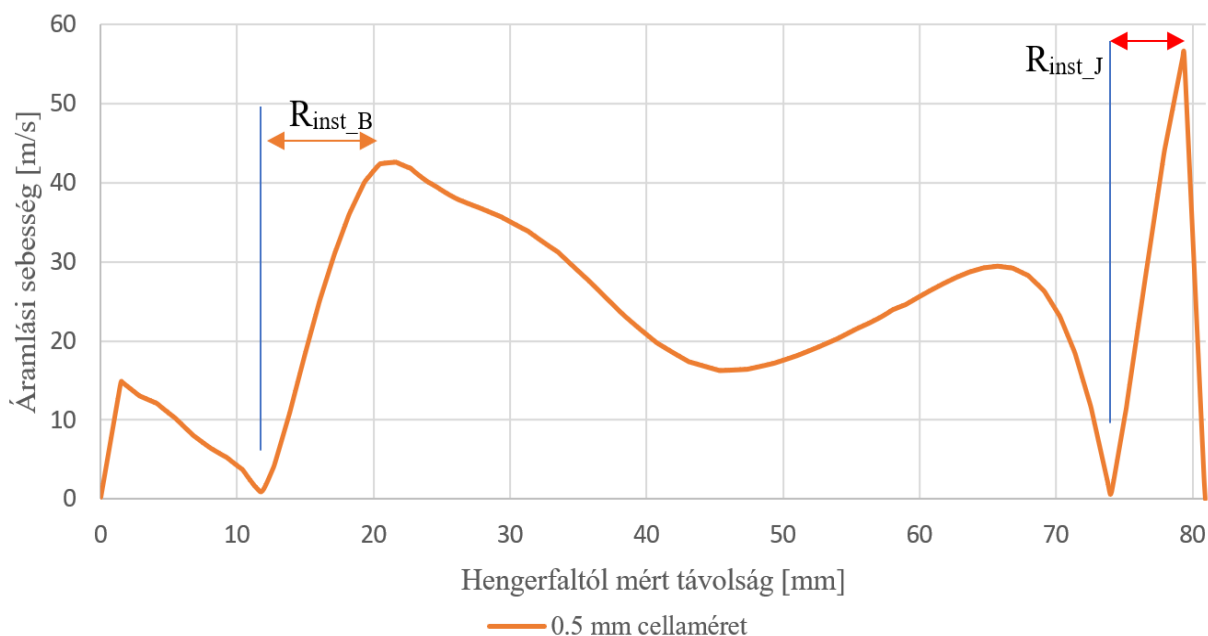
81. ábra: Lengőszeleppel kialakuló rendezett áramlási struktúra, a szívóütem végén, a dugattyú alsó holtponthelyzetében

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 hoztunk létre, amely egybeesik a henger szimmetriasíkjával és a legnagyobb sebességű áramlás pozíciójával is (81. ábra). Ezután – az üléses szelepnél bemutatott módon – 1000 mérőpontból álló vonalat fektettünk az ebben az esetben teljesen egyértelműen meghatározható örvénycentrumok középpontjain keresztül. (82. ábra). Mint az a 82. ábrában jól kivehető, a beömlés során rendezett áramlás alakul ki, az örvénylés szerkezete strukturált, nem kaotikus. Két nagyobb örvényközpont alakul ki, amelyek körül a töltet forgási sebessége kisebb, mint amit az üléses szeleppel szerelt hengerfejben tapasztaltunk. A viszonylag lassan forgó gáztömeg a tüzelőanyag-levegő keverék homogenizálására nem alkalmas, ám esetünkben éppen ez a kívánatos. Így biztosítható, hogy a gyújtás pillanatában a gyújtógyertya környezetében helyezkedjen el tüzelőanyag jelentős része.



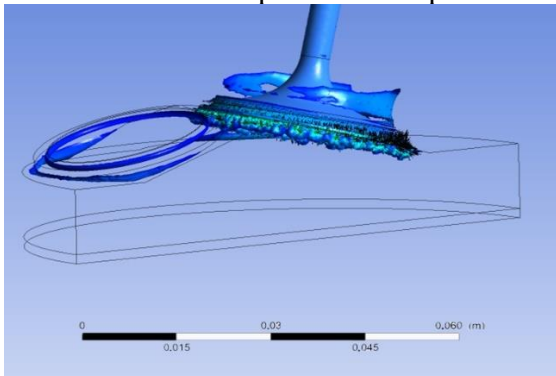
82. ábra: A lengőszeleppel szerelt motor hengerében kialakuló áramlási struktúra és a mérővonal elhelyezkedése

Az eredményeket grafikus formában ábrázoltuk (83. ábra), amely az üléses szelepnél láthatótól teljesen eltérő áramlási struktúrát mutat. Ebben az esetben elegendő volt egyetlen mérővonal alkalmazása, amellyel az áramlási rendszer bukóörvénylésben résztvevő részéről teljes képet kaptunk. Ennek köszönhetően a vízszintes tengelyen megtarthattuk az abszolút távolság értékeit, hiszen ebben az esetben ez a módszer segítette jobban a diagramm kiértékelését. A két forgási középpont között rendezett, örvénymentes beömlést figyelhetünk 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 83. ábrából jól felismerhető a henger közepén többkevesbé egyenletes sebességgel zajló beáramlás, valamint a hengerfalak előtt kialakuló örvényközepontok. A grafikus ábrázoláshoz használt numerikus adatokat, az üléses szelepnél fentebb említett módon, a 7.5.3 fejezetben részletezett bukóörvénylési arány számszerű meghatározása során használtuk fel. Az áramlás finomszerkezetének kialakulása, illetve a két szeleprendszer közötti eltérések a 84. ábra képein követhetők végig, miközben a dugattyú lefelé mozog és a szelepek – ezzel összhangban – nyitnak, majd részben zárnak.

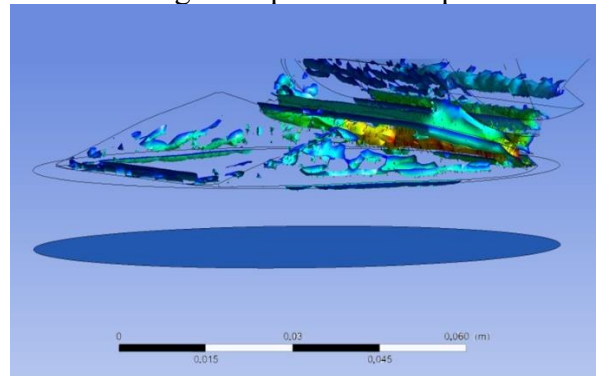


83. ábra: Áramlási sebességeloszlás az lengőszeleppel szerelt motor hengerében a mérővonal mentén és a pillanatnyi bukóörvénylési sugár értelmezése. (R_{inst_B} : Balra forgó örvény pillanatnyi sugara, R_{inst_J} : Jobbra forgó örvény pillanatnyi sugara)

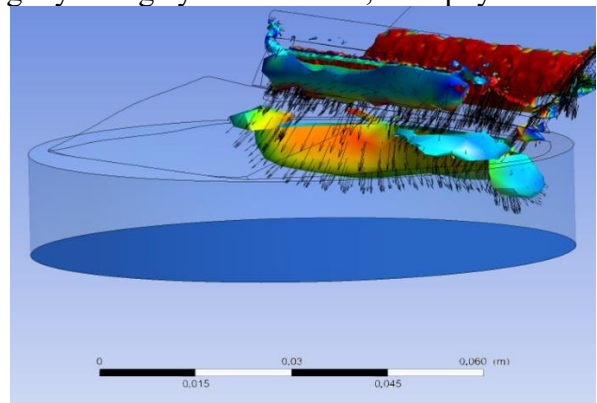
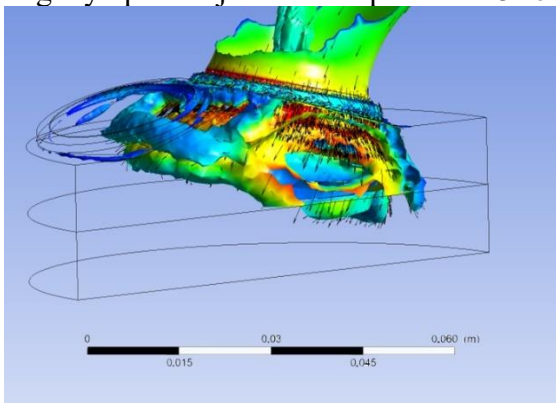
Ülékes szelep áramlási képei



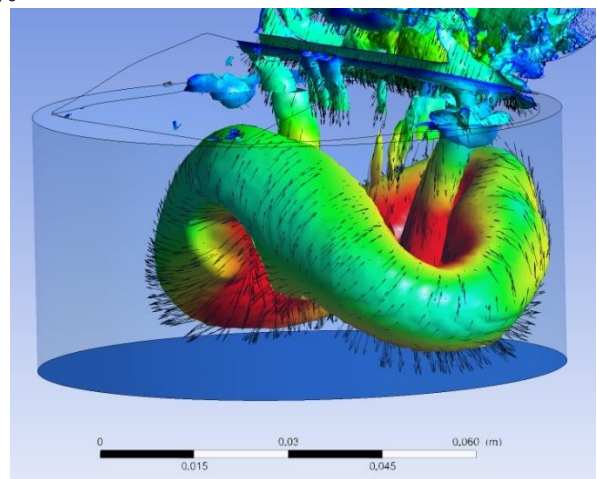
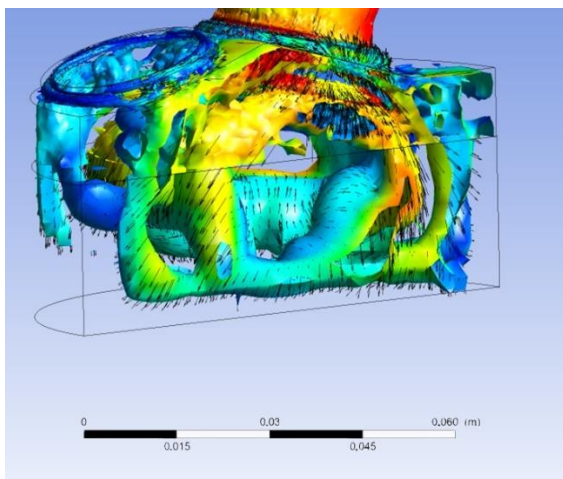
Lengőszelep áramlási képei



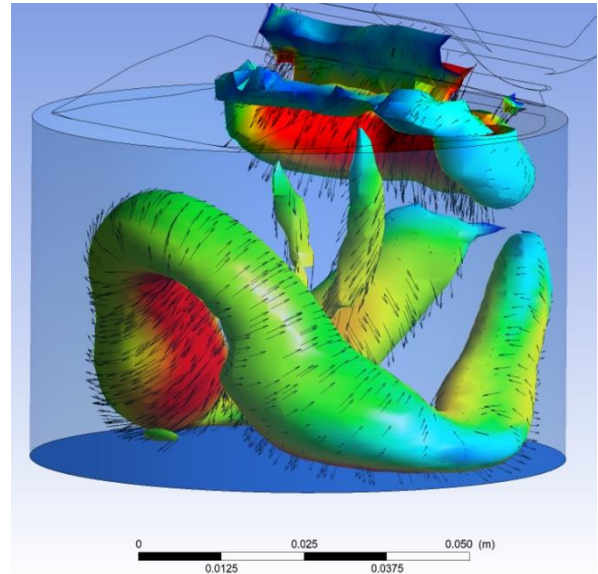
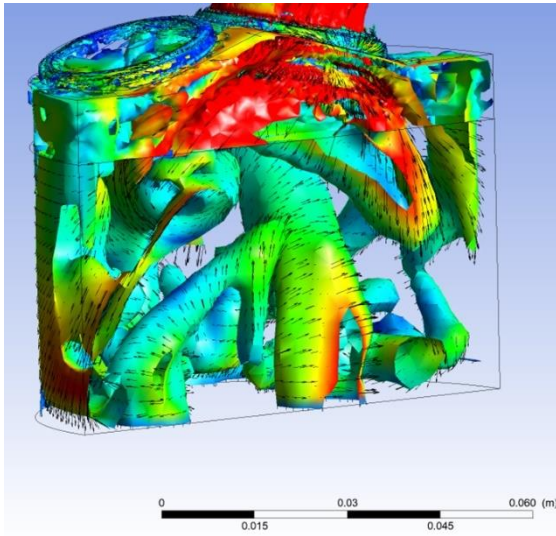
Dugattyú pozíciója felső holtpont után 5 fok forgattyústengely elfordulással, szelepnyitás 4%



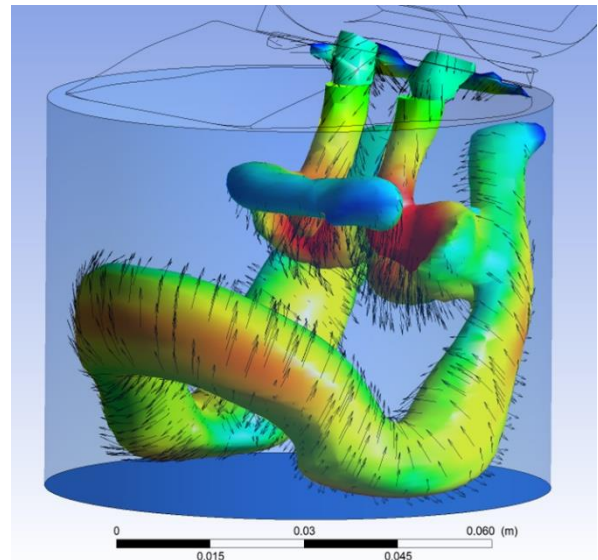
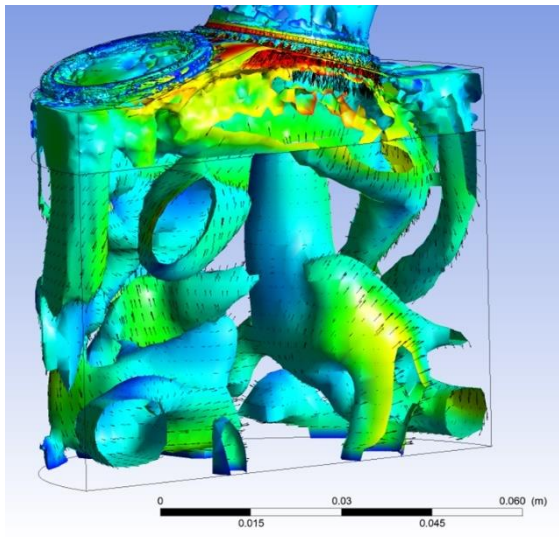
Dugattyú pozíciója felső holtpont után 45 fok forgattyústengely elfordulással, szelepnyitás 50%



Dugattyú pozíciója felső holtpont után 90 fok forgattyústengely elfordulással, szelepnyitás 100%



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



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

84. 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 [45] szakirodalomban kimutatták, a hengerben lévő áramlási mező forgó szilárd testként is vizsgálható, amelynek forgáspontja az örvény középpontjában lévő álló gáztömeg. Ennek alapján meghatároztuk az örvények forgási sebességét:

$$n_{TR} = \frac{30v}{r\pi} \quad (4)$$

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 [46][47]:

$$TR = \frac{n_{TR}}{n_{ck}} \quad (5)$$

ahol:

TR : bukóörvénylési arány,

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

n_{ck} : motor forgattyús tengelyének fordulatszáma [1/min].

Ahogy a [47] munkában is szerepel, a bukóörvénylés mértékét a bejövő töltet érintő irányú sebességkomponense határozza meg. Mivel minden lehetséges lépést megtettünk annak érdekében, hogy a lengőszelep paramétereit megegyezzenek az ülékes szelep tulajdonságaival, így mindkét szeleprendszer azonos, 12 fokos dőlésszöggel rendelkezik a henger szimmetriatengelyétől mérve. Ezért a fent említett irodalomban bemutatott számítási módszerek esetünkben nem hoznának érdemi eredményt.

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

$$RTR = \frac{TR}{R_{RF}} \quad (6)$$

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, esetünkben 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 83. ábra szolgáltat támpontot, míg a henger sugara nyilvánvaló.

$$R_{RF} = \frac{R_{inst}}{R_H} \quad (7)$$

ahol:

R_{inst} : pillanatnyi bukóörvénylési sugár [m],

R_H : henger sugara [m].

A fenti összefüggések felhasználásával mindkét szeleprendszerre meghatároztuk a Relatív Bukóörvénylési Arányt (RTR). Az ülékes szeleppel szerelt hengerfejben az áramlás kaotikussága miatt a mérővonalakon 3-3 áramlási középpont található váltakozó forgásirányú áramlással. A számszerűsítés érdekében az örvények paramétereit átlagoltuk és így határoztunk meg

mérővonalanként egy-egy átlagos RTR értékét. A két szeleprendszer összehasonlíthatósága érdekében a lengőszeleppel szerelt hengerben számított RTR értékeket is átlagoltuk. 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. Megállapítható, hogy a lengőszelepes hengerfej alkalmazásával létrejövő toroid áramlásban jóval nagyobb tömegű friss keverék vesz részt, sokkal rendezettebb formában, mint azt az üléses szelepekkel létre lehet hozni. A számszerű adatokból jól követhető, hogy a szeleptányérok áramlásterelő hatása megnehezíti a réteges töltésű, szegénykeverékes működés megbízható fenntartását. A számítások részletes eredményeit a 10. táblázat és 11. táblázat foglalja össze.

10. táblázat: Üléses 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}	3,0007	6,938
$\overline{ATLAG R_{TR}}$	4,969	

11. 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}	23,65	106,58
$\overline{ATLAG R_{TR}}$	65,115	

Az összehasonlítás eredményeként megállapítható, hogy a lengőszelepes konstrukció kedvezőbb bukóörvénylelési tulajdonságokkal rendelkezik, amely ideálissá teszi közvetlen benzinbefecskendezési (GDI) rendszerekben való alkalmazásra. A kutatásban alkalmazott motorunk konstrukciójából eredően a friss töltet örvénylelésének iránya a forgattyústengely forgásirányával ellentétes. Mivel az örvények mérete jóval nagyobb, fordulatszámuk pedig alacsonyabb, mint amit az üléses szelep esetén tapasztaltunk, ezért 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. Mindez áramlásterelő lapok, különleges dugattyútető kialakítás nélkül valósítható meg a lengőszelepes rendszerrel. Egy ilyen motornak úgy lehet nagyobb a teljesítménysűrűsége, hogy szerkezeti egyszerűsége megmarad, miközben az erőforrás tömege, komplexitása nem növekszik.

8 A HASZNOSÍTÁS ÉS TOVÁBBFEJLESZTÉS LEHETŐSÉGEI

8.1 *Hasznosítása*

Kutatásunk 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 eszközöként alkalmazható, elsősorban GDI technológiát alkalmazó erőforrásokban. Ezen túlmenően természetesen nagyobb méretekben megépítve egy adott jármű menetdinamikai tulajdonságait jelentősen javíthatja, anélkül, hogy egyéb teljesítmény fokozó (pl. turbo) berendezések beépítésére lenne szükség.

8.2 *Szelep alakjának és elhelyezkedésének optimalizációja*

Mivel a fejlesztés korai szakaszában vagyunk, ezért a szelepek alakjának optimalizálása fontos feladat. A kutatás során vizsgálandó a szelepnívó oldalárányainak 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 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.

8.3 *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.

8.4 *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 vizsgálódást igényelnek.

9 ÚJ TUDÁMÁNYOS EREDMÉNYEK-TÉZISEK

Tézis I. A hagyományos ülékes szelepek problematikáinak elemzése és szakirodalmi adatok alapján kifejlesztésre került egy újdonság jelleggel bíró lengőszelepes hengerfej, amely az ülékes és egyéb forgószelepes megoldásokkal elérhető gázcsere jellemzőket jelentősen javítja azáltal, hogy a szeleptest a szelep teljes nyitásának állapotában a lehető legkisebb mértékben kényszeríti irányváltoztatásra a hengerbe beömlő, illetve onnan kilépő gázáramot. További előnye, hogy működtetése kevesebb teljesítmény felemésztésével jár, amely csökkenti a motor súrlódási veszteségeit. Termodinamikai szempontból kedvezőbb égéstér kialakítást tesz lehetővé, valamint a beömlés során a réteges töltésű működéshez kedvezőbb örvénystruktúrák jönnek létre örvénykeltő segédberendezések alkalmazása nélkül.

Tézishez kapcsolódó publikációk: [2], [28], [31],

Tézis II. Kidolgozásra került egy komplex mérési és 0D/1D modellezési eljárás, amelynek segítségével nagy pontossággal reprodukálható számítógépes motormodell hozható létre. A modell figyelembe veszi a belsőégésű motor áramlási viszonyait, a szeleprendszer kinematikáját és dinamikáját, valamint az erőforrás motorikus paramétereinek a szakirodalomban közölt adatoknak megfelelő vagy azoknál nagyobb pontosságú reprezentációját valósítja meg.

Tézishez kapcsolódó publikációk: [29], [30], [32], [34], [35]

Tézis III. A kidolgozott komplex vizsgálati eljárás alkalmazásával összehasonlító elemzést végeztünk a hagyományos és a lengőszelepes változat tekintetében. Az áramlástan vizsgálatok eredményeképpen megállapítottuk, hogy egy olyan elrendezés, amelyben a szívó- és kipufogónyílásokat lengőszelep vezérli, a szívórendszer tekintetében 34,07%-kal a kipufogószelepeknél pedig 21,5%-kal kedvezőbb áramlástan feltételeket teremt a motor gázcserefolyamata szempontjából. További vizsgálataink során alkalmazott validált 0D/1D motormodell segítségével megállapítottuk, 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: [28], [29], [30], [34]

Tézis IV. Kidolgoztunk egy dinamikus CFD henger-hengerfej modellt, amelynek segítségével a vizsgálandó ülékes és lengőszelepes erőforrás szívóütemének áramlástan modellezése elvégezhető. A modell különlegessége, hogy abban a szelepek és a henger összehangolt mozgást végeznek. Ugyanazt a modellezési eljárást alkalmaztuk mindkét szeleprendszer esetében, és a kezdeti és peremfeltételeket, valamint a modellezéshez szükséges egyéb paramétereket is azonos értéken tartottuk. Megállapítottuk, hogy a numerikus szimuláció stabilitásához elengedhetetlenül szükséges a megfelelő hálóméret helyes megválasztása, valamint a számítás stabilitását befolyásoló tényezők finomhangolása.

Tézishez kapcsolódó publikációk: [43]

Tézis V. A CFD modellezés eredményeképpen megállapítást nyert, 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. Az örvényrendszerekben résztvevő közeg mozgását jellemző Relatív Bukóörvénylési Arány a lengőszelepes rendszer tekintetében 13,1-szeres mértékben kedvezőbbnek mutatkozott, amely egy réteges töltési folyamatot megvalósító, szegénykeverékes, Otto-rendszerű motor szempontjából rendkívül előnyös működési körülményeket teremt.

Tézishez kapcsolódó publikációk: [44]

10 ÖSSZEFOGLALÁS

Kutatásunk 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 kísérleti motorunk elemzésének eredményeként feltérképeztük a hagyományos ülékes szeleprendszer korlátait, valamint az erőforrás áramlástan és motorikus paramétereit. Az elemzés után létrehoztunk egy virtuális négyütemű motort, amelyet az előző vizsgálatok eredményeivel validáltunk. A számítógépes modell és a valóságos motor teljesítmény és nyomaték eltérések közötti eltérést a szakirodalomban elfogadott értékek alá tudtuk csökkenteni, így a motormodell hűen tükrözte valóságos motorunk tulajdonságait. Ezt követően, a már megvalósított szerkezetek előnyös tulajdonságait alapul véve kialakítottunk egy kritérium rendszert, amelynek alapján megterveztünk egy lengőszelepes hengerfejet, amelyet forgácsolással elkészítettünk. Ezzel a rendszerrel folytatott áramlástan tesztek során bizonyítottuk, hogy az újonnan megalkotott szerkezet lényegesen kedvezőbb gázcsere folyamatot tesz lehetővé, mint az ülékes szelep. A mérési eredményeinket a hagyományos szeleppel szerelt erőforrás modelljébe emeltük. Eredményül egy olyan motor megalkotásának lehetőségét mutattuk 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 általunk 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 egészítettük ki. Ennek során bizonyítottuk, 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.

11 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.

12 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 PhD fokozatom megszerzését, 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 képzés folyamat során, valamint egész családomnak, hogy türelemmel kezelték a gyakran éjszakába nyúló kutatómunkát.

IRODALOM

- [1] Wang, Y. „*Introduction to Engine Valve Trains*”, SAE International, Warrendale (PA), USA, 2007
- [2] Kovács, L., Szabó, Sz.: „*Challenges of Engine Downsizing*” microCAD 2013 : XXVII. International Scientific Conference, Miskolc, Magyarország, Miskolci Egyetem, Paper: N-2 , 6 p., 2013
- [3] Stephenson, M. „*Engine Downsizing - An Analysis Perspective*”, SIMULIA Customer Conference, London, England, May 2009, pp. 321 – 338, 2009
- [4] Blair, G.P. „*Design and Simulation of Four Stroke Engines*”, SAE international, ISBN-10: 0768004403, 1999
- [5] 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
- [6] Basshuysen, R. V., Schaefer F. „*Internal Combustion Engine Handbook; Basics, Components, Systems, and Perspectives*”, SAE International, Warrendale (PA), USA, 2004
- [7] 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
- [8] 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
- [9] Luttermann, C., Schünemann, E., and Klauer, N. „*Enhanced VALVETRONIC Technology for Meeting SULEV Emission Requirements*”, SAE Technical Paper 2006-01-0849, 2006
- [10] 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
- [11] 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, (utolsó letöltés: 2023. 03. 13.)
- [12] 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
- [13] 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
- [14] 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

-
- [15] Cotton, G. W. „*Sliding valve aspiration system*”, United States Patent Application Publication, US 20100012071 A1, 2010
- [16] Hunter, M.C.I. „*Rotary Valve Engines*”, London, UK, Hutchinson’s Scientific and Technical Publications, 1946
- [17] 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/RotaryValveIC.htm>, (utolsó letöltés: 2023.01. 24.)
- [18] Wood, J. „*Aspin Rotary Valve Engines*”, elérhető: <http://www.aspin.info>, (utolsó letöltés: 2023. 01.09.)
- [19] Peliks, B., Suh N. P. „*Rotary Valve Revolution*”, 2005 SAE World Congress, Detroit, Michigan, April 11-14, 2005, SAE International, ISSN 0148-7191, 2005
- [20] Wallis, T. „*The Bishop Rotary Valve*”, AutoTechnology, Special 2007, FISITA, 2007
- [21] Horrocks, G. „*A Numerical Study of Rotary Valve Internal Combustion Engine*”, Unpublished PhD Dissertation, The University of Technology, Sydney, 2001
- [22] 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.).
- [23] 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
- [24] Coates International, Ltd. *The Coates Spherical Rotary Valve (CSRV) System*, elérhető: <http://www.coatesengine.com>, (utolsó letöltés: 2023. 03. 29.)
- [25] Fitsos, P., Harralson, J. „*Valve Timing by Means of a Rotary Actuator*”, 1999-01- 0330 SAE International, ISSN 0148-7191, 1999
- [26] Suzuki „*SV650/S Service Manual*”, Suzuki Motor Co. 99500-36120-03E, 2003
- [27] SuperFlow Technologies Group, „*Superflow SF600 Flowbench Operators Manual*”, 2010
- [28] 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
- [29] 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
- [30] 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
- [31] Kovács, L.: „*Magas fordulátú belsőégésű fordulátú belsőégésű motor szelepvezérlési rendszerének elemző vizsgálata*”, GÉP (0016-8572): 2014/1, pp. 28-33, 2014b

-
- [32] 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
- [33] 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
- [34] Kovács, L., Szabó, Sz.: „*Belsőégésű motor töltéscsere vizsgálata 0D/1D motormodell segítségével*”, GÉP (0016-8572): 2014/8., pp. 25-30, 2014c
- [35] 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
- [36] OPTIMUM Power Technology L.P. „*Virtual Engines, CD Analysis User Manual (Version 1.0)*”, 2003
- [37] 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
- [38] Gurney, D. „*The Design of Turbocharged Engines Using 1D Simulation*”, SAE Technical Paper 2001-01-0576, SAE International, USA, 2001
- [39] Vizard, D. „*Tuning BL's A-series Engine*”, ISBN 0854297324, 9780854297320, Haynes, 1989
- [40] 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
- [41] 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
- [42] 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
- [43] Kovacs, L., Szabo, Sz., Bolló B. „*Bukóörvénylelési-arány vizsgálata két eltérő motor szelepvezérlés esetén*”, GÉP (0016-8572): LXXIII 2, pp. 5-10, 2022a
- [44] 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
- [45] 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
- [46] 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
- [47] 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 [27] megadott idealizált szelepen átáramló lehetséges maximális specifikus térfogatáram az alkalmazott tesztnyomás függvényében $C_d=1$ esetén. Kutatásunk során használt értékeket sárgával kiemeltük:

Áramlási vizsgálat során alkalmazott nyomásesés [kPa]	Specifikus térfogatáram [(m ³ /h)/m ²]
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" inH ₂ O)	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 ³ /h]	Szelep aktuális áramlási felülete [m ²]	Superflow ajánlása szerint számított specifikus áramlási mennyiség [(m ³ /h)/m ²]	C _f
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_f átlag: 0,257

Szívószelep kipufogó irány:

Szelepemelés [mm]	Mért térfogatáram [m ³ /h]	Szelep aktuális áramlási felülete [m ²]	Superflow ajánlása szerint számított specifikus áramlási mennyiség [(m ³ /h)/m ²]	C _f
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_f átlag: 0,263

Kipufogószelep kipufogó irány:

Szelepemelés [mm]	Mért térfogatáram [m ³ /h]	Szelep aktuális áramlási felülete [m ²]	Superflow ajánlása szerint számított specifikus áramlási mennyiség [(m ³ /h)/m ²]	C _f
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 ³ /h]	Szelep aktuális áramlási felülete [m ²]	Superflow ajánlása szerint számított specifikus áramlási mennyiség [(m ³ /h)/m ²]	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 ³ /h]	Szelep aktuális áramlási felülete [m ²]	Superflow ajánlása szerint számított specifikus áramlási mennyiség [(m ³ /h)/m ²]	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 ³ /h]	Szelep aktuális áramlási felülete [m ²]	Superflow ajánlása szerint számított specifikus áramlási mennyiség [(m ³ /h)/m ²]	C _f
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_f átlag: 0,349

Kipufogószelep kipufogó irány:

Egyenértékű szelepemelés [mm]	Mért térfogatáram [m ³ /h]	Szelep aktuális áramlási felülete [m ²]	Superflow ajánlása szerint számított specifikus áramlási mennyiség [(m ³ /h)/m ²]	C _f
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_f átlag: 0,395

Kipufogószelep szívó irány:

Egyenértékű szelepemelés [mm]	Mért térfogatáram [m ³ /h]	Szelep aktuális áramlási felülete [m ²]	Superflow ajánlása szerint számított specifikus áramlási mennyiség [(m ³ /h)/m ²]	C _f
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_f átlag: 0,401