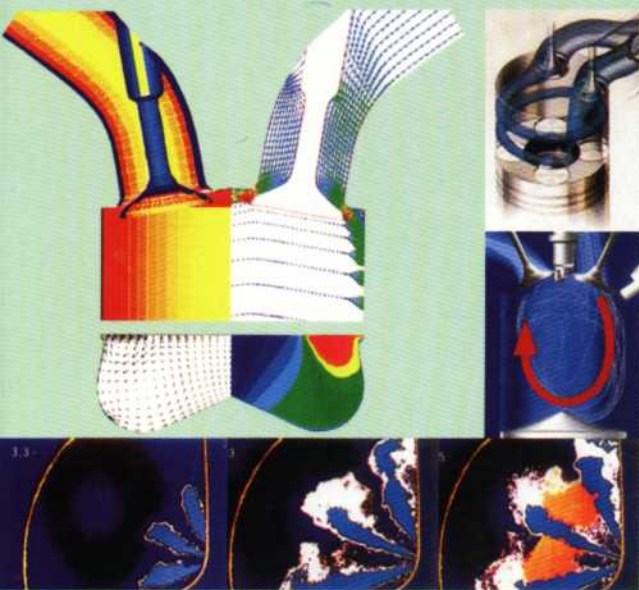
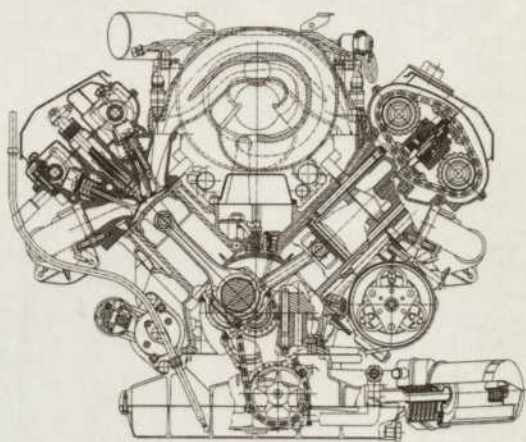
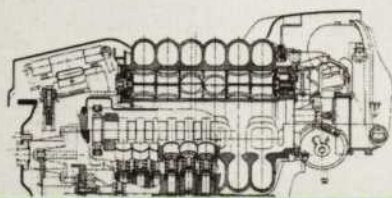


KALMÁR István
STUKOVSKY Zsolt

Belsőégésű motorok folyamatai



Üzemanyagok

Töltetcsere

Keverékképzés

Égés

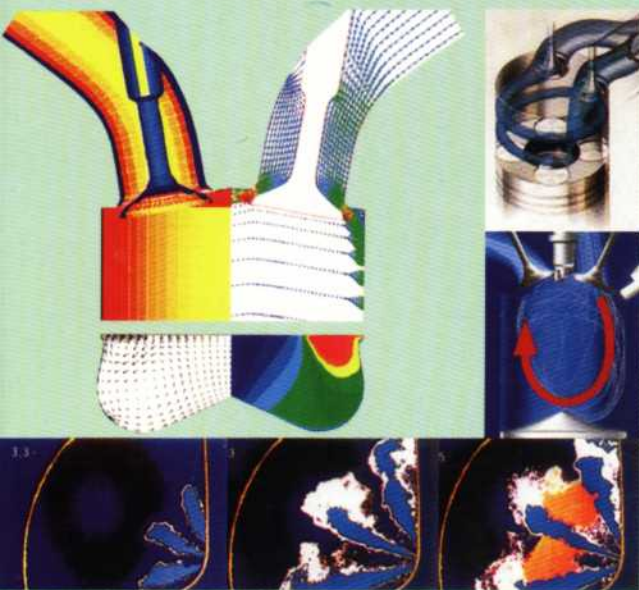
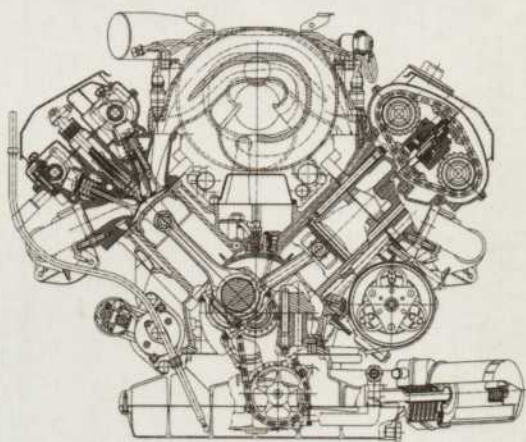
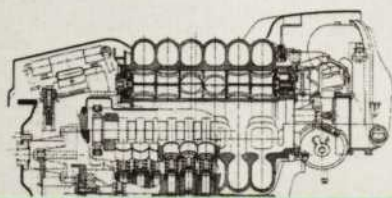
Emisszió

Feltöltés

Szimuláció

KALMÁR István
STUKOVSKY Zsolt

Belsőégésű motorok folyamatai



Üzemanyagok

Töltetcsere

Keverékképzés

Égés

Emisszió

Feltöltés

Szimuláció

Tartalomjegyzék

Előszó	10
Előszó	11
Bevezetés	13
1. ÜZEMANYAGOK	15
1.1. Tüzelőanyagok	15
1.1.1. A tüzelőanyagok kémiai összetétele.....	16
1.1.2. A tüzelőanyagok jellegzetes tulajdonságai.....	17
1.1.2.1. A motorbenzin tulajdonságai.....	17
1.1.2.2. A dízelolaj, gázolaj tulajdonságai.....	25
1.1.3. Alternatív tüzelőanyagok.....	27
1.1.3.1. Alternatív tüzelőanyagok szikragyújtású motorokhoz.....	28
1.1.3.2. Alternatív tüzelőanyagok dízelmotorokhoz.....	30
1.1.4. A tökéletes égés levegőszükséglete és a keletkezett égéstermékek.....	31
1.1.4.1. A levegő jellemzői.....	31
1.1.4.2. A tökéletes égés oxigén és levegőszükséglete, valamint a keletkezett égéstermékek.....	32
1.1.5. Károsító égéstermékek és hatásuk a környezetre.....	34
1.2. Kenőanyagok	37
1.2.1. A motorolajokkal szemben támasztott legfontosabb követelmények.....	37
1.2.1.1. A motor működéséből származó követelmények.....	38
1.2.1.2. A környezet védelmével kapcsolatos követelmények.....	40
1.2.1.3. Komfort követelmények.....	41
1.2.1.4. A teljesítőképesség növekedéséből származó követelmények.....	41
1.2.1.5. Gazdaságosságból származó követelmények.....	43
1.2.2. A motorolajok legfontosabb tulajdonságai.....	45
1.2.3. A motorolajok összetétele.....	45
1.2.3.1. Szintetikus motorolajok előnyei.....	46
1.2.4. Viskozitás, viszkozitási index.....	46
1.2.5. A motorolajok osztályozása.....	47
1.2.5.1. A viszkozitás szerinti osztályozás.....	47
1.2.5.2. Teljesítményszint szerinti osztályozás.....	50
2. KEVERÉKKÉPZÉS, ÉGÉS BELSŐÉGÉSŰ MOTOROKBAN	57
2.1. Keverékképzés, gyulladás, égés, szikragyújtású motorokban	57
2.1.1. A külső keverékképzés jellegzetességei.....	59
2.1.1.1. A karburátoros keverékképzés.....	59
2.1.1.2. Központi befecskendezés elágazó szívócsőbe.....	59
2.1.1.3. Keverékképzés gáz tüzelőanyaggal.....	60
2.1.1.4. Hengerenkénti befecskendezés homogén összetételre.....	61
2.1.1.5. Réteges keverékképzés.....	63
2.1.2. A belső keverékképzés jellegzetességei.....	65

2.1.3. A hígkeverékes üzemmód előnyei és hátrányai.....	67
2.1.4. Keverékképzés gázmotoroknál.....	68
2.1.4.1. Keverékképzés nagynyomású gáztárolásnál.....	68
2.1.4.2. Keverékképzés kisnyomású hálózati gáznál.....	68
2.1.5. A töltetmozgás hatása a keverékképzésre.....	69
2.1.5.1. A töltetmozgás létrehozásának módjai.....	70
2.1.5.2. A transzportsebesség és a turbulencia.....	73
2.1.6. A gyulladás feltételei.....	73
2.1.6.1. A gyújtógyertya és a gyújtószikra.....	74
2.1.6.2. A lángmagképződés és hatása a lángfrontterjedésre.....	76
2.2. Az égés jellegzetességei a szikragyújtású motorokban.....	77
2.2.1. A láng terjedése, a lamináris láng.....	77
2.2.2. A lángfrontsebességet befolyásoló tényezők.....	78
2.2.3. Az égéstér kialakításának hatása a motor jellemzőkre.....	80
2.2.3.1. Az égéstér alakjának hatása.....	82
2.2.3.2. A hengertér geometriai arányainak hatása a munkafolyamatra.....	83
2.2.3.3. A gyújtás helyének befolyása az égésre.....	85
2.2.4. A rendellenes égés: kopogás.....	87
2.2.4.1. A kopogásos égés és hatása a motorra.....	88
2.2.4.2. A kopogásos égés elkerülésének lehetőségei.....	90
2.2.5. A hígkeverékes és a közvetlen befecskendezésű benzinmotorok.....	91
2.2.5.1. Hígkeverékes benzinmotorok szívócsőbefecskendezéssel.....	93
2.2.5.2. Hígkeverékes benzinmotorok közvetlen befecskendezéssel.....	100
2.2.5.3. Ultraszegény-keverékes DI benzinmotorok.....	104
2.2.6. Az égés jellegzetességei a gázmotorokban.....	112
2.3. Keverékképzés, égés, kompressziógyújtású motorokban.....	120
2.3.1. A befecskendezés iránti követelmények dízelmotoroknál.....	121
2.3.2. A befecskendezés folyamata és jellemzői.....	122
2.3.2.1. A befecskendezési karakterisztika.....	123
2.3.2.2. A befecskendezési sugár jellegzetességei.....	126
2.3.3. A Common Rail befecskendezés hatásai.....	128
2.3.4. Gyulladás, égés dízelmotorokban.....	132
2.3.4.1. A gyulladás.....	134
2.3.4.2. Az égés.....	135
2.3.5. Dízelmotorok égésrendszerei.....	139
2.3.5.1. Előkamrás égésrendszerek.....	139
2.3.5.2. Örvénykamrás égésrendszerek.....	143
2.3.5.3. Közvetlen befecskendezésű égésrendszerek.....	144
2.4. Az energiaátalakulási folyamat mérése és számítása.....	153
2.4.1. A piezoelektromos jelátalakítók.....	154
2.4.2. Az energiaátalakulás számítása mérési adatokból.....	158

3. A LÉGSZENNYEZŐ ANYAGOK KELETKEZÉSE ÉS EMISSZIÓJUK CSÖKKENTÉSE 165

3.1. A légszennyező égéstermékek keletkezésének mechanizmusa 165

3.1.1. A nitrogén-oxidok képződése belsőégésű motoroknál	166
3.1.1.1. NO képződés termikus úton	166
3.1.1.2. A „prompt” NO képződés	167
3.1.1.3. NO képződés a tüzelőanyag nitrogén tartalmából	168
3.1.1.4. Általános összefüggések	168
3.1.1.5. A NO képződés dízelmotoroknál	169
3.1.1.6. A NO képződés szikragyújtású motoroknál	170
3.1.2. A szénmonoxid képződése belsőégésű motoroknál	172
3.1.2.1. A CO képződés dízelmotoroknál	173
3.1.2.2. A CO képződés szikragyújtású motoroknál	173
3.1.3. A szénhidrogén emisszió képződése belsőégésű motoroknál	173
3.1.3.1. A láng kialakulásának folyamata	175
3.1.3.2. Az elégtelen szénhidrogének képződésének kémiai folyamatai	176
3.1.3.3. A szénhidrogén emisszió képződése dízelmotoroknál	176
3.1.3.4. A szénhidrogén emisszió képződése szikragyújtású motoroknál	177
3.1.4. A részecske emisszió képződése gépjárműmotoroknál	178
3.1.4.1. A részecske emisszió dízelmotoroknál	178
3.1.4.2. Részecske emisszió benzín motorok esetében	179
3.1.5. A katalizátorok működési viszonyai	180
3.1.5.1. A katalitikus folyamat mechanizmusa	180
3.1.5.2. A katalizátorok kialakítása, szerkezeti elemei	183
3.1.5.3. A katalitikus hatású anyagot rögzítő bevonat (wash-coat)	187
3.1.5.4. A katalizátoranyagok és felvitelük a wash-coat-ra	187
3.1.5.5. A katalizátor rendszerek	189
3.1.5.6. A katalizátorok meghibásodásai	191
3.1.5.7. A katalizátorok utólagos beépítése	193
3.1.5.8. A katalizátorok fejlesztési irányai	194
3.1.6. Katalizátorok a dízelmotoroknál	195

3.2. Az emisszió összetevőinek koncentrációját mérő műszerek 196

3.2.1. Az infravörös sugárzás szelektív abszorpcióján (NDIR) alapuló gázelemzők ..	196
3.2.2. A lángionizáció elvén (FID) működő gázelemzők	198
3.2.3. A kemilumineszcencia elvén működő gázelemzők	199

3.3. Emisszió minősítő eljárások..... 200

4. A TÖLTETCSERE FOLYAMATA 205

4.1. A szívómotor töltetcsere folyamata 205

4.1.1. A töltetcsere folyamata	206
4.1.1.1. A kipufogás	206
4.1.1.2. A szívás	207
4.1.2. Vezérlési idők és szelepnitási keresztmetszetek hatása a töltetcserere	209

4.2. A töltetcsere folyamat jósága	214
4.2.1. A fajlagos teljesítmény növelése.....	215
4.2.1.1. A fajlagos teljesítmény növelése az effektív középnyomás növelésével...	215
4.2.2. A szén-dioxid kibocsátás csökkentése	216
4.2.2.1. A szén-dioxid kibocsátás csökkentése a fajlagos tüzelőanyag-fogyasztás csökkentésével	216
4.2.3. A károsanyag emisszió csökkentése	217
4.2.3.1. Emisszió csökkentés a fajlagos tüzelőanyag-fogyasztás csökkentésével.	217
4.2.3.2. Emisszió csökkentés a szennyező anyagok keletkezésének gátlásával...	217
4.2.4. A töltetcsere jósága és a motor jellegmező kapcsolata	218
4.3. A kipufogógáz visszavezetése	221
4.3.1. A kipufogógáz visszavezetésének lehetőségei	222
4.3.1.1. A külső kipufogógáz-visszavezetés	222
4.3.1.2. A belső kipufogógáz-visszavezetés	224
4.3.2. A kipufogógáz-visszavezetési rendszerek összehasonlítása	225
4.3.2.1. A külső és belső kipufogógáz-visszavezetés összehasonlítása.....	225
4.3.3. A külső és belső kipufogógáz-visszavezetés együttes alkalmazása	227
4.4. A szívórendszer áramlástechnikailag kedvező kialakítása	228
4.4.1. Csövek, idomok, elosztók, be- és kiömlés	230
4.4.2. A szelepek nyitási keresztmetszete	232
4.4.2.1. A szelepnitítés geometriai keresztmetszete	232
4.4.2.2. A szelepnitítés effektív áramlási keresztmetszete.....	233
4.4.3. Levegőszűrők	235
4.4.3.1. A levegőszűrők hatásmechanizmusa és jellemző tulajdonságaik	236
4.4.3.2. Az üzemi körülmények hatása a levegőszűrő ellenállására és a csereperiódusra	238
4.4.3.3. A levegőszűrők vizsgálata	239
4.5. Hullámjelenségek a motor szívó- és kipufogórendszerében	241
4.6. Változtatható paraméterű szívórendszerek	243
4.6.1. Rezonanciafeltöltés	244
4.6.1.1. A rezonancia jelensége és leírása.....	244
4.6.1.2. A szívócsőrendszerekben kialakuló rezonancia hangolása	247
4.6.1.3. A szelepek nyitási tartama és a gázlendések frekvenciája közti összefüggés	251
4.6.1.4. Rezonanciafeltöltés elsőrendű nyomáshullámok felhasználásával	253
4.6.1.5. Rezonanciafeltöltés első- és másodrendű nyomáshullámok felhasználásával.....	254
4.6.2. Lengőcsőfeltöltés.....	255
4.6.2.1. A lengőcsőfeltöltés hangolása	257
4.6.3. Változtatható paraméterű lengőcsőfeltöltés	259
4.6.3.1. Szakaszos szívócsőhossz változtatás	259
4.6.3.2. Effektív szívókeresztmetszet változtatás	261
4.6.3.3. Folyamatos szívócsőhossz változtatás	262
4.6.4. Kapcsolt lengőcső- és rezonanciafeltöltés	264
4.6.4.1. A soros hathengeres motoroknál alkalmazott rendszer	264

4.6.4. Kapcsolt lengőcső- és rezonanciafeltöltés	264
4.6.4.1. A soros hathengeres motoroknál alkalmazott rendszer	264
4.6.4.2. A hathengeres V-motoroknál alkalmazott rendszer	266
4.6.4.3. Hathengeres boxermotornál alkalmazott rendszer	267
4.6.4.4. A nyolchengeres V-motornál alkalmazott rendszer.....	268
4.7. Intenzív töltetmozgás, perdület és tumble	269
4.7.1. A töltet perdítése	269
4.7.1.1. Perdület létesítése kétszelepes motoroknál	270
4.7.1.2. Perdület létesítése többszelepes motoroknál	272
4.7.1.3. Gyakorlati alkalmazások.....	275
4.7.2. Tumble-áramlások.....	277
4.7.2.1. Tumble-áramlás létesítése	279
4.7.2.2. Gyakorlati alkalmazások.....	280
4.7.3. Perdület és tumble mérési eljárások és mérőszámok.....	282
4.7.3.1. A perdület mérése	282
4.7.3.2. A tumble mérése	284
4.7.3.3. A perdület és a tumble együttes mérése	284
4.7.3.4. Az áramlás láthatóvá tétele	287
4.8. Változtatható paraméterű szelepvezérlési rendszerek.....	287
4.8.1. A szelepvezérlési paraméterek megváltoztatásának hatásai	289
4.8.1.1. Szelepvezérlési paraméterek változásának hatása a töltetcsere és a főmunkafolyamatra	289
4.8.1.2. Szelepvezérlési paraméterek változásának hatása a károsanyag-emisszióra és a fajlagos tüzelőanyag-fogyasztásra	291
4.8.1.3. Fajtásmentes terhelésvezérlés a szelepvezérlési paraméterek változtatásával	294
4.8.2. A változtatható szelepvezérlési rendszerek	302
4.8.2.1. Kétfokozatú szívó vezérműtengely fázisállítás állandó szelepemeléssel ...	304
4.8.2.2. Folyamatos szívó vezérműtengely fázisállítás állandó szelepemeléssel....	306
4.8.2.3. Folyamatos szívó és kipufogó vezérműtengely fázisállítás állandó szelepemeléssel.....	308
4.8.2.4. Kétfokozatú szelepemelés változtatás	312
4.8.2.5. Kétfokozatú szelepemelés változtatás szelep kikapcsolással	315
4.8.2.6. Kétfokozatú szelepemelés változtatás henger kikapcsolással	316
4.8.3. Változtatható paraméterű szelepvezérlési- és a változtatható paraméterű szívórendszerek együttműködése	318
4.8.3.1. Kapcsolt lengőcső- és rezonanciafeltöltés állandó szelepemelésű kétfokozatú szívó vezérműtengely fázisállítással	319
4.8.3.2. Kapcsolt lengőcső- és rezonanciafeltöltés állandó szelepemelésű folyamatos szívó és kipufogó vezérműtengely állítással.....	321
4.8.3.3. Folyamatos szívócsőhossz változtatás állandó szelepemelésű folyamatos szívó vezérműtengely állítással.....	322

5. A FELTÖLTÉS FOLYAMATA ÉS RENDSZEREI 327

5.1. A feltöltés célja és általános összefüggései	327
5.1.1. A feltöltés alapgondolata és célja	327

5.1.2.2. A feltöltött motor fajlagos tüzelőanyag-fogyasztása és hatásfoka.....	330
5.1.2.3. Feltöltött motor károsanyag emissziója.....	332
5.1.2.4. A feltöltött motor tömege, teljesítménytömege.....	333
5.1.3. A feltöltött motor munkafolyamata.....	333
5.1.3.1. A munkafolyamat általános jellemzői.....	333
5.1.3.2. A munkafolyamat feltöltés módjától függő jellemzői.....	336
5.1.4. A feltöltés motor oldali korlátai.....	340
5.1.4.1. Az égésfolyamatból származó korlátok.....	340
5.1.4.2. A mechanikai és hőterhelésből származó korlátok.....	341
5.1.5. A töltőlevegő visszahűtése.....	342
5.1.5.1. A levegő-levegő visszahűtő.....	343
5.1.5.2. A töltőlevegő visszahűtésének hatása a motor fontosabb jellemzőire.....	344
5.1.5.3. A töltőlevegő visszahűtésének előnyei.....	345
5.1.5.4. A töltőlevegő-hűtők beépítésének általános szempontjai.....	345
5.1.5.5. A levegő-levegő visszahűtők felépítése.....	346
5.1.5.6. A töltőlevegő visszahűtő megválasztása.....	347
5.1.5.7. A levegő-levegő visszahűtők számítása.....	349
5.1.5.8. A töltési fok feltöltésnél és visszahűtésnél.....	351
5.2. A járműmotorokon alkalmazott fontosabb feltöltési eljárások.....	354
5.2.1. A turbófeltöltés.....	354
5.2.1.2. A turbófeltöltő és a motor összeépítése.....	356
5.2.1.3. A sűrítő (kompresszor) működés módja.....	358
5.2.1.4. A turbina működés módja.....	361
5.2.1.5. A turbófeltöltés motor középnyomását befolyásoló tényezők.....	364
5.2.1.6. A turbófeltöltés előnyei és hátrányai.....	366
5.2.2. A turbófeltöltő és a motor együttműködése.....	373
5.2.2.1. A turbófeltöltő és a benzomotor együttműködése.....	375
5.2.2.2. A turbófeltöltő és a dízelmotor együttműködése.....	385
5.2.2.3. A változtatható turbina geometriájú turbófeltöltő és a motor együtt működése.....	389
5.2.2.4. A biturbó rendszer.....	396
5.2.3. A mechanikus feltöltés.....	397
5.2.3.1. A mechanikus feltöltők és alkalmazási területük.....	397
5.2.3.2. A mechanikus feltöltés fontosabb jellemzői, előnyök és hátrányok.....	398
5.2.3.3. A járműmotorok mechanikus feltöltéséhez használható feltöltők.....	402
5.2.3.4. Belső sűrítés nélküli töltők.....	404
5.2.3.5. Belső sűrítésű térfogatitöltők.....	409
5.2.3.6. A mechanikus feltöltő és a motor együttműködése.....	415
5.2.4. A Comprex feltöltés.....	421
5.2.4.1. A Comprex feltöltés működési elve.....	422
5.2.4.2. A Comprex feltöltő működése.....	423
5.2.4.3. A Comprex feltöltési rendszer.....	426
5.2.4.4. Fontosabb jellemzők, előnyök és hátrányok.....	429
5.2.4.5. A Comprex feltöltő és a motor együttműködése.....	430
5.2.5. A kombinált feltöltés.....	432

6. MOTOR MUNKAFOLYAMATOK SZIMULÁCIÓS MODELLEZÉSE	437
6.1. A munkafolyamat-szimulációs modellek fontosabb típusai	439
6.2. A munkafolyamat-modell általános alapegyenletei.....	440
6.2.1. A térfogatváltozás számítása.....	442
6.3. A munkaközeg állapotfüggvényeinek számítási módja	442
6.3.1. A keveréket szívó motorok állapotfüggvényeinek számítása	443
6.3.2. A levegőt szívó motorok állapotfüggvényeinek számítása	446
6.4. Az égési folyamatot leíró egyenletek szikragyújtású motoroknál.....	449
6.4.1. Az égési függvény üzemállapotfüggő változása	450
6.4.2. Kétzónás égési modell szikragyújtású motorokhoz.....	452
6.5. Az égési folyamatot leíró egyenletek dízelmotoroknál	454
6.5.1. Az égés kezdetének számítása	454
6.5.2. Az égésfüggvény üzemállapot függő változása	455
6.5.3. A kétfázisú égési függvény használata.....	456
6.6. A gáz és a határoló falak közötti hőátmenet számítása	457
6.6.1. A konvektív hőátadási tényező a hengerben	458
6.6.2. A sugárzásos hőátadás számítása.....	460
6.7. A töltetcsere folyamat számítása szívómotornál.....	461
6.7.1. A gázcserét leíró egyenletek	462
6.8. A turbófeltöltéses motorok szimulációja.....	463
6.8.1. A kipufogócső modellje.....	465
6.8.2. A turbina modellje.....	466
6.8.2.1. Az egyszerű jelleggörbék szerint működő parciális beömlésű turbina modellje.....	466
6.8.3. A kompresszor modellje	468
6.9. A szimulációs motormodellek alkalmazásának egyes eredményei	469
6.9.1. Jelölések, indexek a 6. fejezethez	472

„Ha mindig előre tekintünk,
és gondolatainkkal a többre
törekszünk, elménknek
semmi sem szabhat határt.“

Henry Ford, 1922



Előszó

A Budapesti Műszaki Egyetem Gépjárművek Tanszéke kiemelt feladatának tekinti a hallgatók által is elismert oktatási tevékenységének szakirodalmi megalapozását és a hallgatók tanulási folyamatának e területen is a mai technikai szinten lévő eszközzel történő segítségét. Oktatóink, kutatóink és doktorandusz hallgatóink tollából szinte havi rendszerességgel jelennek meg szakcikkek és 3-4 évente szakkönyvek. Az utolsó tankönyv viszont 1989-ben jelent meg, azaz 9 éve és ennek elsősorban finanszírozási és gazdasági okai vannak. Tanszékünk ezért 1996-ban úgy döntött, hogy minden nehézség ellenére e területen is lépni kíván és beindított egy tankönyv írási programot, amelynek első példányát tartja kezében a tisztelt olvasó.

Azok az egyetemi hallgatók és autós szakemberek, akik ezt a tankönyvet használják, pontosan tudják, hogy a szerzők szinte lehetetlenre vállalkoztak, amikor napjaink rendkívül gyorsan változó belsőégésű motorjainak – a motor elektronika mellett –, legdinamikusabban változó területeiről készítették pillanatfelvételt, és dolgozták fel azokat rendszerbe sorolva. Számomra az teszi értékessé e művet és érthető olvasmányos stílusa mellett azt tartom legnagyobb értékének is, hogy a szerzőknek sikerült ebben a sokszor divergáló, látszólagos és valódi zsákutcákat és vargabetűket tartalmazó fejlődési szakaszban folyamatorientált és környezetvédelmi szemléletű, a megértést, a tanulást szolgáló rendszert felépíteniük.

Nyilvánvaló, hogy egy többszáz oldalas tankönyv megjelenéséhez kevés a tanszékvezetői szándék, kevés a szerzők munkabírása, oktatás iránti elkötelezettsége, a kiadást finanszírozni is kell. Ezúton szeretnék köszönetet mondani az Oktatási Minisztériumnak, amiért a költségek 50 %-ához pályázaton keresztül forrást biztosított, valamint azoknak a szakmai szponzoroknak, akik a hiányzó részt rendelkezésünkre bocsátották. Teték ezt önzetlenül az oktatás támogatásának őszinte szándékával. Hiszem, hogy az autós mérnökképzés szintjének emelését szolgáló tankönyv, az újszerű motor-folyamatokat jobban ismerő szakemberek révén, az ipar, a környezetvédelem és a fejlesztés területén hazánk gazdasági felemelkedését is szolgálja.

Dr. Palkovics László
tanszékvezető

Előszó

A szerzők a tankönyvben olyan egységes rendszerbe foglalták a motor-folyamatokat, a motor-elmélet nagy témakörét, amely könnyen áttekinthető és az alkalmazott beosztásnak köszönhetően világosan érzékelhető a jövőben is követendő motor kutatási-fejlesztési filozófia. Ennek lényege, hogy a belsőégésű motort működésében és felépítésében komplex szerkezetnek kell tekinteni, amely elméleti és gyakorlati elemek kompromisszumainak összessége. A motor olyan sokrétű követelményrendszernek felel meg, amely teljesíti az adott (pl. természeti: légköri, földrajzi stb), a kötelező (pl. társadalmi: törvényi, környezetvédelmi, biztonsági stb), a kívánatos (pl. műszaki, gazdasági, piaci, stb,) feltételeket. A mű elméleti okfejtések és gyakorlati következtetések szintézise. Egyrészt a pontos vagy közelítő számítások, a vizsgálatok és a mérések, másrészt a folyamatok és a hozzájuk kapcsolódó konstrukciók ismeretét adja. Mindezek jól harmonizálnak az alapvető egyetemi matematikai, fizikai, kémiai, mechanikai, termodinamikai tanulmányi anyagokkal, mivel ezekre épülnek.

Vezérfonal a periodikus motorműködés, az energiaáramlás és az energiaátalakulás követése. Első láncszem az üzemanyag, azaz a tüzelőanyag - mint energiahordozó és a kenőanyag. Az energiaátalakulás során a töltetcsere, a keverékképzés és az égés fázisait ismertetik. Célszerűen a káros hatások bemutatása után, az áramlástechnikai módszerek, változtatható paraméterű szívórendszerek, a változtatható szelepvezérlés fejlesztésével adódik tág kutatási terület. Önálló tudományos műként is szerepelhetne a „Feltöltés” fejezet, amely a módszerek összehasonlításán túl kitűzi a motorfejlesztés legígéretesebb útjait is. A számítógéphasználattalban gyakorlottak számára természetesen hasznos a motor munkafolyamatok szimulációjának ismertetése. A szerzők módszere szerint először a fő folyamatokat ismertetik, majd az összefüggésekre hívják fel a figyelmet. Így a javítandó paraméterek, a fejlesztési kívánalmak és lehetőségek között segítik az eligazodást. Végül a folyamatok egymásra-hatása, a követelmények értékelése vezet el az optimalizáláshoz.

Az anyag rendszerezését tekintve egy másfajta keresztmetszet is adódik, amely szerint jó összehasonlítási lehetőség nyílik a szikragyújtású és a kompressziógyújtású motorok között. A tüzelőanyagokat illetően egyaránt elemzik a gázolaj, a benzin és a gáz üzem tulajdonságait. A könyv a motorkutatást is inspirálja és határozott rendező elveket ad a műszaki jellemzők javítása, a környezetvédelem erősítése, a gazdaságosság biztosítása céljából. Elemzi a különféle tüzelőanyagok alkalmazását és a fo-

gyasztás mérséklésének útjait. A szerkezeti igénybevétel csökkentésére, az élettartam, a megbízhatóság javítására tervezhetővé teszi a mechanikai- és a hőterhelés határait.

A szerzők reálisan ismertetik és értékelik a mai motorkutatási és fejlesztési áramlatokat, párhuzamosan az elektronika folyamatos bevezetésével, illetve alkalmazásával. Különösen így van ez a motor management, a motor szabályozás, a feltöltés szabályozás területén.

E tankönyv, hivatásán túlmenően sokoldalú szerepet tölthet be. A doktóránduszok számára feltárja a kutatásra érdemes területeket. Rögzíti az eddigi eredményeket, kitekintést ad az elérendő és elérhető célokra. Vázolja a lehetőségeket és a korlátokat is. A mérnökök, a motorfejlesztő szakemberek számára, akik egy adott feladattal foglalkoznak, rávilágít az egyes területek közti összefüggésekre, segít az adatok, a jellemzők értékelésében. (Kellően elriasztja az ún. „egyparaméteres fejlesztőket”.) A szakember készségét fejleszti az optimalizálásra. A motorfejlesztés eredményeinek felhasználói számára bemutatja a legújabb megoldásokat; azokat, amelyek a jövő évszázad elején működni fognak. Van a könyvnek egy sajátos érdekessége is: orientáló hatással van a más irányú szakemberekre. A kémikusok az üzemanyagok; a fizikusok az égés, a hőközlés, az áramlás; a matematikusok a szimuláció; az elektronikus szakemberek a szabályozás területén nyernek olyan betekintést a mindenki számára érdekes gépjármű motorjának működésébe, amelyen keresztül szorosabb elméleti kapcsolatba kerülhetnek vele. A szerzők természetesen figyelembe vették a nemzetközi eredményeket, felhasználják a legismertebb magyar, vagy magyar származású kutatók eredményeit is: Anisits, Cser, Sitkei, Schweitzer, Jendrassik, Gyarmati munkáit.

Végül egy adminisztratív megjegyzés. A tudomány nemzetközi kapcsolatrendszerében kialakulnak az egyes fogalmak, eljárások, rendszerek illetve alkatrészek, szerkezetek általánosan használt - idegen nyelvű - elnevezései és ezek rövidítései. A könyvben ezeket jól alkalmazzák, kifejtik jelentésüket és ezzel elősegítik általános használatát.

Dr. Körmeny Ágoston
főmérnök

Bevezetés

Az űrtechnika, a repülőtechnika, a számítás- és mérés technika rendkívül gyors fejlődésének technológiai, elektronikai és konstrukciós eredményei a 10...20 évvel korábbihoz képest igen rövid idő alatt áttevődnek a gépjárműtechnikai alkalmazásokra is. Az igen gyors technikai fejlődés mellett új problémák is jelentkeznek a környezetvédelem területén. Ma már a fejlesztési célkitűzések alapvetően nem a járműsebesség, illetve a motorteljesítmények mindenek feletti növelésére irányulnak, hanem a korábbiaknál sokkal intenzívebb fejlesztési tevékenység folyik a környezetkímélő megoldások, mint például a recycling, vagy a károsanyag-emisszió, és az energiafelhasználás csökkentése területén. Ahhoz, hogy egy ennyire dinamikusan változó technikai területen korszerű tankönyvet lehessen írni, feltétlenül ismerni kell a változások valódi „motorját”. A válasz tulajdonképpen egyszerű és kézenfekvő: az éleződő piaci verseny, a fokozódó konkurencia harc. A fejlesztési tevékenységeket ezeken kívül még meghatározó többletként terhelik az egyre szigorodó jogszabályrendszerben alakot öltő társadalmi elvárások, amelyek a környezet védelmével kapcsolatban fogalmazódnak meg. Az egyre szigorúbb emissziós követelmények kielégítése, amelybe ma már az energiafelhasználás korlátozása is beletartozik, jelentős hányadban a motorban lezajló energiaátalakítási viszonyokkal, vagyis a munkafolyamat tökéletesítésével kapcsolatos.

Anélkül, hogy a tárgyalt folyamatok megvalósításához szükséges szerkezetek mechanikai és elektronikus vonatkozásainak részleteire kitérnénk, minden esetben feltételeztük, hogy ezek elektronikusan szabályozottak illetve vezéreltek. A jelenleg új járművekbe kerülő motorok ugyanis — alárendelt jelentőségű kis számú kivételtől eltekintve —, az elektronikus irányítás- és szabályozástechnika alkalmazását nem nélkülözhetik. Ezek részleteinek tárgyalása azonban nem tartozik célkitűzéseink közé.

Szándékunk szerint az okok és következmények megvilágításával tankönyvünkben azokat a jelenségeket igyekeztünk érthetővé tenni, amelyek a szerkezetekben lejátszódó folyamatok révén a motorok fontos tulajdonságait befolyásolják. A folyamatok igen bonyolult mechanikai, áramlási és termodinamikai kölcsönhatások sorozatát jelentik, amelyek az energiahordozók és a levegő mint oxidáló közeg „házasságával” jönnek létre. A mérnökök a „matchmakerek” ebben a házasságban, így a már említett környezetkímélő motor létrehozásában ennek az energiaátalakításnak a lehető leggazdaságosabb megoldását kell keresniök.

Könyvünk behatárolt terjedelme miatt is fel kellett tételeznünk, hogy az olvasó a belsőégésű motorok általános szerkezeti kialakításával és alapvető működés módjával már tisztában van. Emellett azonban bizonyos mértékig kitértünk a motorfejlesztés folyamán használatos egyes mérési módszerekre illetve eszközökre.

A szerzők ezúton is köszönetüket fejezik ki a BME Gépjárművek Tanszék vezetőjének, aki munkánkat kezdettől fogva pártfogolta és mindazoknak az intézményeknek, vállalatoknak és személyeknek, akik anyagi és technikai segítségével hozzájárultak könyvünk megjelenéséhez.

Budapest, 1998. augusztus

dr. Kalmár István

dr. Stukovszky Zsolt

1. ÜZEMANYAGOK

1.1. Tüzelőanyagok

A belsőégésű motorokban használatos tüzelőanyagok szénhidrogének és azok származékai. Gyűjtőnevükön **fosszilis tüzelőanyagok**, amelyek a földkéreg kialakulása és változása során szerves anyagokból keletkeztek nagy hőmérséklet és nyomás hatására. Ezek az anyagok:

- a szén,
- a nyersolaj és
- a földgáz.

A szénben a hidrogén és a karbon viszonya — H/C viszony —, kb. 0,8, míg a nyersolajban ennek majdnem háromszorosa (Mivel egységnyi tömegű hidrogén energiataralma mintegy tízszeresen meghaladja a szénét, érthető, hogy a motorokban a nyersolajszármazékokat alkalmazzák, főleg a mobil motoroknál.) Ezenkívül a szénben további nem kívánatos anyagok is vannak, mint pl. kén, víz, nitrogén és ásványi anyagok. Motorokban a szén porrá őrölt alakban sem használható. Különböző eljárásokkal azonban a szénből is lehet folyékony hajtóanyagokat előállítani. Ezek azonban az előállítás rosszabb hatásfoka miatt nem versenyképesek a nyersolaj-alapú, vagy földgáz tüzelőanyagokkal.

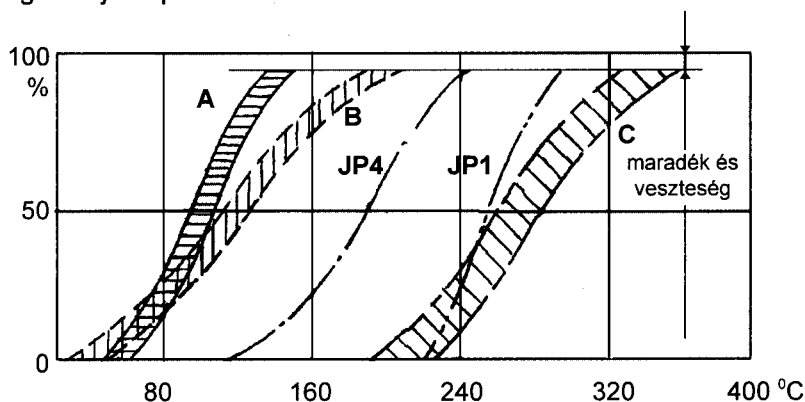
Az **1.1 ábrán** látható, hogy szénből — vagy más anyagokból — előállított tüzelőanyagok, a technológiai folyamatoknál fellépő veszteségek miatt, csak költségesen gyárthatók.

Primer anyag		Az előállítás hatásfoka			
		0,2	0,4	0,6	0,8
Nyersolaj		Benzin/Dízel			
Földgáz		Metanol			
Szén		Metanol			
		Benzin			
		Benzin/Dízel/LPG			
Bio anyag	Fa	Etanol Metanol			
	cukor-répa	Etanol			
	Repce-olaj	RME			

1.1 ábra. A különböző tüzelőanyagok előállításának technológiai hatásfoka

A **nyersolajok** a kitermelési helytől függően különböző összetételű szénhidrogénekből állnak, amelyek a feldolgozási folyamatok során eltérő alaptulajdonságú termékekké válnak. A feldolgozás az ún. **desztilláció** során meghatározott hőmérséklet-tartományban normál nyomáson elgőzlgő, majd lekön-

denzált termékhányadokat az ún. **frakciókat** különböztetik meg. Ezek más és más felhasználási területekre használható, eltérő tulajdonságú lepárlási termékek. Azok a nyersolajok amelyekben nagyobb a benzin — és a gázolaj — tartalom értékesebbek, mint azok, amelyekben a maradékhányad nagy. Utóbbiak jobb kihasználhatósága érdekében járulékos technológiai módszerekkel — pl. a nagy molekulák bontásával (krakkolással) — alacsonyabb forráspontú benzin- és gázolajkomponensek állíthatók elő.



1.2 ábra. A nyersolaj lepárlása során nyerhető termékek

A - repülő benzin

B - járműmotor benzin

JP- kerosin (Jet Petroleum)

C - gázolaj (dízelolaj)

A **földgáz** a nyersolajtól eltérően nem igényel különösebb technológiai előkészítést a felhasználás előtt. Sokszor a nyersolajjal együtt kerül a földfelszínre, ez az ún. „olajkísérő földgáz”, melyben a metántól különböző egyéb szénhidrogének környezeti nyomáson cseppfolyósak, ezért „nedves” gáznak is neveznek. A földgázt általában tisztítani szükséges a motorba táplálás előtt, sőt, ha viszonylag sok inert gázt (pl. CO_2 -t) tartalmaz, azt még le is választják. Az esetek többségében erre nem kerül sor, mert nem gazdaságos. Mobil motorokban általában 200 bar nyomáson tartályba sűrítve (CNG), vagy mélyhűtve ($\approx -160^\circ\text{C}$) kis nyomáson folyadék állapotban (LNG) ún. kriogén kristályokban tárolva használják (CNG: **C**ompressed **N**atural **G**as; LNG: **L**iquid **N**atural **G**as.). Stabil motoroknál viszont a vezetékes gáz előnyös tulajdonságai többféle gazdaságos megoldásra nyújtanak lehetőséget.

1.1.1. A tüzelőanyagok kémiai összetétele

A tüzelőanyagok mintegy 200 féle különböző összetételű szénhidrogénvegyületből állnak. Az egyes összetevők részaránya jelentősen befolyásolja egy-egy kérdéses tüzelőanyag motorikus tulajdonságait. Így pl. a molekulák nagyságával növekszik a tüzelőanyag sűrűsége és forráspontja. A szénhidro-

gén tüzelőanyagokat a molekulán belüli C-H-O atomok száma szerinti írásmódban az ún. **tapasztalati képletekkel**, az atomok egymáshoz való kapcsolódása szerint az ún. **szerkezeti képletekkel** szokás jellemezni. Ez utóbbiakban megmutatózó kapcsolódási formák alapján ún. **nyíltláncú** (alifás-) és **zártláncú** (ciklusos-) **szénhidrogének** csoportja különböztethető meg. Mindkét csoportban **telített** és **telítetlen** vegyületek találhatók. Utóbbiakat az jellemzi, hogy a lehetségesnél kevesebb hidrogént tartalmaznak, hiányuk miatt két-két szénatom között kettős kötések vannak.

A nyíltláncú vegyületek között az egyenes-láncúaktól, ún. normál (n) vegyületektől eltérően vannak olyanok, amelyeknél oldalláncok fordulnak elő. Ezek az ún. **izo-vegyületek**. (Izomer /izo/ vegyületeknél az összetevők viszonya változatlan, csak a molekula belső szerkezete eltérő.)

A zártláncú szénhidrogének kopogástűrőbbek mint a nyíltláncúak, a telítetlenek kopogástűrőbbek mint a telítettek és az oldalláncúak kopogástűrőbbek mint az egyenesláncúak. Ezekből látható, hogy pl. a szénatomok illetve ezek kettős kötésének elhelyezkedése a szénhidrogén molekulában csupán a kopogástűrítés szempontjából is jelentékeny hatású (lásd **1.3 ábra**).

1.1.2. A tüzelőanyagok jellegzetes tulajdonságai

A korszerű tüzelőanyagokkal szemben támasztott követelmények igen sokoldalúak, mert ezek nemcsak a motor működési igényeiből (pl. hatásfok), hanem az előállítás gazdaságosságából (pl. adalékolás), komfort igényekből (pl. szaghatás) és nem utolsósorban környezetvédelmi követelményekből tevődik össze (lásd **1.1 táblázat**)

1.1.2.1. A motorbenzin tulajdonságai

A **normálbenzin** alaptulajdonságait az EN 228 szabvány rögzíti, amely már ólmozatlan és oktánszáma: ROZ legalább 91. Az alacsony oktánszám kisebb kompresszióviszonyt, vagy későbbi gyújtásidőzítést kíván. Ezzel együtt kisebb sűrűsége és ezáltal kisebb térfogatra jutó fűtőértéke miatt 5...8 %-kal nagyobb az ilyen benzinnel működő motor térfogati (literben kifejezett) fogyasztása, szemben pl. a szuperbenzinnel elérhetőhöz képest.

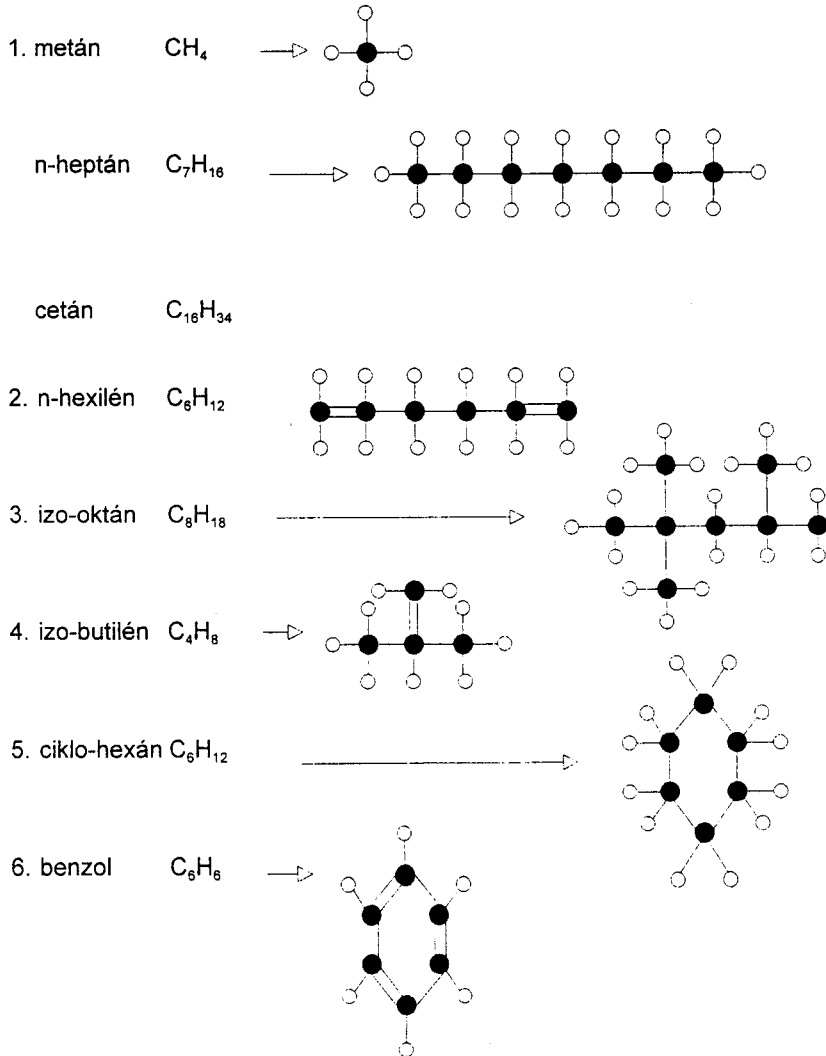
A finomítók a különböző gyártási eljárásokkal nyert benzinekből már nagyobb alapértékű benzineket kevernek, amelyeknél csekély mennyiségű de jelentős hatású adalékokkal csúcsmínőségű motorbenzineket tudnak előállítani.

	Egység	Benzin	Dízel- gázolaj	CH ₃ OH Metanol	C ₂ H ₅ OH Etanol	M15 Benzin 85% Metanol 15%	M100 Metanol 91,5 % Izopentan 8,5%	Növény olaj RME	PB gáz	Metán	Biogáz	H ₂
hidrogén-	-	0,15	0,1350	0,125	0,13				0,177	0,25	0,09	1,0
szén-	-	0,85	0,8645	0,375	0,52				0,823	0,75	0,44	0
oxigén-	-	0	0,0000	0,5	0,35				0	0	0,47	0
kénhányad-	-	0	0,0005	0	0				0	0	0	0
Móltömeg	kg/kmol	98	170	32	46				51	16	27	2
Forráspont	°C	30 190	170 360	65	78	30 210	35 65	330 360	-30	-162	-128	-253
Párolgáshő	kJ/kg	419	544 785	1119	904	523	1040		353	510		450
Gőznyomás	bar	0,45..0,9		0,37	0,21	0,96...1,04	-					
Sűrűség	f kg/m ³ g	730..780	815..855	795	789	~755	~780	884	540 2,06	424 0,72	1,2	71 0,09
Elméleti levegő szükséglet	kg/kg	14,7	14,5	6,46	9,0	13,5	7,12	12,7	15,5	17,2	6,1	34
Fűtőérték	MJ/kg MJ/dm ³	43,9 32,0	43 35,8	19,7 15,5	28,6 21,2	39,2	22	37,9 34,5	45,84 24,75	50,0 21,20	17,5 0,0215	120 8,52
A keverék fűtőértéke	MJ/m ³	3,75	3,865	3,438	3,475	3,76	3,98	3,5	3,725	3,225	3,17 3,25	2,97
Gyulladási határ	-	0,4 1,4	0,48 1,35	0,34 2,0	0,3 2,1				0,4 1,7	0,7 2,1	0,7 2,3	0,5 10,5
Oktánszám	-	97,4		114,4	111,4				100	140		
Cetánszám	-		45 55					58 50				

1.1 táblázat. Tüzelőanyagok jellemző tulajdonságai

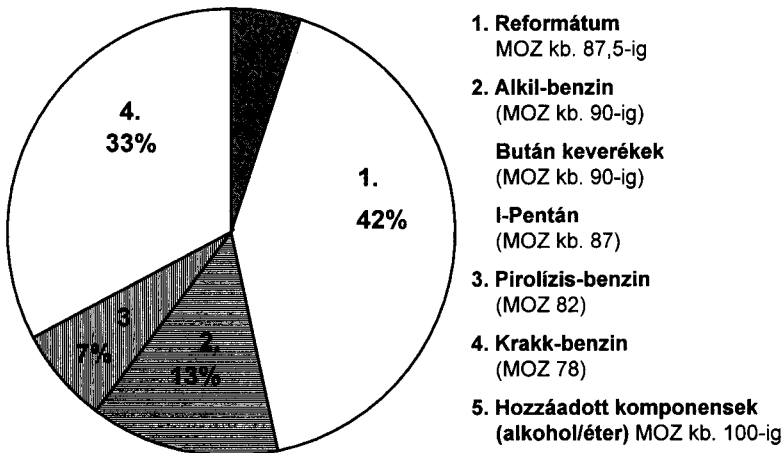
		Telített vegyületek	Telítetlen
Nyílt láncú CH-k	n-vegy.	n-paraffin (1)	n-olefin (2)
	izo-vegy.	izo-paraffin (3)	izo-olefin (4)
Zárt láncú CH-k		naftének (5)	aromások (6)

pl: (● C atom, ○ H atom)



1.3 ábra. Néhány tüzelőanyag kémiai felépítése

Az **illékony**ság, vagyis a benzin párolgási hajlama, a lepárlási görbe jellegétől és a gőznyomástól függ. Az EN 228 szabvány 8 illékonyági osztályt határoz meg a nyári és téli hőmérsékleti viszonyoknak és a földrajzi helynek megfelelően. A „könnyű” illékony benzin a téli üzemviszonyoknál kedvező; pl. indításkor az ilyen benzin nagyobb hányada kerülhet gőz állapotba, javítva így a levegővel való keveredés lehetőségét. Hasonlóan kedvezőek a körülmények a jármű gyorsításánál is. (Az illékonytságot a 70 °C-on elpárolgott benzin %-ával jellemzik és E70-el jelölik /ISO 3405/).



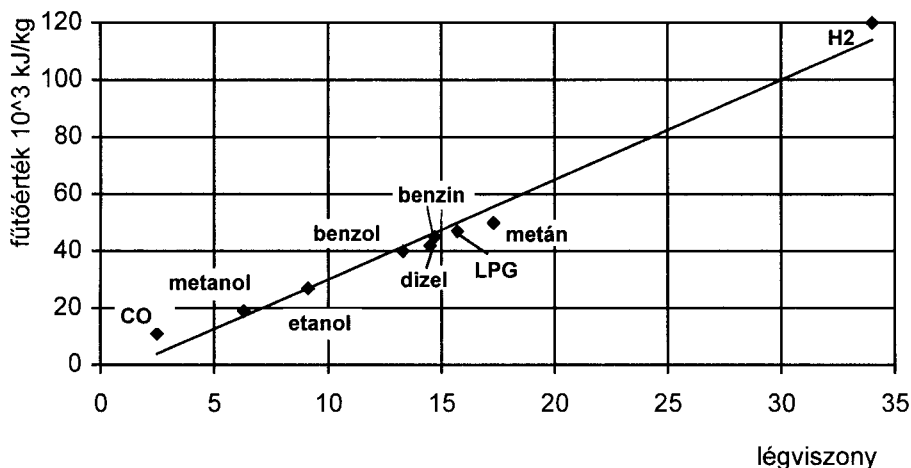
1.4 ábra. A benzin tipikus komponensei

A **gőznyomás** az a nyomás, amely egy zárt tartályban a hőmérséklettől függően, a folyadék párolgása következtében mérhető. (lásd 1.1 táblázat) A benzinmotorokhoz általában a nagyobb gőznyomású tüzelőanyagok alkalmasak. Könnyen belátható, hogy a nagy gőznyomás és a könnyű illékonyág egymáshoz közelálló tulajdonságok jellemzői. (A gőznyomást az ún. Reid gőznyomás értékkel jellemzik. RVP = Reid Vapour Pressure. pl. 55 kPa 37,8 °C-on \approx 100 °F EN 798)

A **gőzbuborékképződés** az illékony (téli) benzineknél a motor tüzelőanyagrendszere és a környezet nagy hőmérséklete esetén lép fel. Ez a jelenség karburátoros motoroknál, különösen ha a tápszivattyú szívóvezetéke hosszú, jelentős **keverékképzési hibákra** vezet, de benzinbefecskendező rendszer esetében is — különösen kis benzinmennyiség fogyasztásánál — zavarokat okozhat. A gőzbuborék képződés jellemzésére az ún. **Vapour Lock Index = VLI** használatos : $VLI = 10 \times RVP + J \times E70$. (ISO 3405) Értéke pl. nyáron Németországra 900.

A **párolgáshő** (lásd 1.1 táblázat) — az egységnyi tömegű folyadék elpárolgatatásához szükséges hőmennyiség (kJ/kg) — a környező közegből hőt von el, pl. a motor hengerében egy **belső hűtést** eredményez. Így a metanol és az etanol adalék nagy párolgáshője a hengertöltet lehűtése és az ezzel járó sűrűsénynövelés révén a teljesítménynövelés irányába hat. Téli hidegben azonban, különösen a levegő nagy nedvességtartalma esetén a karburátor fűvókáinak „**jegesedéséhez**” vezethet, sőt a fojtószelep is „lefagyhat”, ami üzemzavart okoz.

A **fűtőérték** a tüzelőanyag energiataralmát jellemzi. Az ún. **alsó fűtőérték** (jele általában H_u) mérésénél az égéstermékben a H_2O gőz-állapotban van jelen, szemben az **égéshő** (vagy felső fűtőérték H_o) mérésével, amikor az égéstermék a környezeti levegővel és a tüzelőanyaggal azonos hőmérsékletű, vagyis a két érték a vízgőz kondenzációs hőjének megfelelő értékkel különbözik. Mivel a motorok kipufogógázában a H_2O gőz alakban van jelen, így a motorok energetikai számításainál csak a kisebb értékű H_u fűtőértékkel számolnak.



1.5 ábra. Tüzelőanyagok fűtőértéke

A **gyulladásí hőmérséklet** az, amelynél a levegővel érintkező tüzelőanyag **önmagától meggyullad** és tartósan tovább ég. Ez nem a kérdéses anyag fizikai-kémiai jellemzője csupán, hanem a mindenkori környezeti körülményektől függ és különböző idegen anyagok erősen befolyásolják.

A **kopogástűrés** a motorbenzinek rendkívül fontos tulajdonsága, mert ez teszi lehetővé nagy kompresszióviszony esetén — vagyis nagy hőmérsékletnél és nyomásnál — az ún. **kopogásos égés elkerülését** (lásd 2. fejezet). Az

ilyen égési viszonyokat a motor tartósan nem képes elviselni, durva károsodás nélkül. A tüzelőanyag kopogástűrését az oktánszámmal jellemzik.

Az **oktánszám**ot egy nemzetközileg elfogadott ún. CFR vizsgálómotorral (Coordinating Fuel Research Committee, USA) határozzák meg. A vizsgálandó tüzelőanyaggal működő egyhengeres vizsgálómotor kompresszió viszonyát szabványos körülmények mellett folyamatosan addig változtatják, míg egy meghatározott kopogási intenzitást el nem érnek. Ezt az égéstérbe szerelt nyomásmérővel értékelik. Majd ugyanezt a kopogásintenzitást izooktán és normálheptán változó arányú keverékével elérve a keverékben lévő izooktán térfogat %-ának értéke adja meg a vizsgált tüzelőanyag **oktánszámát**. Az izooktán jó kopogástűrő (ROZ =100); a normálheptán öngyulladásra hajlamos (ROZ = 0).

A vizsgálatoknál kétféle szabványos módszer terjedt el:

- a **motor módszer** (ASTM D 357, EN 25163) - **MOZ: Motor Oktan Zahl** és
- a **kísérleti módszer** (ASTM D 938, EN 25164) - **ROZ : Research Oktan Zahl**.

(ASTM : American Society for Testing and Materials)

A két módszer közül a motor módszer szigorúbb vizsgálati körülményeket ír elő, ennek megfelelően ugyanannál a benzinnél a ROZ > MOZ..

A benzinek oktánszám vizsgálati módszerének főbb feltételei:

CFR motor	Motor módszer	Kísérleti módszer
Fordulatszám	900 ± 9 1/min	600 ± 6 1/min
Kompresszióviszony (ε)	4...10 (állítható)	4...10 (állítható)
Előgyújtás FHPe	26 ° ε = 5-nél 14 ° ε = 10-nél automatikus állítással	13 ° - állandó
Keverék előmelegítés	149 ° C	nincs
Mérési pontosság	± 1 MOZ	± 1 ROZ

A benzin vizsgálati módszerekkel meghatározott kopogástűrőképessége önmagában csak egy közelítő kiindulópontot ad valamely motor tényleges kopogási tulajdonságára.

Az **adalékolás** révén a benzin legkülönbözőbb tulajdonságait kedvező, ill. az igényekhez jobban igazodó irányokba lehet módosítani. Ezek révén a már jó

minőségű alap-benzint egy magasabb minőségi szintű benzinné alakítják, anélkül, hogy azzal bármilyen kellemetlen járulékos hatást okoznának.

Oktánszámnövelő adalékként több évtizedig ólomvegyületeket használtak, leginkább ólomtetraetilt ($\text{Pb}(\text{C}_2\text{H}_5)_4$). Ez a motor égésterében, különösen a szelepeken és gyújtógyertyán lerakódásokat okozott, amely üzemzavarokhoz vezetett. Ennek elkerülésére másodlagos adalékként etil-bromid illetve etil-klorid bevitelével égéskor hidrogénbromid és hidrogénklorid keletkezik. Ezek az ólomoxiddal reakcióba lépve ólombromid illetve ólomklorid formájában a kipufogógázokkal részben a szabadba távoznak.

Az ólomadalékolásnak egy igen kedvező hatása, hogy az ólomgözők a szelepüléseken lerakódva kenőanyagként működnek, így meghosszabbítva ezek élettartamát. A hidrogénbromid- és klorid azonban az égéskor keletkező vízgőzzel alacsony hőmérsékleten a hengerfalon kicsapódva a kenőolajba kerül és így a motor különböző részein korróziót okoz.

Az említett tulajdonságok miatt az **ólomadalékolást** az európai normák már nem engedélyezik. Két alapvető oka ennek:

- a környezetbe kerülő ólom az **egészségre rendkívül káros**, nemcsak belégzéskor, hanem pl. a növényzetre kicsapódva a táplálékláncon keresztül is a szervezetbe jut (lásd 1.1.5. pont) és ott akkumulálódik;
- a benzinmotoroknál ma már általánosan alkalmazott **katalizátorokat hajtástalanítja** „megmérgezi”.

Az ólom helyettesítésére alkoholokat — etanolt és metanolt — vagy étereket: **metil-tercier-butil-étert** (MTBE), vagy **etil-tercier-butil-étert** alkalmaznak. Az oxigén tartalmú adalékok a kopogástűrési tulajdonságok javítása mellett egyben olyan hatásúak, hogy kevesebb levegőt igényelnek az égéshez, így a szegényebb keverékes üzem bizonyos emisszió-csökkenést eredményezhet.

A **metanol tartalmú benzin** az európai ajánlás (85/836 EWG) szerint különleges megjelölés nélkül maximum 3 térf. % metanolt tartalmazhat, ha járulékosan keverék-kiegyenlítő adalékot — többnyire **tercier-butil-alkoholt** (TBA-t) — is használnak. A benzin-alkohol keverék ugyanis hajlamos **vízfelvételre**, amely alacsonyabb hőmérsékleten kiválik. (korrózió !). További kellemetlen tulajdonsága, hogy az ún. elasztomer műanyagokban, főleg akrilnitril alapú anyagokban, („mügumi”, tömitések, tüzelőanyagtömlő stb.) duzzadást okoz.

Az **etanoltartalmú benzin** az előzőhöz hasonló tulajdonságú, valamelyest gyengébb mértékben. Az etanol alacsonyabb göznyomása nehezíti a hidegindítást, kisebb oxigéntartalma csak enyhébb keverék-szegényítést enged meg.

Az alkoholokat 3...5 %-os bevitellel eredetileg elsősorban a régebbi járművekhez készítették, ezek az oktánszámot csak igen kis mértékben befolyásolták. Az említett különleges adalékolás-igény miatt ma ez a finomítóknak már **gazdaságtalan**.

A mai járműveknél — oxigénszondával és a hidegüzemhez alkalmazkodó elektronikus vezérléssel — a metanol (alkohol) koncentrációt a benzinben problémamentesen lehet alkalmazni akár 15 %, vagy nagyobb mértékben is. A **15 % metanol** a benzinben a **ROZ értéket** mintegy **10 egységgel növeli**, ezenkívül az ilyen keverék-tüzelőanyag még 2...3 %-os javulást is eredményezhet az energia hasznosításban. Természetesen azonban az ilyen alkoholtartalmú tüzelőanyagokhoz olyan **adalékanyagokat kell használni**, amelyek az elasztomer műanyagokat károsító és a korróziót okozó hatást kiküszöbölik.

A **metil-tercier-butil-éter** oktánszámnövelő hatása jelentős, alkalmazása a legigényesebb — szuper-plusz — benzineknél általános. Kémiai felépítése hasonlít az alkoholokhoz, azonban ezeknek az előzőekben említett káros hatásaitól mentes. Így pl. **szuper-plusz benzineknél** — az alapbenzin összetételétől függően — **7...10 térf. % MTBE** adalékolással érhető el **98-as oktánszám (ROZ)**.

A **detergens**ek, vagyis tisztántartó adalékok a modern motorok részére nélkülözhetetlenek. Arra szolgálnak, hogy a tüzelőanyag- és a szívórendszerben, különösen pedig a szívószelepekben és a befecskendező szelepeken, meggátolják a lerakódásokat amelyeket pl. a forgattyúház szellőztetéséből eredő gázok okoznak. Kereskedelmiileg általában a korrózióvédelmet szolgáló adalékokkal együttesen kerülnek forgalomba.

Lerakódások a szívószelepen 5000 km próba után		
Tüzelőanyag	Motorolaj	Tipikus lerakódás szelepenként (mg)
Szabványos tüzelőanyag adalék nélkül	Többfokozatú egyszerű minőség	400
Szabványos tüzelőanyag adalék nélkül	Szintetikus nagyteljesítményű olaj API SH	150
Szabványos tüzelőanyag hatékony detergenssel	Szintetikus nagyteljesítményű olaj API SH	10

1.2 táblázat. Detergens és motorolaj együttes hatása a szívószelep tisztaságára

Tüzelőanyagok adalékai mellett a **minőségi motorolajok** is igen jó hatást fejtenek ki a **szelepek tisztántartására**. Ennek arányaira mutat példát az **1.2 táblázat**, amely a szívószelepen lerakódott anyag mennyiségét ugyan-

azon benzinmotor 5000 km-es vizsgálatánál különböző benzinek és olajok esetében adja meg.

1.1.2.2. A dízelolaj, gázolaj tulajdonságai

A 70-es évek második feléig a dízelmotorok tüzelőanyagával szemben nem támasztottak szigorú követelményeket. A személygépjárművekben viszonylag gyors ütemben növekvő dízelesítés azonban egyre igényesebbé tette a motorgyártókat, nem utolsósorban a szigorú környezetvédelmi szabványok miatt. Az igényes dízel-tüzelőanyagot most már ún. **formulázással** állítják elő. **Formulázott tüzelőanyag**on értendő az, amelynél a tüzelőanyag összetételét és/vagy fizikai jellemzőit az emisszió csökkentés érdekében változtatják. Ez a sokféle igény következtében kiterjedt kutatásokat és költséges vizsgálatokat kíván. Ezeknél a legtöbb előnyös változást a **cetánszám növelése** eredményezi.

A **gyulladókészség** (vagy öngyulladás hajlam) a dízelolaj igen fontos tulajdonsága, amely nagymértékben befolyásolja a **gyúlási késedelem** idejét. Ez utóbbit a befecskendezés kezdete és az égés kezdete közötti idő jelenti. A gyulladáskészséget a **cetánszám** (CSZ) jellemzi, amelyet az oktánszám meghatározásához hasonlóan etalon tüzelőanyagok keverékének és a vizsgálandó tüzelőanyagok az összehasonlításával állapítanak meg. Ennél is egy **CFR-motorban** történik a vizsgálat, amelynek kompresszióviszonyát úgy változtatják, hogy 13° FHP előtti befecskendezésnél a vizsgált tüzelőanyaggal az égés éppen az FHP-ban induljon meg.

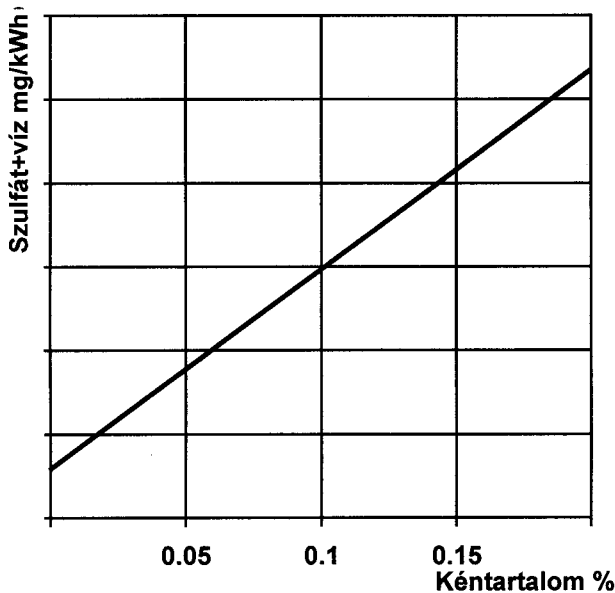
Ha egy **cetánból** ($C_{16}H_{34}$) és **α -metilnaftalinból** ($C_{10}H_7CH_3$) álló összehasonlító tüzelőanyag ugyanolyan gyulladási viszonyt mutat, mint a vizsgált anyag, akkor a cetán tartalom térfogat százaléka a vizsgált tüzelőanyag **cetánszámát** jelenti.

A cetánszám meghatározására szolgáló CFR próbamotor főbb jellemzői:

CFR motor	
kompresszióviszony	7...28
fordulatszám	900 ± 9 1/min
tüzelőanyagbevitel	13 ± 2 cm ³ /min
égéskezdet	FHP
gyúláskésedelem	13 ° forg.teng.

A kereskedelemben forgalmazott gázolaj cetánszáma 1997-ben Magyarországon átlagosan 49 volt, az ISO 5165 szerinti határérték min. 53, a közeljövőben várhatóan 55...58 lesz. A cetánszám a szénhidrogén-szerkezettől erősen függ. Legkedvezőbbek ebből a szempontból a nyíltláncú normál parafinok, az olefinek cetánszáma általában kisebb (pl. $C_{16}H_{32}$ - nél CSZ: 84)

A **kéntartalom** a feldolgozásra kerülő nyersolaj eredeti kéntartalmától függően — kéntelenítés nélkül — 0,2 %-tól nagyobb mint 1 %-ig terjed. Az európai dízelolaj 1996-tól maximum 0,05 % ként tartalmazhat. A kén kémiailag kötött állapotban van és égéskor túlnyomórészt (> 95 %) SO_2 -vé ég. A fennmaradó hányad szulfátok alakjában a kipufogógáz **részecske emissziójának** részét képezi. (lásd 3. fejezet)



1.6 ábra. A kéntartalom csökkentése kevesebb szulfát (részecske) emissziót eredményez

A kéndioxid egy része SO_3 -má alakul és az égéskor keletkező vízgőzzel kénsavat alkot. Ez az égéstérben — a henger felületén —, majd az olajba kerülve az olajárammal kenési helyekre jutva **korróziót okoz**.

A **detergens** (tisztító) és **diszpergens** (szétoszlató) adalékok a motorolajok hasonló hatású adalékaival együttesen gátolják a porlasztókon, dugattyúgyűrűk hornyaiban a lerakódások képződését.

A **hidegen szűrhetőség**, amelyet határként a CFPP (Cold Filter Plugging Point) érték (EN 116) jellemez, a dízel-gázolaj parafinos szénhidrogén tartalmától függ. A parafinok jó gyulladáskészségüket illetően elsőrendű dízel-tüzelőanyagok, azonban csökkenő hőmérsékletnél kristályképződésre hajlamosak. Ezek viasz-szerű szemekké állnak össze és eltömhetik a szűrőket, gátolják a szivattyúzhatóságot.

A **parafinkristály-növekedést gátló** ún. WASA (Wax Anti Setting Additive) és a **folyékonyságot** javító adalékok együttes alkalmazása a parafinkristályok 0,25 mm-es méretét 0,03 mm alá is csökkentik. Így az adaléko-lástól és a minőségtől függően a hideg éghajlatú régiókban télen kb. -30...-40 °C hőmérsékletnél sem állhat elő üzemzavar szűrő eltömődés, vagy szivattyúzási nehézség miatt.

A folyékonyság javítása érdekében — inkább csak régebben — szokás volt normál benzint a gázolajhoz adagolni. Ennek azonban komoly **hátrányai** lehetnek:

- csökken a cetánszám;
- nehezebb a hidegindítás;
- növekedik az emisszió;
- nagyobb lesz a koptató hatás;
- a tüzelőanyagvezetékben gőzbuborékképződés állhat elő;
- a tüzelőanyagtartályban levő anyag veszélyességi fokozata növekedik.

A **viszkozitás** a dízel-gázolajnál egyrészt a **kenőképesség**, másrészt a befecskendezett mennyiség **pontos szabályozhatósága** miatt fontos. A befecskendező szivattyú igen finom felületi részei kis kenőképesség esetén gyorsan kopnának, továbbá tartós nagy terhelésű üzemmód mellett — különösen nyári melegben — a szivattyú és a gázolaj erős felmelegedése (mintegy 70 °C-ra) a viszkozitást úgy lecsökkentheti, hogy újraindításkor a részvesztések növekedése miatt nehézségek léphetnek fel.

1.1.3. Alternatív tüzelőanyagok

Alternatív tüzelőanyagoknak tekinthetők azok az anyagok, amelyek **újrakeletkező forrásokból** fosszilis energiahordozók nélkül nyerhetők. Ide tartoznak a **biogáz** és a **bio-tüzelőanyagok** (alkoholok, növényi olajok). Ugyancsak ide sorolhatók azok a kémiai energiahordozók, amelyek a „klasszikus” benzin és dízel-gázolaj anyagoktól különböznek, de nagy részük szintén fosszilis anyagokból kerül ki. Ilyenek a különböző **gáznemű tüzelőanyagok** pl. a propán-bután keverékgáz, az irodalomban LPG (Liquified Petroleum Gas) megjelöléssel. Végeredményben ezeket az anyagokat elsősorban a **környe-**

zetvédelem szigorú előírásai, vagy bizonyos **helyi adottságok** gazdasági előnyei hozzák előtérbe. Az előbbit alátámasztják, hogy Kaliforniában 1994-től az ún. TLEV (Transitional-Low-Emission Vehicles), 1997-től a LEV (Low-Emission Vehicles) (alacsony emissziójú járművek); majd 2000-től az ULEV (Ultra-Low-Emission Vehicles) kategóriák bevezetését irányozták elő. Ezeknél — egyéb korszerűsítő intézkedések mellett — a különleges (alternatív) tüzelőanyagok használatát is előírányozzák.

1.1.3.1. Alternatív tüzelőanyagok szikragújtású motorokhoz

Az **alkoholok** — metanol és etanol — terjedtek el leginkább alternatív tüzelőanyagként, elsősorban a benzinhoz 3...6 %-ban adagolva. Az **etanol**, amelyet biomasszából állítanak elő, víztartalma, savas és egyéb alkotórészei miatt csak a szabványos előírások gondos betartása mellett alkalmas zavarmentes üzemre.

A **metanol** már többirányú felhasználásra alkalmas, mert mint alap tüzelőanyagot is több jó tulajdonság jellemez. Ezek között elsősorban említhető a sokkal kedvezőbb NO_x és HC emisszió és a rendkívül magas oktánszám. Ezzel szemben kedvezőtlen tulajdonsága — akárcsak az etanolé — hogy alacsony gőznyomása és nagy párolgáshője következtében a motor hidegindítása és melegrejártása erősen korlátozott. Mintegy 10...13 % **benzin és 1...2 % bután bekeverésével** azonban hasonló gőznyomás beállítása lehetséges mint a szokványos téli-nyári benzineknél. Ez a kismennyiségű, alacsony oktánszámú benzin hozzákeverése a metanol kiváló oktánszámát alig befolyásolja.

A nagyobb oktánszámból és égési sebességből, valamint a stöchiometrikus légviszonyból adódó nagyobb löket-térfogat kihasználásból képződő előnyök, nagyrésztben kompenzálják a benzinnél mintegy kétszeresen kisebb térfogati fűtőértékből adódó hátrányokat.

Sajnos azonban a metanol tüzelőanyag eddig említett hátrányos tulajdonsága in felül a sav- és víztartalom igényel különös figyelmet **korrozíót okozó** hatása miatt. Nemcsak a jármű könnyűfém elemei, hanem a tüzelőanyag elosztó hálózat horganyzott vagy alumínium alkotórészei is korrodálnak. Mindezek mellett a metanol tüzelőanyagú motornál **különleges motorolajok** használata szükséges, mert a szokványos olajok egyes adalékai a metanollal ragacsos lerakódásokhoz vezetnek. Ha azonban az alkotórészeket kellően korrozíóvédő bevonattal látják el és megfelelő speciális kenőolajat alkalmaznak, akkor a metanol-motornal is elérhető a szokásos élettartam.*

A **propán-bután gáz** (PB-gáz; LPG, Liquefied Petrol Gas) színtelen, mesterségesen szagosított tüzelőanyag, mind háztartási, mind járműhajtási célokra. A levegőnél 1,8 -szer nehezebb, emiatt mélygarázsokban a PB gázos járműveket kitiltják, azonkívül szervizelésük aknában nem megengedett. Környezeti hőmérsékleten 6 bar nyomáson cseppfolyósítható. Oktánszáma **ROZ=110**, ezért és gázállapotban is viszonylag jó fűtőértéke miatt gépjárművek motorjaihoz szívesen használják, amennyiben a mindenkori ár-viszonyok ezt kedvezővé teszik. A motoron ilyenkor **kettős — benzin és gáz — tüzelőanyagrendszer** szükséges, elsősorban az indítás lehetővé tétele, másrészt a hatótávolság elfogadható mértéke miatt.

A **sűrített földgáz** (CNG: Compressed Natural Gas) járművekhez — a tűrhető hatótávolság miatt — csak mintegy 200 bar nyomáson alkalmazható, ami természetesen viszonylag nehéz és **terjedelmes tartályt** igényel, továbbá megfelelő **infrastruktúrát** ennek újratöltéséhez. Gépjárműben kettős tüzelőanyagú —benzin és gáz — üzem esetén természetesen egyéb járulékos be rendezések szükségesek, ezek pedig az árban megmutatkoznak.

A gázmotor hajtású járműnél mintegy **15 % nyomatékcsökkenés** jelentkezik a benzin üzemhez képest — egyébként azonos feltételek esetén. A gáz—levegő keverékben mintegy 10 térf. %-ot kitevő gázmennyiség ugyanis csak kisebb hengertöltetet enged meg, mint a kb. 2 % folyékony tüzelőanyagot kitevő benzin üzem. Ez utóbbi pedig még a szívócsőben és a hengerben párologva a keverék hűtését segíti elő, ami a gázüzemnél nem jelentkezhet.

Az említett hátrányai mellett viszont igen jelentős előnyös tulajdonságai vannak a földgáznak (ami kedvező esetben 95...98 %-ban metán) :

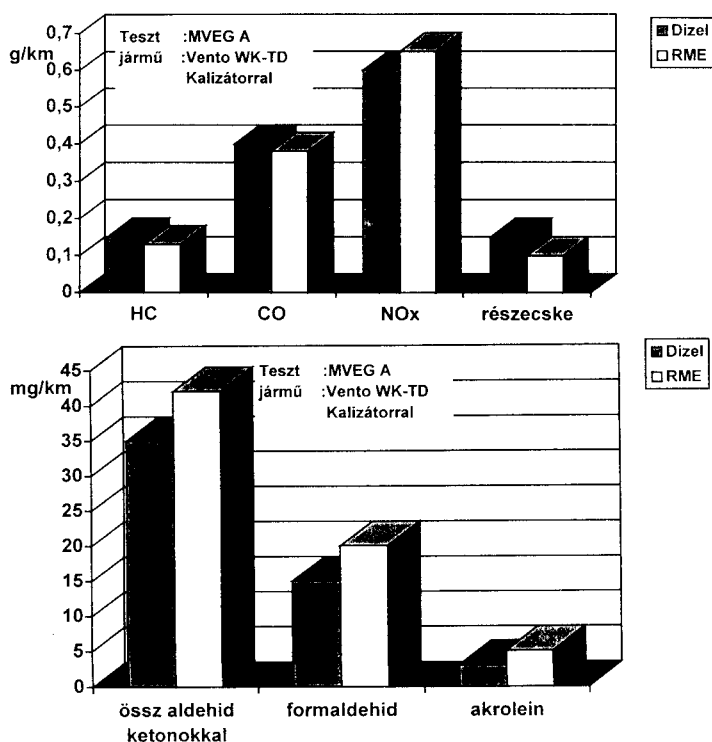
- **oktánszáma igen magas** (ROZ = 140) ami lehetővé teszi mind a nagyobb kompresszióviszonyt, mind gyújtásidőzítés tág határok közti optimalizálását;
- lényegesen **kedvezőbbek a károsanyag-emissziós tulajdonságai**, nincsen kellemetlen szaghatás (aldehid) a kipufogógázban;
- **halk motorjárást** és tiszta — korom mentes — motor-égésteret eredményez;
- **sűrűsége kisebb, mint a levegőé**, ezért biztonságtechnikai megköttöttségei kevésbé szigorúak mint a PB gázé.

Stabil motorok tüzelőanyagaként még előnyösebb a nem elősűrített földgáz alkalmazása. Ezek az erőművi, fűtőerőművi. kompresszorhajtásra való és dízelmotor-szerkezetekre épült szikragyújtású motorok igen gazdaságosak. Természetesen nem CNG-vel működnek, hanem **vezetékes gázellátásúak**. A kedvezőbb NO_x emisszió elérésére — a földgáz széles gyulladási határ

tartományát kihasználva — ún. **szegénykeverékes**, vagy angolul „**lean burn**” üzem megvalósítható, ami kisebb égési csúcshőmérséklet révén fejt ki kedvező hatását.

1.1.3.2. Alternatív tüzelőanyagok dízelmotorokhoz

Dízelmotorokhoz használható alternatív tüzelőanyagként gyakorlatilag csak a növényolajok, azok közül is elsősorban ill. kizárólag a **repceolaj** (RME: Repceolaj **Metil Eszter**) jöhet számításba, Alkalmazási lehetőségeivel foglalkozó kutatók szerint a közúti közlekedésben az egész Európai Unió területén maximum 10 %-ban helyettesíthetnék a dízel-gázolajat.



1.7 ábra. Kipufogógáz emissziók RME üzemű 1,9 l. örvénykamrás katalizátoros turbódízel-motornál (VW Vento)

A **repceolaj** biológiailag a természetben leépül, ezért olyan „biológiailag érzékeny” helyeken, mint pl. gleccserek, erdőirtások, vízvédelmi területek jöhet szóba alkalmazásuk, akár mint bio-kenőanyagok, vagy tüzelőanyagok.

A repceolaj-metilészter (RME) tulajdonságaiban igen közel áll a dízelgázolajhoz. Károsanyag-emisszió tekintetében egyes komponenseik kedvezőbbek, mások kedvezőtlenebbek mint a dízelgázolajé. Alkalmazásának előnyeként sokan azt a lehetőséget tartják fontosnak, hogy elégetésekor keletkező CO₂-t a növény (biomassza) újratermelése során felveszi. Így a CO₂ emisszió nem vesz részt a „melegház hatás” képzésben. Ez a hatás azonban a teljes globális CO₂ emissziót tekintve jelentéktelen, hiszen az egész közúti közlekedés CO₂ emissziója kb. 0,3 %- a teljes globális emissziónak.

1.1.4. A tökéletes égés levegőszükséglete és a keletkezett égéstermékek

Valamely tüzelőanyag levegővel történő elégetésénél mind a levegő, mind a tüzelőanyag összetételére szükség van, hogy kémiai egyenletek alapján a szükséges levegő és az égéstermékek tömegét meghatározzuk. A motorokban ún. „tökéletes” égés nem jöhet létre, azonban a fő összetevők mellett keletkező egyéb anyagok — általában az ún. káros égéstermékek —, mennyisége nagyon kis tömegarányt képvisel.

1.1.4.1. A levegő jellemzői

A levegő összetétele a tengerszint magasságában jó közelítéssel 21 % oxigén, 78 % nitrogén és 1 % argon.

Így írható a térfogatarányokra

$$V \quad \bullet \quad 0,21\text{m}^3 \text{O}_2 + 0,78\text{m}^3 \text{N}_2 + 0,01\text{m}^3 = 1\text{m}^3 \text{levegő} = 1\text{m}^3 \text{L},$$

vagy anyagmennyiséggel kifejezve

$$\text{Mol} \quad \bullet \quad 0,21\text{kmol} \text{O}_2 + 0,78\text{kmol} \text{N}_2 + 0,01\text{kmol} \text{Ar} = 1\text{kmol} \text{L}.$$

Az atom ill. molekulatömegek ismeretében,

ha M_L a levegő látszólagos mőtömege:

$$M_L = 0,21 \cdot 32 + 0,78 \cdot 28 + 0,01 \cdot 39,9 \cong 28,96\text{kg/kmol} \text{L}$$

Ennek segítségével a levegő tömeg szerinti összetétele:

$$m_L = \frac{0,21 \times 32}{28,96} + \frac{0,78 \times 28}{28,96} + \frac{0,01 \times 39,9}{28,96} = 0,232 \text{ kg O}_2 + 0,7541 \text{ kg N}_2 + 0,0138 \text{ kg Ar}$$

Mivel mind az N_2 mind az Ar külön nem befolyásolják az égési reakciókat ezért összegükkel mint N_2 -vel szokás számolni $N_2 = N'_2 + Ar = 0,7541 + 0,0138 = 0,768$ így a **levegő tömeg szerinti összetétele:**

$$1 \text{ kg L} = 0,232 \text{ kg O}_2 + 0,768 \text{ kg N}_2$$

Avogadro törvénye alapján — normál állapotban (273,15 K és 101325 Pa) — az egységnyi anyagmennyiségű gáz térfogata minden gázra azonos:

$$V_M = 22,41 \text{ m}^3/\text{kmol}$$

és ezzel minden gáz moltömegének ismeretében a normál állapotú gáz sűrűsége egyszerűen számítható.

A moltömegek és sűrűségek

	H ₂	O ₂	N ₂	C	S	H ₂ O	CO ₂	CO	CH ₄	Ar	Lev.
m_M kg/kmol	2	32	28	12	32	18	44	28	16	39,9	28,96
ρ m ³ /kg	0,09	1,43	1,25	-	-	0,8	1,96	1,25	0,71	1,78	1,292

1.1.4.2. A tökéletes égés oxigén és levegőszükséglete, valamint a keletkezett égéstermékek

A tüzelőanyag összetételét a kémiai analízis eredményei alapján tömeghányaduk alapján a következőképpen jelölik:

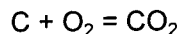
c = a szén tömeghányada a tüzelőanyagban (kg/kg)

h = a hidrogén tömeghányada a tüzelőanyagban

s = a kén tömeghányada a tüzelőanyagban

o = az oxigén tömeghányada a tüzelőanyagban

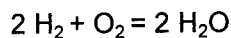
A szén égése:



$$12 \text{ kg} + 32 \text{ kg} = 44 \text{ kg}$$

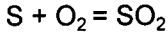
$$1 \text{ kg} + 2,667 \text{ kg} = 3,667 \text{ kg}$$

A hidrogén égése:



$$4 \text{ kg} + 32 \text{ kg} = 36 \text{ kg}$$

$$1 \text{ kg} + 8 \text{ kg} = 9 \text{ kg}$$

A kén égése:

$$32 \text{ kg} + 32 \text{ kg} = 64 \text{ kg}$$

$$1 \text{ kg} + 1 \text{ kg} = 2 \text{ kg}$$

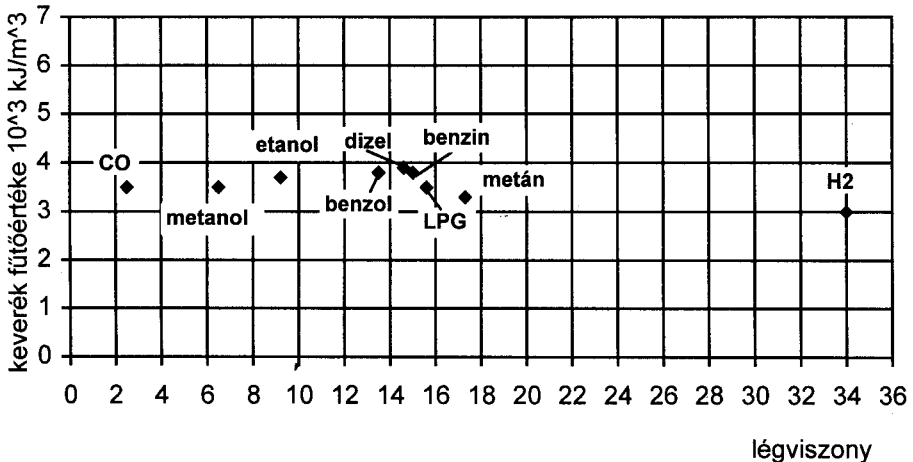
Mivel a tüzelőanyag c, h, s és o tömeghányadokból tevődik össze az ún. **stöchiometrikus égéshez** szükséges oxigén az előző egyenletekből:

$$O_{2st} = 2,667 \cdot c + 8 \cdot h + 1 \cdot s - 1 \cdot o \quad \text{kg } O_2 / \text{kg tüzelőanyag}$$

A levegő összetételéből következik, hogy ezt a **minimális** O_{2st} mennyiségű oxigént $m_{Lst} = O_{2st} / 0,232$ kg levegő tartalmazza. Ha ennél több, vagy kevesebb levegő áll rendelkezésre (m_L), akkor a kettő viszonyát **légvizony**nak nevezik (α):

$$\alpha = \frac{m_L}{m_{Lst}}$$

amelyet 1-nél kisebb esetben gazdag vagy **dús keveréknek**, 1-nél nagyobb esetben szegény vagy **híg keveréknek** neveznek.



1.8 ábra. Tüzelőanyagok stöchiometrikus keverékének fűtőértéke

Példa:

egy dízel tüzelőanyag összetétele legyen

$$c = 0,865$$

$$h = 0,129$$

$$s = 0,005$$

$$o = 0,001$$

$$m_{Lst} = \frac{1}{0,232} (2,667 \cdot 0,865 + 8 \cdot 0,129 + 0,005 - 0,001) = 14,41 \text{ kg lev./kg tüz.a.}$$

Kérdés: mi lesz az égéstermékek tömegszerinti és százalékos összetétele, ha

$$\alpha = 1,6.$$

$m_{CO_2} = 3,667 \cdot 0,865 = 3,172 \text{ kg } CO_2$	$\frac{3,172}{24,059} \cdot 100 = 13,18 \%$
$m_{H_2O} = 9 \cdot 0,129 = 1,161 \text{ kg } H_2O$	4,83 %
$m_{SO_2} = 2 \cdot 0,005 = 0,01 \text{ kg } SO_2$	0,04 %
$m_{O_2} = (1,6 - 1) \cdot 0,232 \cdot 14,41 = 2,006 \text{ kg } O_2$	8,34 %
$m_{N_2} = 1,6 \cdot 0,768 \cdot 14,41 = 17,71 \text{ kg } N_2$	73,61 %
	100,00 %

Az összes égéstermék tömege

$$m_{ét} = 3,172 + 1,161 + 0,01 + 2,006 + 17,71 = 24,059 \text{ kg égéstermék}$$

1.1.5. Károsító égéstermékek és hatásuk a környezetre

A belsőégésű motorok kipufogógáza **tökéletes elégés esetén**, mint már említésre került, széndioxidot (CO_2), vízgőzt (H_2O) és nitrogént (N_2) tartalmaz. Ezek a fő összetevőkön kívül a benzinhoz adalékolt ólomtetraetilből az ólom fémgőz alakban jelenik meg a kipufogócsőben. Az „ólommentes” benzinen használt szerves oxigénvegyületek önállóan már nem jelennek meg a kipufogógázban, hanem elégnek.

A motorokban azonban az **égés soha nem tökéletes**, aminek következtében szénmonoxid (CO), elégtelen vagy részlegesen elégett szénhidrogén (CH), valamint a levegő nitrogénjének oxidációs termékeként nitrogénoxidok (NO_x) jelennek meg a kipufogógázban. A dízelmotoroknál ezeken felül még kéndioxid (SO_2) is előfordul, mivel a dízelolajban (gázolajban) a nem megfelelő tisztítás következtében 0,2-0,5 % kén is található, továbbá korom, ill. a hozzá kötődő nehéz szénhidrogének és szulfátok. A tökéletlen égés ezen termékei mind többé kevésbé az egészségre ártalmas anyagok (**1.3 táblázat**)

A káros anyagok mennyisége a kipufogógázban szinte elhanyagolható lenne, ha ezek már igen kis mennyiségben, illetve koncentrációban is nem lennének rendkívül komoly tényezői a környezetszennyezésnek

Szennyező anyag	benzin	dízel	Hatások
Szénmonoxid CO	100...200	10...25	A szénmonoxid színtelen, szagtalan, nagyon mérgező gáz. Belélegezve a CO megakadályozza az oxigén bekerülését a vérbe, és ezzel veszélyezteti a szívet és a keringési rendszert. 500 cm ³ /m ³ koncentráció több órán keresztül hatása életveszélyes, gyerekekre és szívbetegre azonban már a levegőben lévő 10 cm ³ /m ³ koncentráció tartós belélegzése is veszélyes. A tömegközlekedés kedvezőtlen viszonyai között — dugók, közlekedési csomópontok — a kipufogógáz koncentrációja 100 cm ³ /m ³ értékre emelkedik, a sűrű utcai forgalomban az értékek gyakran 40 cm ³ /m ³ körüliek.
Szénhidrogének CH	15...25	4...8	A szénhidrogének, amelyek a kipufogáskor távoznak, hozzávetőlegesen 200 féle anyagot tartalmaznak, vannak közöttük különösen mérgező, rákkeltő komponensek is, például a benzpyrének.
Nitrogénoxidok NO _x	10...20	25...36	A nitrogénmonoxid (NO) színtelen gáz. Súlyos vérmérgező, és hatására gyorsan teljes bénulási tünetek jelentkeznek. Az NO a levegőben erős, szúrós szagú NO ₂ nitrogéndioxiddá oxidálódik. Az NO ₂ erős tüdőingerlő gáz, amely szövetsorvadást okoz. A nitrogénoxidok az erőművek kéndioxidjával kapcsolatba lépve a legfőbb okozói a savas esőknek, és ebből kifolyólag a fákat közvetlenül a levegőből támadják, valamint közrejátszanak a szmogképződésben is. Mivel különböző nitrózus anyagok - NO és NO ₂ - képződhetnek, a nitrogénoxidokat általában NO _x -szel jelölik.
Ólom Pb	0,15	-	A veszély az ólomszármazékok belélegzéséből keletkezik, valamint az ólomtartalmú csapadékokból, amelyek részben a táplálékkal együtt kerülnek be a szervezetbe. Az ólom súlyos anyagcsereeméreg, és krónikus csontkárosodáshoz és az idegrendszer zavaraihoz vezet, nagyrészt tárolódik a szervezetben.
Kéndioxid SO ₂	(1,0)	15...30	Légúti érzékenységnél bronchitis tünetek. Erős korróziós hatás különösen a műszekből készült műemlék épületeknél és acélszerkezeteknél. A savas esők okozója.
Korom (részecske)	1,0	3	A korom (elemi szén) önmagában ártalmatlan, de a felületén megtapadó nehéz szénhidrogének egy része rákkeltő hatású. A részecskék mérete 0,1...1 mikrométer.
Aldehidek	0,6	0,7	Szúrós szagú, narkotikus hatású komponensek. Néhány vegyületüknel lehetséges a rákkeltő hatás.

1.3 táblázat. 1000 liter tüzelőanyagból keletkezett károsanyag kg-ban

A szénmonoxid alapvetően a léghiányos égésnél ill. az égéstér léghiányos részeiben keletkezik, mivel így a benzin széntartalmának nem lehetséges a teljes oxidáció révén széndioxiddá alakulni. A nem egyenletes keveredés miatt még légfeleslegnél is keletkezik szénmonoxid, különösen elágazásos szívócső esetén, amikor a keverék összetétele ciklusról-ciklusra változó.

Szénhidrogének — el nem égett, vagy részlegesen oxidálódott szénhidrogének — hasonlóképpen a CO-hoz léghiányos égésnél jönnek létre. A CH-emisszió azonban sokkal inkább olyan hatásra keletkezik, amikor a lángfront nem tudja elérni az égéstér minden részét. Ezek a részek a határoló szerkezeteknél kialakuló határrétegek, amelyeknél a láng a lehűlés következtében „kialszik”, továbbá olyan „rések”, amelybe a láng nem tud behatolni.

A nitrogénoxidok a levegő nitrogénjének oxidációja révén keletkeznek nagy hőmérsékleten. Ezért az égési csúcshőmérséklet, ennek hatás-ideje, valamint a légfelesleg révén rendelkezésre álló oxigén az NO_x- emisszióra jelentős hatással van.

A káros anyagok kibocsátott mennyiségét meglehetősen sok mértékegységben adják meg. Ezek közül egyik megadási mód a járművek emissziós minősítő eljárásaival és az ezzel összefüggő szabványokkal kapcsolatos.

Ilyenek pl.Európában a g/Test (Test = vizsgálati eljárás), g/km; Amerikában g/mi (mi = mile: mérföld) stb. Egy másik megadási mód, amely a mérőműszerekkel kapcsolatos és a kipufogógáz-elegyben lévő egyes alkotók anyagmennyiségét jellemzi. Ezek viszonylagos mennyiségek: egy kérdéses gáz mennyiségét a hordozó gáz mennyiségéhez viszonyítva jelentik, amelyet **koncentrációnak** neveznek.

$$k \left[\text{kg} / \text{m}^3 \right] = \frac{k[\text{tf}\%]}{100} \rho = \frac{k[\text{tf}\%]}{100} \frac{M}{22,41} \left[\text{kg} / \text{m}^3 \right]$$

$$k \left[\text{mg} / \text{m}^3 \right] = k \left[\text{ppm} \right] \frac{M}{22,41}; \quad (\text{ppm: parts per million})$$

$$k[\text{tf}\%] = \frac{\text{m}^3 \text{ szennyező anyag}}{\text{m}^3 \text{ hordozó gáz}}$$

$$k \left[\text{ppm} \right] = \frac{\text{cm}^3 \text{ szennyező anyag}}{\text{m}^3 \text{ hordozó gáz}} = 10^{-4} \left[\text{tf}\% \right]$$

Nem normál állapotban:

$$k[\text{mg} / \text{m}^3] = k[\text{ppm}] \frac{M}{22,41} \frac{273}{T} \frac{p}{1,013} [\text{mg} / \text{m}^3],$$

ahol:

k : a koncentráció;

M : a mólómassza [kg/kmol];

p : a gáznyomás [bar];

T : a gázhőmérséklet [K];

kmol térfogat: 22,41 [m³/kmol, normál állapotban].

1.2. Kenőanyagok

Belsőégésű járműmotorok kenéstechnikájában a motorolajok, néhány kivételtől eltekintve, egyeduralgokká váltak. Ezért e fejezetben motor kenőanyagként kizárólag a motorolajok kerülnek tárgyalásra.

A huszadik század második felében a belsőégésű járműmotorok – különösen a személygépkocsi motorok – olajterhelése mintegy 15...20 -szorosára nőtt a fajlagos motorteljesítmény, a környezetvédelmi és komfortkövetelmények, valamint az olajcsereidők növekedése következtében. Ez a folyamat még nem állt meg. Ezzel párhuzamosan a növekvő elvárások az élettartam, a megbízhatóság, a komfort, a teljesítmény, az emisszió és a gazdaságosság stb. területén egyre fejlettebb, de egyre összetettebb és bonyolultabb motorokhoz vezettek. E fejlődés egyes eredményei következtében emelkedett a motorok szerkezeti elemeinek hő-, mechanikai stb. terhelése és nőtt az ezek összekapcsolódásában, működtetésében, kenésében és hűtésében meghatározó szerepet játszó motorolajokkal szemben támasztott — sokszor eltérő és egymásnak ellentmondó — követelmények szintje. E követelményszint kielégítését a motor-konstrukciókkal együtt fejlődő kenőanyag-gyártás kémiai és technológiai területén végbement gyors változások is nagyban elősegítették.

1.2.1. A motorolajokkal szemben támasztott legfontosabb követelmények

A korszerű kenőanyagokkal szemben támasztott követelmények a motor működéséből és rendszerelemeinek kölcsönhatásából, az előtérbe került környezetvédelmi és komfort-követelményekből, továbbá a teljesítőképességi és gazdasági elvárásokból vezethetők le.

1.2.1.1. A motor működéséből származó követelmények

Kenés, súrlódás és kopások csökkentése

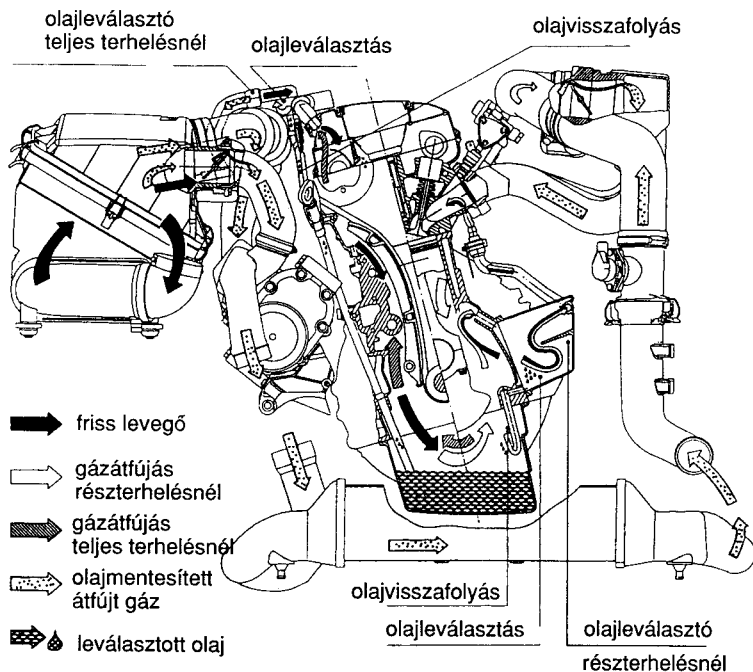
A belsőégésű motorok egyre összetettebb és bonyolultabb elmozduló, súrlódó alkatrész-kapcsolatait motorolajjal kell ellátni (kenni, hűteni, védeni stb.) az olajterhelés jelentős és folyamatos növekedése mellett. A terhelés és a névleges motorfordulatszámok növekedésének következménye a kopás elleni védelem fokozott követelménye. A kopások megelőzéséhez elengedhetetlen a kielégítő hordképességű kenőolaj-film jelenléte az egymáshoz képest elmozduló alkatrészek között meleg üzemállapotban is. A **kopás legkritikusabb helyei** a mozgó erőátviteli elemek csatlakozásai, ezen belül is a vezérműtengely-bütyök - szelepemelő mechanikus gépelem-kapcsolat. Itt a **megfelelő kenőfilm kialakításához szinte minden feltétel hiányzik**, azaz nincs szűkülő rés, megfelelő relatív elmozdulás és a teher is extrém nagy, a motor indítása után lassabban alakul ki az olajnyomás és az olaj hőmérséklete is többnyire alacsonyabb a kívánatos 60...80 °C-nál, ahol a kopásgátló adalékok már védenek a kopástól.

A legkedvezőbb kenési állapot a hidrodinamikai kenési állapot, amikor az egymáson elmozduló alkatrészek felületét a közöttük lévő olaj elválasztja egymástól és a szűkülő résben tisztán **folyadéksúrlódás** lép fel. Ilyenkor a legkisebb a súrlódás és a kopás, ekkor legkisebbek a mechanikai veszteségek.

Bizonyos esetekben pl. a motor indításánál, amikor nincs a súrlódó felületek között elegendően nagy elmozdulás, vagy nincs megfelelő alakú szűkülő rés, esetleg a terhelő erő túl nagy, ún. **vegyes súrlódás** (száraz- és folyadéksúrlódás) alakul ki, amit határkenési állapotnak neveznek. Ilyenkor a súrlódás és a kopás mértéke megnő, de szélső esetben az érintkező felületek tönkre is mehetnek (pl. tükrösödés, berágódás). Ennek megakadályozására adalékokat használnak (pl. cink dialkilditiofoszfát)

Tömítés

A dugattyú és a dugattyúgyűrű, illetve a dugattyúgyűrű és a hengerpalást között a motorolaj feladata az átfújás megakadályozása. A kialakult tömítés nem hermetikus, de jó műszaki állapotban lévő motornál a gázátfújás („blow by-gas”) kisebb mint 1 %. Kopott motoroknál azonban ez az érték ennél lényegesen nagyobb is lehet. Természetesen gázátfújás a motorban nemcsak a dugattyúgyűrű és a hengerpalást között lehetséges. Erre látható egy példa az **1.9 ábrán**, ahol a MERCEDES mechanikusan feltöltött benzinmotorján láthatók a gázátfújás leggyakoribb pontjai az olajleválasztás feltüntetésével.



1.9 ábra. Gázátfújás és olajválasztás a MERCEDES benzinkmotorján

Az iszap, a lerakódás és a lakképződés megakadályozása

A benzinkmotorok tüzelőanyag-levegő keverési arányát a hármas hatású katalizátornál $\alpha=1$ légviszonyra (1 rész tüzelőanyag: $\sim 14,7$ rész levegő) állítják be, ugyanakkor a motorok tüzelőanyag takarékosági okokból nagy gyakorisággal az $\alpha = 1,1 \dots 1,2$ szegény keverék tartományban üzemelnek. Ez a fajlagos tüzelőanyag-fogyasztás csökkenése mellett jelentősen megnöveli az **NO_x képződését**, ami a benzinkmotorok kenőolajában jelentős **iszapképződést** eredményez. Meleg motorüzemben a forró motoralkatrészek (pl. dugattyún) **reakciótermékek** sokasága keletkezik, ami hidegüzemben szintén **iszapképződést** idézhet elő. Az iszap- és lerakódás-gátló hatás, valamint a lakképződésének megakadályozása a korszerű motorolajokkal szemben támasztott fontos követelmény, amelynek teljesítése szükséges a hornyok és olajjáratok eltömődésének megakadályozásához, valamint a kenés és hőelvezetés folyamatosságának biztosításához.

Tisztítás és védelem

A hengerpalást és a dugattyú közötti gázátfújás savas reakciótermékekkel ter-

heli a motort, ami korróziót okozhat. A reakciótermékeket adalékokkal semlegesítik, illetve védőfilmet képeznek a fém felületeken. **Benzinmotorokban** takarékos üzemben ($\alpha > 1$) megnő a **NO_x képződés**, ami az izzapképződés mellett a **salétromsav** képződését is elősegíti. **Dízelmotorban** a gázolajban jelenlévő kén **kénessavvá**, illetve **kénsavvá** alakul át. A kipufogógáz visszavezetés (angolul **EGR Exhaust Gas Recyrculation**) hatására is **savas alkotók** és **lerakódások** keletkeznek. A savak motort károsító korróziós hatását bázikus adalékokkal semlegesítik. A motor forgattyúházában a forgattyús-mechanizmus olajkeverő hatására létrejövő intenzív levegő-olaj kontaktusban **olajhab** keletkezik. Ez például az olajszivattyúból a felületre kerülve **megszakítja az olajfilm folytonosságát**, a hidraulikus szelepemelőbe kerülve hatására **elállítódik a szelephézag**. Mindkét esetben komolyan károsodhat a motor. A habosodást szintén adalékok alkalmazásával kerülik el.

1.2.1.2. A környezet védelmével kapcsolatos követelmények

A motorolaj nem befolyásolhatja a katalizátor élettartamát.

A tapasztalatok szerint **egyes motorolaj adalékok**, mint pl. a kopás elleni védelmet szolgáló foszfor, túlzott alkalmazása **dezaktiválja a katalizátor felületét**, aminek következtében annak hatékonysága és élettartama csökkenhet. A hatás elkerülése érdekében az adalékokat ebből a szempontból is optimalizálják. Pl. a vizsgálatok szerint a kész olajban a 0,09...0,12 súlyszázalék foszfáttartalom, mind a kopás elleni védelem, mind a katalizátor megóvása szempontjából megfelelő hatást eredményez.

Az olajfogyasztás csökkentése

A motor-szerkezeti intézkedéseken túl a motorolaj állandó tökéletesítésével is csökkenthetők az olaj által okozott károsanyag emissziók. A túl nagy **párolgási veszteség** rontja a kipufogógáz-emissziót, fokozza az olajfogyasztást, az olaj besűrűsödését és megvastagodását, ezzel is növelve a tüzelőanyag fogyasztást. Fontos a motorban felhasznált tömítőanyagokkal való kompatibilitás is, mert az **olajszivárgás** is terheli a környezetet.

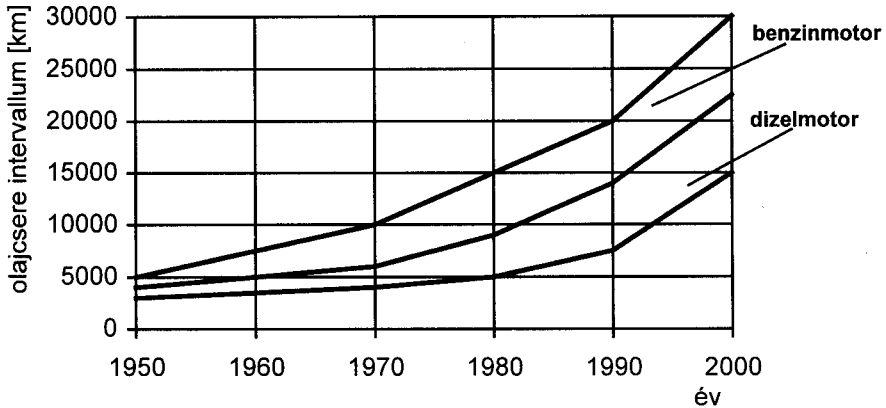
Az adalékok környezetre káros hatásának csökkentése

Egyre nagyobb mértékben kell számításba venni a környezet károsító adalékok hatását is a motorolajokban. Azokra a vegyületekre és elemekre, amelyek nem helyettesíthetők és nem is nélkülözhetők, határértékeket állapítanak meg. Ilyen pl. a klór, amely gyártástechnikai okokból nem nélkülözhető. Itt a határérték 20 ppm klór a kész olajban.

1.2.1.3. Komfort követelmények

Csökkentett karbantartási igény, növekvő olajcsere-idők

A korszerű motoroknál miközben az olajtöltet mennyisége fokozatosan csökkent és az olajcsere-idők jelentősen megnövekedtek az olaj utánpótlás gyakorlatilag megszűnt (1.10 ábra). Ezáltal az olaj nem frissül fel új adalékokkal és



1.10 ábra. Az olajcsere-idők meghosszabbodása

különösen a csere periódus végén csökkenő mennyiség mellett igen nagy igénybevételnek van kitéve. A fokozott követelmények csak megfelelő és pontosan ismert teljesítmény tartalékokkal rendelkező motorolajokkal elégíthetők ki. Itt nem engedhető meg a „még éppen megfeleljen” szemlélet, mivel egyre jellemzőbb az olajcsere-idők túllépése, illetve a minimális, vagy az az alá lefogyasztott olajtöltettel való üzemelés. A növekvő olajcsere-idő intervallumok hatására meg lehetett nyújtani a járművek karbantartási idő periódusait is, amelynek a motorok olajtöltet csökkenésével együtt jelentős gazdasági hatása is van.

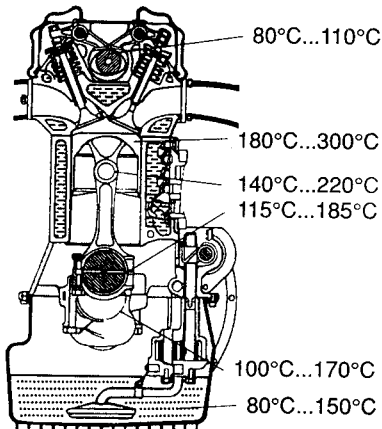
1.2.1.4. A teljesítőképesség növekedéséből származó követelmények

A motor szelepeinek védelme

A sokszelepes technikának az elterjedésével általában csökkentek a szelepméretek a motor hengerfejében. A kisebb szelepeknél jelentősebb feladatul a motorolajokra a szelepek korai elhasználódásának megakadályozása érdekében.

Hűtés és kokszosodási hajlam csökkentés

Az elmúlt évtizedekben a belsőégésű járműmotorok olajtöltetének hőmérséklete folyamatosan növekedett. Ehhez a motorok fajlagos teljesítménye és az olajterhelés növekedésén túl hozzájárult – a motorok tokozása és a járművek aerodinamikai finomítása hatására –, a motortérben lecsökkent légáramlás is, ami szintén a motorolaj termikus terhelését növelte. Bár a hűtőrendszer és a kenőolaj által a motortól elvont hő nem esik egy nagyságrendbe, mégis **egy-egy alkatrészek esetében** – ahol **csak az úgynevezett belső hűtés alkalmazható** –, szerepe nélkülözhetetlen. Ilyenek például a forgattyús-tengely csapágypai, a dugattyúk, vagy a turbófeltöltő csapágypai. Üzem közben a motorolaj a forgattyústengely-csapágyainál 100...185 °C-ra, a dugattyúfenéknél 150...220 °C-ra, a turbófeltöltőben pedig 160...250 °C-ra is felmelegedhet. A felmelegedett olaj az olajteknőben 80...150 °C-ra hűl vissza. A termikusan túlterhelt olajok hűtésére gyakran **járolékos olajhűtőt** is alkalmaznak. Ebben a motor hűtőfolyadéka („hűtővize”) **meleg üzemben hűti, hideg üzemben melegíti a motorolajat.**



1.11 ábra. Olajhőmérsékletek négyütemű belsőégésű motorokban

Lakk-képződés és kokszosodási hajlam szempontjából különösen a turbófeltöltők támasztanak szigorú követelményeket. A 80 000...200 000 1/min. fordulatszámú forgó és a kipufogógázzal közvetlenül érintkező turbina csapágyazását a cirkulációs motorolaj keni és hűti. A motor – és ennek következtében az olajcirkuláció –, leállása után a motorral mechanikus kapcsolatban nem álló turbófeltöltő még tovább forog és csapágyainak hőmérséklete – hűtés hiányában – emelkedik és rövid időre megközelítheti (szélső esetben meg is haladhatja) a motorolajok hőbomlási küszöbértékét (265...270 °C). A motorolaj ezen a hőmérsékleten sem kokszosodhat, nem képződhet lerakódás és lakk-bevonat sem, mivel ezek a turbófeltöltőt károsíthatják.

Hamuképződési hajlam csökkentése

Az európai és az amerikai motorgyártók ún. **szoros illesztésű dugattyúfejet alkalmaznak a legújabb dízelmotorokon**. E megoldásnál a legfelső dugattyúgyűrűt (tűzgyűrűt) igyekeznek a lehető legközelebb helyezni a dugattyútetőhöz **így jobb kompresszió érhető el, továbbá csökken az úgynevezett „zseb” térfogata az égéstérben**. Ez a megoldás rendkívüli igényeket támaszt a motorolajjal szemben: nagyteljesítményű **magasan adalékolt olajra** van szükség, aminek alkalmazása nagyobb hamutartalommal jár. E motorok, valamint a nagynyomású közvetlen befecskendezővel felszerelt dízel motorok is **alacsony hamutartalmú olajat** igényelnek, jó detergens-diszpergens hatás mellett.

Hengerpersely tükrösödésének megakadályozása

Nagy fajlagos teljesítményű, nagy terhelésű – elsősorban turbófeltöltött – motoroknál lép fel a hengerpersely tükrösödésének jelensége. A tükrös, sima felületen a motorolaj nem tud megtapadni és a kopás tovább fokozódik. Megakadályozása vagy az olajcsere intervallumok rövidítésével, vagy különlegesen magasan adalékolt olajok (SHDP) alkalmazásával lehetséges.

1.2.1.5. Gazdaságosságból származó követelmények

A motorok károsodásának megelőzése

A motorok károsodásának megelőzése – azaz az egymáshoz képest elmozduló erőátviteli elemek között a kielégítő **hordképességű** olaj-film folyamatos biztosítása – **nagyteljesítményű motorolajokkal gazdasági szempontból nagy jelentőségű**. Itt nem csupán a hiba kijavítását, vagy az alkatrész pótlását kell figyelembe venni, hanem az ezekhez szükséges energia, anyag stb. felhasználást és az esetleges környezetvédelmi, illetve hulladékkezelési problémákat is.

Súrlódási veszteség és tüzelőanyag-fogyasztás csökkentő hatás

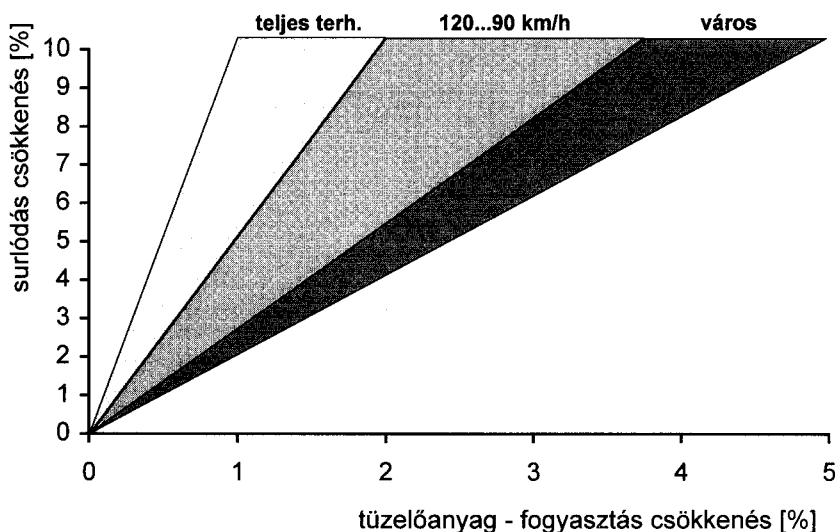
A korszerű **nagyteljesítményű kis viszkozitású motorolajok** súrlódási veszteség és tüzelőanyag-fogyasztást csökkentő, illetve az ehhez kapcsolódó emisszió mérséklő hatásának a gazdaságosság szempontjából viszonylag nagy jelentősége van. Ezen ún. **könnyű futást biztosító olajok** alkalmazása esetén a motorok **súrlódási veszteségei** benzinmotorok esetében részterhelésnél 11...18 %-kal, teljes terhelésnél 3...5 %-kal, dízelmotorok esetében részterhelésnél 13...14 %-kal, teljes terhelésnél 7...9 %-kal **csökkennek**. A belsőégésű motorokban az összes súrlódási hely 65...80 %-ára a folyadéksúrlódás (pl. a forgattyústengely - hajtórúdcsapágó kapcsolat),

20...35 %-ára a vegyes súrlódás (pl. a szelepmozgatás) a jellemző. A tüzelőanyag-fogyasztás csökkentése szempontjából **folyadéksúrlódásnál a viszkozitás, vegyes súrlódásnál az alkalmazott adalékok a meghatározóak.**

Ezek szerint egy adott motornál a könnyű futást biztosító olajok alkalmazásával elérhető **tüzelőanyag-fogyasztás csökkenés az alábbiaktól függ:**

- A könnyű futást biztosító olaj nagy- és kishőmérsékletű viszkozitásától és az alkalmazott adalékoktól.
- A könnyű futást biztosító olaj és a motorban azt megelőzően használt olaj viszonyától.
- A motor üzemállapotától és üzemi viszonyaitól.

A 1.12 ábrán a súrlódási teljesítmény csökkenése és a tüzelőanyagfogyasztás csökkenésének kapcsolata látható a jármű menetállapotának függvényében könnyű futást biztosító olaj alkalmazása esetén. Itt célszerű megjegyezni, hogy a gyakorlati tapasztalatok szerint átlagos üzemi viszonyok mellett mintegy **2...3 % tüzelőanyag megtakarítás** érhető el. Ez a megtakarítás azonban nem is annyira a fogyasztó benzin számlája, hanem sokkal inkább a nemzetgazdaság szempontjából lehet jelentős, ha a kis viszkozitású motorolajok felhasználása széleskörben elterjed.



1.12 ábra. A súrlódási teljesítmény csökkenése és a tüzelőanyag-fogyasztás csökkenés kapcsolata a jármű menetállapotának függvényében.

1.2.2. A motorolajok legfontosabb tulajdonságai

A fenti követelmények teljesítéséhez a motorolajoknak különböző és gyakran egymással is ellentétes tulajdonságokkal kell rendelkezniük:

- a felhasználási hőmérséklet tartományban **kedvező viszkozitási** értékek, azaz a motor hideg állapotában sem túl nagy és a motor meleg (forró) helyein is elegendő viszkozitás,
- **detergens**eket tartalmaznak, melyek tisztán tartják a felületeket,
- **diszpergens**eket tartalmaznak, melyek lebegésben tartják a szennyeződéseket,
- **kopásgátló vegyületeket** tartalmaznak, amelyek a vegyes súrlódási helyeken működésbe lépnek,
- **korróziógátló tulajdonságuk** átmeneti korrózióvédő hatást biztosít a motor állása közben és semlegesítő hatást fejt ki az agresszív égéstermékekkel szemben,
- **habzásgátló hatással** rendelkeznek a kenőfilm folytonossága érdekében,
- összeférhetők a tömítőanyagokkal,
- előnyös tulajdonságukat használat és tárolás során megtartják:
 - ellenállóképesség az olaj öregedésével szemben (hőstabilitás, oxidációs stabilitás stb.),
 - megfelelő illékonyági tulajdonság (a viszonylag alacsony forráspontú komponensek se párologjanak el),
 - tűrőképesség mechanikai igénybevétellel szemben (mechanikai stabilitás),
- komponensek jó oldódása egymásban (ne váljanak szét két vagy több fázisra),
- jó elegyedés (keverhetőség) egyéb motorolajokkal stb.

1.2.3. A motorolajok összetétele

A motorolajokat alapolajokból és különféle adalékokból állítják elő. Az **alapolaj** képezi a döntő hányadot. Többnyire kőolaj eredetű **szénhidrogénolajok**, de egyre jobban terjednek a részben vagy egészben **szintetikusolajok** (poli-alfa-olefin és/vagy észter típusú vegyületek) is. Az alapolaj meghatározó a végtermék folyási (reológiai) tulajdonságai szempontjából. **Az adalék anyagokkal** a motorolajok egyes tulajdonságait (például a viszkozitás, a fagyás- és dermedéspont, az oxidáció-, korrózió-, habzás- és kopásgátlást stb.) javítják, más tulajdonságait (például az öregedési hajlamot) gyengítik, vagy új tulajdonsággal ruházzák fel (például sav semlegesítés). Egy-egy motorolaj optimális adalékanyagainak összeállítása hosszú kutató-fejlesztő munka eredménye, amelyet a felhasználó által meggondolatlanul utólagosan hoz-

zákevert további adalék jelentősen csökkenthet, sőt a motorban olyan bevona-
tokat, lerakódásokat okozhat, amelyek idővel a kopási folyamatokat gyorsítják.

1.2.3.1. Szintetikus motorolajok előnyei

- **Probléma mentes motor indítás** a rendkívül alacsony olaj hő-
mérsékletek esetén is kedvező folyási tulajdonságai következtében.
- **Csökkenő motorkopás** a tág hőmérséklethatárok között is kiváló
folyási tulajdonságok hatására kialakuló gyors motor „átolajozottság”
következtében.
- Extrém **kenőolaj-film terhelhetőség** a legnagyobb motorhőmér-
sékletek mellett is.
- **Hosszú motorolaj-csere intervallumok** mellett is tiszta motor.

1.2.4. Viszkozitás, viszkozitási index

A viszkozitás (a kenőolajok folyási tulajdonsága) a motorolajok egyik legfonto-
sabb jellemzője.

Viszkozitás vagy **dinamikai viszkozitás** (η) a folyadékokban a rétegek egy-
máshoz viszonyított elcsúszásánál fellépő belső súrlódására jellemző. Nagy-
sága megegyezik annak az erőnek az értékével, amely két egymástól egység-
nyi távolságra fekvő, egységnyi felületű rétegnek egymáshoz képest egységnyi
sebességgel történő elmozdításához szükséges. Mértékegysége a Pa·s, a
gyakorlatban a mPa·s használatos.

Kinematikai viszkozitás (ϑ) a dinamikai viszkozitás és az ugyanazon a hő-
mérsékleten mért sűrűség (ρ) hányadosa. Mértékegysége : m^2/s , gyakorlatban
ennek milliomod részét használják: mm^2/s

$$\vartheta = \frac{\eta}{\rho} \quad (1.1)$$

A fenti összefüggés csak ún. Newtoni folyadékokra (a nyírőfeszültségtől és a
nyírásveszteségtől független viszkozitású folyadékok) áll fenn. Ilyen pl. jó kö-
zelítéssel a víz, az olaj stb.

Viszkozitási index (VI) a viszkozitás hőmérsékletfüggését fejezi ki. Azt mutat-
ja meg, hogy az olaj mennyire változtatja meg viszkozitását a hőmérséklet
megváltozásának hatására. Értékei tapasztalatiak és méret nélküli számmal
adják meg őket. Kis viszkozitási indexűek azok az olajok, amelyek viszkozitása
nagyobb mértékben változik a hőmérséklettel. A belsőégésű motorok kenésére
általában a nagy viszkozitási indexű olajokat alkalmazzák amelyek viszkozitá-
sa kevésbé változik a hőmérsékletváltozás függvényében. Az olajok viszkozitási
indexét adalékokkal, vagy szintetikus olajokkal növelik.

1.2.5. A motorolajok osztályozása

A motorolajokat legelterjedtebben két szempont szerint osztályozzák: a **viszkozitás szerinti osztályozással** a folyási tulajdonságokat írják elő és definiálják; az úgynevezett **teljesítményszint szerinti osztályozás** a kopás-, lerakódás-, korróziógátló stb. hatások bonyolult összefüggéseinek kifejezésére szolgál.

1.2.5.1. A viszkozitás szerinti osztályozás

A kenőolajok viszkozitási értékei (folyási tulajdonságai) igen nagy mértékben függenek a hőmérséklettől. A motorolajoktól azt várják el, hogy egyrészt a motor legmelegebb helyein se legyen a viszkozitás kisebb egy megadott értéknél, másrészt a hidegindításnál se legyen adott érték felett a belső súrlódási ellenállás az úgynevezett alacsony hőmérsékletű (hideg) viszkozitás.

SAE viszkozitás osztály	Látszólagos (dinamikai) viszkozitás		Alacsony hőmérsékletű viszkozitás Szivattyúzhatósági határ		Kinematikai viszkozitás 100 °C-on		Magas hőmérsékletű nagy nyírási gradiensű viszkozitás 150 °C-on, 10 ⁶ 1/s
	mPa·s	°C-on max.	mPa·s	°C-on max.	mm ² /s min.	mm ² /s max.	mPa·s min.
0W	3250	-30	30000	-35	3.8	-	-
5W	3500	-25	30000	-30	3.8	-	-
10W	3500	-20	30000	-25	4.1	-	-
15W	3500	-15	30000	-20	5.6	-	-
20W	4500	-10	30000	-15	5.6	-	-
25W	6000	-5	30000	-10	9.3	-	-
20	-	-	-	-	5.6	9.3	2.6
30	-	-	-	-	9.3	12.5	2.9
40	-	-	-	-	12.5	16.3	2.9*/3.7
50	-	-	-	-	16.3	21.9	3.7
60	-	-	-	-	21.9	26.1	3.7

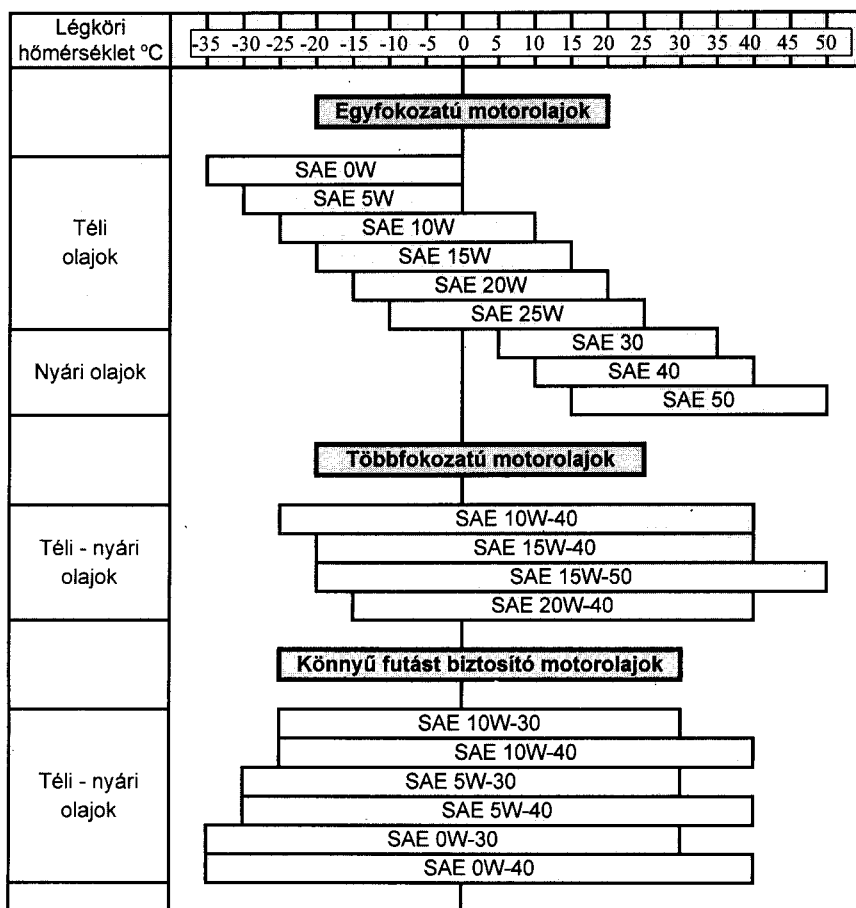
*0W-40, 5W-40, 10W-40-es viszkozitási osztályú tagokra

1.4 táblázat. Jármű motorolajok SAE J 300 viszkozitás osztályozása

A viszkozitás szerinti osztályozás nemzetközileg a SAE (Society of Automotive Engineers = Amerikai Autómérnökök Egyesülete) előírásai szerint terjedt el. Az 1993-tól a jármű motorolajokra érvényes SAE J 300 viszkozitás osztályozást mutatja be az **1.4 táblázat**.

A kenőolajok aszerint, hogy egy vagy két viszkozitási osztály előírásait teljesítik **egyfokozatúaknak (monograde)**, illetve **többfokozatúaknak (mul-**

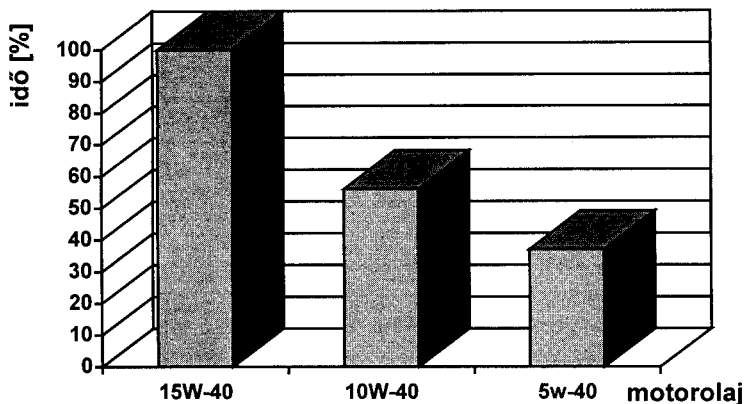
tigrade) nevezik (pl. SAE 50, illetve SAE 10W-40). Ez utóbbiak egyidejűleg garantálják a hidegtulajdonságokra és a meleg viszkozitásokra előírt követelmények teljesülését. A többfokozatúak között beszélhetünk szűk (pl. 15W-20) és tág viszkozitási hatású (pl. 10W-50) termékekről. Az **egyfokozatú olajok viszkozitási indexe** $VI \leq 100$, a **többfokozatú olajok viszkozitási indexe** $100 < VI \leq 150$. A SAE szerint osztályba sorolt egy és többfokozatú olajok viszkozitásának változását a hőmérséklet függvényében a **1.13 ábra** szemlélteti.



1.13 ábra. Egy és többfokozatú motorolajok viszkozitásának változása a hőmérséklet függvényében.

Az egyfokozatú olajok csak szűk hőmérséklet határok között alkalmazhatók, ami hazánkban kb. egy évszaktot jelent. Az alkalmazhatóság hőmérséklet-hatá-

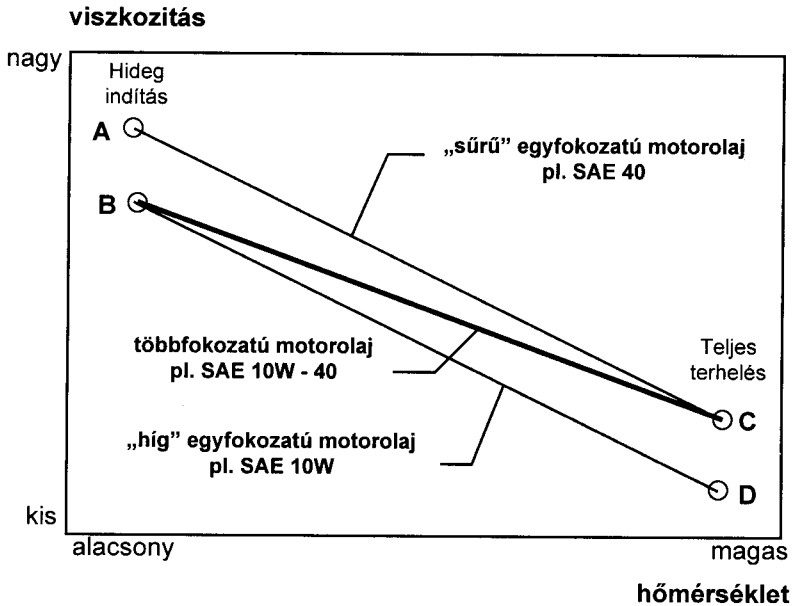
rai jelentősen megnövekednek a többfokozatú olajok alkalmazásával. Az elmúlt időszakban megjelentek a már említett **könnyű futást biztosító olajok**, a **10W**, az **5W**, valamint újabban a **0W** kezdeti jelzésű olajok, amelyek **célja** nem elsősorban az alkalmazhatósági hőmérséklet határok kiszélesítése, hanem az **energiatakarékosság**. A hidegen működő motor energiaigénye a motorolaj nagyobb viszkozitása miatt nagyobb. A hideg motor indítása után lassan melegszik fel a kenőolaj, több idő szükséges a motor „körülolajozásához”. Tíz perc feletti időt igényel átlagos motorüzem esetén az olaj üzemi hőmérsékletének elérése. Addig magas viszkozitása miatt rontja a motor hatásfokát és tüzelőanyag többletfogyasztással jár. Az olaj hidegoldali viszkozitásának csökkentésével (pl. a hazánkban elterjedt SAE 15W-40 viszkozitási fokozatú motorolaj helyett SAE 10W-40, vagy 5 W-40 alkalmazásával) azonban nemcsak a motor körülolajozásához kell lényegesen kevesebb idő (**1.14 ábra**) és így az **indításkor** nagyobb értékű **motorkopások csökkennek**, hanem az alacsony hőmérsékleten a kevéssé viszkózus olaj alkalmazásával energiát takarítunk meg, amely egyúttal **tüzelőanyagmegtakarítással** is jár. Azokat a motorolajokat, amelyek energiatakarékos üzemmódot biztosító hatással rendelkeznek, a különböző besorolási rendszerek megfelelő jelzéssel látták el (EC=Energy Conserving = energiatakarékos).



1.14 ábra. A motor „körülolajozásához” szükséges idő különböző viszkozitású motorolajok alkalmazása esetén

A többfokozatú olajok az **1.15 ábra** alapján könnyen értelmezhetők: Amennyiben a vizsgált motorba az igen jó hidegindítású tulajdonságú SAE 10W olajat töltünk a téli hidegindítás problémamentes lesz (B pont az ábrán). Ugyanakkor a motort nagy terhelés mellett magas fordulatszámon üzemeltetve, az olaj viszkozitása olyan mértékben lecsökken (D pont), hogy minden kenő-helyen a megfelelő kenést biztosító teherhordó film már nem áll rendelkezésre és kopás

keletkezik. Ha pl. egy jó meleg-tulajdonságokkal rendelkező SAE 40-es olajat töltöttünk volna a motorba, akkor az megfelelő viszkozitással (C pont) biztos teherhordó filmet képezett volna. Ennek az olajnak a viszkozitása hideg motor esetében azonban olyan nagy (A pont), hogy a hidegindítás nagyon nehézkes, vagy nem is lehetséges. A megoldást egy olyan többfokozatú olaj jelenti, amelynek a viszkozitása a hidegindítás és a terhelés között a B-C vonal szerint változik. Ez a motorolaj a SAE 10W-40. Az ábrán ábrázolt egyfokozatú olaj viszkozitási indexe $VI = 100$, a többfokozatúé $VI = 135$.



1.15 ábra. Olajviszkozitás a hőmérséklet függvényében. A többfokozatú olajok értelmezése.

1.2.5.2. Teljesítményszint szerinti osztályozás

A teljesítményszint szerinti osztályozások fékpadi vizsgálati módszereken alapulnak. A fékpadi vizsgálatok során több szabványos minősítő módszert dolgoztak ki, amelyek segítségével jellemzik a motorolajoktól megkívánt hatékonysági követelményeket, teljesítményszintet.

API minősítési rendszer

A nemzetközileg legismertebb teljesítményszint szerinti osztályozás az **API rendszer** (American Petroleum Institute) szerint történik. Ebben a rendszerben megkülönböztetnek:

- **„S” osztályt**, amely a benzinmotorok motorolajait SA-tól SJ-ig sorolja be, (jelenleg SD, SE, SF, SG, SH, SJ teljesítményszintű olajokat forgalmaznak),
- **„C” osztályt**, amely a dízelmotorok motorolajait tartalmazza CA-tól CG-4-ig (jelenleg CC, CD, CD-II, CE, CF-2, CF-4, és CG-4 teljesítményszintű olajokat forgalmaznak).

Természetesen ez a besorolás nem merev, a motorolajok egy jelentős része a megfelelő teljesítményszint biztosítása mellett egyaránt alkalmazható dízel- és benzinmotorhoz (univerzális motorolajok). Például a CARRIER MULTI-SZUPER-OLAJ MSE API szerinti besorolása SF/CC teljesítmény-szintet biztosít, az ESSO ESSOLUBE HDX PLUS API szerinti besorolása szintén SF/CC. Az API rendszer „S” és „C” jelű motorolajainak üzemeltetési körülményei és felhasználási területei a **1.6a és 1.6b táblázatban** találhatóak.

ACEA - CCMC minősítési rendszer

Mivel lényeges különbség van az amerikai és az európai motorkonstrukciók között, ezért az amerikai besorolási rendszer mellett szükséges volt egy európai teljesítményszint szerinti osztályozás bevezetése. Ez először a CCMC (Comité des Constructeurs d'Automobiles du **M**arché **C**ommun) szervezete volt, amelyet 1991-től az ACEA (**A**ssociation des **C**onstructeurs **E**uropéens d'Automobiles) szervezete váltott fel.

A CCMC minősítések még ma is használatosak, ezért az új ACEA szabványok mellett ezeket is feltüntetik. Az ACEA minősítési módszereinek egy része megegyezik az API által alkalmazott vizsgálati módszerekkel, de ezeknek jelentős része már az új európai motorvizsgálati rendszereken alapszik, amelyeket a mai motorteljesítmények és teljesítményigények szem előtt tartásával az olajok minősítésére fejlesztettek ki.

Az ACEA és a CCMC is három csoportba sorolja be az olajokat. Ezek és jelöléseik **1.5 táblázatban** találhatóak

Motorfajta	A felhasználható motorolajok jelölése	
	ACEA jelölés és a forgalmazott fajták	CCMC jelölés és a forgalmazott fajták
benzinmotorok	A (A1, A2, A3)	G (G4, G5)
dízelmotorok	E (E2, E3)	D (D4, D5)
személygépkocsi dízelmotorok	B (B1, B2, B3)	PD (PD2)

1.5 táblázat. Az ACEA és a CCMC besorolás szerinti motorolajok jelölése

Teljesítmény szint szerinti betűjel	Üzemeltetési körülmény, felhasználási terület	Teljesítmény szint szerinti betűjel	Üzemeltetési körülmény, felhasználási terület
SD	1968-70 között gyártott személygépkocsik és bizonyos benzin üzemű haszongépjárművekhez. 1971-ben, vagy később gyártott modellekhez, ahol a gépkönyv ezen teljesítmény-szintű motorolajat ír elő. Természetesen használhatók olyan helyen is, ahol az API SC kategóriának megfelelő kenőolajat írnak elő.	CC	Közepes terhelésű szívó- és feltöltött dízelmotorok és nehéz körülmények között üzemelő benzinmotorok üzemeltetéséhez használatos kenőolaj. Védelmet biztosítanak a magas hőmérsékletű lerakódások ellen. Elsősorban haszongépjárművekhez, ipari- és építőipari berendezésekhez, valamint mezőgazdasági erőgépekhez ajánlott.
SE	1972-80 között gyártott benzinmotorokhoz, ahol a motorkonstruktőrök szigorú követelményeket írtak elő a kenőolajjal szemben. Ezen motorolajok védelmet biztosítanak a motor erősen igénybevett részein, oxidációgátló és korróziógátló hatásúak, valamint megakadályozzák a magas hőmérsékletű motorlerakódást. Az SE teljesítményszintű motorolaj használható az SC, SD ill. az SE/CC kategóriájú motorolajokat igénylő helyeken is.	CD	Nehéz körülmények között üzemelő nagy fordulatszámú, nagy terhelésű, feltöltött dízel motorok kenőanyaga. Ezen kenőolajok védelmet nyújtanak a széles minőségi tartományba tartozó üzemanyagot felhasználó feltöltött dízelmotorokban a csapágykorrozó és magas hőmérsékletű lerakódások ellen.
		CD-II.	Olyan nehéz körülmények között üzemelő kétütemű dízel motorok kenőanyaga, amelyek fokozott kopás- és lerakódásgátló hatású motorolajokat igényelnek.
S	Azon 1980-tól gyártott benzinmotorokhoz, ahol a gyártók ezen teljesítményszintű motorolajokat írnak elő. E kenőolajok növelt oxidáció- és kopásgátló követelményeket, valamint a motorlerakódás, rozsdaképződés és korrózió ellen védelmet biztosítanak. Az ezen teljesítményszintű termékek megfelelőek mindazon kenési helyekre, ahol a gépkönyv API SF, SF/CC, SE, SE/CC, SD vagy SC olajokat ír elő.	CE	Nagy teljesítményű dízel motor üzemeltetéséhez ajánlott. Mind kis fordulatszámú — nagy terhelésű, mind nagy fordulatszámú — nagy terhelésű feltöltött dízelmotorok kenőanyaga. 1984-ben vezették be. A nehezebb üzemeltetési körülmények között is lehetővé teszi a meghosszabbított olajcseré-periódus elérését. Fokozottan ellenállnak az oxidációnak, használatukkal csökkennek a dugattyú lerakódásai és a motor alkatrészek kopása. Biztosítja a korlátozott mértékű olajfogyasztást. Megfelel az amerikai dízelmotorok különleges konstrukciójából adódó követelményeknek is.

1.6a táblázat. Az API besorolás szerinti „S” és „C” jelű motorolajok üzemeltetési körülményei és felhasználási területei

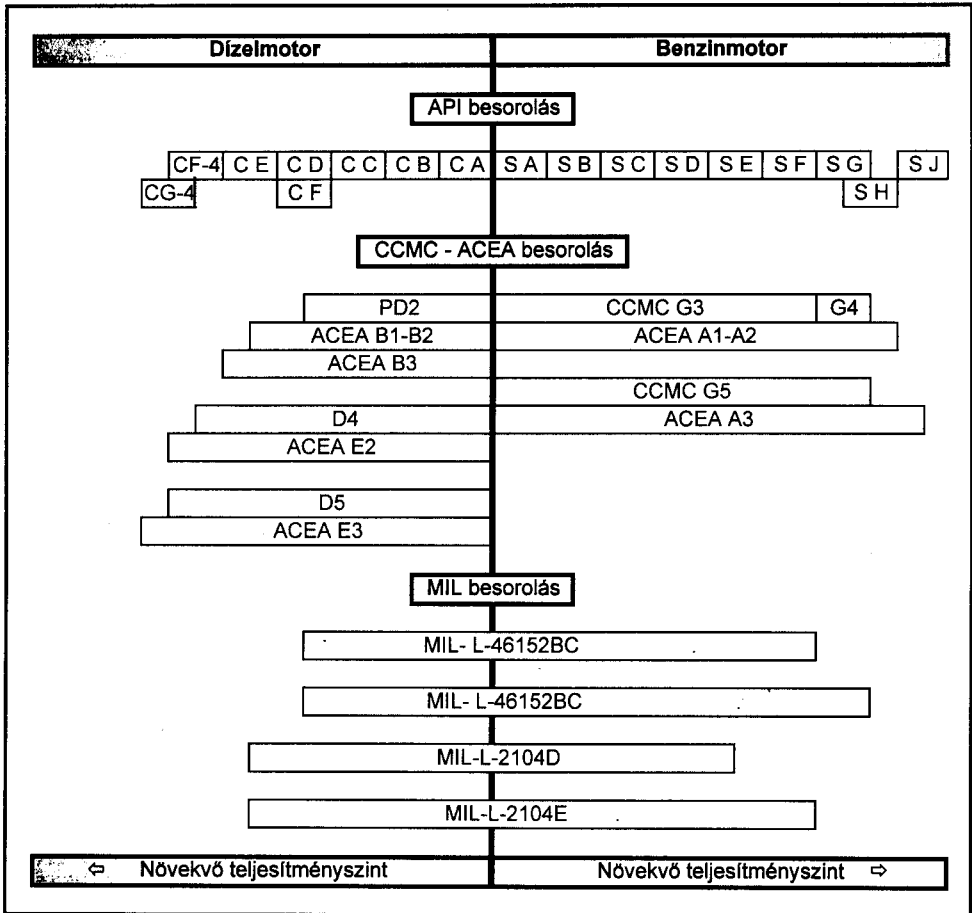
Teljesítmény szint szerinti betűjel	Üzemeltetési körülmény, felhasználási terület	Teljesítmény szint szerinti betűjel	Üzemeltetési körülmény, felhasználási terület
SG	Az 1989-től gyártott benzinmotorral szerelt üzemű személygépkocsik és kisteherautók üzemeltetéséhez ajánlott. Az előző teljesítményszintű osztályokhoz viszonyítva fokozottabban gátolja a motorlerakódások kialakulását, az olaj oxidációját és a motoralkatrészek kopását. Ólommentes benzin vagy PB-gáz üzem esetén ez a teljesítményszint védelmet jelent a motor számára a speciális üzemanyag agresszív égéstermékeivel szemben is. Mindazon kenési helyeken alkalmazható, ahová API SG, SG/CC, SF, SF/CC, SE vagy SE/CC teljesítményszintű olajok használatát írják elő.	CF	A szívó és feltöltött indirekt befecskendezésű vagy egyéb, széles minőségi tartományba eső üzemanyaggal üzemelő dízelmotorok kenőolaja. Védelmet nyújt a dugattyúlerakódások, kopás és csapágykorrózió ellen. Az API CF szintet az API CD szintet váltotta fel 1994-ben.
		CF-2	Szigorú körülmények között üzemelő, kétütemű dízelmotorok kenőolajai. Fokozott védelmet biztosít a henger és a gyűrű kopása és a lerakódások ellen. Az API CD-II szintet váltotta fel 1994-ben.
		CF-4	Nagy fordulatszámú, nagy teljesítményű négyütemű dízelmotorokhoz ajánlott. Felülmúlja az API CE kategóriát és a dugattyún kevesebb lerakódást eredményez. Elsősorban amerikai gyártmányú nagyteherautók és munkagépek motorjaihoz írják elő (Mack, Cummins, Caterpill).
SH	Túlteljesíti az SG-t, még szigorúbb tesztekkel ellenőrizve.		
SJ	Új tesztvizsgálatot vezettek be, amely elsősorban a motorolajok nagyhőmérsékletű növelt oxidációstabilitásának minősítésére irányul (hasonlóan a turbófeltöltés üzemmód vizsgálatához). A katalizátor kompatibilitás érdekében szigorították a foszfortartalom előírást. Szigorított habzásai tulajdonságokat írtak elő.	CG-4	1994-ben bevezetett új kategória. Nagy fordulatszámú, nagy teljesítményű, négyütemű dízelmotorok kenőolaja. Egyaránt alkalmazhatók szigorú körülmények közt, alacsony kéntartalmú (0,05 %) gázolajjal üzemelő járművek, illetve max. 0.5 % kéntartalmú gázolajjal működő ipari berendezések dízelmotorjához. Különösen megfelel az 1994-es emissziós normákat teljesítő motorokhoz. Védelmet nyújt a magas hőmérsékleti lerakódások, kopás, korrózió, habzás, koromképződés és oxidáció ellen.

1.6b táblázat. Az API besorolás szerinti „S” és „C” jelű motorolajok üzemeltetési körülményei és felhasználási területei

A MIL minősítési rendszer

A MIL specifikáció az amerikai katonai motorolajok teljesítményszint szerinti besorolását mutatja. A katonai motorolaj-besorolásoknak a polgári alkalmazás

területén is van jelentősége, ugyanis az azonos MIL besorolással rendelkező olajok egymással károsodás nélkül keverhetők, illetve utántölthetők. Ezért a motorolajok MIL szerinti besorolása – amennyiben az olaj ilyenl rendelkezik – a címkén mindig megtalálható.



1.16 ábra. A motorok teljesítményszintjének összehasonlítása

Meg kell említeni, hogy a nagy nemzetközi szervezetek által elfogadott rendszerek mellett a motor-, illetve gépkocsi gyártó vállalatok saját speciális motorolaj minősítő eljárásokkal is rendelkeznek. Az eltérő szempontok között korrelációt biztosító módszerek létrehozása igen drága vállalkozás. A legtöbb nagy olajtársaság a nemzetközi szabványok betartása mellett termékeit a legjobb gépkocsi gyártókkal is jóváhagyatja.

A különböző minősítési rendszerek szerint osztályozott motorolajok teljesítményszintjének összehasonlítása a fentieknek megfelelően csak tájékoztató jellegű.

Az API, az ACEA, a CCMC és a MIL minősítési rendszerek szerint besorolt motorolajok teljesítményszintjeinek összehasonlítása az **1.16 ábrán** látható.

2. KEVERÉKKÉPZÉS, ÉGÉS BELSŐÉGÉSŰ MOTOROKBAN

2.1. Keverékképzés, gyulladás, égés, szikragyújtású motorokban

A keverékképzést a szikragyújtású motorokban két fő feladatrészt jellemzi:

- a tüzelőanyag - levegő **arány képzése**
- a tüzelőanyag és a levegő homogén, vagy rétegzett **keverése**.

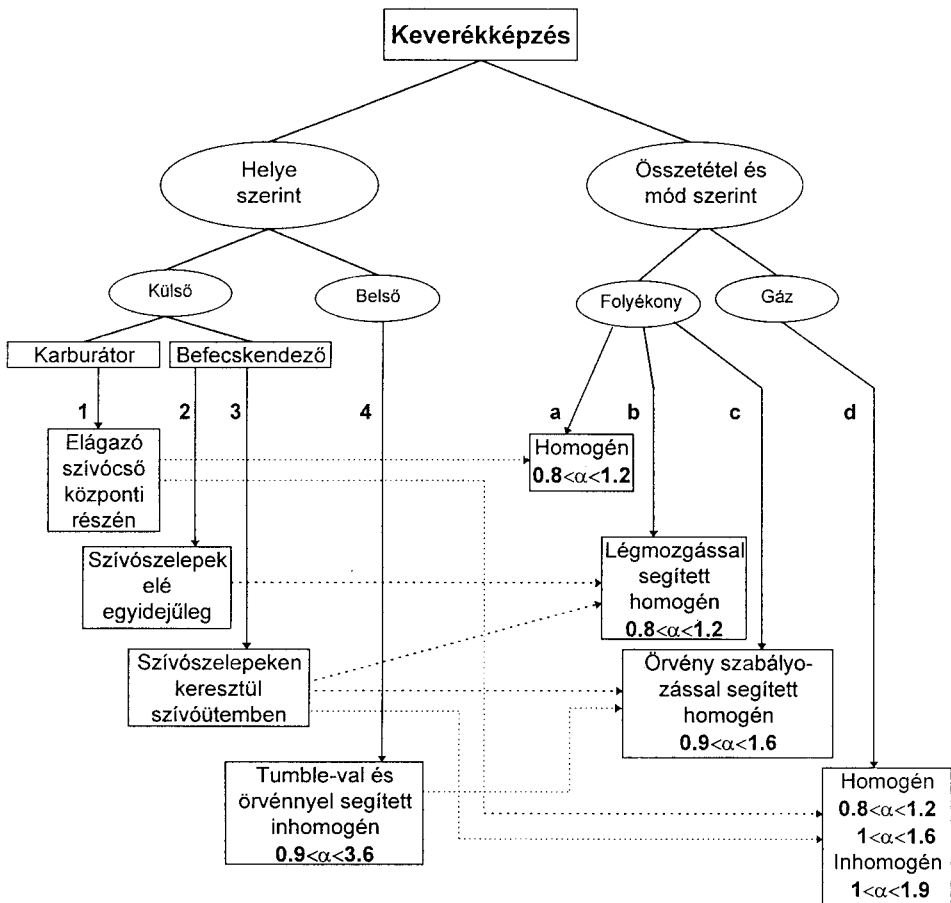
A **keverékképző rendszer** feladata a motor üzemállapotához szükséges — és a járműmotoroknál gyorsan változtatható — keverési arányú (légvizonyú) keverék előállítása. Ahhoz, hogy a motor belső folyamata kedvező legyen (pl. hatásfok, károsanyag képződések stb.) a tüzelőanyagot és levegőt úgy kell összekeverni, hogy az összes bevitt levegő kifejthesse oxidáló hatását (nagy fajlagos teljesítmény).

A **gyulladás** létrejöttéhez külső energia bevezetése szükséges, amelyet a gyújtógyertya elektródái közt átívelő szikra létesít. Ahhoz azonban, hogy a szikra hatására ténylegesen meggyulladjon a keverék, a keverési aránynak az ún. **gyulladás határ** tartományán belül kell lennie. Ez például benzinnél kb. $0,8 < \alpha < 1,2$ értéket jelent. Ebből a feltételből következik, hogy a szikragyújtású motoroknál csak a keverék mennyiségének változtatásával lehet a nyomatékot ill. a teljesítményt szabályozni. Ez a **mennyiségi szabályozás** jelenleg döntő többségben **fojtással** történik.

A keverékképzés és a gyújtás előkészítő fázisa az égésfolyamatnak. Az eredményes gyújtáshoz a gyulladóképes keverék mellett kellő **minimális gyújtási energia** és az üzemállapothoz legkedvezőbb **időzítés** szükséges.

Az **égés** a szikraképzés helyétől indul és minden esetben **lángfrontban** haladva a keverék égése betölti az égésteret. Eközben az égéstermék-terét és a még el nem égett keverék részt a lángfront választja el egymástól. Ettől az „elméleti ideális” állapotól természetesen gyakorlatilag kisebb-nagyobb mértékben eltér a valóságos motorikus égés. Mindenesetre azonban az olyan mértékű eltérés, amelynél pl. a lángfront előtti tér-részben újabb lángfront, vagy lángfrontok képződnek, már rendellenes. Az ilyen rendellenes égés elkerülése a szikragyújtású motorok egyik fő problémája.

A keverékképzés általában a szívószelep előtt a hengeren kívül történik, ahol a tüzelőanyag és a levegő keverékét korábban karburátorban, ma a benzinmotorokban szinte kizárólag befecskendezéssel képezik. Ezt szokás **külső keverékképzésnek** nevezni. Az újabb törekvések arra irányulnak, hogy a benzinmotoroknál közvetlenül a hengerbe történő befecskendezéssel **belső keverékképzést** valósítsanak meg a fogyasztás és az emisszió csökkentése érdekében.



2.1 ábra. A szikragújtású motorok keverékképzésének változatai

2.1.1. A külső keverékképzés jellegzetességei

2.1.1.1. A karburátoros keverékképzés

A **karburátor** (2.1 ábra: 1-a. változat) a legtipikusabb olyan keverékképző, amely többhengeres motornál az elágazó szívócső bevezető, központi részén helyezkedik el. Működési alapelve, hogy az áramló levegő által létesített depresszió és a környezeti nyomás közti különbség hozza létre a tüzelőanyag — benzin, gáz, stb. — áramát. Mivel a motor különböző terhelési és fordulatszám üzemiállapotainál a levegő és a tüzelőanyag áramait csak bonyolult szerkezetekkel lehet a kívánt arányban tartani, ezért a keverékképzési igények kielégítése korlátozott.

A karburátor utáni szívócsőben a képződött tüzelőanyag-cseppek a levegővel együtt — de kisebb sebességgel — áramlanak, miközben részben elpárolognak, részben a szívócső-falra kicsapódnak és ott filmszerű rétegben vándorolnak. A három fázis aránya függ:

- a levegő hőmérsékletétől,
- a falak hőmérsékletétől,
- a cseppnagyság eloszlástól,
- a levegő áramlási sebességétől és nyomásától,
- a szívócső alakjától,
- az áramlás szakaszosságának fokától,
- a tüzelőanyag illékonyságától.

Mind a karburátorban, mind a szívócsőben lejátszódó bonyolult folyamatok következtében többhengeres motorok gyors üzemiállapot változásaihoz szükséges alkalmazkodás ilyen rendszerrel csak korlátozott igényekkel lehetséges.

2.1.1.2. Központi befecskendezés elágazó szívócsőbe

A **központi befecskendező** (SPI: Single Point Injection) (2.1. ábra: 2-b változat) előnye a karburátorhoz képest:

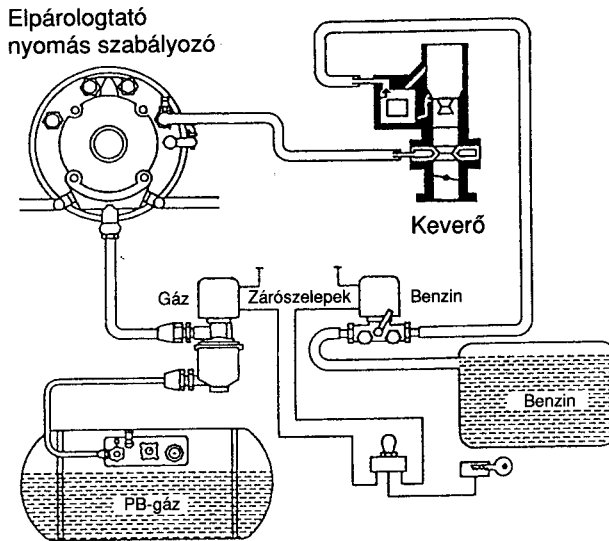
- az egyenletesebb és finomabb porlasztási szemcsenagyság,
- az elektronikus vezérlés
- helyzet- és rezgésfüggetlen működés

A központi befecskendező gyakorlatilag a karburátorral azonos helyen található az elágazásos szívócső központi részén. Ennek megfelelően hasonló nehézségeket okoz a szívócső az egyenletes hengerenkénti keverék mennyiség és összetétel tekintetében.

2.1.1.3. Keverékképzés gáz tüzelőanyaggal

A PB gázkeverő (2.1 ábra: 1-d. változat) a karburátor kiegészítő részébe csatlakozik és mint a 2.2 ábra szemlélteti, járműmotoroknál benzinnel együttes tüzelőanyagrendszert igényel. Ennek megfelelően a gázkeverék is $0,8 < \alpha < 1,2$ tartományban képződik.

A PB gáz a tartályból folyékony halmazállapotban a motor hűtővizével fűtött elpárolgatóba jut, majd innen nyomásszabályozás után gáz-állapotban áramlik a gázkeverőbe. Ez azt jelenti, hogy a motor benzinnel indul és melegszik és csak ez után kapcsolható át a rendszer gáz tüzelőanyagra. Ez utóbbi nincs olyan halmazállapot-változásoknak alávetve, mint a karburátorból kilépő benzin, így a hengerek közti egyenletes keverék-eloszlás csak a szívócső áramlástechnikai viszonyaitól függ. Az eltérés egy négyhengeres motornál, szokványosan jól kialakított szívócső esetén 2 %-on belül marad.



2.2 ábra. PB-gázkeverő és benzin együttes tüzelőanyagrendszere.

A földgáz keverés (2.1 ábra : 1-d. változat) folyamata az eddig említettek-től eltérő módon és általában $1 < \alpha < 1,6$ tartományban történik. Ennél a tüzelőanyagnál is jellemző azonban, hogy még elektronikus szabályozás ellenére is a közös szívótérbe csatlakozás egyetlen helyén történik az arányszabályozás.

2.1.1.4. Hengerenkénti befecskendezés homogén összetételre

A **többspontos befecskendezés** (MPI: Multi Point Injection) (2.1. ábra: 3-b, 3-c, 3-d) általában a szívószelepek elé, vagy közvetlenül a szívószelepekre irányított finom cseppeloszlású sugár, vagy sugarak. A befecskendező rendszer ennek megfelelően viszonylag kis nyomású (kb. 4 bar) és feltételezi, hogy a szívócső túlnyomó részében csak levegő áramlik. Így mindazok a hátrányos tulajdonságok, amelyek a központi befecskendezés, különösen pedig a karburátor esetében a szívócsőben fellépő többfázisú tüzelőanyag-áramlást eredményezik, itt nem jelentkeznek. (Pl. kicsapódás a szívócsőfalra, emiatt szükséges szívócső-fűtés stb.). Csak ilyen rendszereknél nyílik lehetőség a szívócső ú.n. hangolására, vagyis bizonyos gázdinamikai feltöltési hatására, mivel a szívócsövek geometriailag egyformára készíthetők.

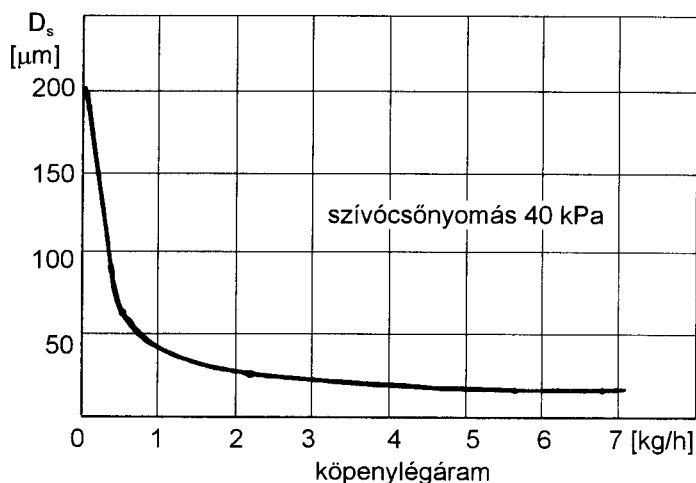
Ha több hengernél **egyidejűleg — zárt szelepeknél** — a szívószelepek elé fecskendezi be a rendszer a tüzelőanyagot, akkor a szelep és befecskendező közötti, rövid csőszakaszon (gyakorlatilag a hengerfej szelepcsatornájában) a falon kicsapódhat a tüzelőanyag, majd onnan párolog, hasonlóan mint a központi befecskendezésnél. Mivel azonban ez a szakasz igen rövid és a falak, valamint a szelep hőmérséklete elég nagy, így az említetthez képest a keverék egyenletes eloszlását a hengerek között a szívócső nem befolyásolja.

Az **egyidejű** befecskendezésnél jobb viszonyok jönnek létre, ha a tüzelőanyag-sugár **közvetlenül a szelepre** irányul. Egyenletesebb keverék képződik, ha minden hengernél a **szívások sorrendjében** jut a tüzelőanyag közvetlenül a szelepre, azonban jóval a szívóütem előtt. Mindkét esetben — állandósult motorüzemnél — a meleg szívószelep intenzív párolgást eredményez. Az átmeneti üzemállapotoknál — pl. hidegindítás, motorfékezés utáni gyors gázadás — ez az egyidejű befecskendezési mód a hengerek közti egyenletes keverék összetétel iránti igényt nem teljesen elégíti ki.

A nyitott szívószelepeken keresztül befecskendezett tüzelőanyag dinamikus motorüzemben — függetlenül a porlasztási finomságtól — jelentősen csökkenti a szívócsőfalán képződő tüzelőanyagfilm mennyiségét. A zárt szívószelepek elé — általában csapos porlasztókból — fecskendezett tüzelőanyag cseppek nagysága illetve átmérője mintegy $D_S=130 \mu\text{m}$, ahol D_S az ún. Sauter-átmérő. (Ez a mérési módszerből származó méret az összes csepp térfogatának viszonya az összes csepp összegzett felületéhez.)

Jelentősen javítja a porlasztást, ha a porlasztóból kilépő tüzelőanyag sugarat körgyűrű alakban körülvevő légáram bontja meg, amelyet a porlasztó homlok felületénél kiképzett előtét központos furatán kilépő levegő létesít. A légáramot

a szívócső és a környezet közti nyomáskülönbség hozza létre. A **2.3 ábra** mutatja, hogy a D_s cseppnagyság már viszonylag kis légáram hatására is jelentősen csökken. A motor alsó terhelési tartományában a szívócsőnyomás kicsi, így a kilépő levegő hangsebességgel áramlik a tüzelőanyag sugárba. Összehasonlító járművizsgálatok során a **légköpenyes porlasztókkal** működő motor emissziója a csapos porlasztókkal felszerelthez képest jelentősen csökkent.



2.3 ábra. A légköpeny-áram hatása a porlasztás finomságára

A többpontos (MPI) befecskendezés egyik fontos előnye, hogy a hengerek mindegyike azonos mennyiségű tüzelőanyagot kap. Ez azonban csak akkor valósul meg, ha a porlasztók szállítása minden üzemállapotban valóban megegyező. Figyelembevéve, hogy a porlasztó furatok mérete 1 mm nagyságrendű, a túszelepek pedig 0,1...0,2 mm-t emelkednek, a követelmények kielégítéséhez rendkívül **finom gyártási tűrések** szükségesek. Gyakorlatban egy készlethez összeválogatott porlasztók kerülnek felhasználásra.

A szikragyújtású motorokban megkívánt **gyulladóképes homogén keverékben** a lángfront gyors terjedését a légmozgás, turbulencia biztosítja. A beáramlás során a szeleptányéron és a szeleplülésen leváló rendezetlen örvények turbulens keverék-részecske mozgást, turbulenciát hoznak létre. Minél nagyobb intenzitású a turbulencia, annál gyorsabb lehet a lángfront sebessége. A motor növekvő fordulatszámánál nagyobb a sebesség a szívószelepeken, így a **turbulencia** is, ezzel pedig a **lángfront sebessége** is. Ez ad lehetőséget a szikragyújtású motorok viszonylag nagy **fordulatszám-tartományára**. A **2.1. ábrán** erre a 3-b. és a 4-b. változatok kívánnak utalni.

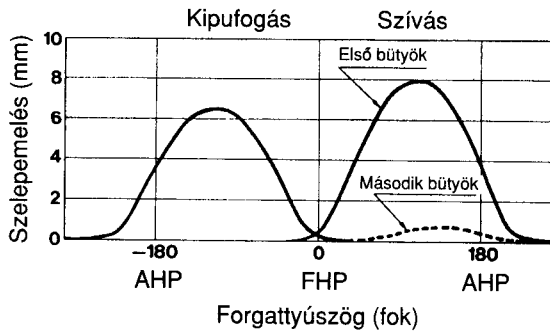
A 4-c. változat azonban már egy más minőségre mutat azzal, hogy a keverékképzést üzemállapottól függően szabályozott örvényképzés segíti.

2.1.1.5. Réteges keverékképzés

Az **örvényszabályozással segített keverékképzés** (2.1 ábra 4-c változat) tudatosan a nem homogén, **rétegzett keverék** előállítását szolgálja. Így nyílhat lehetőség arra, hogy a hengert átlagosan szegény keverék töltsse ki — amely szokványos szikragyújtással már nem lenne gyulladóképes — azonban a gyújtószikrához mindig olyan összetételű keverék-réteg kerüljön, amely biztosan meggyújtható.

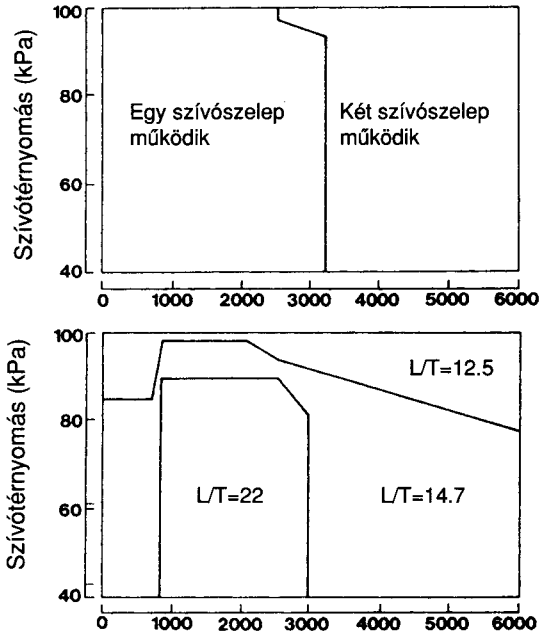
A réteges keverékképzés megvalósítását célzó szerkezetek évtizedek óta ismertek, anélkül azonban, hogy széria-alkalmazásra kerültek volna, ill. hogy a tüzelőanyag fogyasztásban említésre méltó javulást sikerült volna elérniük.

A **két szívószelepes** (3 illetve 4 szelepes) motorok térnyerésével, valamint a **többpontos befecskendezés** elterjedésével kedvezőbb lehetőségek kínálkoztak a **réteges keverékképzésben**. Ebben a keverési arány beállítását az elektronikus szabályozás segítette, hogy a kellő légmozgással biztosított hatást ki lehessen használni. Az utóbbi vonatkozásában az egyik szívócsatorna, vagy szívószelep részleges zárásával létesített töltetperdítés és a tumble csatorna alkalmazása hozott lényeges előrehaladást.



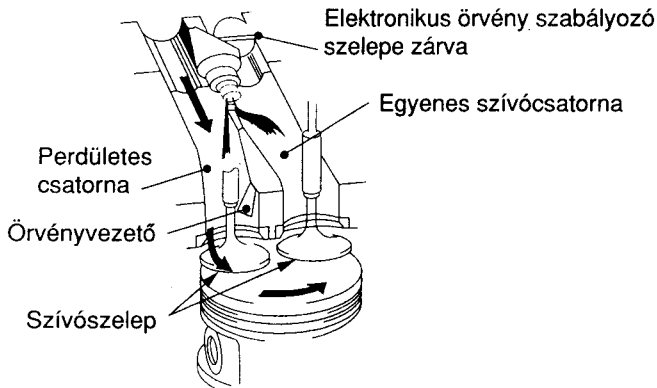
2.4 ábra. Szelepelemelési görbék örvénykeltéshez

A 2.4 ábrán a szívószelep részleges zárását egy speciális vezérlés- szabályozó mechanizmus segítségével (lásd 4. fejezet) megoldva a részterhelési tartományban 1: 22 keverési arányú ($\alpha \cong 1,5$) üzemet sikerült elérni (2.5 ábra). (Ezzel a fajlagos tüzelőanyag fogyasztás 12 %-kal csökkent. Járműteszt-nél 8...12 % fogyasztás csökkenés mellett a NO_x emisszió is csökkent (lásd még 2.2.5.1.pont).



2.5 ábra. Szelep-működtetési és keverési-arány zónák a 2.4. ábra szerinti vezérlésnél

Ugyancsak négy szelepes hengerfej egymástól független szívócsatornái közötti áramlás eltérő kialakításával (irányítás, ellenállás, időzítés) és szabályozásával, valamint kétsugaras porlasztóval sikerült biztosítani a keverési arány jelentős szegényítését. A 2.6 ábra szemlélteti, hogy a viszonylag meredeken betorkoló szívócsatornák egyikében található az örvénylést szabályozó, ill. az egyenes áramlású csatorna részleges zárását létesítő szelep, közepén pedig a kétsugaras porlasztó.



2.6 ábra. Négyszepes hengerfejben változtatható örvénykeltés

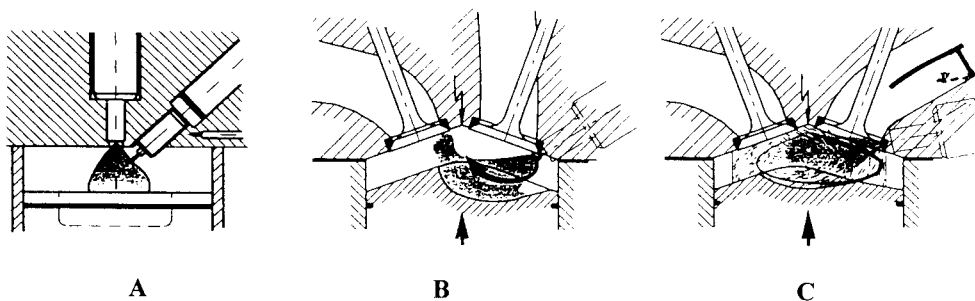
Az ábrán baloldali szívócsatorna perdületes, a jobboldali egyenes. Így ha utóbbinál a szabályozószelep záródik az áramlás nagy sebességgel bontja szét a tüzelőanyag-sugarat, a baloldalon látható szelep viszont perdülettel irányítja a keveréket a gyertya közelébe. A keverési arány nagyobb mint 2,0.

2.1.2. A belső keverékképzés jellegzetességei

Belső keverékképzésen azt értjük, hogy a tüzelőanyagot **közvetlenül a hengerbe** fecskendezi be a porlasztó. A kedvező és szükséges cseppnagyság — finomság — elérése érdekében használatos porlasztási nyomás **30...50...200 bar**, szerkezettől és attól függően, hogy a munkafolyamat melyik fázisában történik a befecskendezés. Könnyű belátni, hogy mind a nagy nyomásnak, mind a nagy hőmérsékletnek kitett porlasztó az eddig említett keverékképzési módokhoz képest lényegesen **magasabb technológiai szintet** igényel.

A **közvetlen benzinbefecskendezés** (GDI = Gasoline Direct Injection) reális lehetőségeket kínál a tüzelőanyag fogyasztás és az emisszió csökkentéséhez. Ezért rendkívül nagy fejlesztési ráfordítással dolgoznak világszerte az érdekeltek szériában is alkalmas megoldás érdekében. Ezek az erőfeszítések felerősödtek, mióta Japánban a Mitsubishi már az első széria kivített kereskedelmi forgalomba hozta, (1996) .

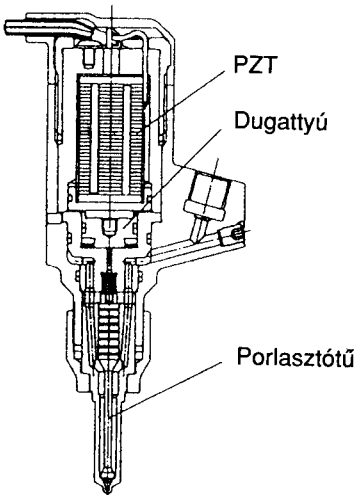
A kedvező lehetőségeket elsősorban a **réteges keverékképzéssel** elérhető **híg-keverékes** ill. **szegény- keverékes üzemmód** kínálja. Ennek megvalósításához a hengeren belüli légmozgások irányítása és a tüzelőanyag-sugárral való rendkívül gondos összehangolása szükséges. Ilyen motor a keverékképzési rendszeren kívül még számos újszerű technikai megoldást — pl. elektronikus szabályozás, katalizátor stb. — igényel járműbe építés esetén. (lásd 2.2.5.3 pont).



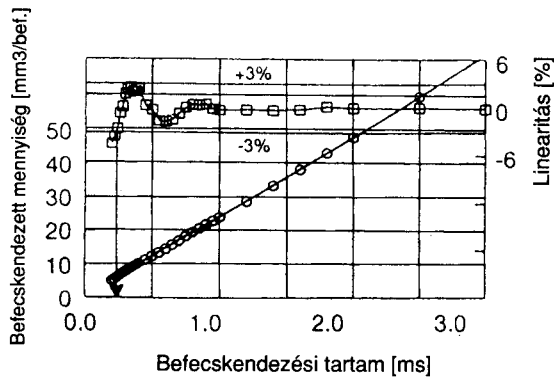
2.7 ábra. Közvetlen befecskendezéses keverékképzés
A: sugárvezetéses B: falvezetéses C: légáramvezetéses

A híg-keverékes üzemmódohoz alapvetően szükséges, hogy a gyertyához még gyulladóképes, viszonylag dús keverék kerüljön. Ennek előállítására szolgáló három lehetséges megoldást mutat a 2.7 ábra.

Az „A” esetben a gyertya egészen közel van a porlasztóhoz, a keveréket gyakorlatilag csak a tüzelőanyag-sugár energiája szállítja a gyertyához. Így a gyújtás elvileg ugyan biztos, de a rendszer igen érzékeny a **sugár szóródására** és a **gyertya élettartama** is kritikus. A „B” esetben a porlasztó messzebb van a gyertyától, így — szemben az „A” esettel — nem korlátozza a szelep méretét. A tüzelőanyag-sugár hosszabb idő alatt éri el a gyertyát és a keverék így jobban előkészített. Egyedül a légmozgás terelő hatása azonban nem elégséges a sugár kellő irányításához, ezért az égéstér geometriájával is elő kell ezt segíteni. A „C” esetben a szívócsatorna osztott és az áramlási keresztmetszet részleges változtatása hozza létre a réteges keverék eloszlást.



2.8 ábra. A PZT porlasztó felépítése



2.9 ábra. A PZT porlasztó jelleggörbéi

A belső keverékképzés említett mindhárom esetében szükséges az igen finom és gyors porlasztás. Ahhoz, hogy a cseppnagyságot csökkenteni és a behatolási mélységet uralni lehessen, szükséges a nagy porlasztási nyomás. Ezt a szokványos — külső keverékképzésnél alkalmazott — induktív porlasztótű mozgató mechanizmussal már nem lehet megoldani, ezért egészen új elven működő porlasztót kellett kifejleszteni.

Jellegzetes kivitel mutat a 2.8 ábra, amelynek előnyei hasonlóak a korszerű dízelmotoroknál alkalmazott ún. Common Rail befecskendező rendszeréhez. A kívánt tulajdonságokat és az elektromos vezérlés lehetőségét egy ún. „piezo aktuator” biztosítja. Az aktuator ólomcirkonát-titanát kerámia (ún.

PZT aktuator), amelynek elektromos impulzus hatására történő igen kis elmozdulása hidraulikusan erősítve jut a porlasztótűre. A tű nyitása igen gyors, de a nagy nyomás (nagyobb mint 200 bar) hatására átáramló tüzelőanyag mennyiség megfelelően nagy és mintegy 1:10 tartományban ± 3 %-on belül lineáris (2.9 ábra).

2.1.3. A hígkeverékes üzemmód előnyei és hátrányai

A hígkeverékes üzemmód a motornak abban a működési tartományában alkalmazható, amikor csak mérsékelt teljesítményre van szükség. Ez kb. a max. fordulatszám 50 %-áig és benzinmotoros személygépkocsiknál kb. 4 bar középnyomásig terjed beleértve természetesen az alapjáratot is. Mindenesetre az európai emisszió vizsgálati ciklusokban a városi közlekedést reprezentálva ezek az üzemállapotok mintegy 70 %-ot tesznek ki egy közepkategóriás járműnél, amikor is a károsanyag emisszió és a tüzelőanyag fogyasztás csekély mennyisége lényeges jellemző. Az ilyen üzemállapotokban igényelt csökkent keverékmennyiséget a szokványos homogén keverékes motoroknál a jelentős veszteséggel járó fojtással — fojtószeleppel — valósítják meg. A hígkeverékes motornál nincs ilyen szerepe a fojtószelepnek a kérdéses üzemállapotokban; a kisebb teljesítményt a **keverék hígításával** létesítik, kevesebb tüzelőanyagot adagolnak. Ezt nevezik **fojtásmentesítésnek**, amelynek következtében a **gázcsere veszteségek csökkennek**.

A hígkeverékes üzemmódhoz tartozóan, de kifejezetten a **belső keverékképzés** következtében jelentkező előny, hogy a tüzelőanyag a párolgáshőt a hengerben lévő töltettől vonja el, ami egy **belső hűtést** jelent. Ez lehetővé teszi, hogy a **kompresszióviszonyt növelni** lehet 1,5...2 egységgel, ami mintegy 4 % **hatásfoknövekedésben** jelentkezhet.

A veszteségcsökkenés további részét teszi ki az **alacsonyabb hőmérséklet-szint** követelményeként a munkaközeg **fajhőváltásának** kedvező iránya. Ugyanis ekkor azonos bevitt hőből nagyobb munkát lehet nyerni. Ez a hatás a terhelési állapottól függően mintegy 5 % **hatásfokjavulást** is jelenthet. További kedvező hatást jelent az alacsonyabb hőmérséklet-szint következtében valamelyest **csökkenő falveszteség** is.

Hátrányként meg kell említeni a híg keveréknek azt a tulajdonságát, hogy az ilyen levegő/tüzelőanyag aránynál a reakciók sebessége és így az **égési- ill. lángfrontsebesség is csökken**, továbbá hogy az inhomogén keverékelosztás miatt a tüzelőanyag nagyobb hányada maradhat elégetlen. Ez utóbbi körülmény azonban erősen függ a motor fejlettségi fokától.

2.1.4. Keverékképzés gázmotoroknál

A gáznemű tüzelőanyagok közül a PB gáz és a földgáz alkalmazásuk elterjedését tekintve kiemelkedő jelentőségűek.

A **PB gáz** karburátoros és központi befecskendezéssel ellátott járműveknél viszonylag egyszerű rendszert kíván, annak ellenére, hogy az indulás és a melegrejáratás miatt benzint, vagy más folyékony járulékos tüzelőanyagot és rendszert is szükséges alkalmazni. (ld. 2.2. ábrán)

2.1.4.1. Keverékképzés nagynyomású gáztárolásnál

A **földgáz** alkalmazása belsőégésű motoroknál napjainkban egyre gyakoribbá válik. Ennek oka, hogy egyrészt általában „tisztább” ill. jobban tisztítható égéstermékei vannak, másrészt a motorhajtóanyagok között legjobb a technológiai határfoka, ennek megfelelően pedig ára is kedvező (ld. még 1.1 pont, 1.1 ábra)

Járműveknél sokszor **stöchiometrikus keverékkel** működő gázmotorokat alkalmaznak, hiszen a gázmotorok literteljesítménye, hatásfoka kisebb mint a benzinmotoroké, azonkívül még a **CNG tartályok** is terhelik a járművet. (A hígkeverékes gázmotor literteljesítménye pedig természetesen még kisebb lenne.) Ezeknél a legtöbb esetben olyan elektronikus szabályozás segítségével képezik a keveréket, amelyik a vezető jelet a kipufogógáz O_2 koncentrációjából nyeri, vagyis ún. **lambda szondával** működik (lásd 3.1.5.5. pont).

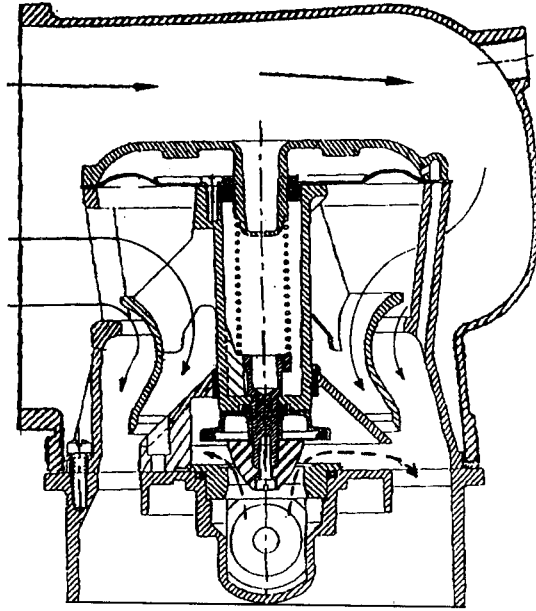
A keverési arány beállítása a szívócső egyetlen helyén jön létre. A keverő enél a rendszernél sokkal egyszerűbb feladatot lát el, mint pl. a benzines karburátor, mert hiszen két gáznemű közeg keveredését könnyebb megvalósítani. A motor teljesítményét a keverő után elhelyezett fojtószeleppel szabályozzák.

2.1.4.2. Keverékképzés kisnyomású hálózati gáznál

Stabil, helyhez kötött motoroknál általában **hígkeverékes** üzem terjedt el, ahol a hengeren belüli légmozgással segített rendszereknél $1 < \alpha < 1,6$ **légvizonyig** lehetséges a keverék hígítása. A híg keverék alkalmazásának földgáz esetében is teljesen hasonló előnyei vannak, mint a már említett folyékony tüzelőanyagoknál.

A hígítás növekvő mértékét csak különleges égéstér kialakítással — előkamrával — sikerül megvalósítani, mintegy $\alpha \cong 1,9$ értékig.

Az előkamrában elhelyezett gyújtógyertyához jó gyulladóképes dús gázkeveréket külön rendszer adagol. Az itt meggyulladt gáz már képes elindítani az égést a hengerben lévő híg keverékben is.



2.10 ábra. Pneumatikusan működő gázkeverő

A stabil motorok **nem CNG-vel** működnek, hanem a sokkal egyszerűbb üzemeltetési viszonyokat jelentő, viszonylag kis nyomású (5...7 bar) **hálózatról vett gázzal**. Így lehetséges egy egyszerű nyomáscsökkentő után kapcsolt **karburátor-szerű keverőt** használni. A **2.10. ábra** példaképpen egy ilyen keverőt mutat. A karburátorokhoz képest sokkal elterjedtebb az **elektronikusan szabályozott keverékképzés**. Ezeknél — már csak a motorok értékéből adódóan is — az elektronikus egység a motor több jellemzőjéről vett jeleket is feldolgozva nem csak a keverék összetételét állítja be, hanem az egész motor felügyeleti és állapotregisztrálási feladatait is ellátja.

2.1.5. A töltetmozgás hatása a keverékképzésre

A töltetmozgás célja intenzív turbulencia létrehozása az égéstérben. A **turbulencia** hivatott az égő és a még elégtelen keverékrészecskék folytonos élénk kapcsolatát segíteni a mikrotartományban és a láng felületének növelését biztosítani a makrotartományban. Ezen körülmények fontosságát az égés me-

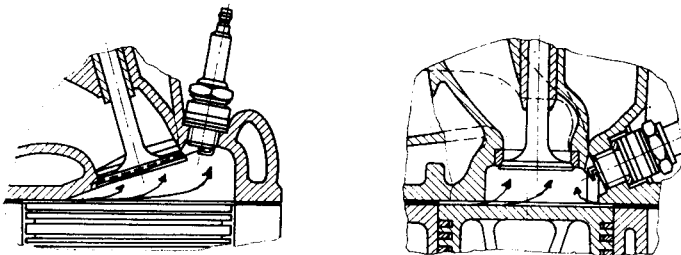
chanizmusának kedvező kialakítása indokolja, mert az égés sebességét és az égési folyamat hatékonyságát alapvetően befolyásolják (ld. 2.2. és 2.3. pont).

2.1.5.1. A töltetmozgás létrehozásának módjai

Az utóbbi években a kétszelepes motorokon kívül elterjedtek a 3, 4 sőt 5 szelepes motorok is. Ez utóbbiak a klasszikus 2 szelepes kivitelekhez képest befolyásolják az égéstér kompakt kialakításának lehetőségét, a gyújtógyertya(ák) kedvező elhelyezését, a töltési fok javulását, a csökkenő kopogásérzékenységet. A szelepek száma ill. a szelepcsatornák elhelyezkedése révén a töltetmozgást általában a következő módok szerint lehet irányítani ill. befolyásolni:

- Az égéstér és a dugattyú alakjával, ill. a dugattyú mozgásával a FHP-nál a dugattyú kerületi része és a hengerfej között létesített ú.n. **kiszorító áramlással**;
- a szelepcsatorna speciális spirális jellegű kiképzésével a beáramló töltetnek a henger középvonalával párhuzamos tengely körüli **perdületes áramlással (Drall)**;
- a szelepcsatorna(ák) irányításával a henger középvonalára merőleges és a forgattyústengellyel párhuzamos tengely körüli **bukfences, át-bukó jellegű áramlással (Tumble)**.

A **kiszorító áramlás** a kétszelepes motoroknál már régóta nagy hányadban került alkalmazásra. Különleges előnye hogy a turbulenciát éppen a gyújtási FHP elérésének közelében képes létesíteni, amikor a hatékony gyújtás és a lángfront elindulásához ez éppen a legszükségesebb.



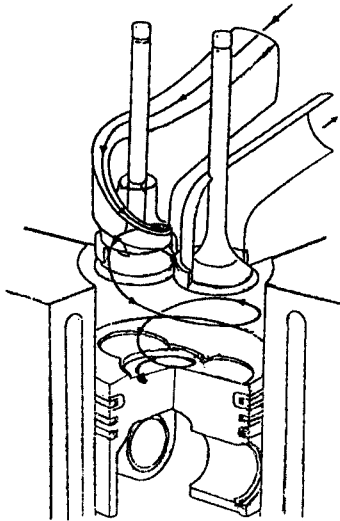
2.11 ábra. Kiszorító áramlás kétszelepes hengerfejnél

Az áramlás sebessége és ezzel a turbulencia a dugattyú sebességétől és a dugattyútető kiképzésétől függ. Ezért a kiszorító áramlás hatékonysága a kisfordulatszámok tartományában már nem kellő mértékű. A nagy fordulatszámoknál viszont a kétszelepes motor a töltési fok tekintetében a több szelepesekhez képest hátrányban van. Minden esetre a kiszorító áramlással létrehozható légmozgás igényli a legkevesebb energiát.

A **többszelepes motoroknál** ezzel szemben a viszonylag nagy kiszorító felületeket nem lehet kialakítani, mert a szelepek nagy felületeket vesznek igénybe. A kétszelepes motoroknál is erősen mérlegelni kell a kiszorító felület viszonylagos nagyságát, amely általában több mint a dugattyú felület 10...20 %-a.

A kiszorító rés térfogatához képest nagy felületen ugyanis a keverék erősen lehűl, másrészt a lángfront a résbe ilyen feltételek mellett nem tud behatolni. Ez a reakciók leállításához „befagyásához” és nagy szénhidrogén emisszióhoz vezet.

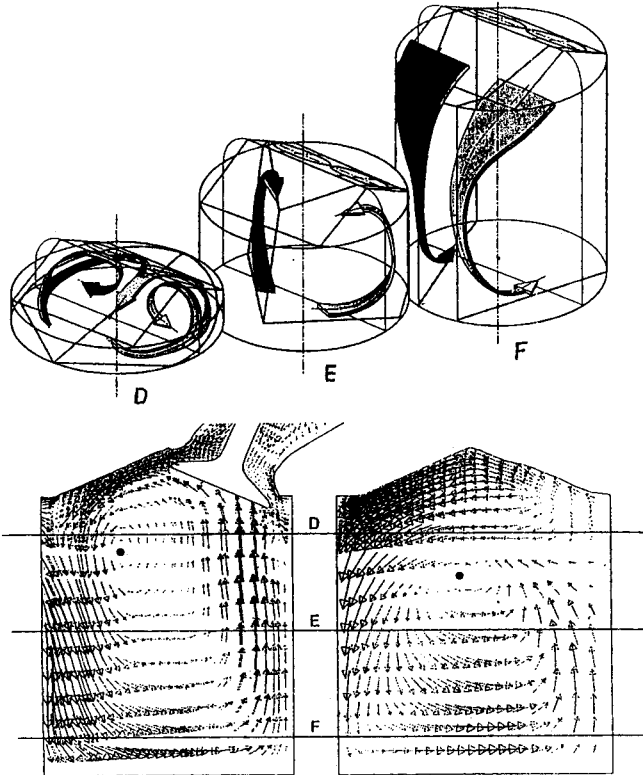
A **perdületes áramlást** a szelepcsatorna spirálszerű kialakításával hozzák létre a **kétszelepes motoroknál**. A szívólököt során a hengertöltet perdületes mozgása segíti a töltet homogenizálását, ugyanakkor azonban a gyújtás pillanatáig eltelt idő alatt a perdület és a turbulencia elég jelentősen elapad. Megfelelően **intenzív perdület** viszonylag nagy energiát igényel. Ezt csak a **töltési fok csökkenése** árán sikerül megvalósítani, ami egyben teljesítmény csökkenést jelent.



2.12 ábra. Perdületképző szelepcsatorna

Négyszelepes hengerfejnél a hengerek tengelyével párhuzamos síkban elhelyezkedő szívószelepek esetén a beáramlás szinte teljesen **perdületmentes**, viszont a töltési fok így eredményesen javul. A nagyobb szelep keresztmetszet miatt a beáramlási sebesség és így némiképp a turbulencia is csökken. Részterhelési kisebb fordulatszámú tartományokban a fojtás miatt mindenképpen csökkenő töltési fok lényegtelené válik, itt viszont a turbulencia csökkenése égési szempontból igen hátrányos. Ennek kompenzálására lehetséges az egyik szelepcsatorna zárása. (lásd pl. **2.6 ábra**)

A **Tumble** áramlás **négyszzelepes** hengerfejnél a szelepcsatorna irányítással igen egyszerűen és gyakorlatilag járulékos veszteség nélkül kialakítható. Az áramkép a hengerben a szívási és a sűrítési ütem során — megfelelő csatorna irányításnál — úgy alakítható, hogy a sűrítés végéhez közeledve a két részre bomlott



2.13 ábra. A tumble áramlás turbulenciaképző hatása

$n = 2000/\text{min}$; teljes terhelés

áramlás egymással ütközik. Ennek következtében az áramlási sebesség csökkenése árán a turbulencia növekszik éppen a gyújtógyertya közelében a gyújtás időszakában. Ez pedig a sikeres lángmagképződés egyik fontos feltétele.

Megjegyzendő, hogy a töltetmozgást létesítő módszerek legeredményesebb hatást akkor fejthetnek ki, ha azokat egymással kombinálva alkalmazzák. Erre példa a Tumble és a két szívócsatorna egyikének lezárása, amely perdületet állít elő.

2.1.5.2. A transzportsebesség és a turbulencia

A nem elég hatékony keverékképzés következménye főleg két esetben jelentkezhet:

- alapjáratnál;
- szegényített, vagyis híg keveréknél.

Mindkettőnél abban nyilvánul meg, hogy az egymás utáni ciklusok egyenlőtlenek egy vagy több hengernél is. Ekkor a motor járása is egyenlőtlen lesz. Ezért fontos követelmény, hogy a **keverékképzés** (és a gyújtás, gyulladás) **stabil** legyen. A hengeren belüli légmozgások élénksége pedig az égés sebességét és ezzel a munkafolyamat hatásfokát befolyásolja.

A hengerbe beáramló keverék sebessége a szelep nyitvatartásának ideje alatt jelentősen változik. Ez a sebesség a már említettek következtében a hengerben helyileg is erősen eltérő. A pillanatnyi sebességeket ebben a turbulens áramlásban két részből lehet összetenni:

$$v = \bar{v} + v'$$

ahol \bar{v} — a pillanatnyi (kis térfogatra értelmezhető) közepes sebesség;

v' — a \bar{v} közepes értéktől „pillanatnyilag” eltérő sebesség.

Másként: a sebesség rövid időre vett középértéke állandó, de pillanatnyi értéke szabálytalanul változik. A közepes és a pillanatnyi sebességek négyzetes közepes eltérésének négyzetét

$$S^2 = \frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (v'_i - \bar{v})^2 \quad [\text{m}^2/\text{s}^2]$$

mint a **turbulens kinetikus energiát**, a **turbulencia intenzitásának** jellemzőjeként tekinthetjük. Számszerű meghatározása speciálisan kialakított kísérleti motorokon optikai (**LDA = Laser Doppler Anemometer**) műszerrel, vagy **TCA (Tomographic Combustion Analysis)** alkalmazásával, de még inkább áramlás szimuláció segítségével vált lehetségessé. Elsősorban nem az abszolút, hanem az összehasonlító értékek adnak tájékoztatást a fejlesztő mérnökök részére.

2.1.6. A gyulladás feltételei

A gyulladás feltétele nagy általánosságban, hogy a tüzelőanyag-levegő keverék összetétele gyulladóképes legyen és a gyújtás elegendő hőbevezetést

biztosítson az égés megindulásához. Mindkét feltétel meglehetősen sok rész-körülmény fennállását is magában foglalja.

A **gyújtás** nagy hőmérsékletre való helyi felmelegítést jelent kis térfogatban. A gyújtószikra kisülési zónájában a hőmérsékletet lényegesen nagyobb az égési hőmérsékletnél. A kisülési zóna közelében a kémiai reakciók felgyorsulnak, azonban az ív megszűntével a hőmérséklet gyorsan csökken a környezet erős hőelvonása következtében. Ha a már megindult reakciók hőfejlésztése nagyobb mértékű mint a hőelvonás, akkor az ív közelében képződő **lángmagból lángfrontban** tovább terjed az égés: ekkor a **gyulladás** megtörtént.

A szikra átívelése és a lángfront kialakulása, ill. továbbterjedésének kezdete közötti idő a **gyúlási késedelem**. Ezt a motortechikában általában a forgattyú szögelfordulásának mértékében — forgattyúszögben, **forgattyúfokban**: ft° -ban — fejezik ki. (Tehát azonos idejű késedelem ft° -ban a fordulatszámától függően más és más értékű lehet.)

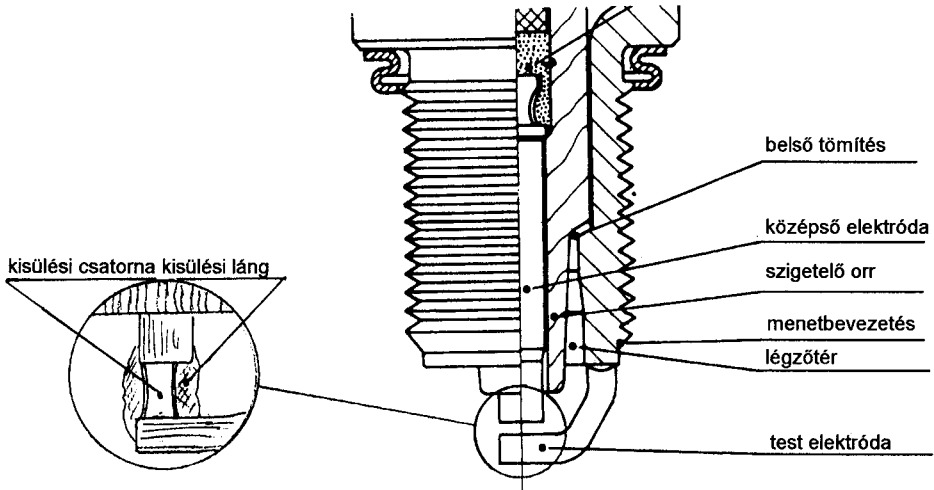
A tüzelőanyag-levegő keverék **gyulladóképessége** egyrészt a tüzelőanyag fajtájából, másrészt a keverési aránytól függ. A legjobb gyulladóképesség szikragyújtású motoroknál az $\alpha = 1 \pm 0,05$ légviszonynál van. Ez úgy értendő, hogy a szikra közelében ilyen a légviszony értéke, viszont a lángfront továbbterjedése, vagyis az égés a gyulladás után már ettől jóval eltérő átlagos égésteri légviszony esetén is végbemehet.

A keverék összetételén kívül a **minimális gyújtási energiát a sűrítési viszony** ill. az ezzel is kapcsolatos **keverék hőmérséklet és nyomás** is befolyásolja. Minél nagyobb a sűrítési (ill. feltöltési) nyomás annál nagyobb gyújtási energiára van szükség. Nagyobb hőmérsékleten ezzel szemben kisebb energiájú gyújtószikra is eredményes lehet. Híg keverék esetén ($\alpha > 1,2$) általában nagyobb gyújtási energiára ill. hosszabb ívtartamra van szükség.

2.1.6.1. A gyújtógyertya és a gyújtószikra

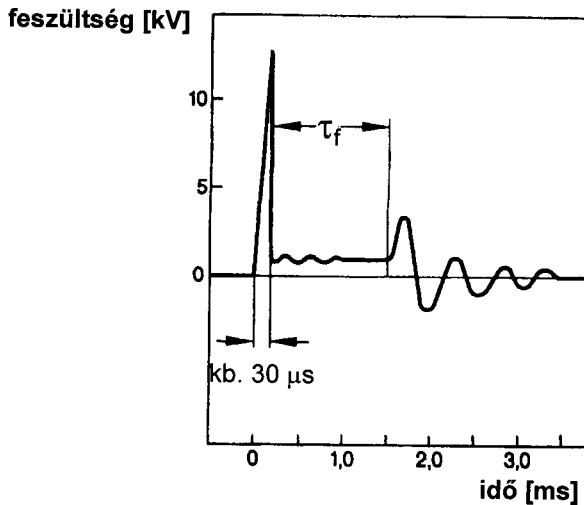
A gyújtógyertya elektródái között a gyújtórendszer által létesített nagy feszültség — 15...30 kV — hatására fellépő ioncsatornában szikrakisülés keletkezik. Ez a kismértékű, de igen nagy hőmérsékletű ív gyújtja meg a környezetében lévő gyulladóképes keveréket. A kisülési csatorna 8 000 ...10 000 °C hőmérsékletű, amely azonban kis térfogatú és a kisülés időtartama is igen rövid. A gyújtórendszer által létrehozott energiát a gyújtógyertya csak részben tudja az ív fenntartására hasznosítani. Jelentős hányada villamos veszteségek, az

elektródákon fellépő hőveszteségek, lökeshullámkeltés, stb. fedezésére fordítódik. A keverék felhevítésére csak az összes energia 15...20 %-a jut.



2.14 ábra. A szikraképződés helye és az ív szerkezete

A gyertya elektródái közötti rés jelentősen befolyásolja a gyújtófeszültség igényt. A **túl kis rés** gyújtófeszültség igénye kisebb, de ebben az esetben a gyertyán fellépő hőveszteségek nagyobbak, romlanak a hőátadás lehetőségei a keverék és az ív között. Túlságosan **nagy rés**nél nagy gyújtófeszültségre



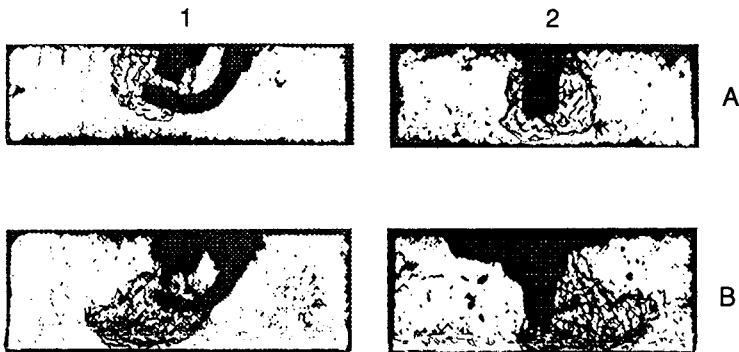
2.15 ábra. A feszültség változása a szikraközben

τ_f : az ív égéstartama

van szükség, amely megkívánja, hogy a gyújtórendszer kellő teljesítménytartalékkal rendelkezzen. Ugyanis a gyertya hosszú üzemideje során nehezedő feltételek esetén — pl. elkormosodás, gyertyahézag növekedés, stb. miatt — teljesítmény tartalék hiányában **gyújtáskimaradások** léphetnek fel.

2.1.6.2. A lángmagképződés és hatása a lángfrontterjedésre

A töltetmozgás, ill. a turbulencia nem csak a keverékképzés jósága tekintetében fontos. Részletes vizsgálatok bizonyítják, hogy a turbulens kinetikai energia — töltetmozgás — nem csak az égés fő fázisában, a lángfront terjedési sebessége szempontjából meghatározó, hanem kifejezetten különös jelentőségű a szikra átívelését követő **lángmag** képződésében is.



2.16 ábra. A lángmag képződés kisebb „A” és nagyobb „B” turbulenciánál, gyújtás után 10 ft^{-al}
(Az 1 és 2 jelű képek egymáshoz képest 90° -al eltérő helyzetből.)

A **2.16 ábra** a gázdinamikában használt résoptikai és gyors képalkotási eljárással készült felvételek alapján mutatja a gyújtógyertya közelében kialakult lángmagot. Látható, hogy az „A” változat, amely egészen kis turbulencia intenzitású keverékmozgás mellett készült, a lángmag viszonylag kis térfogatú. Ezzel szemben a „B” jelű változatnál, amelynél egyező gyújtási feltételekkel, de jelentős kiszorító áramlással jóval nagyobb turbulencia intenzitást hoztak létre, egyező időtartam alatt a képződött lángmag nagyobb térfogatú. Az ábrák szerinti esetben a kiszorító áramlás a lángmagban égő keveréket eltávolítja az elektródáktól, így csökkenti a rajtuk előálló hőveszteséget. Ezen hatás mellett igen fontos, hogy a lángmag így jobban behatol az égéstérbe és meggyorsítja a lángfront kialakulását, ezzel pedig hozzájárul az égéstartam rövidítéséhez.

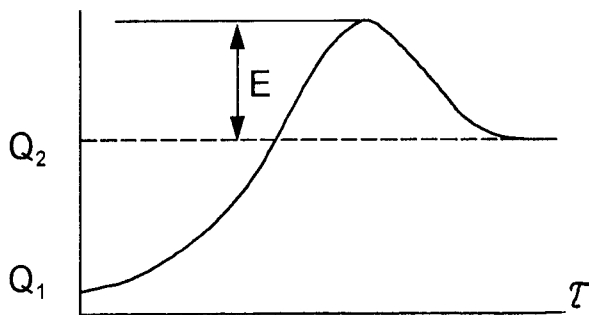
2.2. Az égés jellegzetességei a szikragyújtású motorokban

A belsőégésű motorok mai fejlesztésének fő célkitűzése elsődlegesen az egyre erőteljesebben élesedő emissziós határértékek betarthatóságára és a fogyasztás gyökeres mértékű csökkentésére irányul. A üvegház hatás erősödésére mértékadó CO_2 emissziót a Német Szövetségi Köztársaságban 2005-ig 25 %-kal szándékoznak csökkenteni, amely jelentős erőfeszítéseket követel a motorok hatásfok javítása tekintetében. Mind ez a célkitűzés, mind pedig különösen az emissziók csökkentése az égéssel kapcsolatos folyamatok alapos megismerését igényli.

2.2.1. A láng terjedése, a lamináris láng

A láng terjedésén azt értjük, hogy az éghető keverékben egy helyen a gyújtást létrehozva az égési zóna a keverék egymást követő rétegeiben tovább terjed. A terjedésre vonatkozó elméletek egy része szerint a láng terjedése a lángfronton érvényesülő **hőátadás révén** jön létre. Más elméletek szerint a terjedésben az ún. **aktív centrumok**nak a keverékbe történő **diffúziója** játssza a fő szerepet. Ha az égési és egyéb kémiai reakciók létrejöttében az aktiválási energia szerepét tekintjük, akkor ez a két felfogás azonos eredményekhez vezet.

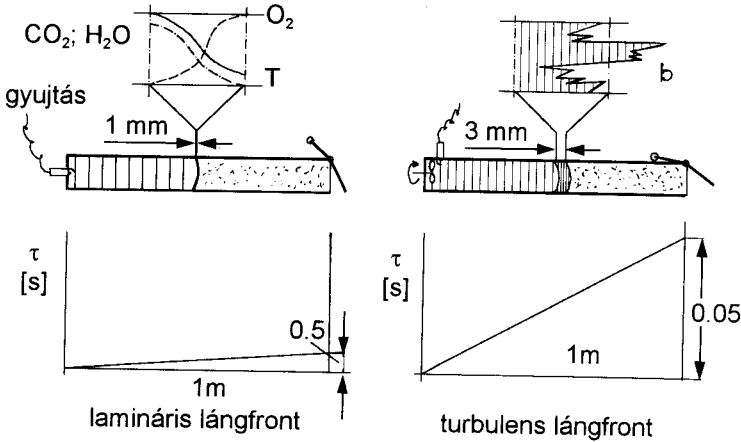
A fizika alapvető megállapításai közé tartozik, hogy a hő a molekulák mozgási energiája. A kémiai reakció-kinetika szerint pedig reakció a molekulák ütközése következtében jön létre, azonban csak akkor ha a molekulák ún. „**aktivált**” állapotban vannak. Ez azt jelenti, hogy a molekulák kötési energiáját csak olyan ütközések tudják megbontani, amelyeknél a kérdéses molekulák **többet mozgási energiával** (E) rendelkeznek. Ezt az energiát **aktiválási energiának** nevezik.



2.17 ábra. Az aktiválási energia magyarázatához

Az aktiválási energiával megnövelt energiájú molekulák létre tudják hozni a reakciót, amelynek során a reakcióhő mellett az aktiválási energia is a rendszerben marad.)

Ha egy zárt csőben (2.18 ábra) nyugalomban lévő éghető gázkeverék van és azt a cső egyik végén meggyújtjuk, akkor a lángfront terjedése során a keverék front



2.18 ábra. A lamináris és a turbulens lángfront terjedésének szemléltetéséhez

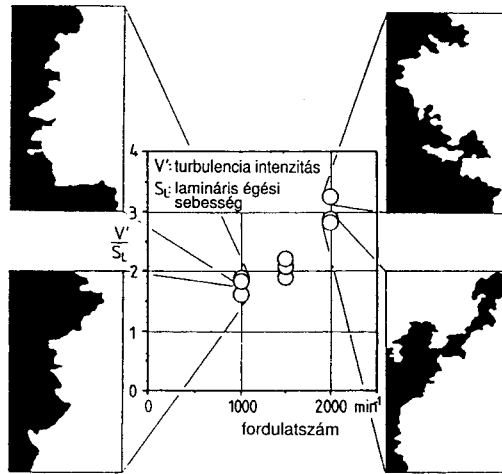
előtti rétegei a hőátadás és az aktív centrumok diffúziója révén felhevülnek és az égési front egyenletes sebességgel halad végig a csővön. Ezt a sebességet **lamináris égési sebességnek**, vagy a **láng normális sebességének** nevezik. (Tekintettel arra, hogy a reakciók itt látszólag a keskeny lángfront haladási irányára merőleges irányban, a felület normálisa irányában „játszódnak le”). A lamináris égési sebességet tehát a reakciók sebessége szabja meg.

2.2.2. A lángfrontsebességet befolyásoló tényezők

A lamináris lángfront sebessége a keverék anyagi minőségétől (pl. benzingőz - levegő keverési arányától) és a kémiai reakciók sebességétől függ. Ha a 2.18. ábra példájául szolgáló csőben a lángfront felületét mesterségesen megbontjuk („b” ábrarészlet), akkor a lángfront sebessége többszörösére növekszik. A lángfront ekkor már turbulenssé válik, a front felülete pedig jelentősen nagyobb lesz. Ennek következtében a felület mentén időegység alatt reakcióba lépő anyagok mennyisége is arányosan növekedik.

A különböző légmozgás-formák különböző turbulenciát hoznak létre, amelyek hatása egyrészt az előzőekben említett módon hat a lángfrontra, másrészt pedig az égési (reakció) sebesség és a transzport sebesség összegeként létrejön

a munkafolyamatra meghatározó jelentőségű **turbulens lángfront terjedési sebesség**. A 2.19 ábra lángfényképezéssel nyert lángfront

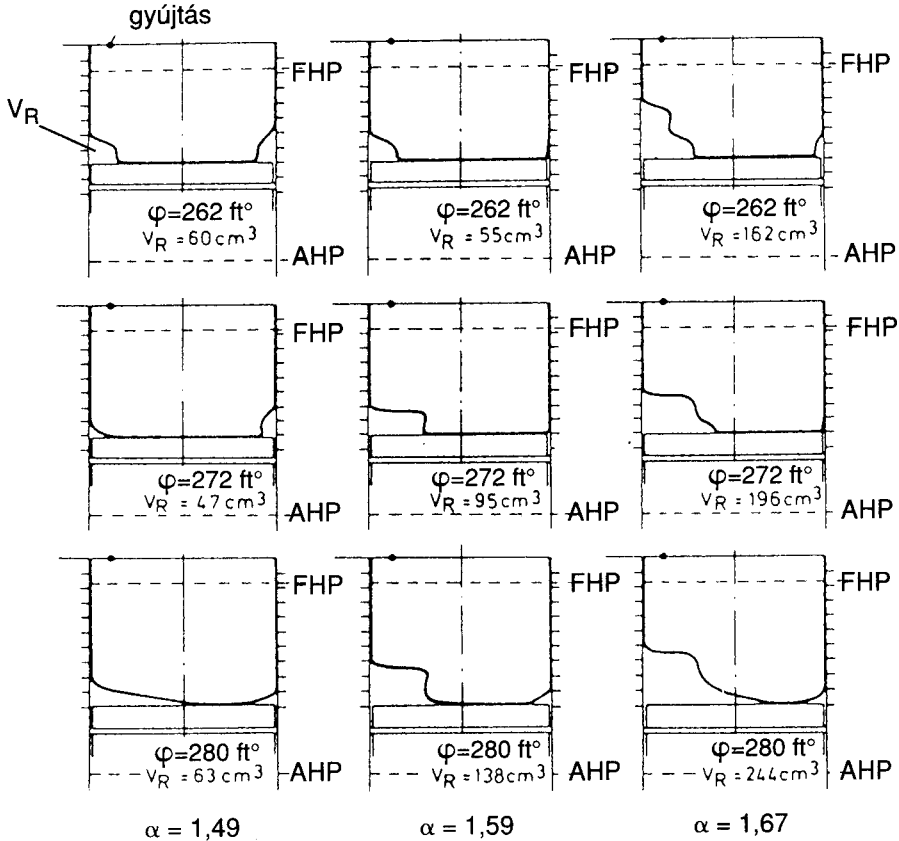


2.19 ábra. Lángfront alakzatok különböző relatív turbulencia-intenzitásnál
 V' — turbulencia intenzitás; S_L — lamináris égési sebesség

alakzatokat mutat különböző relatív turbulencia intenzitás mellett, amely jellemzi a láng felületének nagyobbodását a fordulatszám következtében előálló turbulencia növekedésnél. Az említett kapcsolatok, ill. összefüggések magyarázzák azt a szerencsés körülményt, hogy a **szikragyújtású motoroknál fordulatszám növeléssel való teljesítmény növelésnek az égési feltételek nem szabnak szigorú határt.**

Híg keveréknél a lángfront sebesség csökken, mert ekkor a kisebb hőmérsékletszint következtében a reakciósebesség és így az égési sebesség is csökken. Ekkor a fordulatszám növelés már határt szabhat a teljesítmény növelésnek. Magyarázatul az a kísérlet sorozat szolgálhat, amelyet egy léghűtéses egyhengeres motoron végeztek.

Itt a lángfront térbeli helyzetét megfigyelve azt találták, hogy 1,4-nél nagyobb légviszonynál **lángkialvási zónák** (flame quenching) keletkeztek. A 2.20 ábrán megfigyelhető, hogy növekvő légviszonynál $\alpha = 1,59 \dots 1,67$ az expanzió löketben az égés végéhez közeledve a láng a rendelkezésre álló hengertérfogatot már nem tölti ki. Az ábrán a henger bal oldalához közel ez a kialvási zóna (V_R) nagyobb térfogatú, mert itt a hűtés jellege miatt a hengerfal hőmérséklete kisebb volt.



2.20 ábra. Lángkialvási zónák híg keveréknél

$V_L = 1,6 \text{ dm}^3$; $D=125 \text{ mm}$; $\varepsilon = 8,5$; $n = 1100/\text{min}$; $\lambda_L=0,45$
gyújtáskamra: 7 cm^3 ; $\alpha \approx 1$; benzin

A kísérletek igazolták, hogy

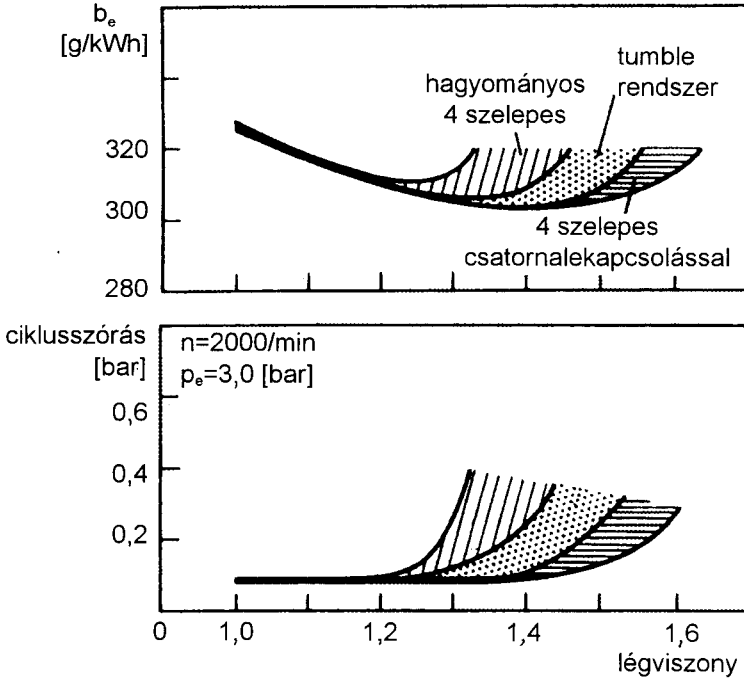
- a híg keverékben a lángfront sebesség csökken;
- nagy légviszonyoknál az expanzió fázisában a még el nem égett keverék-részben láng kialakítási zónák keletkeznek;
- a láng kialakítás következtében a szénhidrogén emisszió erősen növekszik.

2.2.3. Az égéstér kialakításának hatása a motor jellemzőkre

Az égéstér kialakítása szikragyújtású motoroknál igen nagy többségben a hengerfej konstrukcióval kapcsolatos. A szokványos esetekben ugyanis a dugattyútető vagy sík, vagy csak bizonyos mértékben alkalmazkodik a hengerfej

alakjához. Ebben elsősorban a hig-keverékes motorok jelentenek kivételt (lásd 2.2.5.pont).

A **töltetmozgás** (perdület, tumble, stb.) biztosítása rendkívül sokféle konstrukcióval két, vagy több szelepes kialakítással, de mindenképpen elsőrendű követelmény. Hatásukat és fontosságukat illetően már az előző fejezetek adtak tájékoztatást. Itt most két, egymással összefüggő további szempontot szükséges említeni: a **járásegyenletesség** és a **komfort** iránti igényt. A járás-egyenletesség,



2.21 ábra. A keverék hígíthatóságának hatása a fajlagos fogyasztásra és a járásegyenletességre különböző rendszerű turbulenciakeltésnél

vagyis az ú.n. nyugodt motorjárást (fordulatszám stabilitás) ugyan minden üzemállapotban fontos felhasználói igény, de elsősorban az alapjáratban és kis terhelésnél lényeges. Ugyanis itt észlelhető leginkább és az utasok komfortérzetére erős hatással van. A járás egyenletesség elfogadott minősítése az alapjáratban és a kis terhelési indikált középnyomásokra értelmezett **ciklusszórás** értékével történik:

$$S_{pi} = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (p_i - p_{iköz})^2} \quad [\text{bar}]$$

$$\text{ahol } p_{i \text{ köz}} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n p_i$$

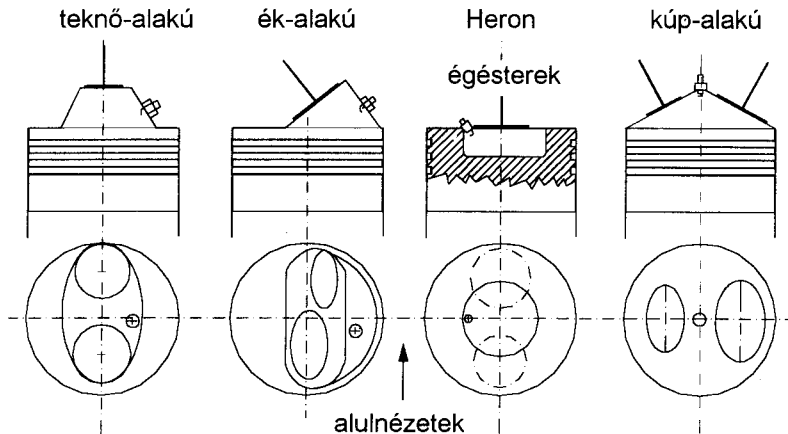
vagy a szórás relatív értékével az ú.n. **ciklus ingadozás**:

$$\frac{S_{p_i}}{p_{i \text{ köz}}} \times 100 \quad [\%]$$

Minél kisebb a indikált középnnyomások szórása, annál egyenletesebb a motor járása, amely különösen lényeges az **alpjáratati stabilitás** szempontjából. Ugyanis jó stabilitásnál csökkenthető az alapjárat fordulatszám, ami mintegy 12 %-os útvonalfogyasztás csökkenés elérését is lehetővé teszi.

2.2.3.1. Az égéstér alakjának hatása

A **kompakt égéstér kialakítást jellemzi** a lehetőség szerint **kis felület/térfogat viszony**, amely a határoló falak melletti töltetre viszonylag csekély hűtőhatást fejt ki. Ezzel a szénhidrogén emisszió csökkenése irányába hat, ami a fejlesztések előterében áll. Ugyancsak kívánatos, hogy a felületek lehetőleg ne legyenek tagoltak viszonylag nagy sugarú szöglet-kerekítéssel. A szeleptányérok a felület síkjához érintőlegesen simuljanak, a szelepülések ne képezzenek szögleteket, vagy táskás jellegű üregeket. Ugyanez vonatkozik természetesen a gyertyafuratra is.



2.22 ábra. Jellegetes benzínmotor égéstér alakok

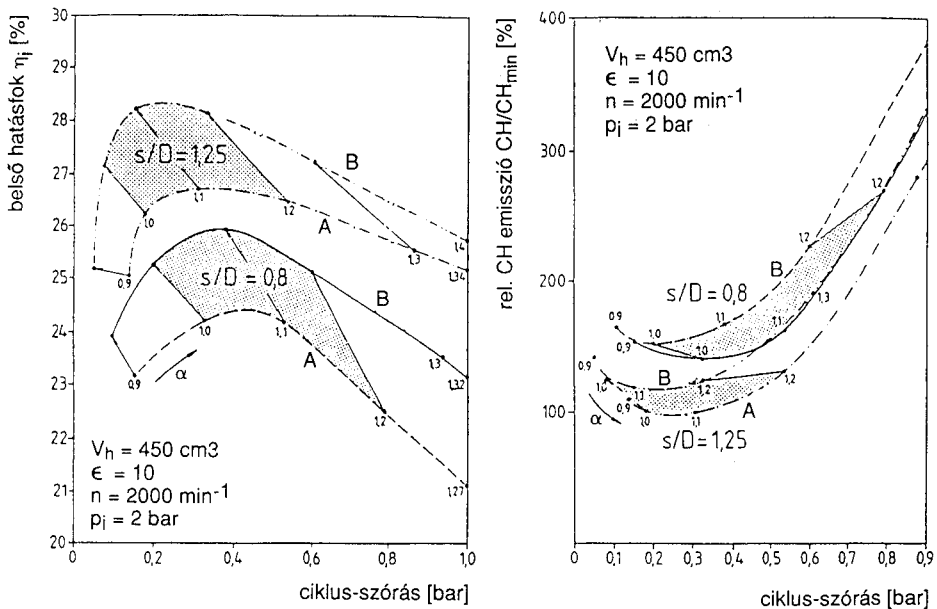
A **rövid lángutak** lehetővé teszik, hogy a lángfront gyorsan betöltse az égéstert, amely szintén a kedvező szénhidrogén emisszió irányába hat, azonban a viszonylag nagy nyomásemelkedés NO_x emissziót növeli. A gyors

égés egyúttal természetesen a kedvező belső hatások elérését segíti, amely hengernként két gyújtógyertya alkalmazásával még hatékonyabbá tehető.

A **pontos geometriai** egyenlőség szükséges a hengerek között, hogy a kompresszió viszonyok azonosak legyenek. Ez lehetővé teszi, hogy az előgyújtás szabályozása valamennyi hengernél egyformán optimális értékre legyen állítható. Természetesen a geometria pontossága azt is jelenti, hogy sorozatgyártásnál a kompresszió viszonyt állandóan a fejlesztés során kialakított értéken lehessen tartani.

2.2.3.2. A hengertér geometriai arányainak hatása a munkafolyamatra

A hengertér geometriai arányainak egyik fontos jellemzője a löket/furat viszony, az s/D viszony. Megfigyelhető a kivitelezett szokványos benzinmotoroknál, hogy a nagy fajlagos teljesítményre törekvés esetén az $s/D < 1$ jellemző, míg a mérsékelt fogyasztásra és emisszióra az $s/D > 1$ viszony elterjedtebb. Különösen az utóbbi években köztudottan — a speciális igények kivételével — az ú.n. hosszabb löketű motorok nagyobb s/D viszonyal uralják az újabb típusokat.

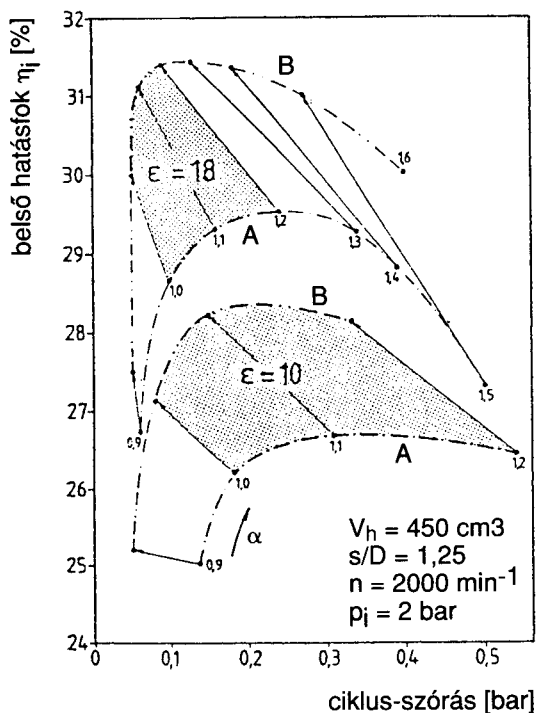


2.23 ábra. A hosszú- és rövidlöketű motor belső hatásfoka, relatív CH emissziója és ciklusszórása különböző égéster alak és légviszony mellett

Egy kísérletsorozat eredményei alátámasztják az említett tendenciák okait. Ennek során egy 450 cm^3 hengerűrtartalmú egyhengeres motornál olyan változatok kerültek vizsgálatra, amelyeknél

- az égéstér egyszer tárcsaalakú sima dugattyú tetővel (A), másszor kiszorító áramlásra alkalmas, kb. 30 %-os kiszorító felület aránnyal (B);
- az s/D viszony 0,8 és 1,25 értékű;
- a légviszony $\alpha = 1 \dots \sim 1,3$ -ig terjed;
- a kompresszió viszony $\varepsilon = 10$ és $\varepsilon = 18$ értékű.

A 2.23 ábrán a kiemelt mezőkön jól megfigyelhető az 1...1,2 légviszony értékek között a kiszorító áramlást eredményező dugattyú, valamint a hosszabb löketű változat előnye mind a **belső hatásfok**, mind a **ciklus-szórás** tekintetében. A belső hatásfok azonos légviszonynál kb. 5 %-kal jobb, ami ezzel egyidejűleg kevesebb **CO₂ emissziót** is jelent. A hosszú löketű változat **szénhidrogén emissziója** mintegy 30 %-kal kedvezőbb.



2.24 ábra. A kompresszióviszony hatása a belső hatásfokra és ciklusszórásra különböző égéstér alak és légviszony mellett

A **2.24 ábra** a nagyobb kompresszió viszony várhatóan jobb belső hatásfokát szemlélteti, azonban különösen feltűnő, hogy a kiszorító áramlás esetén milyen gyorsan növekszik a hatásfok a légviszonnyal (vagyis a keverék szegényítéssel) a ciklus-szórás romlása nélkül.

A **2.23** és a **2.24 ábrákon** a fordulatszám és a p_i indikált középnyomás olyan értékű, amely az emisszió vizsgálati ciklusoknál kitüntetett jelentőségű.

2.2.3.3. A gyújtás helyének befolyása az égésre

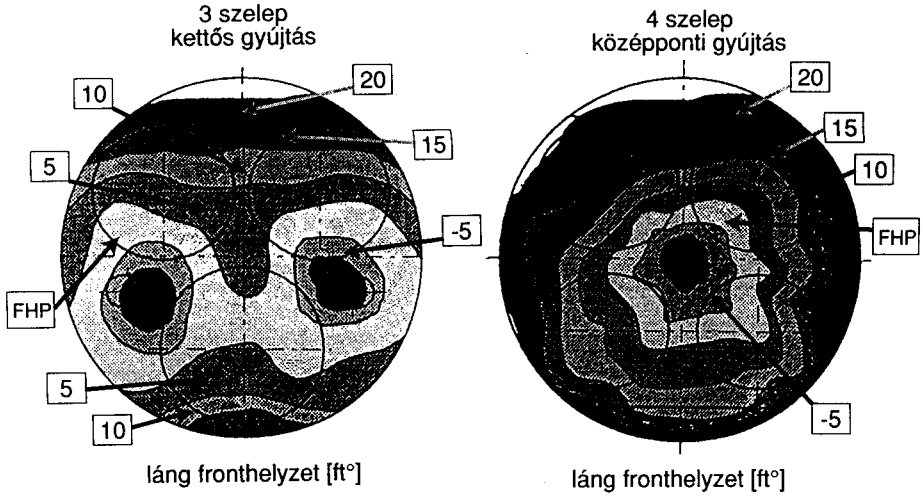
Egyik legfontosabb követelmény a gyújtás helyének kijelölésénél, hogy a **lángfront útja minél rövidebb** lehessen. Ez általában azt kívánja, hogy a gyertya központi elhelyezést nyerjen. Kétszelepes motoroknál ilyen megoldás nem lehetséges, ekkor legalább azt célszerű elérni, hogy a gyertya a kipufogószelep közelében lehessen. Így legnagyobb az esély a túlhevült ún. véggázban előálló öngyulladás, a **kopogás** elkerülésére.

Ugyancsak fontos követelmény — mint arra már a keverékképzés és légmozgás vonatkozásában említés történt —, hogy gyertya elektródái tartományában minden üzemállapotban **gyulladóképes keverék** legyen (lásd: lángmagképződés).

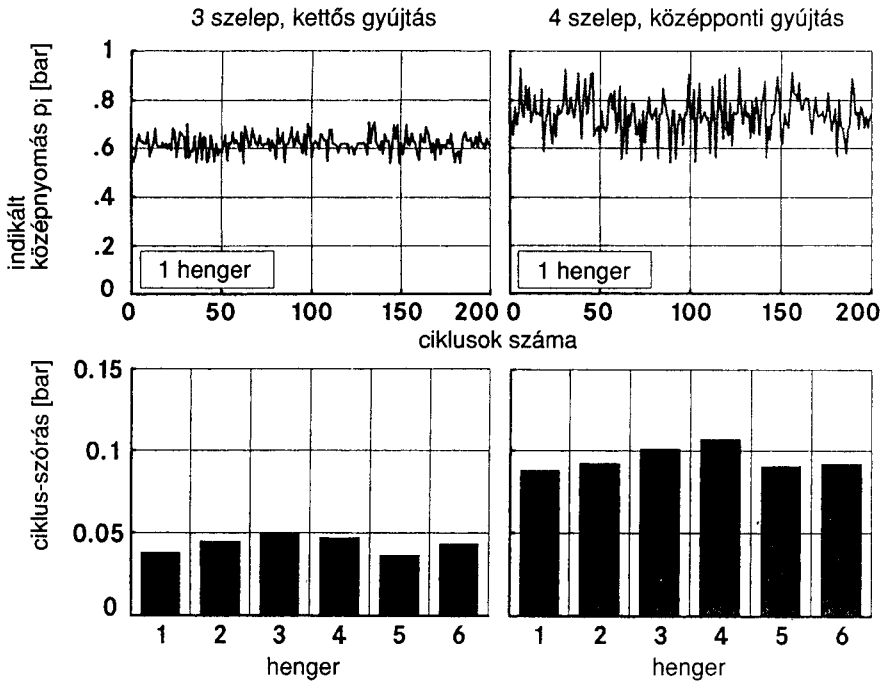
A gyújtás helyével kapcsolatban új szempontok adódnak a hengerenként négyszelepes és háromszelepes motorok esetében. Bár a 80-as évek végétől világszerte a legjobban elterjedten alkalmazzák új motoroknál a négyszelepes megoldást. Késéskívül egy kipufogószelep esetén nagy fordulatszámoknál valamelyest növekszik a gázcsere munka, azonban a kisebb kipufogócsatorna felület és a gáz itteni lehülésének csökkenése következtében a katalizátor gyorsabb felmelegedése emisszió csökkenéssel járhat együtt.

A háromszelepes hengerfej azonban lehetővé teszi két gyújtógyertya alkalmazását a kedvező elhelyezhetőség eredményeként. Ekkor ez egy teljesen elektronikus — elosztó nélküli — gyújtórendszer alkalmazása mellett igen kedvező hatású lehet, mert sokkal egyenletesebb égést és ezzel jobb hatásfok elérését teszi lehetővé. A kettős gyújtás még a nagyobb maradék gáz tartalom mellett is jó égési stabilitást tesz lehetővé.

A **2.25 ábra** egy középponti és egy kettősgyújtású, négy- és háromszelepes motor hengertérében mutatja a lángfrontok helyzetét, a forgattyú jellegzetes szöghelyzeteinél. A kettősgyújtásnál a lángfront sokkal hamarabb betölti az égésteret, mint az egyszeres gyújtásnál. A kísérletek tanúsága szerint egyedül ez a körülmény mintegy 20 %-kal csökkenő CH emisszióhoz vezet.



2.25 ábra. Lángfront terjedés középponti és kettősgyújtás esetén

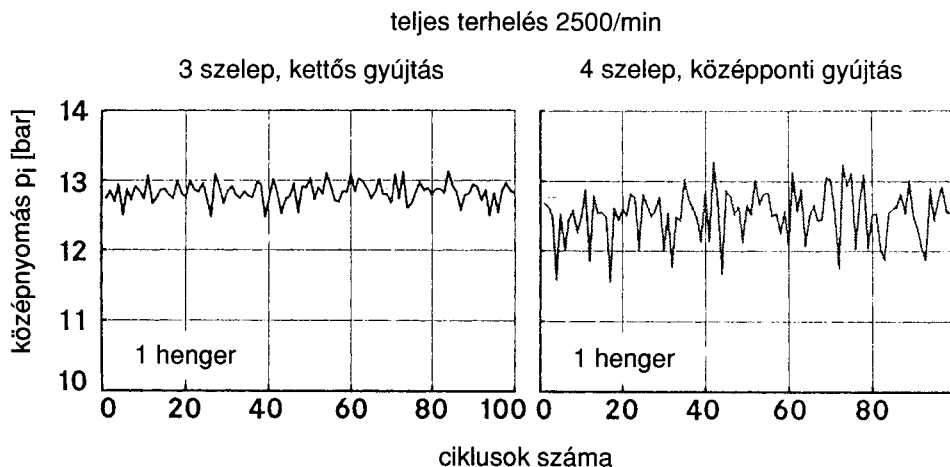


2.26 ábra. Ciklus egyenlőtlenségek összehasonlítása alapjáratnál kettősgyújtás és középponti gyújtás esetén

A 2.26 ábra az alapjárat egyenletességére jellemző összehasonlító mérések alapján azt mutatja, hogy kettősgyújtásnál mennyivel kisebb eltérések vannak a ciklusok indikált középnyomásai között 1 henger esetén (az ábra felső diagramjai), mint a középponti gyújtásnál. Mintegy kétszeresen nagyobb a ciklus-szórás középponti gyújtású motornál az összes hengert figyelembe véve is (alsó ábrarészlet). Ez a már említett komfort igények kielégíthetőségének javítása mellett kisebb alapjárat fordulatszámot és ennek megfelelően fogyasztás javulást is eredményezhet.

A 2.27 ábrán a kettős gyújtásnál teljes terhelésnél elérhető mintegy 0,5 bar indikált középnyomás ingadozással ellentétben középponti gyújtás esetén 1,2...1,5 bar ingadozás is felismerhető. A ciklusok jobb stabilitása még nagyobb maradékgáz mennyiség mellett is elérhető. Ez különösen az emisszió csökkentési módszerek közé tartozó kipufogógáz visszavezetés alkalmazásának kedvezőbb lehetőségét jelenti.

A kettős gyújtás hátrányai közé sorolható a több alkatrész-igény nagyobb költsége. Ezt azonban kompenzálhatja az elektronikus gyújtórendszer, amely mozgó alkatrészek nélküli nagyfeszültségű gyújtáselosztást és csak egyetlen kettős gyújtótekerccset igényel.

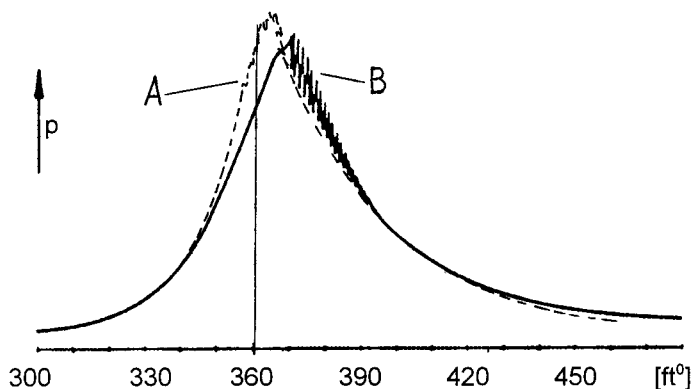


2.27 ábra. Ciklusegyenlőtlenségek összehasonlítása teljes terhelésnél

2.2.4. A rendellenes égés: kopogás

A szikragyújtású motorok hatásfoka elvileg erőteljesen javítható a kompresszióviszony növelésével. Ennek azonban határt szab az az égési rendellenesség, amit a jelenséget kísérő hanghatásra utalva **kopogásként**

említ a szakirodalom. Az ilyen üzemállapotban lezajló folyamatok rendkívül gyorsak, ezért mibenlétüket illetően még ma is vannak feltárandó körülmény részletek, amelyekben a kutatók véleménye még nem teljesen lezárt.



2.28 ábra. Nyomás a hengerben rendellenes égésnél
A - korai gyulladás izzó felületről B - kopogásos égés

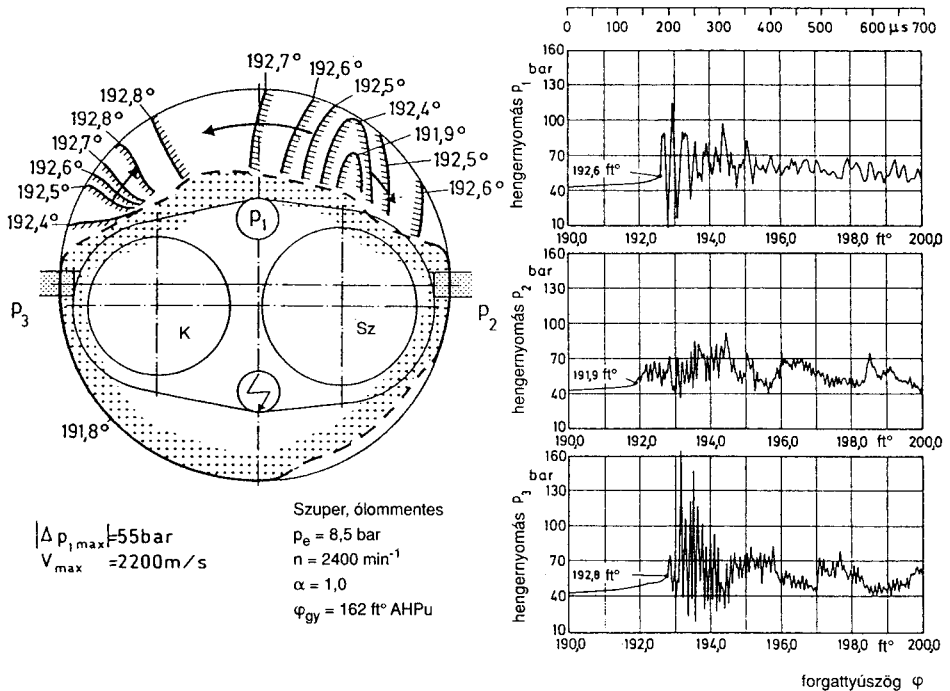
Az égésfolyamat rendellenes lefolyásának egyik megnyilvánulása a **korai gyulladás**. (2.28 ábra) Ebben az esetben a keverék meggyulladás nem a gyújtószikra által jön létre, hanem az égéstér valamely erősen felhevült részének (pl. gyertya elektródák, kipufogószelep tányér, koromlerakódás izzó része, stb.) hőhatása következtében. Ilyenkor az izzó felület a keverék öngyulladását idézi elő, ahonnan lángfront indul el. Az égés azonban már a kompresszió ütemben, jóval a szikra átívelése előtt zajlik. Mind a hőfejlődés, mind a folyamatban levő kompresszió következtében a nyomásemelkedés sebessége és a csúcshőmérséklet is növekszik. A motorból ilyenkor hallatszó zaj alapján az angol szóhasználatban ezt a jelenséget „**rumble**” (dörgés, dörömbölés) megnevezéssel illetik.

2.2.4.1. A kopogásos égés és hatása a motorra

A gyújtás után a lángfront haladása során a még el nem égett részek a front hatása és a nyomás növekedése miatt gyorsan felhevülnek. Ebben a térfogatban a részben aktivált centrumok nagy koncentrációja jön létre, amelyek öngyulladásához további lényeges nagyságú aktiválási energiatöbblet nem szükséges. Így a lángfront előtti tér-részben **öngyulladás** jön létre, majd innen igen gyors lángfrontok indulnak ki, amelyek hatása a még el nem égett égéstér részekben további lángfrontokat váltanak ki. (Az a körülmény, hogy ebben az esetben egy szuper gyors spontán öngyulladásról lehet szó, vagy a keletkezett detonációs hullám által keltett gyulladásról, még nem kellően tisztázott.)

A 2.29 ábrán egy kísérleti egyhengeres motoron különleges, többszörös fényvezető-technikával készült lángfront terjedési vizsgálatok képe látható. A motor teknő alakú égéstere és szelepei, valamint a gyújtógyertya helyzete is be van jelölve, továbbá a turbulens lángfront helyzete szaggatott vonallal és pontozott kerületi résszel határolt. A p_1 ; p_2 ; p_3 ; jelölésű helyeken nyomásmérők voltak elhelyezve.

Az ábra egy tipikus erősen kopogó munkafolyamat képe. A láng körvonala egy gyors lángterjedésre utal a gyújtógyertyával szemben fekvő kiszorító felület szélén 191,9 ft°-kal az AHP után. Ez kb. 28 m/s lángsebességnek felel meg. Innen a láng 192,4 ft°-ig mérsékelten nagy, ezt követően igen nagy sebességgel terjed a nyíl irányában. A legnagyobb lángfront sebesség a 192,6 és a 192,8 ft° közötti intervallumban mutatkozik, mintegy 2 200 m/s értékkel. Ez az elégetlen keverék állapotára vonatkoztatva kb. négyszeres hangsebességnek felel meg.



2.29. ábra. Nagyon erősen kopogó égés képe kísérleti motor lángfrontjairól és nyomásdiagramok az égéster három helyén

A lángfront felvételekkel azonos időben készült nyomásdiagramok szerint, az első nagy frekvenciás nyomásemelkedés 191,9 ft°-nál a „2” jelű mérőhelyen, a

következő az „1” jelű mérőhelyen 192,6 ft^o-nál, azaz 0,7 ft^o-kal, vagyis 48,6 μs-kal később jelenik meg. A „3” jelű mérőhelyen az első meredek nyomásemelkedés 192,8 ft^o-nál, azaz 0,9 ft^o-kal, vagyis 62,5 μs-mal a „2” jelű mérőhelynél fellépő nyomásugrás után jelentkeznek. A nyomás amplitudókat összehasonlítva az mutatkozik, hogy a kopogásnál fellépő nyomáshullám az égéstéren való áthaladás során erősödik.

A kopogás tartós fennmaradásakor tapasztalatok szerint a motor súlyosan károsodik: leég a dugattyú pereme; a gyűrű horonyba besűrűsödik a gyantásodó kenőolaj, ezért a gyűrű mozgása és tömítőhatása gyengül, vagy megszűnik; a gyűrűk közötti gát eltörik; esetleg a dugattyútető átég, stb. Ennek oka az erősen megnövekvő hőátmenet — hőáramsűrűség — az égésteret határoló alkatrészekben. A hőáramsűrűség növekedést indokolja az a nyomásnövekedés, amelyet az ábra diagramjai is szemléltetnek. Ugyanis a gáz és a falak közötti hőátadási tényező kb. a nyomás 0,8 -adik hatványával arányos és természetesen ugyanilyen arányban változik a hőáramsűrűség (W/m²/K) is. A diagramokon megfigyelhető, hogy a kopogásos égés mindig a FHP után indul meg, a nyomáscsúcs környékén.

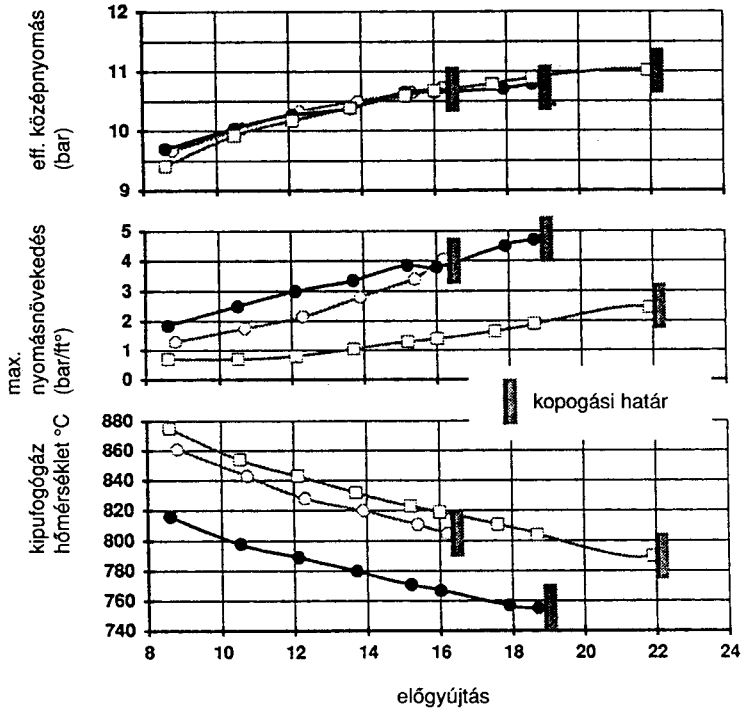
2.2.4.2. A kopogásos égés elkerülésének lehetőségei

A legismertebb mód a kopogásttűrő, nagyobb oktánszámú tüzelőanyag használata. Ennek növelése mind gazdasági, mind technikai korlátokba ütközik. A lángfront előtt összenyomódó keverékben — az ún. vég-gázban — az öngyulladásreakciók adott nyomás és hőmérséklet mellett bizonyos gyúlési késedellel jönnek létre. Ha a turbulens lángfront gyorsabban futja be az égésteret, mint a véggáz ezen állapotok melletti gyúlési késedelmé, akkor az öngyulladás nem jöhet létre. Ezért a kopogásra való hajlamot csökkenti a **gyertya és az égéstér legtávolabbi része közötti távolság csökkenése** a lángfront terjedési sebességének növelése a **keverék turbulenciájának növelése** révén. Ez utóbbira az **égéstér alakjának** is hatása van.

A **gyújtás időzítése** jelentősen befolyásolja a fajlagos fogyasztást, az emissziót és a teljesítményt, mindezek pedig a légviszony, az üzemiállapot, stb. szerint más gyújtási időpontban kedvezőek. Mind a fogyasztás, mind a teljesítmény szempontjából általában a korai — FHP előtti — gyújtás kedvező. Ekkor azonban pl. meleg környezet és motor mellett a kopogásos égés könnyebben előállhat még az egyébként helyesen beállított gyújtásidőzítés esetén is.

Ennek oka az előzőekből következően hogy a **véggáz hőmérséklete** és a nyomás növekszik. Ezért a korszerű elektronikus motorvezérlő rendszereknél

a kopogást által előidézett motortest rezgéseket felfogó kopogás érzékelőket építenek a motorra, amelyek jeleinek alapján a vezérlő rendszer az előgyújtást csökkenti. A kopogásos égés megszűnésével a vezérlés a gyújtást fokozatosan az eredeti időzítésre állítja vissza.



2.30 ábra. A kopogás nélküli nagyobb előgyújtás hatása a motor egyes jellemzőire
 korábbi széria motor
 javított hengerfej hűtés
 javított turbulencia

2.2.5. A hígkeverékes és a közvetlen befecskendezésű benzin motorok

A motortervezők régi kívánsága, hogy a benzinmotorok előnyeit — nagy fajlagos nyomaték és teljesítmény, füstmentesség — a dízelmotorok kis részterhelési fogyasztásával kombinálhassák. Ennek teljesülése benzinmotoroknál közvetlenül a hengerbe történő tüzelőanyag befecskendezéssel és részterhelésnél a fojtás elhagyásával jöhet szóba. Utóbbi más fogalmazásban azt jelenti, hogy részterhelésnél a légviszonyt alaposan meg kell növelni, különösen alapjárat-

nál, vagy annak közelében. A fenti igények teljesüléséhez tehát két különválasztható műszaki követelményt kell teljesíteni:

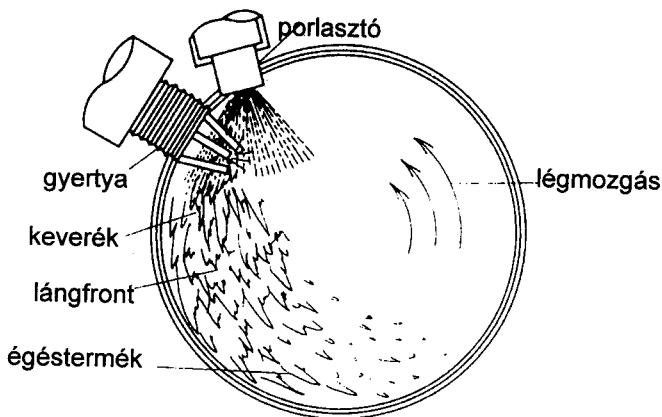
- a benzint nagy nyomáson, nagy hőterhelésnek kitett porlasztóval kell finom cseppekre bontva befecskendezni;
- a nagyon híg keveréknél is biztos gyújtást és megfelelően gyors égést kell megvalósítani.

Ezekre már a 2.1.2 és a 2.1.3 pontokban is utalás történt.

A benzin **közvetlen befecskendezésével** már több, mint fél évszázaddal ezelőtt szériamotorok készültek, **repülőgépekhez** mind folyadék-, mind léghűtéssel. Ezeknél még a rendelkezésre álló dízel befecskendezési technika volt az alap, amelynél a híg keverék még szóba sem jöhetett. Az itt szerzett tapasztalatok alapján később **versenymotorok** is készültek, amelyek szintén sikeresek voltak. Természetesen ezekben az alkalmazásokban a fogyasztás csak sokadrangú szempont volt.

A „köznapi” benzinmotoroknál a kezdeti időben azonban a közvetlen befecskendezés már főleg a fogyasztás csökkentésére irányult. A korai próbálkozások az 1950-es évekre tehető, amikor pl. az ún. **Texaco eljárással** mintegy 40 %-os fogyasztáscsökkenést sikerült elérni a részterhelési tartományokban, az akkori fogyasztási értékekhez képest.

Szokolik és Vojnov 1958-ban ismertették kísérleteiket hígkeverékes motorjukról, amely ún. „fáklyagyújtású”, előkamrás motor volt és mintegy $\alpha = 2$ légviszonnyal a szokásosnál kisebb oktánszám igénytel működött. szerkezeti bonyolultsága miatt csak csekély darabszámban gyártották.



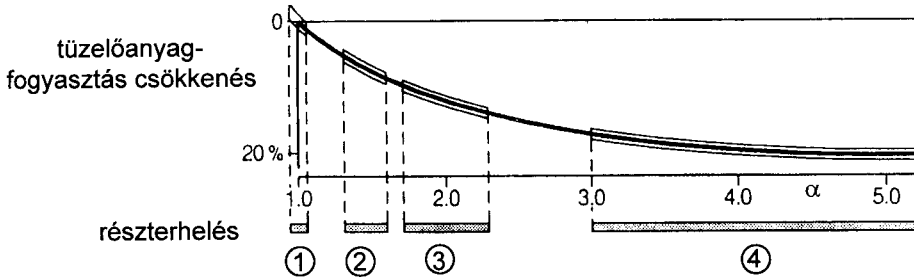
2.31 ábra. A Texaco réteges égési eljárás

2.2.5.1. Hígkeverékes benzinmotorok szívócsőbefecskendezéssel

A közelmúltig szinte kizárólagos elsőbbséget élvezett a benzinmotor fejlesztési tevékenységben a károsanyag-emisszió csökkentés. Újabb azonban a **fogyasztás csökkentésére** egyre nagyobb figyelmet szentelnek. Ennek több oka van:

- a **kisebb fogyasztás** közvetlenül növeli a jármű használhatóságát, hiszen a kívánt szállítási teljesítmény **kevesebb költséget** igényel és adott tüzelőanyag tartállyal a jármű **hatótávolsága** növekszik;
- a környezet védelmét szolgáló törvényi előírások várhatóan bevonják a korlátozások körébe a tüzelőanyagfogyasztást a meglegházhatást elősegítő **CO₂ emisszió csökkentése** érdekében.

A 2.32 ábra szemlélteti a híg keverék hatását a fogyasztás csökkenésre, ami egyben arra is utal, hogy a hígkeverékes motor nem csak közvetlen (DI) befecskendezéssel valósítható meg, bár hatását tekintve a szívócső befecskendezésnél meg kell elégedni szerényebb mértékű csökkenéssel is. A homogén hígkeverékes rendszerrel, a szokványos alacsony nyomású benzin befecskendezéssel részterhelésnél mintegy 1,6 légviszonyú üzem még lehetséges. Az így elérhető fogyasztáscsökkenés maximum kb. 8 %.



Rendszer	$\alpha = 1$ homogén (1)	híg homogén (2)	(3)	híg töltetregzés (4)
befecskendezés	szívócsőbe	szívócsőbe	szívócsőbe a szelep közelébe	közvetlenül a hengerbe
jellemzők	háromutas katalizátor	szokványos befecskendező rendszer	szokványos befecskendező rendszer, kiterjesztett üzemi tartomány, mérsékelt töltetregzés	legjobb lehetséges megoldás
korlátok		CH, NO _x emisszió és egyenlőtlen járás, ciklus-ingadozás		

2.32 ábra. Különböző hígkeverékes módszerek fogyasztáscsökkentési lehetőségei

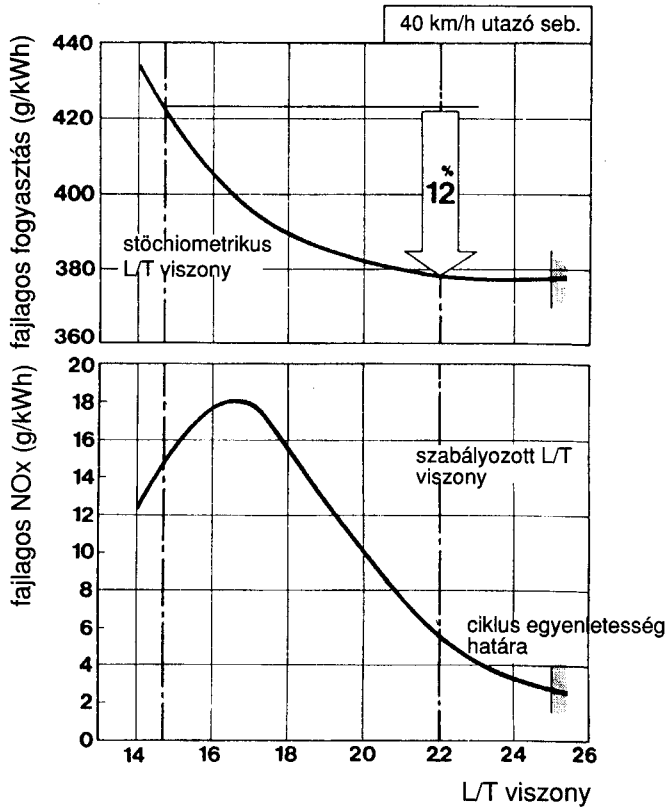
Ha a szívócsatorna — szelep — hengerfej — gyújtógyertya egymáshoz viszonyított kedvező elrendezésével sikerül megvalósítani a keverék olyan rétegződését, hogy részterhelésnél a gyertyához gyulladóképes, dús keverék jusson, akkor mintegy 2,2 átlagos légviszony melletti kb. 12 %-os fogyasztás csökkenés elérhető. E mellett azonban lényeges, hogy a ciklusok közötti egyenlőtlenség, a ciklus szórás — a keverék képzésnél sztochasztikusan fellépő eltérések miatt — ne legyen nagyobb 0,1...0,2 bar-nál, mert ez együtt jár a szénhidrogén emisszió túlzott növekedésével.

A híg keverék gyulladó készségét elősegítő levegőmozgást a **Honda VTEC-E** (VTEC-E: **V**ariable **V**alve **T**iming and **L**ift **E**lectronic **C**ontrol) szelepvezérlési mechanizmusa (lásd **2.5 ábra** és 4. fejezet) perdületes szívási áramlással hozza létre MPI benzin befecskendezés mellett a részterhelési, illetve az alsó fordulatszám tartományban. Itt kb. $\alpha = 1,5$ légviszonyt sikerül megvalósítani, aminek eredményeképpen **12 % fogyasztáscsökkenést** érnek el a sztöchiometrikus keverési arányú változathoz képest.

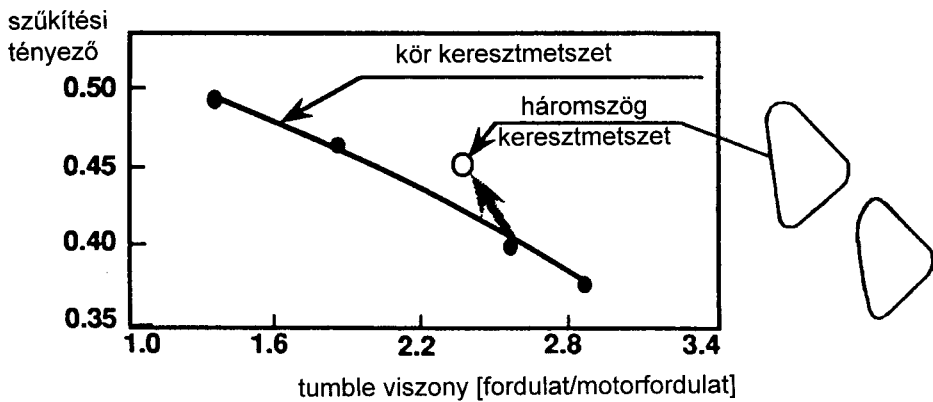
A motor menedzsment rendszer kialakítása a további $\alpha = 1,0$ változathoz képest kiegészült a szelepek **örvényszabályozásával**, a kipufogógáz visszavezetés (**EGR**) szabályozással és egy igen érzékeny levegő/ tüzelőanyag viszony szabályozással, amely utóbbit egy **lineáris lambda szonda** jelennek a vezérléshez való visszacsatolása létesített. A kedvező fogyasztás mellett a NO_x emisszió felére csökkent, a ciklus egyenlőtlenség hatását pedig az $\alpha = 1,5$ -tel szemben még csak az $\alpha = 1,7$ légviszony jelentette volna.

Az előbbi perdületes légmozgással létesített rétegzett keverékes rendszerrel szemben a **Mitsubishi MVV** típusjelű (**M**itsubishi **V**ertical **V**ortex) motorja szintén két szívószelepes, amelyek közül az egyikben működik a befecskendező porlasztó. Az MVV jelzésnek megfelelően itt a réteges keveréket és a turbulenciát tumble áramlás hozza létre.

A háromszelepes motor két szívócsatornája háromszög keresztmetszetű, amelyek úgy irányítják az áramlást, hogy a tumble örvény (lásd **2.13 ábra**) intenzitása nagy legyen. Ez azt jelenti, hogy az örvény forgássebessége több mint kétszeresen meghaladja a motor fordulatszámát. Mindemellett a csatorna és a szelep átbocsájító képessége jobb mint a szokványos kör keresztmetszetű csatornánál. A háromszög alakú keresztmetszet a **2.35 ábrából** is láthatóan eléri azt a hatást, hogy az ábrán jobb oldali áramcsatorna a keverék hordozója. Ez a körülmény a sűrítési löket végén elálló megerősített turbulencia hatásával együtt a nagyobb biztonságú gyújtást segíti elő. A híg keverékképzésben mind az átbocsájító képesség, mind az intenzív tumble alapvető fontosságú.



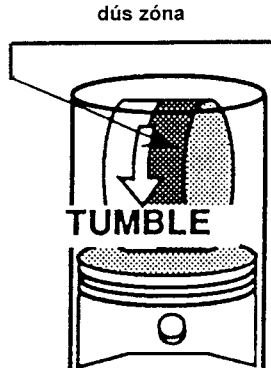
2.33 ábra. A Honda VTEC-E hígkeverékes szívócsőbefecskendezési eljárásával elért eredmények L/T: levegő/tüzelőanyag viszony



2.34 ábra. A Mitsubishi háromszög keresztmetszetű szívócsatornájának áramlási tényezője

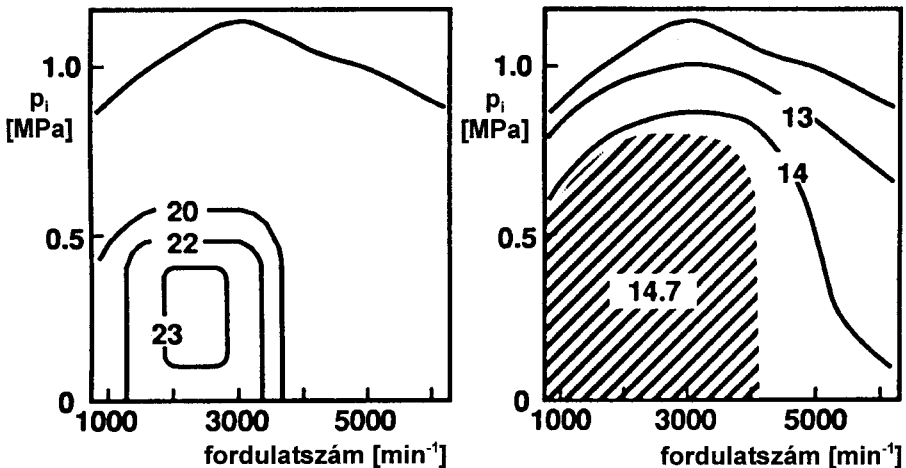
A tumble örvényes hígkeverékes égési rendszerhez **három keverékképzési alapelem** került alkalmazásra:

- a turbulencia fokozása tumble örvénnyel;
- a hengertöltet rétegzése azáltal, hogy csak az egyik csatornában van befecskendezés
- a rétegződött töltés a tumble örvényben is megőrződik.



2.35 ábra. Rétegzett tumble keverékképzés elve (Mitsubishi)

Mivel a henger tengelyére merőleges áramlás igen csekély mértékű, ezért dús keverék csak a henger tengelyével párhuzamos irányban képződik. Tekintve, hogy az áramlás és a rétegződés is a hengerben szinte hordó alakú, ezért a módszert „barrel stratification”-nak, **hordós rétegződésnek** nevezték.



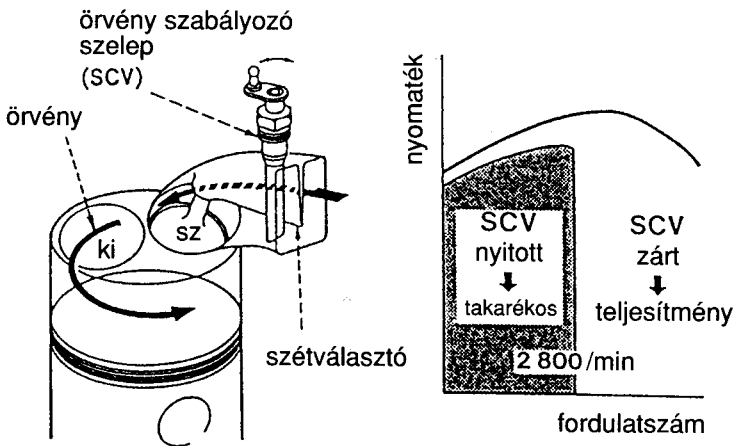
2.36 ábra. Levegő/tüzelőanyagviszony a 2.35 ábra szerinti keverékképzésnél alapjárat (20), részterhelés (23), enyhe gyorsítás (14,7), teljes terhelés (13)

A tumble örvény jellemzője, különösen háztető alakú égéstérnél, hogy a sűrítési löket vége felé — kísérletek szerint kb. 15 Ft° -kal a FHP előtt — az örvény erősen torzul és sok kis apró örvénnyé alakul, amelyek jelentős turbulenciát keltenek. Ennek eredményeképpen a keverék hígítását mintegy $\alpha = 1,8$ légviszonyig is sikerült megvalósítani az MVV motornál még elfogadható járás-egyenlőtlenség mellett.

A járműbe szerelt motor háromutas katalizátorral 100km/h sebességet tartósan futott $\alpha = 1,5$ légviszonynak megfelelő 22-es levegő/tüzelőanyag viszonyú keverékkel. A híg és dús keverékű üzemiállapotok közötti átmenetet, valamint a teljes terhelést a befecskendezés időzítésével szabályozták.

A hígkeverékes Toyota motorok 1984-ben kerültek Japánban kereskedelmi forgalomba, 1,6 literes, négy hengeres két szelepes kivitelben, **első generációként**. Ez már akkor kitűnő alacsony fogyasztású volt, mint két szelepes motor. A **második generáció** 1988-ban már négy szelepes volt és megfelelt az 1990-es német emissziós előírásoknak. A **harmadik generáció** 1991-ben már Európában is forgalomba került, nagyobb teljesítménnyel, jobb fogyasztással és kisebb NO_x emisszióval.

Tanulságos végigkísérni ezeknél a motoroknál a fejlesztés fontosabb lépéseit, amíg a közvetlen benzin befecskendezésű változat is megvalósult. A **2.37 ábrán az első generációs változatra jellemző henger-szívócsatorna vázlatja és a fordulatszám-nyomaték jellegmező látható.**



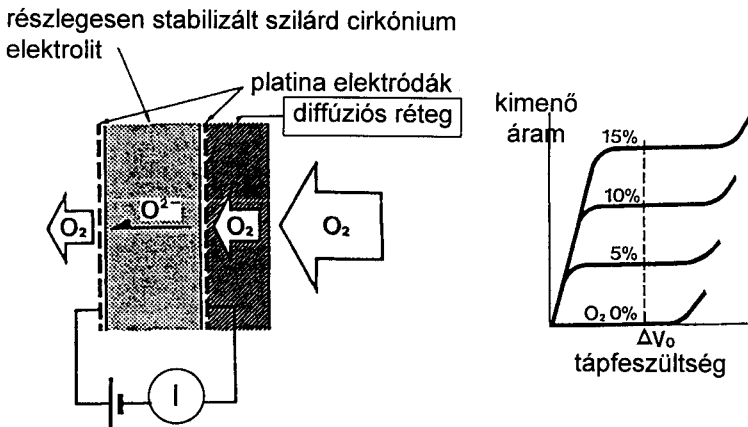
2.37 ábra. Perdületes hígkeverékes szívócső örvényszabályozással (Toyota)

A rendszer főbb jellemzői:

- perdületes (örvényes) szívócsatorna perdület szabályozó szeleppel (SCV = Swirl Control Valve);
- MPI befecskendezés;
- a híg keverék légviszony értékét mérő szonda (hígkeverékes lambda-szonda / LMS: Lean Mixture Sensor /) visszacsatolása.

A szívócsatorna hosszában két részre osztott, az egyik egy csiga alakú **perdület csatorna**, a másik szokványos kialakítású és részben közlekedik az előzővel. A **szabályzó szelep** részterhelésnél záródik és csak a perdülcsonkát hagyja szabadon. Teljes terhelésnél viszont mindkét csatorna részt szabadon hagyja. A perdületviszony zárt szabályozó szelepnél 2,2. (Szárnylapátos módszer alapján; lásd 4. fejezet) Ebben az esetben a még megengedhető nyomaték ingadozásánál $\alpha = 1,7$ légviszonyt sikerül elérni kis terhelésen 1200/min fordulatszámnál.

A változtatható perdületes megoldás mellett — ismereteink szerint elsőként — alkalmaztak olyan **O₂ koncentráció mérő szondát** a kipufogógázból való légviszony mérésre, amelyet az elektronikus vezérlő egységhez csatoltak vissza és amelynek **jelleggörbéje gyakorlatilag lineáris** volt. Ez az **LMS** az O₂ koncentrációval arányos áramjelet tudott szolgáltatni a híg keveréknél.



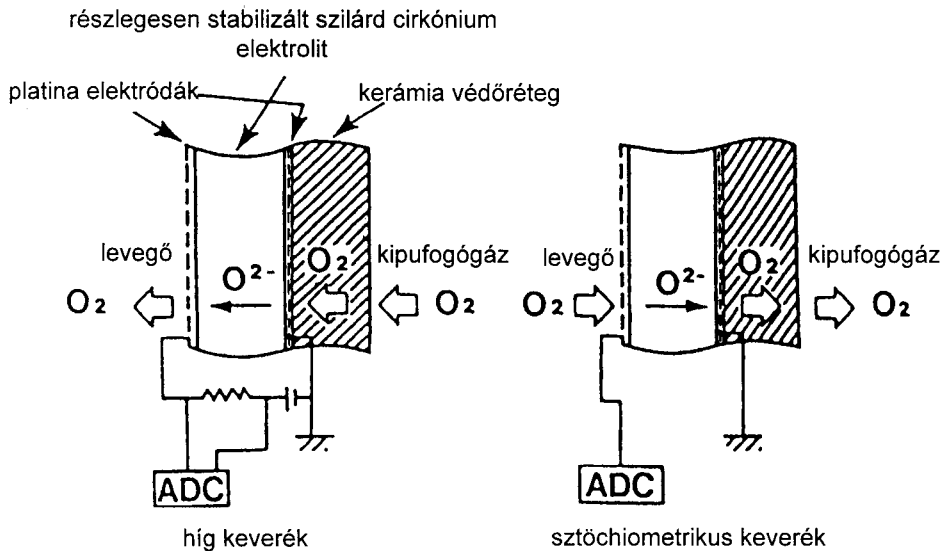
2.38 ábra. Hígkeverékes O₂ szonda elve és kimenő jele

A 2.38 ábra szemlélteti az LMS szonda elvét. A szilárd cirkónium elektroliton a platina rétegekre kapcsolt feszültség oxigén ionokat szivattyúzik át a kipufogógázban lévő O₂-ből. Az oxigén molekulák utánpótlását diffúziós réteg szabályozza, így a mozgó oxigén ionok száma, vagyis az ionáram arányos a kipufogógázban lévő oxigénkoncentrációval.

A második generációs változat 1,6 literes négy hengeres, azonban négy szelepes és mint ilyen, a dugattyú kiszorító felülete elkerülhetetlenül kisebb, mint a két szelepesé. A nagyobb légáramot biztosító csatornák nagyobb teljesítmény elérését teszik lehetővé, de ennek kihasználásához a légviszonyt a dúsabb keverék irányába kell kitolni. Ez azonban már megkívánja három funkciós katalizátor alkalmazását és ami ezzel jár, a sztöchiometrikus lambda szondával való keverékszabályozást.

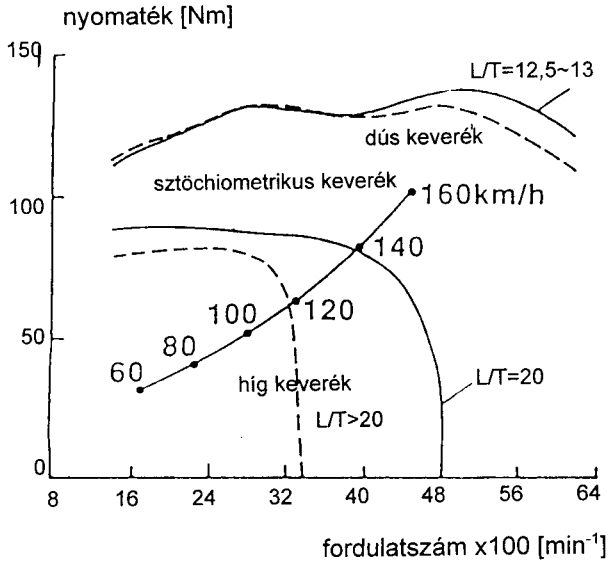
A kettős igénynek megfelelően egy új O_2 szondát fejlesztettek ki, amely **mind a híg, mind a dús keverék szabályozására alkalmas**. A 2.39 ábra szemlélteti, hogy az LMS szonda elvét megtartva ugyanazt a szondát híg és dús keverék kipufogógázához "egyszerű" átkapcsolással lehet használni. Az így lehetővé váló precízebb szabályozás a gázadás és gázelvétel átmeneti állapotainál zökkenőmentes üzemet biztosít.

A harmadik generációs változat ugyancsak négy szelepes, 1,6 literes három utas katalizátorral felszerelt motor, amelynél a szívószelepek csatornái meredekebben csatlakoznak a hengerbe, mint az előző változatnál. A porlasztó a perdület szabályozó szelep után helyezkedik el és a szívócső javított dinamikai hangolása, valamint ellenállásának csökkentése révén a megnövelt sebességű légáram a porlasztott benzint jobb szétbontásáért segíti. (lásd 2.6 ábra)



2.39 ábra. Átkapcsolható sztöchiometrikus és hígkeverékes O_2 szonda elve (Toyota)

Ezek a fejlesztések azt eredményezték, hogy a szabályzó szelep zárt helyzetében 45 %-kal növekedett a légáram, így a szükséges perdületviszonyt is csökkenteni lehetett.



2.40 ábra. A második és harmadik generációs szívócsatorna levegő/tüzelőanyag viszonyainak jellemezője (Toyota) ——— új, - - - - - előző szívócsatorna

A **2.40 ábra** a hígkeverékes üzem lehetőségeit szemlélteti. A motor 4 000/min fordulatszámánál mintegy $\alpha = 1,4$ légviszonynál több mint 50 %-os terhelést képes biztosítani. Ez a jármű szempontjából kb. 140 km/h sebességnek és kb. 6,6 l/100 km fogyasztásnak felel meg. Ez a fejlődési út — a következő fejlesztés útja — vezetett el a **Toyota negyedik generációjához**, amely a **közvetlen benzin befecskendezéssel** ismét jelentős műszaki újdonságokat hozott, további lépéseket jelentve az egyre korszerűbb tulajdonságú személygépkocsi motorok sorában.

2.2.5.2. Hígkeverékes benzinmotorok közvetlen befecskendezéssel

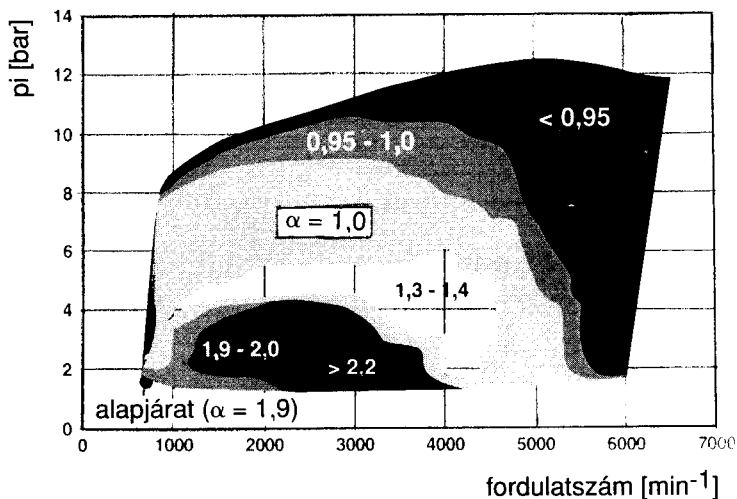
A közvetlen befecskendezés terén Japánban elért sikerek után Európában jelentősen megélénkült a kutatás és fejlesztés. Elemzések alá kerültek az alapvető lehetőségek elsősorban az égésrendszerek tekintetében. Vizsgálták az égéstér alak, a befecskendezés jellege és a légmozgás kapcsolatának módjait, így az ún. sugárvezetéses, falvezetéses és légáram-vezetéses rendszereket (lásd **2.7 ábra**). Ezek eredményeképpen elég általánosan elvileg is

megállapították, hogy a sugárvezetéses megoldás igen kétséges az üzembiztonság és élettartam tekintetében.

Természetesnek mondható, hogy a közlekedésben használt motoroknál a **közvetlen befecskendezésű benzinmotorok** sem tisztán homogén keverékes, sem tisztán híg, réteges keverék képzéses kivitelben nem kerülhetnek alkalmazásra. Ezeknél ugyanis közismerten, **mind a takarékos, mind a nagy teljesítményű üzemet** egyaránt biztosítani kell a motornak. Ez egyértelművé teszi, hogy a gyorsan változó légviszony üzembiztos és gazdaságos kialakítása rendkívül nehéz problémák egyidejű megoldása elé állítja a fejlesztőket.

A fejlesztés súlypontjában a következő kérdések állnak:

- az égési eljárás fejlesztése és optimalása, áramlási és turbulencia paraméterek;
- a befecskendező rendszer és egyes komponensei, befecskendezési paraméterek;
- a gyújtásrendszer és fő egységei, gyújtási paraméterek;
- a kipufogógáz tisztítás technológiája;
- a motorvezérlési rendszer és a motor menedzsment paraméterei;
- az előzőeket megvalósító konstrukciók paraméterei.



2.41 ábra. Közvetlen benzin befecskendezésű benzinmotor légviszony jellegmező

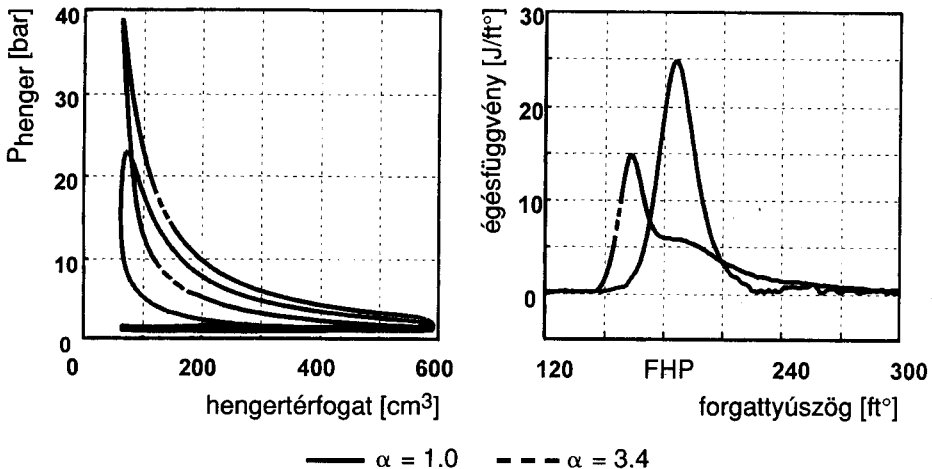
Kísérletek és mérések alapján megállapították, hogy homogén szegény keverékkel jelentős fogyasztáscsökkenést lehet elérni, azonban ugyancsak jelen-

tősen növekszik a nyers NO_x emisszió. Ezt még igen megnövelt mintegy 40 %-os kipufogógáz visszavezetéssel sem lehet teljesen kompenzálni.

Mind az emisszió, mind a fogyasztás és teljesítmény igények szempontjából egy olyan **légvizony jellemzőt** tartanak célszerűnek, amely a következő négy tartományra tagozódik:

- homogén dús;
- homogén $\alpha = 1,0$, kipufogógáz visszavezetéssel;
- homogén $\alpha = 1,0$, kipufogógáz visszavezetés nélkül;
- rétegzett híg keverék, kipufogógáz visszavezetéssel.

Az előzőekben említett európai fejlesztések során kísérleteket végeztek egy homogén és réteges keverékképzéssel működő négy hengeres, négyütemű, $5,4 \text{ dm}^3$ hengertérfogatú és 10,5 kompresszióviszonyú motoron. A termodinamikai analízissel nyert tapasztalatok sokat segítettek a közvetlen befecskendezéses és a hígkeverékes üzemmód, valamint a sztöchiometrikus üzemmód közötti különbségek okainak jobb megértéséhez. (Egyéb égéstéri adatok: két szívócsatorna, enyhe tumble örvény, befecskendezési nyomás 120 bar, kúpos porlasztási sugár a henger középvonalában, speciális gyújtógyertya a porlasztási sugár oldalánál annak közvetlen közelében.)

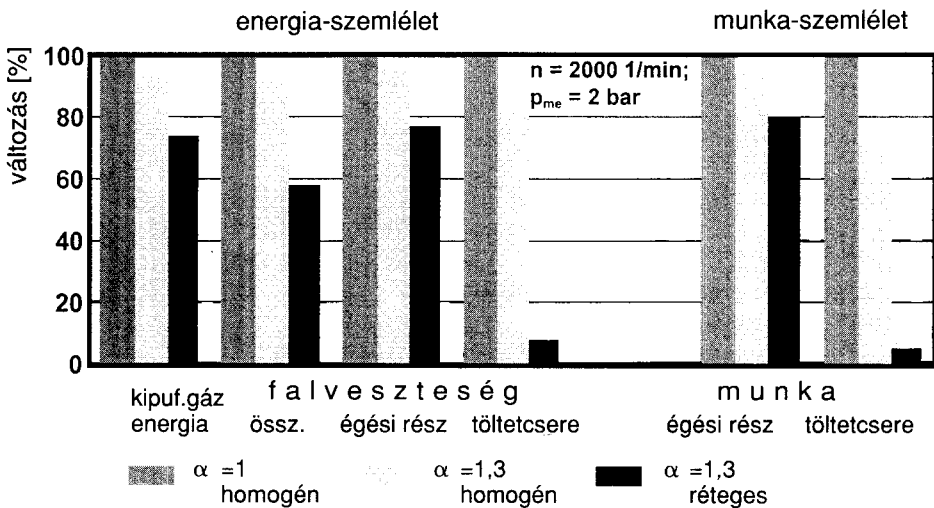


2.42 ábra. Szívócső-, és közvetlen befecskendezésű motor $p - V$ diagramjának és égés függvényének összehasonlítása

A 2.42 ábrán a szokványos szívócső befecskendezés ($\alpha = 1,0$) és a közvetlen befecskendezés ($\alpha = 3,4$) összehasonlításához végzett kísérleti mérések indikátor diagramjaiból látható, hogy kis terhelésnél és fordulatszámnál hígkeverékes esetben a hengernyomás mintegy 16 bar értékkel meghaladja az

$\alpha = 1,0$ -hez tartozó nyomáscúcsot. A nagy légfeszültség következtében csökkenő égési hőmérsékletszint kedvezően csökkenti a NO_x emissziót (2.43 ábra), azonban elég jelentősen növekszik a CH kibocsátás.

A termodinamikai analízis eredményeiből (2.42 ábra) kitűnik, hogy a közvetlen befecskendezésnél az égés egy igen gyors hőfejlődéssel kezdődik, de további része jelentősen elhúzódik. Ez a réteges keverékképzésből következik, hiszen a dús keverékben — a gyújtás közelében — a lángterjedés gyors, míg a híg keverékben a reakciók lassulása miatt a láng front is kisebb sebességű. Az elhúzó égés egyben magyarázza is a CH emisszió növekedését. Ezzel szemben az $\alpha = 1,0$ mellett a szívócső befecskendezésnél az ábrán láthatóan jóval nagyobb a hőfelszabadulási sebesség átlagos értéke.



2.43 ábra. Energia-, és munkavesztések megoszlása eltérő légviszonyú keverékképzésnél

A termodinamikai analízis lehetőséget nyújtott a szívócső-, és a közvetlen befecskendezés energia-, és munka veszteségforrásainak összehasonlítására. Ennek eredményeképpen mennyiségileg is jól láthatóvá válik a hígkeverékes közvetlen befecskendezés fogyasztási előnyeinek forrása. A 2.43 ábra oszlopdiaagramjain követhető három légviszonynál azonos fordulatszám és terhelés mellett a munkafolyamat egyes energia — és munkavesztéseinek megoszlása, amelyek számszerű adatait az $\alpha = 1,0$ szívócső befecskendezést alapul — 100 %-nak — véve a következő oldalon látható összefoglalás mutatja.

A közvetlen befecskendezés termodinamikai előnyei a táblázat adatai szerint a gázcseres veszteség 95 %-os csökkenéséből, a felvesztések 42 %-os csök-

kenéséből és a kipufogási veszteség 26 %-os csökkenéséből tevődnek össze 2000/min fordulatszámnál és 2 bar középnyomásnál.

	Kipufogógáz energia	Falvesztés összesen	Falvesztés gázcseré	Falvesztés főmunkafolyamat	Főmunka folyamat munkája	Gázcseré munka	Összes hatásfok nyereség
$\alpha=1$	alap	alap	alap	alap	alap	alap	alap
$\alpha=1,3$	- 6 %	- 8 %	- 19 %	- 4 %	- 6 %	- 30 %	5 %
$\alpha=3,4$	- 26 %	- 42 %	- 92 %	- 23 %	- 20 %	- 95 %	23 %

Az eredményekből látszik, hogy a vizsgált körülményeknél a közvetlen befecskendezésű motornál a fojtásos szabályzás elmaradása milyen erősen befolyásolja a fogyasztás csökkenést kis terhelésnél.

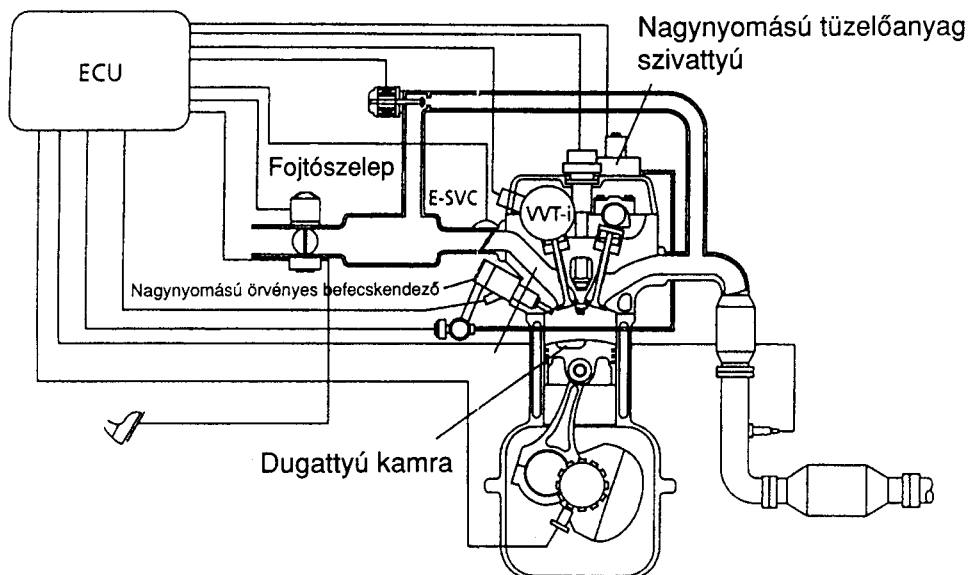
2.2.5.3. Ultraszegény-keverékes DI benzinmotorok

Ultraszegény keveréknek értelmezhető az $\alpha \approx 3...3,5$ légviszonyú keverék, amelynek előállítása közvetlen befecskendezés nélkül már semmiképpen nem valósítható meg. Az ilyen híg keverék elérésének célja, hogy minél jobban megközelíthető legyen a dízel motorok tisztán minőségi — vagyis teljesen fojtás nélküli — szabályozási módja. Ilyen szabályozással a kis terhelés és fordulatszám tartományban — ami a városi közlekedésben túlnyomó többségű üzemállapot — a fogyasztás és vele a CO₂ emisszió csökken.

Mint az az előző fejezetben már ismertetésre került, a Japánban több mint 10 éve folytatott fokozatos fejlesztés eredményeként sok új műszaki megoldás született. Ezeket a Toyota és a Mitsubishi példáján érdemes bemutatni, hiszen ezek már 1996 óta szériagyártásban vannak és nemcsak Japánban kerültek kereskedelmi forgalomba.

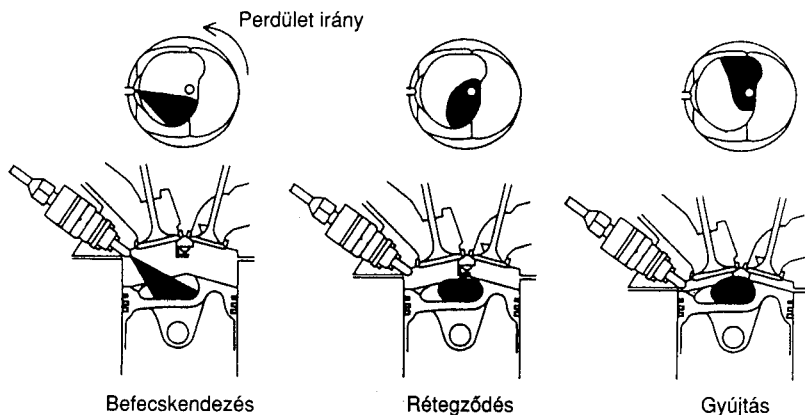
A Toyota D4 a gyártó negyedik generációs hígkeverékes motorja közvetlen befecskendezésű. A motor működési, illetve vezérlési vázlatát a 2.44 ábra mutatja.

Az elektronikus szabályozott örvényszelep (E-SCV) az örvényes (perdületes) szívócsatorna a harmadik generációs változattól maradt a rendszerben. Az égésrendszert természetesen a közvetlen befecskendezésnek megfelelően kellett kialakítani.



2.44 ábra. A Toyota D4 típusú közvetlen befecskendezésű benzinmotorja

Ez a dugattyúban kialakított részben fal-, részben légáramvezetéses rendszernek felel meg. A dugattyúkamra alakját és a befecskendező sugár vándorlását a réteges keverékképzés során a **2.45 ábra** szemlélteti.

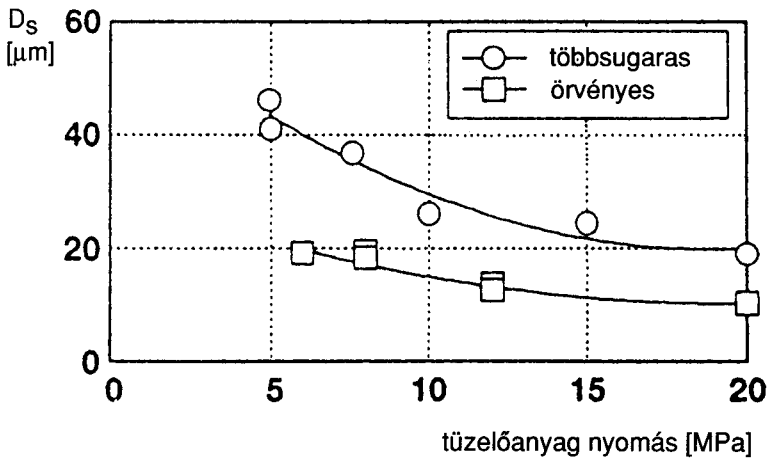


2.45 ábra. A réteges keverékképzés módja a Toyota D4 típusú motorjánál

A sűrítési ütem végén az örvénylő levegőbe finoman porlasztott benzin a gyertyához feldúsulva érkezik. Ez biztos gyújtáshoz vezet annak ellenére, hogy az átlagos keverési arány (levegő/tüzelőanyag viszony) $L/T = 1:5$ értéket ($\alpha = 3,5$) is elérhet stabil égésfolyamat mellett. A benzin a befecskendezéstől

kezdvé intenzíven párolog és párologáshőjével csökkenti a sűrítési véghőmérsékletet. Ez lehetővé teszi az $\varepsilon = 10,0$ kompresszióviszony alkalmazását kisebb oktánszámú tüzelőanyag felhasználása mellett is.

Az égéstér kialakítása mellett a befecskendezést is egy teljesen újszerű, **piezotron rendszerű, elektronikusan vezérelhető porlasztó** biztosítja. Ez tulajdonképpen a korábbi mágneses elvű kb. 120 bar nyomáson dolgozó egységet váltotta fel, amely a fejlesztés során mind négy sugaras, mind örvényes kivitelben kipróbálásra került. (Felépítését lásd 2.8 ábrán.) A rendkívül gyors befecskendezést a több mint 200 bar nyomás tette lehetővé mindkét változatnál.

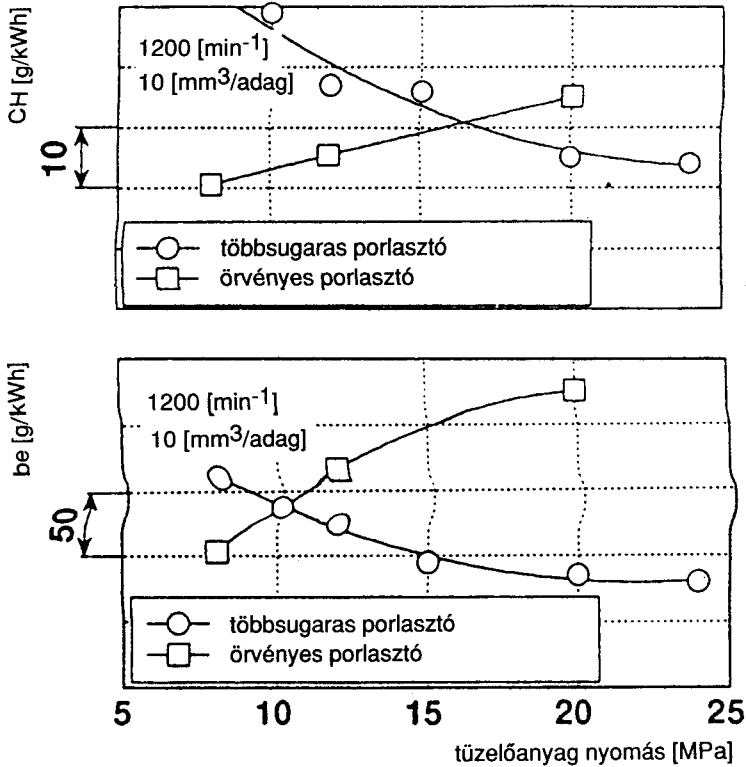


2.46 ábra. A közepes cseppméretek a PZT porlasztási nyomásának függvényében

Megemlítendő, hogy a nagynyomású többsugaras porlasztó a dízelmotorok befecskendező rendszeréhez hasonlít, míg az örvényes porlasztó a gázturbinás sugárhajtóművek égésterében alkalmazott rendszerhez. Az azonban nagy különbség, hogy mindkét említett rendszernél a **tüzelőanyag kenőképessége** nem okoz különösebb nehézséget, míg benzín esetében a megfelelő kenőképesség hiánya komoly **technológiai és konstrukciós problémák** megoldását tette szükségessé.

A 2.46 ábra mutatja a befecskendezési nyomás függvényében a közepes cseppméretek („Sauter” közepes átmérő: D_s ; lásd 2.11 pont és 2.3 ábra), amiből kitűnik, hogy az örvényes porlasztóval egyező nyomás esetén sokkal finomabb cseppek érhetők el. A finomabb cseppek gyorsabban párolognak és ez a tulajdonság homogén keverékképzési zónában igen fontos. Ez az a zóna, amikor a befecskendezés már a szívóloketben befejeződik. Ilyenkor a

párolgáshő hűtő hatása még fontosabb, mint a réteges keverékképzési periódusban (lásd 2.47 ábra) .

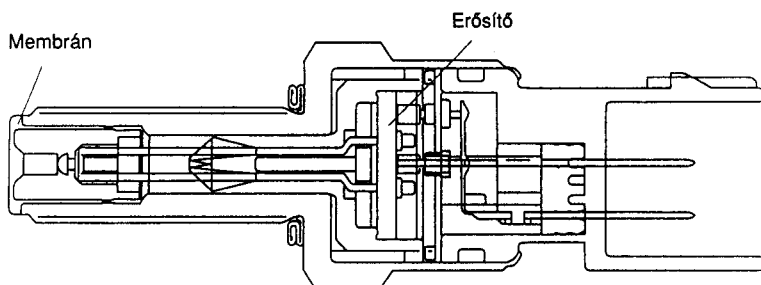


2.47 ábra. A PZT porlasztó többsugaras és örvényes porlasztási módjának hatása a fajlagos tüzelőanyag fogyasztásra és a CH emisszióra

A többsugaras és az örvényes porlasztó bizonyos mértékig eltérő tulajdonságokat eredményez a motornál egyrészt a porlasztó előtti nyomás, másrészt az effektív közép nyomás változásakor. A 2.47 ábra azt mutatja, hogy kis motor fordulatszámánál a befecskendezési nyomás növekedésekor mind a fogyasztás, mind a CH emisszió tekintetében az örvényes porlasztó előnyös. Hasonló, bár kisebb mértékű hatás érvényesül nagyobb fordulatszám és terhelés esetén is.

A gyors befecskendezést lehetővé tevő porlasztó révén megvalósítható a réteges és homogén keverékképzésű zónák közötti átmenet. Ezekben a befecskendezés egy része a szívó ütem során, másik része a sűrítés utolsó szakaszában történik.

A D4 motoron a szívószelep mind a terhelés, mind a fordulatszám szerint változó vezérlésű (VVT-i rendszer, lásd 4. fejezet), ezenkívül a kipufogógáz visszavezetés (EGR: Exhaust Gas Recirculation) is szabályozott. Mindez az NO_x emisszió csökkentése érdekében (is) kedvező hatású. Azonban az egyre szigorúbb emissziókorlátozási határértékek miatt a **hármass hatású katalizátoron kívül** még a maradék NO_x redukálására egy váltakozó üzemmódban működő ún. **tárolóredukációs katalizátor** is tartozik a motor rendszerébe. A gyulladási határ biztos megtartására az égési nyomás folytonos ellenőrzése szolgál. Ezt az égéstérben elhelyezett érzékelő közvetíti a vezérlő egységbe. Ha a nyomásmérő a szükségesnél kisebb nyomást érzékel, akkor a vezérlő egység kissé dúsabb keveréket biztosít.



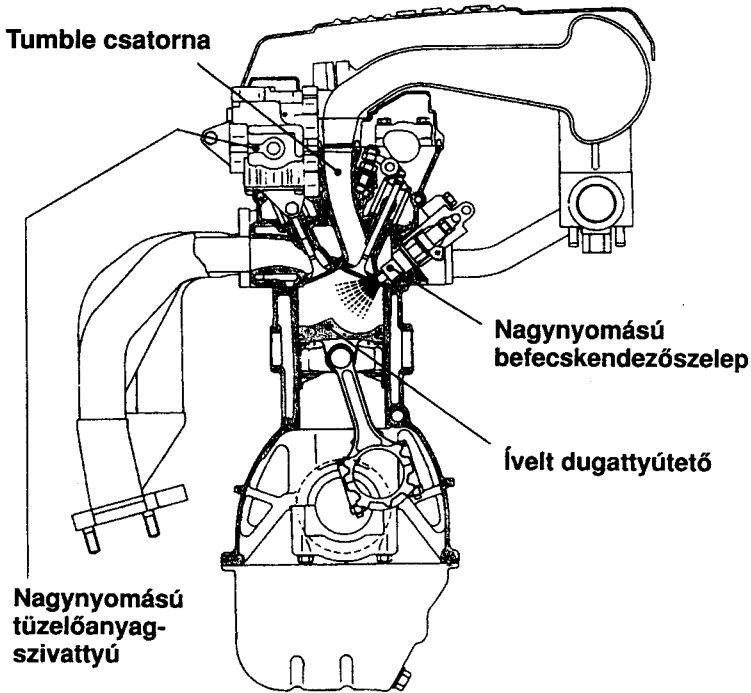
2.48 ábra. Az égéstéri nyomás távadója a D4 motornál

Másrészről viszont, ha az égési nyomás megfelelő ugyan, de lehetőség van hígabb keverékre is, akkor ezt állítja be a vezérlő egység. Ilyen jellegű felügyeleti rendszert korábban csak helytel bővelkedő és nagyértékű hajómotorokon alkalmaztak.

Könnyen belátható a szükségessége, de bizonyára csak megfelelő „áldozatok” és fáradságos kísérletek árán alakítható ki az az elektronikus vezérlés, ami

- a nagynyomású benzinszivattyú,
- a befecskendezés,
- a fojtószelep,
- az örvényszabályzó szelep,
- a vezérlés,
- a gyújtás,
- az EGR,
- az égési nyomás,
- a katalizátor

egymással is kapcsolatos működési állapotát mind a terhelés, mind a fordulatszám szerint vezérelni képes. Valószínűleg ez a motor (és a jármű) árában is megnyilvánul.

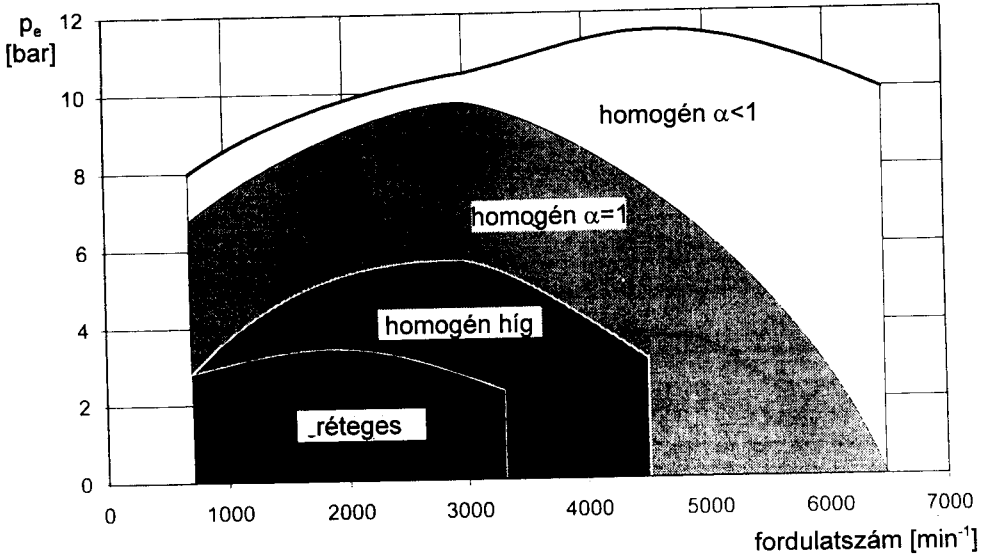


2.49 ábra. A tumble örvénykeltő szívócsatorna a Mitsubishi GDI motornál

A Mitsubishi **GDI** (Gasoline Direct Injection) közvetlen befecskendezésű szegénykeverékes benzinmotorjánál megtartotta korábbi elvét a keverékképzésnél. Eltérés azonban egy, a korábbinál sokkal **hatékonyabb szívócsatorna** kialakításában mutatkozik. Ez a csatorna a hengerfejben, a henger középvonalával közel párhuzamosan, felülről csatlakozik a hengerbe (**2.49 ábra**)

A csatorna közel egyenes középvonalához képest kb. 35 fokos szögben hajló szelepek jóval **intenzívebb tumble áramlást** hozhatnak létre, mint a korábbi szívócső befecskendezésű kivitelnél. Ezenkívül a tumble örvény forgásiránya ellentétes, ami azt eredményezi, hogy a szívás során az áramlás a szívószelep oldalán érinti a hengerfalat. Ilyen irányú áramlásnak megfelelő a dugattyútető kialakítása is, ami a FHP közelében történő befecskendezéskor a **finom cseppekre porlasztott kúppalást szerű benzin sugarat** a közepén elhelyezett gyújtógyertyákhoz irányítja. Ez a réteges szegénykeverékes üzemállapot létrehozásának módja.

A GDI motor réteges és homogénkeverékes üzemállapotai jól elhatárolódnak egymástól. Négy üzemállapot hatását fékpadi mérések alapján a **2.50 ábra** mutatja.



2.50 ábra. A négy jellegzetes üzemállapot zónái a Mitsubishi GDI motornál

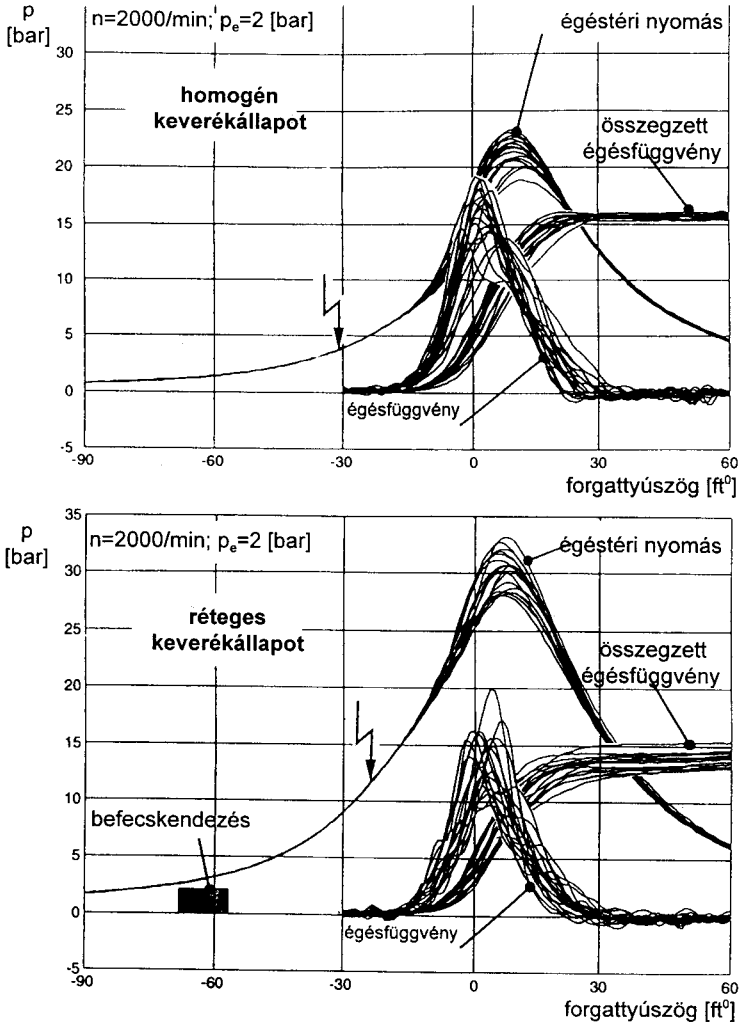
A közvetlen befecskendezés előnyeit kb. 3,5 bar középnymás és 3 500/min fordulatszám tartományban lehet érdemlegesen kihasználni. Itt a fojtósos szabályozás elmaradásával mintegy 13 %-os **hatásfok javulás** mutatkozik a szívócső befecskendezésű változathoz képest, viszont 2,0 bar és 2 000/min esetén a javulás 16 %-ot is elér.

A motor belső folyamatairól kielégítő pontosságú képet a henger nyomásfolyamatának mérésével, illetve az ennek eredményeiből végezhető **termodinamikai analízissel** lehet nyerni. Az analízis alapjául 25 egymás utáni munkaciklus szolgált 2,0 bar középnymású és 2 000/min. fordulatszámú réteges ($\alpha = 2,0$) és homogén ($\alpha = 1,0$) keverék mellett. A **2.51 ábra** a nyomást a hengerben, valamint az **égésfüggvényt** és annak összegzett változatát mutatja.

Az égés lefolyása a réteges keverékképzésnél igen jó, mind az égéstartamot, mind a ciklus egyenlőtlenségét illetően a homogén változattal, vagy egy jó minőségű szívócső befecskendezésű változattal szembeállítva is.

A Mitsubishi GDI motor hasonló jó tulajdonságokkal rendelkezik, mint a Toyota D4 motor, hasonlóan igényes szabályozást igényel az átmeneti üzemállapo-

tokban, valamint ugyanígy különösen fontos az NO_x redukciót végző tároló katalizátor (lásd 3. fejezet). Ez utóbbi mindkét közvetlen befecskendezésű réteges keverékképzésű motornál várhatóan továbbfejlesztve az ultraszegény keverési tartomány további kiterjesztésével a fogyasztáscsökkentés javulás irányában fejlődik.

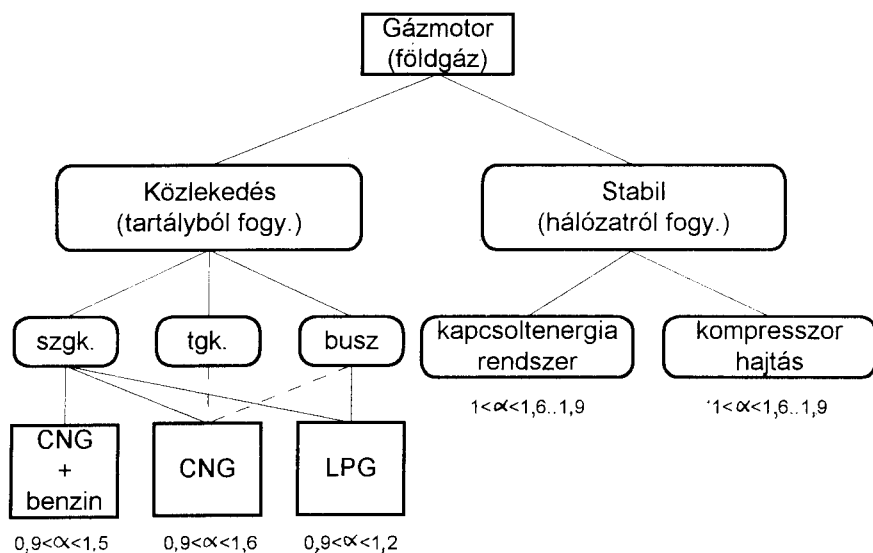


2.51 ábra. Nyomásváltozás a hengerben és égésfüggvények 25 egymás utáni ciklusban réteges ($\alpha = 2,0$) és homogén ($\alpha = 1,0$) keverék mellett

2.2.6. Az égés jellegzetességei a gázmotorokban

A gázmotorok alkalmazását az egyéb motorhajtó anyagokkal szemben elsősorban nem mint ún. „alternatív hajtóanyag” indokolja, hanem inkább mint a fosszilis energiahordozók közül világviszonylatban a kőolajat meghaladó készletek mennyisége. Jelentős előnyei közé számít, hogy mint motor-hajtóanyag, égéstermékei kevésbé terhelik a környezetet. Ezen előnyök általában:

- a benzinnel szemben mintegy 20 % -kal **kevesebb CO₂**;
- gyakorlatilag **nincs részecske-emissziója** (korom, füst);
- **kisebb a korlátozás alá nem eső káros-anyag emissziója**;
- **kisebb a korlátozás alá eső károsanyag emissziója**.



2.52 ábra. Gázmotorok főbb alkalmazási területei

A **2.52 ábra** mutatja a gázmotorok alkalmazását a közlekedésben és az energetikában, jelölve egyben az égésrendszerre is jellemző légviszony tartományokat. Míg a szikragyújtású benzinmotorok szinte kizárólag a közlekedésben használatosak, addig a gázmotorok nagy hányada — energiafelhasználás tekintetében döntő hányada — a stabil, helyhez kötött kivitelben alkalmazott.

A **gépjármű gázmotorok** a felsorolt előnyök ellenére nem tudták a folyékony tüzelőanyagú motorokat kiszorítani a használatból. Ennek egyszerű magyarázatát **hátrányos tulajdonságai** adják:

- a gázhalmazállapotú anyagnak a járműben való tárolási nehézségei: a **tartály súlya és helyigénye**;

- a kisebb jármű-**hatótávolság**;
- a jelenleg még **nagyobb költség**;
- a jelenleg még **hiányzó töltőállomás-hálózat**.

Az előzőekből következik, hogy a gázmotorok égési jellegzetességeit inkább csak az egész tüzelőanyag rendszer ismeretében célszerű vizsgálni. A földgáz tulajdonsága nagymértékben függ az alkotórészek arányaitól. Ennek megfelelően a motor beállítási adatai pl. gyújtásidőzítés, égéstér alak, katalizátor nem csak típusfüggőek, hanem a felhasználási terület, illetve az alkalmazott gáz származási helye szerint is változnak. Így a megszokott fajlagos fogyasztás jellemző helyett az effektív hatásfokot, vagy gázolaj egyenértékben kifejezett fajlagos fogyasztás értéket szokás megjelölni. Ezek alapján az Európában alkalmazott földgázok adatait érdemes az alábbiak szerint összehasonlítani.

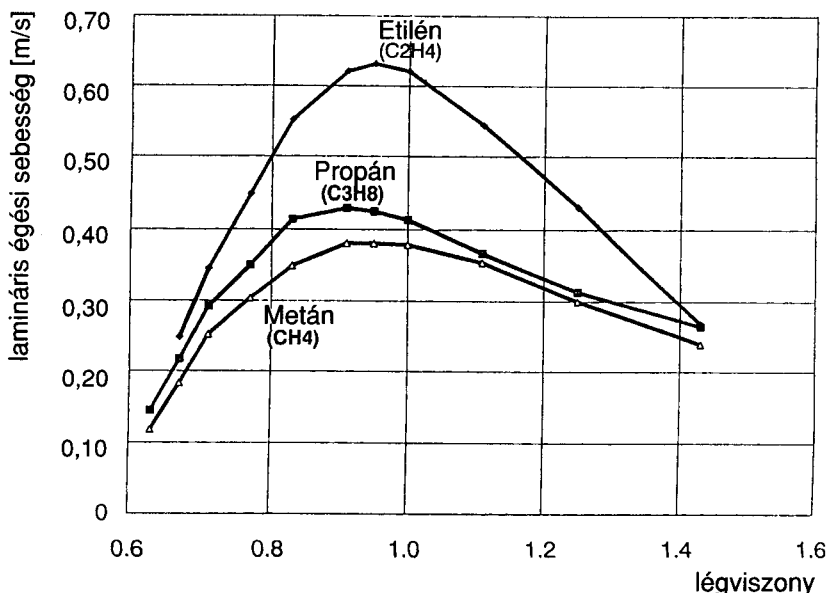
Különböző földgázok és a benzin tulajdonságai

Tulajdonságok	Északi tengeri	FÁK	Német	Euro-szuper
Fűtőérték [kJ/kg]	46778	49149	40665	42000
Sűrűség [kg/m ³]	0,84	0,73	0,82	760
Oktánszám RO2	126	132	130	95
Metánszám	72	95	88	13
Sztóch.lev.szüks.	16,01	16,88	19,33	14,13
Gyull. határ (α)	0,7-2,1	0,7-2,1	0,7-2,1	0,4-1,8
Fő összetevők [tf %]				
CH ₄	86,5	98,3	84,4	-
C ₂ H ₆	8,0	0,5	3,1	-
C ₃ H ₈	2,1	0,2	0,6	-
CO ₂	1,53	0,08	1,22	-
N ₂	1,18	0,08	10,0	-

A szikragyújtású motorokban a földgáz alkalmazása kis égési sebessége és a tüzelőanyagok közül legkisebb C hányada következtében jó lehetőséget nyújt, hogy sztóchiometrikus keveréknél is alacsony emissziós értékek legyenek elérhetők. A járművekhez elengedhetetlen a **nagynyomású tüzelőanyag tartály**, mert a CNG még a legolcsóbb lehetőség (az LNG-t és a kriogéngáztartályt megelőzve) a megfelelő gázmennyiség rendelkezésre állásához. A modern kivitelű motorokhoz ezen kívül az elektronikus szabályozáshoz alkalmas „gázbefecskendező” szelep ill. a MPI-hez hasonló hengerenkénti gázadagoló szelep és ($\alpha = 1,0$) esetén három funkciós, vagy ($\alpha > 1,0$) mellett esetleg oxidációs katalizátor tartozik, földgázüzemhez alkalmazkodó kivitelben.

A metánnak és a propánnak, mint a földgáz fő alkotórészeinek a benzinnél jóval kisebb **lamináris égési sebességét** a légviszony szerint mutatja a **2.53 ábra**. (Érdemes megjegyezni az összehasonlítás érdekében, hogy a

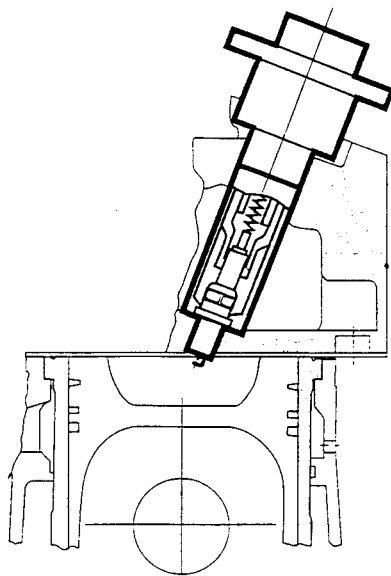
benzin lamináris égési sebessége kb. 1...2 m/s értékű.) A metán molekulának igen egyszerű a szerkezete, különösen pl. a dízel olajéhoz képest, aminek eredményeképpen igen nagy a gyulladási hőmérséklete és nagy gyújtási energiát igényel. Ugyanakkor oktánszáma igen nagy, amely viszont lehetővé teszi a gyújtás időzítésének a kopogás és a hatásfok szempontjából viszonylag szabad optimalizálását.



2.53 ábra. Földgáz összetevők lamináris égési sebessége

A nehéz gépjárművek (autóbusz, tehergépjármű) általában dízelmotorok szerkezeti kivitelére épülnek és ennek megfelelően turbófeltöltővel rendelkeznek. Ez jó viszonyokat teremt a hígkeverékes üzemre alkalmas gázmotor részére, hogy a teljesítmény csökkenést kompenzálja. A híg keveréknél különösen csekély lángfront sebesség ellensúlyozására az égéstér kialakításánál elsőrendű szempont a turbulencia fokozása. Ezt az örvényképzés és a dugattyú kitoló áramlásának jó összehangolásával kell elérni. Egy autóbusz motornál (Volvo, 9,6 dm³, 185 kW, 2200/min, η_e opt = 38 %, p_e = 10,5 bar, ε = 12,7) az égéstér és a gyújtógyertya alakját a 2.54 ábra mutatja.

A szokásostól eltérően nem kapacitív, hanem induktív gyújtórendszert lehetett alkalmazni oly módon, hogy a veszteségeket okozó és nem minden esetben üzembiztos gyújtókábel csatlakozások elhagyása érdekében a gyújtógyertyával egybeépítették a gyújtótekerceszt.



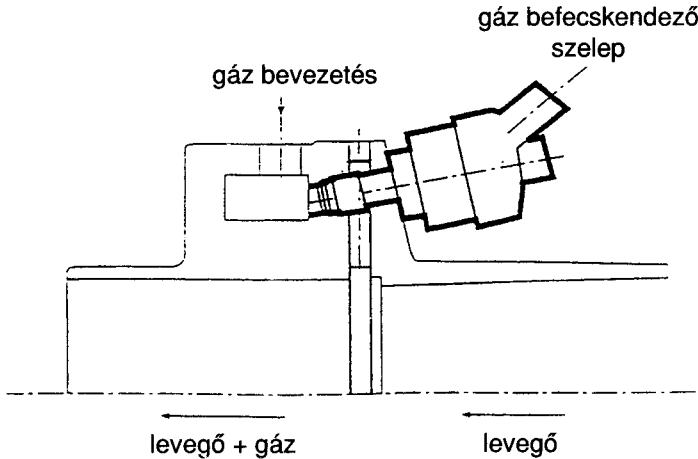
2.54 ábra. Földgázmotor égéstere a gyújtógyertyával egybeépített gyújtótekercscsel (Volvo)

A tüzelőanyag rendszerénél ugyancsak a szokásostól eltérően nem alacsony nyomású keverést alkalmaztak, ahol a 200 bar nyomás két fokozatban közel a környezeti nyomásig beszabályozott. A kérdéses esetben egyfokozatú 10 bar-ig terjedő nyomáscsökkentést alkalmaztak és emellett a gázt egy hőcserélőben a motor hűtővízzel állandó hőmérsékletre szabályozták. Ezen a nyomáson a mennyiség szabályozási rendszer a terhelés változások mellett is kellő stabilitással működött. A stabilizált 10 bar nyomású gáz mágnes tekercscsel működő befecskendezőkhöz jut, így a környezeti nyomáshoz viszonyított kritikus értéket meghaladja. Így a nyitott szelepen át az állandó hőmérsékletre tartozó **hangsebességgel áramlik.**

A befecskendező szelepek mágnes tekercsei impulzus-hossz modulációval szabályozottak, és mivel a szelepek nyitási keresztmetszete állandó, sokkal finomabb szabályozási módokat tesz lehetővé, mint a karburátoros rendszer. A **2.55 ábra** mutatja, hogy a kompresszor előtti vezetékekbe csatlakozik a befecskendező mágnes szelep, amely a 10 bar nyomású elosztó csatornából a szelepen hangsebességgel átáramló gáz mennyiségét a nyitvatartás idejével szabályozza.

Az elosztó csatorna kerületén négy befecskendező szelep van elhelyezve, amelyek sorozatosan működnek. A motor vezérlő egysége — hígkeverékes O_2 szonda hiányában — a fojtószelep helyzetétől függően vezérli a mágnes sze-

lepeket, de a hidegindítást, a gyorsítási dúsítást és a maximális fordulatszám szabályozást külön is vezérli.



2.55 ábra. Gáz-áteresztő szelep és elrendezése a szívóvezetékben (Volvo)

Bár a **hígkeverékes gázmotor alapemissziója mérsékelt**, a NO_x nem redukálható a légfesleges miatt. Ezért a motor a megengedhető NO_x értékre van beállítva, amit a némileg növekedett CO és CH emisszió árán lehetséges megvalósítani. Ezeket viszont katalizátorral kell oxidálni (utóégetni).

Az utóbuszok a tetőn elhelyezett 15 db 80 l-es gáztartállyal (200 bar nyomáson), vagyis 1200 liter gázzal már többé-kevésbé kielégítő hatótávolsággal rendelkeztek. Ha azonban a 200 bar nyomáson tárolt gáz energiasűrűségét összehasonlítjuk a gázolaj energiasűrűségével, akkor **kb. 5,5...6 -szor nagyobb a dízel tüzelőanyaggal elérhető hatótávolság**, egyébként azonos körülmények mellett.

Ugyanis a földgáz (tisztá metánnak feltételezve) sűrűsége:

$$\rho_{\text{CH}_4,200} = \frac{M}{22,41} \frac{p}{p_0} \frac{T_0}{T} = \frac{16}{22,41} \frac{200}{1,013} \frac{273}{298} = 129 \text{ [kg/m}^3\text{]};$$

és a térfogati energiasűrűség:

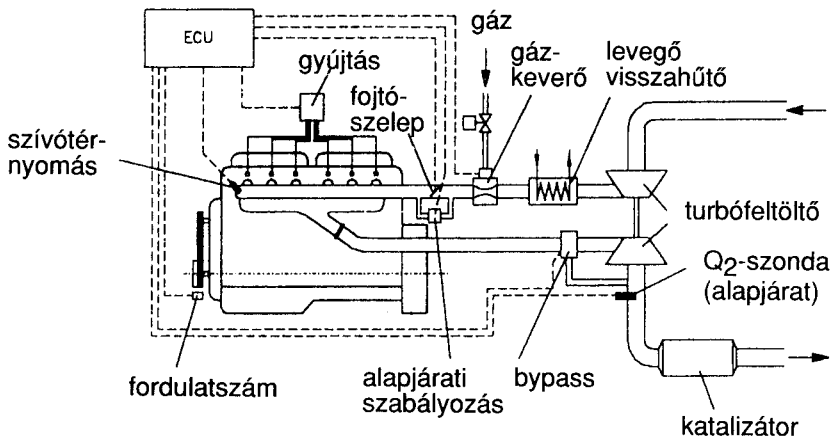
$$E_{\text{CH}_4,200} = 129 \cdot 50 = 6450 \text{ [MJ / m}^3\text{]} = 6,45 \text{ [MJ / dm}^3\text{]};$$

a gázolaj és a metán energiasűrűségeinek aránya ezzel

$$\frac{35,8 \text{ MJ} / \text{dm}^3 \text{ gázolaj}}{6,45 \text{ MJ} / \text{dm}^3 \text{ metán}} = 5,5.$$

Európában a legtöbb CNG üzemű jármű- és motor típust Olaszországban fejlesztették ki (FIAT, IVECO), ahol jól kiépített töltőállomás hálózat található. (A mintegy 350 európai közül kb. 260 Olaszországban). Azokban az országokban ahol kevésbé kiépült hálózat van, ott kettős — benzin +CNG — tüzelőanyag-rendszert alakítanak ki. Ezek a járművek takarékos városi fogyasztásuk, de egyébként a benzines típussal majdnem egyező maximális teljesítményük és komfortjuk miatt lehetnek vonzóak. A két rendszer közötti átkapcsolás tartály kiürülés esetén automatikus, de a vezető által is választható. A CNG motorok 1,7...2,8 liter hengertérfogat mellett kb. 8,5...11,0 kW/dm³ literteljesítményt 5 500 ... 6 000/min fordulatszám mellett biztosítani tudnak és tiszta gázüzemnél kb. 300 km, kettős tüzelőanyagú üzemben gázzal kb. 200 km hatótávolsággal rendelkeznek. Ez a kategória mind elektronikus motorvezérléssel és MPI gázbefecskendezéssel rendelkezik.

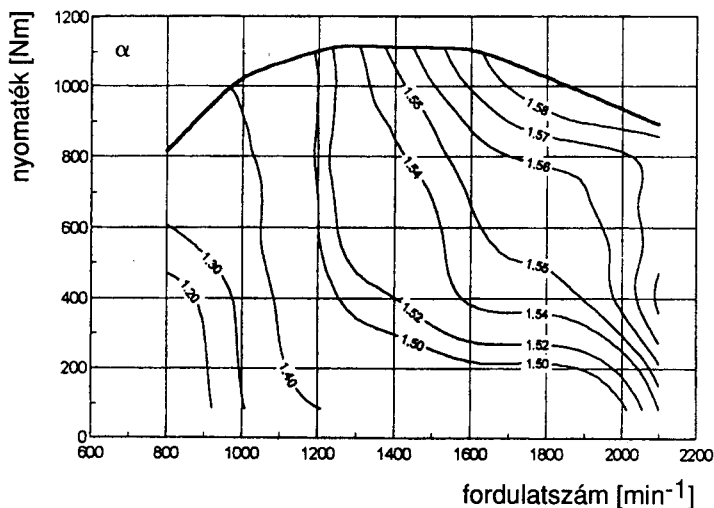
A **gázmotorok a városi közlekedésben** autóbuszokban és kommunális járművekben, ahol tehát a hatótávolság kiszámíthatóan nem nagy és az infrastruktúra kiépítése gyorsabban kifizetődhet, az emissziók és az energiaköltségek kedvező értéke vonzó lehet az üzemeltetők számára. Így a hazai autóbusz ipar belső és export igényeinek kielégítésére a Rába Rt. Motorgyár is kifejlesztett sűrített földgáz tüzelőanyagú motort a D10 típusjelű dízelmotor alapján.



2.56 ábra. Turbófeltöltött földgázmotor rendszer-vázlata (Rába G10)

A 2.56 ábra a turbófeltöltött motor rendszer-vázlatát mutatja, amelyen látható a levegő visszahűtő után a Venturi elven működő gázkeverék fojtószelep és alapjáratú szabályzó. Mindezeket, továbbá a vázlaton kiemelt gyújtórendszert és a turbina megkerülő szelepét a központi vezérlőegység irányítja. A hathengeres 10,35 dm³ hengertérfogatú motor kompresszió viszonya $\varepsilon = 11,0$, 2100/min fordulatszámánál 190 kW teljesítményű és oxidációs katalizátorral ellátott.

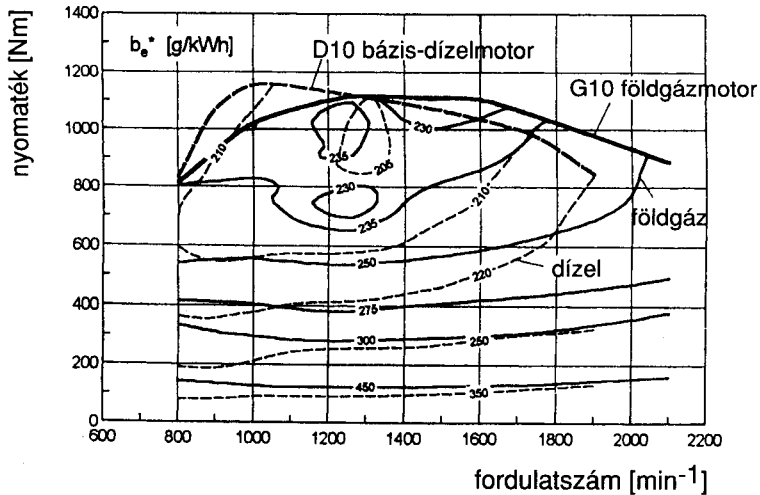
A 2.57 ábra a Rába G10 földgáz motor légviszony jellemzőjét mutatja, amely szerint a légviszony a motor minden működési pontjában hígkeverékes. A legnagyobb légviszony 1,58 az a határ, amelynél általános ismereteink alapján a hígkeverékes földgázmotor égési stabilitása még megfelelő és a diagramon látható fordulatszám mellett a hőterhelések sem lépik túl a határként kitűzött értékeket.



2.57 ábra. Hígkeverékes földgázmotor légviszony jellemzője (Rába G10)

Személygépkocsi motoroknál is sok gyártó rendelkezik gáztüzelőanyagú típusváltozatokkal. Ezek között legegyszerűbb megoldást ad a PB gázos kivitel, mivel az rendszertechnikai okokból mindig benzines motorváltóval kombinált. A CNG kivitel már bonyolultabb az előzőekben már említett körülmények miatt. Ezért is a **tüzelőanyagtartály** gazdaságos megoldása, amely az ilyen jármű piaci viszonyok mellett értékesíthetőségét lehetővé teszi, erősen befolyásolja a motorfejlesztés intenzitását is.

A 2.58 ábra a bázisként tekintett D10 dízelmotor fajlagos fogyasztási értékeivel való összehasonlításra alkalmas.



2.58 ábra. Hígkeverékes földgázmotor és a bázisdízelmotor egyberajzolt fogyasztási jellemzője (Rába G10 - D10) (enregiaegyenértékű fogyasztások)

Figyelemre méltó, hogy közepes fordulatszámnál a nyomatékok a gázos és a dízel változatnál egyeznek, míg a névleges állapothoz közelítve a **földgáz kivitelnél nagyobb a teljesítmény**. Az ábra egyben azt az egyébként várható körülményt is mutatja, hogy az **energia egyenértékű fogyasztás gázmotornál átlagosan 20 %-kal nagyobb**.

A személygépkocsik és kis teherjárművek CNG tartályainak egyes változatait térfogat, súly és költség tekintetében a következő összehasonlítás jellemzi a 90 dm³ térfogatú acéltartály értékeit alapul véve.

Anyag	Kapacitás dm ³	Tömegviszony	Térfogatviszony	Költségviszony
acél	60	4,7	0,79	1,2
	90	4,8	0,78	1,0
acél/üvegszálás abroncs	50	4,9	0,76	2,7
alumínium/üvegszálás abroncs	48	4,0	0,70	2,8
	36	5,2	0,61	2,5
alimínium/teljes üvegszálás bevonat	57	4,5	0,67	2,4
	145	3,8	0,65	2,1
műanyag/szén-és üvegszálás teljes bevonat	55	2,4	0,65	3,4
	93	2,2	0,70	2,8
műanyag/teljes szénszálás bevonat	50	2,0	0,69	4,0

A jellemzők értelmezése:

tömegviszony	= a tartály tömege/a tárolt gáz tömege
térfogatviszony	= a tartály térfogata/külső térfogat
költségviszony	= a tartály költsége/a tárolt gáz tömege.

A **stabil gázmotorok** esetében természetes, hogy valamilyen hálózatról és nem tartályból vett gázzal működnek. Használatuk ugyan az 1920-as évekre nyúlik vissza, de újabb alkalmazásuk a híg keverékes rendszer jobb megismerésével meglehetősen gyorsan terjed. A **gázkinyerési mezőkön** és az ún. olajkísérő gáz lelőhelyein **természetes erőforrásként** használatos jó hatásfoka következtében.

A földgáz vezetékek hálózatának — nemzetközi viszonylatban is gyors növekedése — a nagynyomású és közepes nyomású hálózatról vett gázzal igen jó lehetőségeket nyújt a gáz energiájának kombinált rendszerben való akár 80 %-os kihasználására is. Ezek a kombinált rendszerek az ún. **blokkfűtőerőművek**, amelyek mind villamos, mind termikus energiaszolgáltatást egyidőben elláthatnak. A gázmotor hatásfoka 33...40 %, a motor hűtő körfolyamából és a kipufogógáz hőcserélőből további 50...55 % hőt lehet nyerni, amely így a **primer energia említett mintegy 80... 90 %-os kihasználását teszi lehetővé**. Ezenkívül a CO₂ és a NO_x emisszió is csak mintegy fele annak, amivel külön villamos energia és külön fűtési célú felhasználás esetén kellene számolnunk.

2.3. Keverékképzés, égés, kompressziógyújtású motorokban

A kompressziógyújtású, vagy **dízelmotorok** alapvető jellegzetessége: levegő sűrítése, tüzelőanyag befecskendezése a hengertérbe, a tüzelőanyag öngyulladása és a minőségi szabályozás. A befecskendezésre, a hengerben történő keverékképzésre, a gyulladásra és az égésre a dízelmotorban igen csekély idő áll rendelkezésre. Így pl. a közúti közlekedésben használt motoroknál csak néhány ms ez az időtartam, ellentétben a külső keverékképzésű benzin-, vagy gázmotorokkal. Egyrészt a csekély időtartam, másrészt a folyamatok kölcsönhatásai következtében a **befecskendezés és a keverékképzés nem választható szét**, ezek a folyamatok szorosan összefüggenek. A részfolyamatokat meghatározó körülmények, szerkezetek tárgyalását azonban az áttekinthetőség érdekében célszerű szétválasztani.

2.3.1. A befecskendezés iránti követelmények dízelmotoroknál

A dízelmotorok korszerűsödésében is — hasonlóképpen a benzinmotorokhoz — az utóbbi évtizedben jelentős fejlődést eredményezett a környezetvédelmi (emissziós) követelmények folyamatos szigorítása. Ez az égésrendszerek és ezen belül a befecskendezési rendszerek fejlesztésére is erős hatást gyakorolt, így a szerkezetek, hatásmechanizmusuk, szabályozásuk sokfélesége növekedett.

A befecskendező rendszerek alapvető igénye minden rendszernél gyakorlatilag azonos:

- minden ciklusnál az üzemállapotnak megfelelő, pontosan azonos mennyiség (kb. $\pm 0,05 \dots 0,1$ g/cikl.);
- minden hengernél pontosan azonos mennyiség;
- igen rövid időtartam alatti befecskendezés (ms/cikl.);
- jól változtatható időzítés (előbefecskendezés);
- nagy energia (behatolóképesség);
- igen finom, a motor égésrendszere által megkívánt cseppnagyság.

Ezeknek az igényeknek a teljesítését csak **nagy befecskendezési nyomással** lehet elérni, éppen ezért a rendszerek fejlődésében a befecskendezési nyomás nagysága mindig középpontban volt. Mind ez a körülmény, mind a **szabályozási igények** a befecskendező (adagoló) szivattyúk felépítésében is sokféle szerkezet létrejöttét eredményezték. A kiviteli megoldások a motor nagyságától és alkalmazási területétől is függenek. Így elkülöníthetők:

- egy szivattyúházban minden hengerhez külön adagolóelem (**soros szivattyú**);
- egyetlen adagoló elem szállítása hengerenként elosztva (**elosztó szivattyú**);
- **hengerenként külön adagoló szivattyú**;
- az adagoló **szivattyú és a porlasztó egy egységben** hengerenként külön.

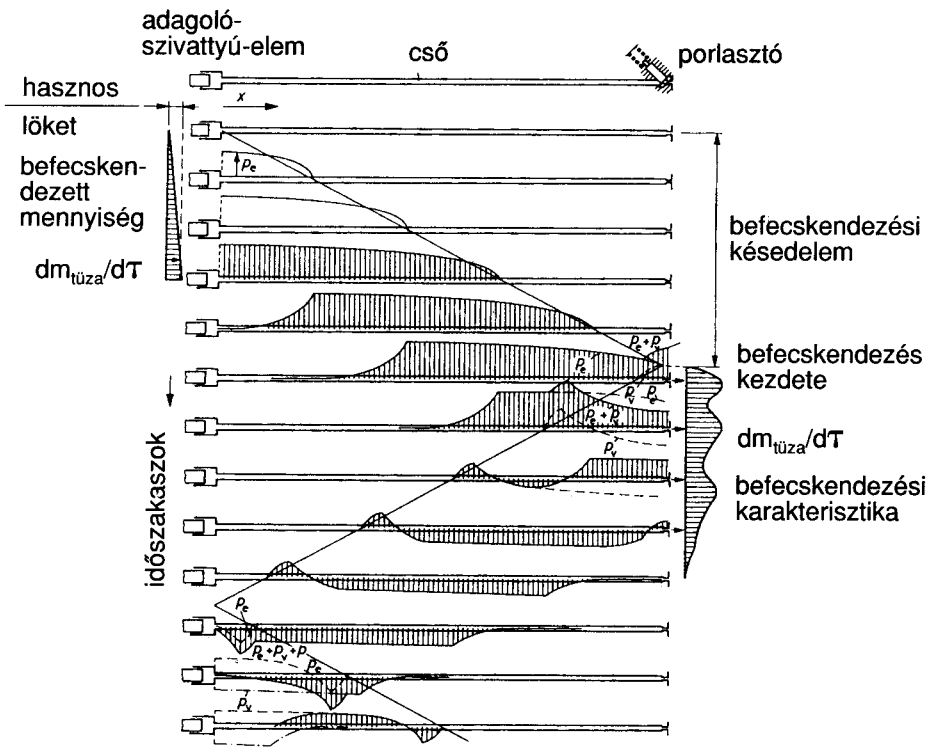
A felsoroltak közül az első a közepes hengertérfogatú járműmotoroknál (tehergépkocsiknál, autóbuszoknál, vasúti motoroknál) használták, ahol a szivattyú és a porlasztó közötti csővezeték hossza még nem torzítja a befecskendezést. Az elosztószivattyús rendszer túlnyomó többsége a személygépkocsi dízelmotorokhoz használt, amelyeknek a ciklus-adag beviteléhez szükséges energiát még ez az egyszerűbb, olcsóbb és kisebb helyigényű rendszer is biztosítani tudja.

A felsorolt harmadik és negyedik rendszer alkalmazási területei azok a nagy dízelmotorok, amelyeknél a tüzelőanyag adag bevitelének energia-igénye és

az esetleg szükséges csővezeték hossza miatt az előző két rendszerrel már csak aránytalanul nehézkes műszaki megoldások jöhetnek szóba.

2.3.2. A befecskendezés folyamata és jellemzői

A befecskendező szivattyú és a porlasztó közötti csővezeték, valamint a rendszerben lévő egyéb hidraulikus elemek következtében a befecskendezett tüzelőanyag mennyiségi- időbeli megoszlását egyedül a szivattyú adagolásával nem lehet megfelelően szabályozni.



2.59 ábra. Nyomáshullám terjedése a befecskendező csőben

Erre mutat példát a 2.59 ábra, amely vázlatosan ábrázolja az adagoló dugattyú által a csőbe nyomott gázolaj-térfogat révén keltett nyomáshullám terjedését a befecskendező csőben a porlasztóig, majd a porlasztóról visszaverődve. Az ábra jobb szélén a porlasztóhoz érkező nyomáshullám hatására a porlasztótű megemelése után a hengerbe áramló tüzelőanyag mennyiségi változása látható az idő (τ) függvényében. Ezt a jellemzőt **befecskendezési karakter**

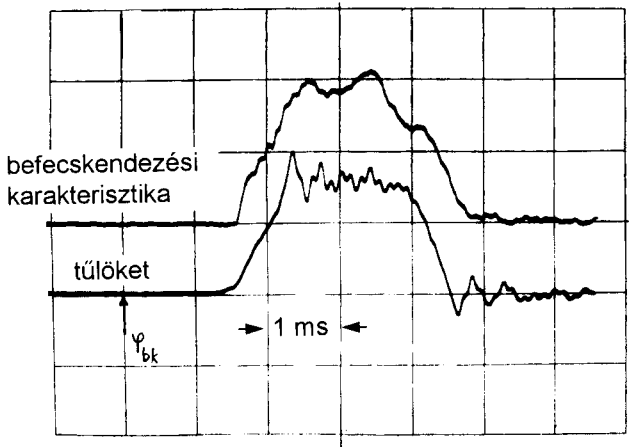
terisztikának szokás nevezni. Jól észlelhető, hogy a csőbe lépő és abból kiáramló mennyiség időben és jellegben erősen eltér egymástól. Ennek az eltérésnek fő okai:

- a visszacsapó szelep (fejszelep) tömege, keresztmetszete, ellenállása;
- a csővezeték hossza, keresztmetszetének nyomás miatti tágulása, ennek következtében a hullám terjedési sebességének változása;
- keresztmetszet változások a fejszelepnél és a porlasztótartóban;
- a porlasztótű tömege és hatékony felületének változása az emelkedés függvényében;
- a porlasztó furatok nagysága és átfolyási tényezője;
- a gázolaj viszkozitása, sűrűsége.

A meglehetősen sok tényező ismeretét kívánó számítás igen körülményes, ezért sokszor inkább a mérést használják fel a karakterisztika megismerésére, hiszen ez igen fontos támpont az égésfolyamattal kapcsolatos fejlesztési tevékenységekhez.

2.3.2.1. A befecskendezési karakterisztika

Mért befecskendezési karakteristikát mutat a 2.60 ábra.



2.60 ábra. A befecskendező a porlasztótű emelkedése (h) és a befecskendezési karakterisztika ($dm_{\text{tüze}}/d\varphi$) a forgattyúszög függvényében

Az ábrán bejelölt szivattyú utáni „tehermentesítő” (fejszelep) szelep emelkedésének pillanata, vagyis a tüzelőanyag csőbe lépésének kezdete. Ezt **statikus szállítás-kezdetnek** nevezik, mert ezt a motor kézi — tehát lassú — átforgatásával mérik meg. A porlasztótű emelkedésének kezdetét, amelyet csak

üzemi fordulatszám mellett — vagyis csak dinamikusan — lehet mérni, befecskendezés kezdetnek nevezik. A kettő közötti időkülönbség (vagy forgattyú szög tartam) az ún. **befecskendezési késedelem**.

A csőben a nyomáshullám hangsebességgel terjed, ami közelítőleg

$$a = \sqrt{\frac{E_{tűza}}{\rho_{tűza}}} \approx 1400 \dots 1500 \text{ [m/s]}$$

ahol $E_{tűza}$ - a gázolaj rugalmassági modulusa [N/m^2];

$\rho_{tűza}$ - a gázolaj sűrűsége [kg/m^3].

(Pontosabb számításokhoz a csőfal rugalmas tágulását is figyelembe veszik $E_{tűza}$ számértékénél.)

A **2.60 ábra** esetén a befecskendezés időtartama a diagramról 3 ms, a szivattyú fordulatszáma $n_{sz} = 900/\text{min}$; (a befecskendező cső hossza 830 mm). Ezekkel a befecskendezés tartama forgattyúszögben:

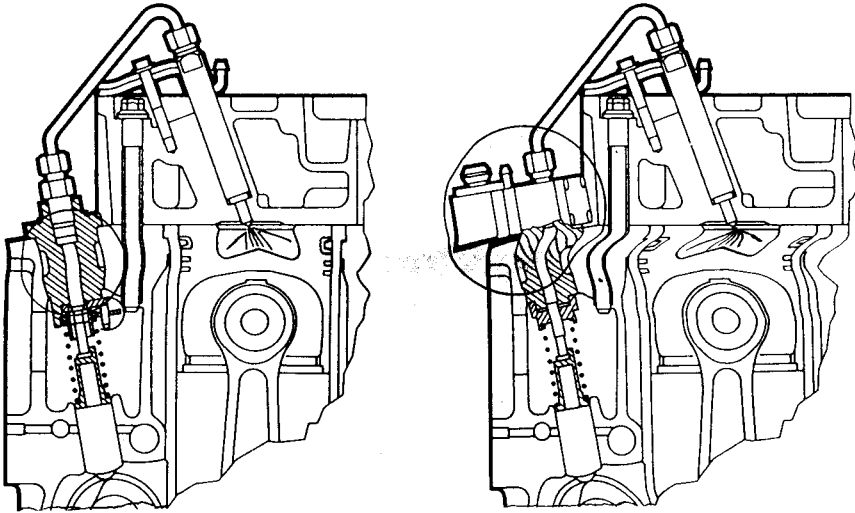
$$\Delta\varphi_{bef} = \frac{3,10^{-3} \cdot 360 \cdot n_{sz}}{60} = 16,2 \text{ szt}^\circ = 32,4 \text{ f}^\circ$$

A befecskendezési késedelem a diagramból 1,4ms; forgattyúszögben :

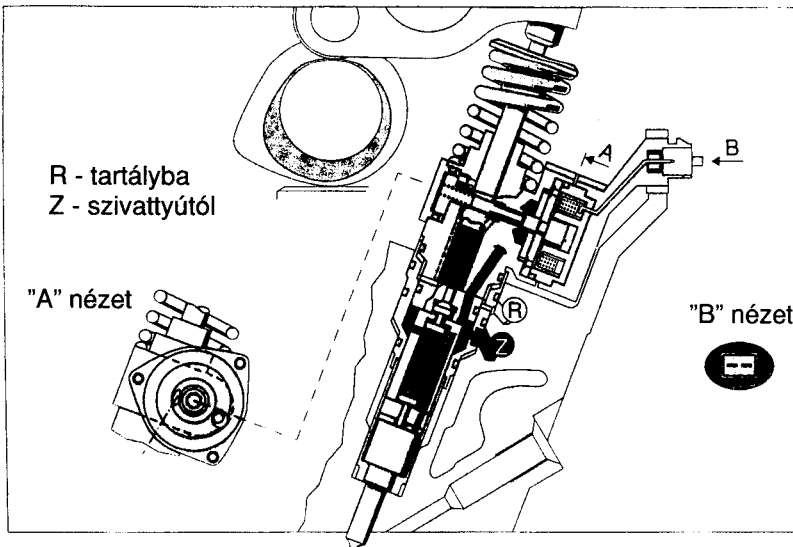
$$\Delta\varphi_{kés} = 1,4 \cdot 10^{-3} \cdot 6 \cdot 900 \cdot 2 = 7,56 \text{ f}^\circ$$

A diagramból és a számértékekből látható, hogy a befecskendezési késedelem a befecskendezés tartamának jelentős részét teszi ki. Ezeknek a szög tartamoknak a nagysága a személygépkocsik nagy fordulatszám tartományához nehezen illeszkedik. Különösen nehéz jól működő rendszert létrehozni nagyobb motoroknál — ahol a hengertávolság és a motor hossza is nagy — **hosszú nyomócsövekkel**. Ezért is ezekhez az utóbbi években más rendszereket alakítottak ki.

A korábban szinte általánosan elterjedt adagoló szivattyú — csővezeték — porlasztó elrendezés alkalmazásával készült rendszerek csak a mennyiség és az előbefecskendezés elektronikus szabályozását tették lehetővé a különböző külső körülmények hatásának figyelembevételére. Mivel a nagyobb nyomású befecskendezés igénye egyre erőteljesebben mutatkozott a közvetlen befecskendezésű égésrendszerek (lásd 2.3.4 pont) terjedésével — különösen a nagyobb motoroknál — először a csővezeték kiiktatása került előtérbe.



2.61 ábra Hengerenkénti egyedi befecskendező szivattyúk



2.62 ábra. Egybeépített adagoló szivattyú és porlasztó

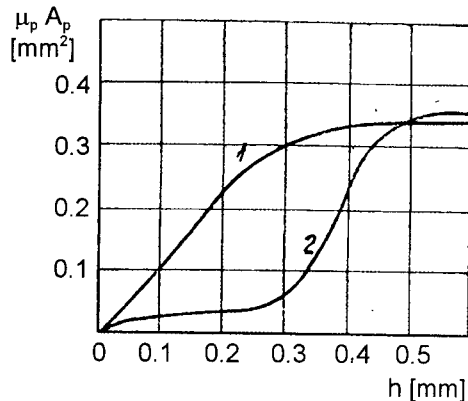
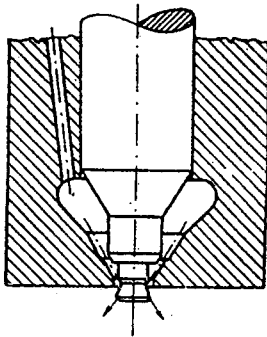
A 2.61 ábra közvetlen befecskendezésű motornál olyan elrendezéseket mutat, amelyeknél minden hengernél külön szivattyúban az alul elhelyezett vezértengelyről mozgatott adagoló elem mechanikus, vagy mágnes

szelepes szabályozással működik. Lényege, hogy elhelyezéséből adódóan csak rövid csővezetékre van szükség, ami nagyobb nyomást tesz lehetővé.

A 2.62 ábra az egyetlen egységbe épített adagoló és porlasztó (Unit Injector, Pumpe Düse Einheit) elrendezését mutatja. A rendszer a felső vezértengelyről külön büttyökkel mozgatott és mágnesszelepes szabályozási lehetősége, valamint a csővezeték elmaradása a 2.61 ábrán bemutatott rendszeréhez hasonlóan nagy befecskendezési nyomást biztosít.

2.3.2.2. A befecskendezési sugár jellegzetességei

A dízelmotorok keverékképzésében a közelmúltig meglehetősen uralkodók voltak a **kamrás égésrendszer** (lásd 2.3.5.1. és 2.3.5.2. pontok) módszerei. Itt a porlasztott cseppek nagysága nem volt lényeges követelmény, mert a keverékképzés lényegét a kamra működés módja biztosította. Ehhez a porlasztási nyomás viszonylag kis értéke is még elegendőnek bizonyult. Inkább a kamrába fecskendezett tüzelőanyag időbeli megoszlását igyekeztek úgy előállítani, hogy a befecskendezés kezdetén kisebb mennyiség, majd csak ezt követően jusson a fő mennyiség a kamrába. Ezt a porlasztó furatba nyúló ún. **fojtócsapos porlasztóval** (2.63 ábra) sikerült elérni.

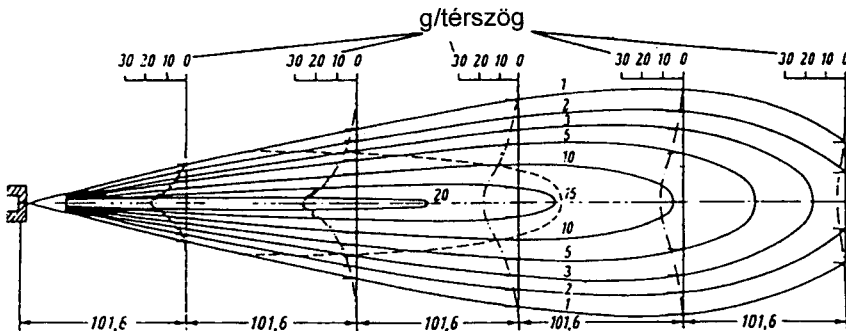


2.63 ábra Fojtócsapos porlasztó metszete és az átfolyási tényező a tülöket szerint

A közvetlen befecskendezésű égésrendszernél (lásd 2.3.5.3. pont) lényeges szerepe van a porlasztott tüzelőanyag cseppnagyságának, itt törekedni kell a finom cseppekre és a homogén cseppeloszlásra. A keverékképzéshez szükséges a tüzelőanyag közel egyenletes elosztása az égéstérben, ezért **többsugaras porlasztókat** alkalmaznak. A sugarak iránya és mennyiségi eloszlása egyforma, ha a porlasztó és a henger középvonala azonos vagy legalább

párhuzamos. A ferdén elhelyezett porlasztónál az égéstér szabja meg a tüzelőanyag sugarak irányát és mennyiségi hozamát.

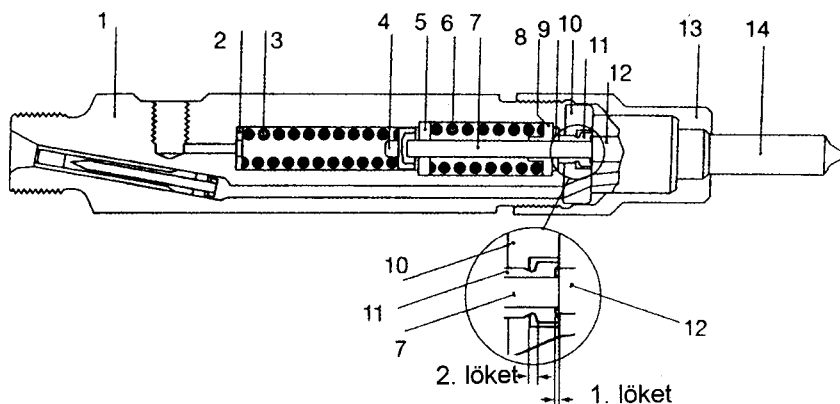
A **porlasztócsúcson** lévő furatok — 4...8 darab — mérete 0,15...0,3 mm a hengertérfogattól, nyomástól stb-től függően. A furatokból nagy sebességgel kiáramló tüzelőanyag apró cseppekre bomlik szét. Ennek egyik oka a furatok belépő és kilépő élek okozta turbulencia, valamint a sugárra ható légellenállás, ami igyekszik a sugárról részecskéket leszakítani. A porlasztó közelében a sugár még igen tömör, de mivel a turbulencia következtében mindig van a sugárban radiális irányú sebességkomponens, így a cseppek radiális elmozdulása következtében a sugár kúp alakban szétnyílik. A kilépéstől távolodva a sugár



2.64 ábra. A befecskendezett tüzelőanyag-sugár idealizált képe

tömörsége csökken, az eloszlás egyenletesebb lesz. **A 2.64 ábrán** a sugár képén a kilépéstől távolodva az egyes keresztmetszetek mentén az eloszlás egyre jobban kiegyenlítődik. **A befecskendezési nyomás növekedésével, a porlasztó furat átmérőjének csökkenésével, valamint a tüzelőanyag viszkozitásának csökkenésével jelentősen csökken a cseppnagyság és javul a kiegyenlítődése a sugárban.**

A közvetlen befecskendezésű motorok fejlesztőiben már régóta megfogalmazódott az a kívánság, hogy az égési nyomáscsúcs csökkentése és ezzel a csendesebb motorjárás érdekében egy kis „előadag” (pilot-adag) befecskendezését csekély időközönként kövesse csak a főadag. Ezt kívánja megvalósítani a kettős rugóval ellátott porlasztó (**2.65 ábra**). Az első fokozatban a túré ható nyomás csak a gyengébb rugót nyomja össze és az így a hengerbe jutó kisebb adag indítja meg az égést. A második rugóra ható nagyobb nyomás képes a teljes adaghoz szükséges tüemelkedést létrehozni, megnövelve kissé a befecskendezés tartamát.



- | | | | |
|-----------------------|------------------|-----------------------|---------------------|
| 1. porlasztótartó | 5. vezető-tárcsa | 9. kiegyenlítő-tárcsa | 13. porlasztó rögz. |
| 2. kiegyenlítő-tárcsa | 6. 2. rugó | 10. köz-tárcsa | 14. porlasztó |
| 3. 1. rugó | 7. nyomórúd | 11. ütközőhüvely | |
| 4. nyomócsap | 8. rugótányér | 12. porlasztótű | |

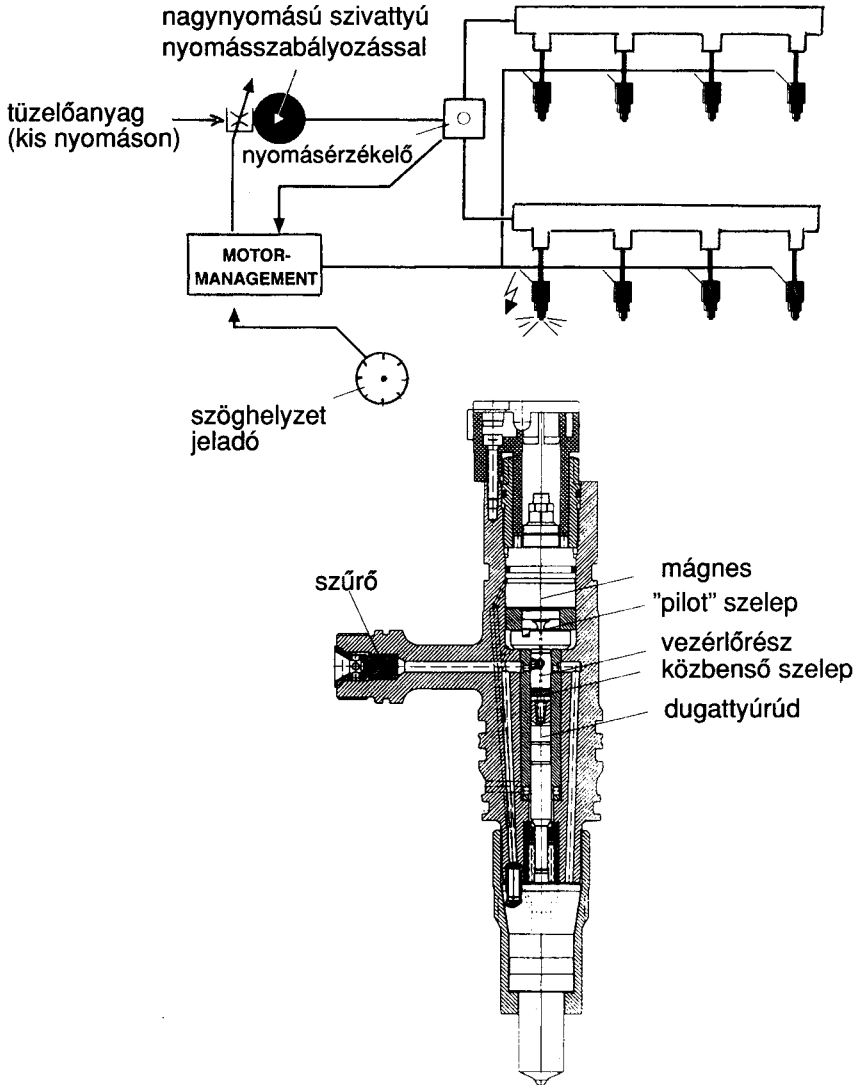
2.65 ábra. Kettős rugóval ellátott porlasztó

2.3.3. A Common Rail befecskendezés hatásai

A konvencionális közvetlen befecskendezésű dízelmotorok szinte kizárólag olyan befecskendező rendszerrel vannak ellátva (kivételek pl. a Cummins PT rendszere), amelyeknél a befecskendezési nyomást egy tengelyen lévő merev büttyökkel mozgatott szivattyú állítja elő. Ezek lényeges hátránya, hogy a befecskendezési nyomás — és így a cseppnagyság is — függ a fordulatszámtól, azonkívül még a mágnesszelepes vezérlésű szivattyúknál is (lásd **2.61** és **2.62** ábra) korlátozott a befecskendezés-kezdés elállítása és a kis előadag (pilot-adag) mennyiségének szabályozása.

A Common Rail (CR), vagy **elosztóvezetékes befecskendező** rendszerek kifejlesztését Japánban, Amerikában és Európában is az a törekvés vezette, hogy a közvetlen befecskendezésű motorokhoz a szabályozhatóan nagy befecskendezési nyomást, továbbá az időzítés és a mennyiség változtatás szabadságfokát meg lehessen valósítani. Ezekben a rendszerekben a közös fő vonás, hogy a porlasztók egy közös nagynyomású elosztóvezetékéből nyerik a porlasztási energiát, vagy legalább ennek egy jelentős részét.

Az Európában fejlesztett egyik **elosztóvezetékes rendszer** vázlatos elrendezését mutatja a **2.66** ábra egy nyolchengeres motor példáján.

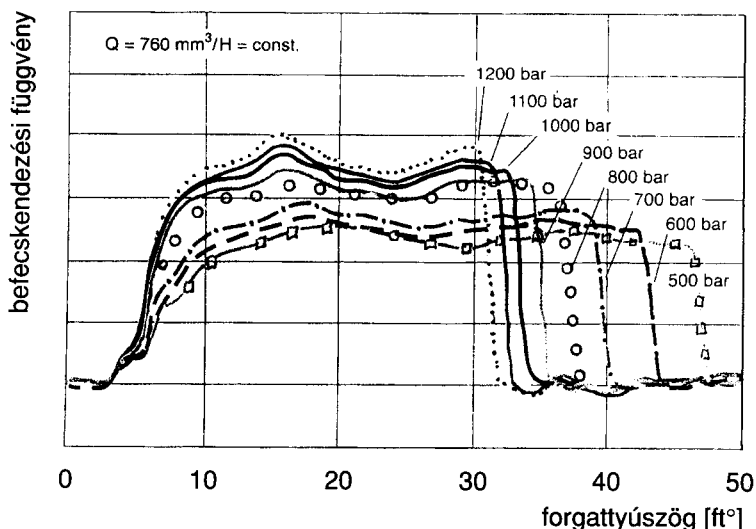


2.66 ábra. Elosztóvezetékes — Common Rail — rendszer vázlatos elrendezése és a porlasztó metszete

A motor menedzsment a nyomás érzékelőtől kapott jel és az elektronikus vezérlő egységben tárolt nyomás-jellegző szerint állítja be az elosztóvezeték

nyomását, valamint a befecskendezés(ek) kezdetét és végét az üzemállapotoknak megfelelően.

A porlasztótű ülésén és a vezérlőrész dugattyújára a vezetéknyomás hat. A dugattyú és a porlasztótű felületének különbsége következtében az eredő **hidraulikus erő záró irányban hat**. Amikor a mágnesszelep a kiömlő furatot nyitja, a dugattyúrúdra ható nyomás gyorsan megszűnik. A porlasztótű nyit és megkezdődik a befecskendezés, majd a mágnesre kapcsolt áram hatására a vezeték nyomás érvényesül a dugattyúrúdon, így a tű zár és megszűnik a befecskendezés.



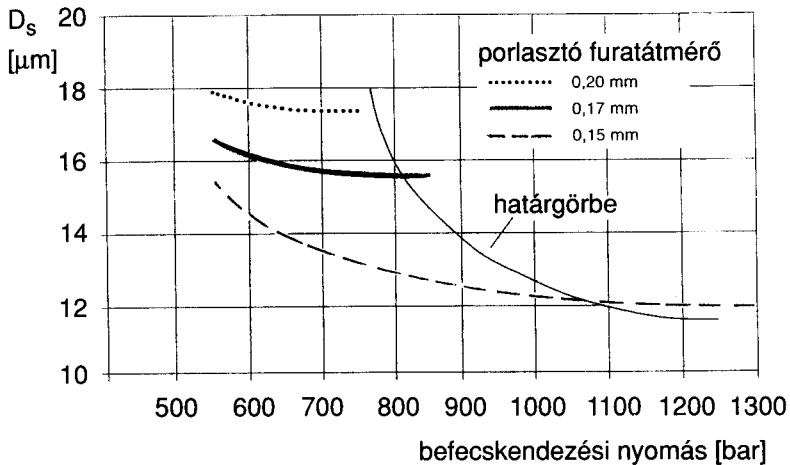
2.67 ábra. Befecskendezési karakterisztikák a CR rendszernél

A **2.67 ábra** a befecskendezési függvényeket mutatja $760 \text{ mm}^3/\text{adag}$ és változó vezetéknyomás mellett. Látható, hogy növekvő befecskendezési nyomás mellett a függvény felfutása meredekebb és a befecskendezés tartama rövidebb. A kisebb részecske emisszió miatt (lásd 3. fejezet) a befecskendezés gyors befejezése fontos, amely itt a hidraulikus tűzárás következtében megvalósul, gyakorlatilag függetlenül a vezetéknyomás nagyságától.

A CR rendszer előnyei sokoldalúak, amelyek indokolják azt a nagyon intenzív fejlesztő tevékenységet, amit a rendszer megbízhatóságának érdekében kifejtek. Ezek a fő előnyök:

- mind a befecskendezés kezdete — az ún. „pilot” előbefecskendezésé és a főadagé — mind a befejezése szabadon választható;

- elmarad a bütykös hajtótengely nyomatékcsúcaival járó igénybevétel és elcsavarodás;
- tág határok között szabadon választható a befecskendezési nyomás és ezzel a sugár tulajdonságai, kis terhelésnél és fordulatszámnál is ;
- a porlasztótű nyitásánál már nem csak egy „nyitónyomás” áll rendelkezésre, hanem a teljes vezetéknyomás;
- nagy nyomásnál és kis porlasztó keresztmetszetnél széles határok között állandó marad a porlasztott tüzelőanyagcsepp nagysága (lásd **2.68 ábra**) ;
- a nagy befecskendezési nyomás (energia) révén a keverékképzéshez szükséges energiát a levegőtől a befecskendezésre lehet — legalábbis részben — áthelyezni. Így csökkenhet a perdület igény ;
- a jövőben lehetőség kínálkozik egy bizonyos csekély utánfecskendezés által a DENOX katalizátor gyakorlati alkalmazására.



2.68 ábra. A befecskendezési nyomás és a furatátmérő hatása a porlasztott csepp nagyságára

A fejlesztők felhívják a figyelmet arra, hogy a vezetékben lévő tüzelőanyagra a porlasztók lökésszerű mennyiségi elvétele visszahat, amely akár 200 bar nagyságú porlasztási nyomás eltérést is okozhat.

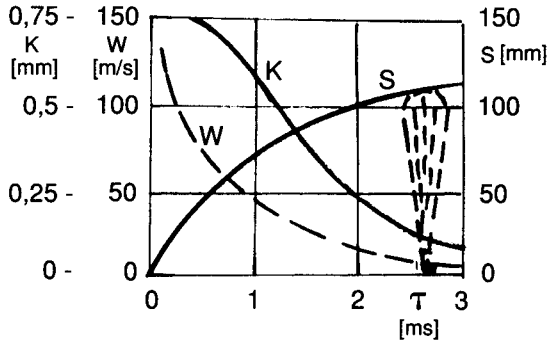
Érdemes megjegyezni, hogy a mágneses rendszer mellett fejlesztettek piezo-elektromos elvű CR porlasztó szabályozást is. Ez hasonló elveket használ, mint a Toyota PZT porlasztója (lásd **2.8 ábra**). Előnye a kis tömeg és ezzel a rendkívül gyors működés.

2.3.4. Gyulladás, égés dízelmotorokban

A hengerbe fecskendezett tüzelőanyag — gázolaj — különböző méretű cseppei gyulladás előtt a környező forró sűrített levegőben párolognak. A cseppek nagyságától (térfogat-felület) és a hőmérséklettől függ a párolgás. A befecskendezés kezdete után gyulladási hőmérséklet elérése, valamint a tényleges hőfejlődés megindulása — az égés kezdete — közötti időtartam a **gyúlási késedelem**. Ezen időtartam alatt igen bonyolult fizikai és kémiai változások sorozata játszódik le, amelyeket a következő fő tényezők befolyásolnak:

- a tüzelőanyag kémiai összetétele, amelyet a gyulladókészséget kifejező cetánszámmal (CSz) szokás jellemezni;
- a környező levegő hőmérséklete és nyomása;
- a cseppek nagysága;
- a cseppek és levegő közötti relatív sebesség nagysága.

A 2.64 ábrán jól megfigyelhető, hogy a nyugvó levegőbe fecskendezett sugárban milyen egyenlőtlen a cseppeloszlás. A gyulladás előtti folyamatokban ezért a sugár egészének viselkedése egyszerre nem vizsgálható. Helyette a folyamatról úgy kaphatunk közelítő képet, ha egy csepp viselkedésére jellemző hatásokat figyelünk.



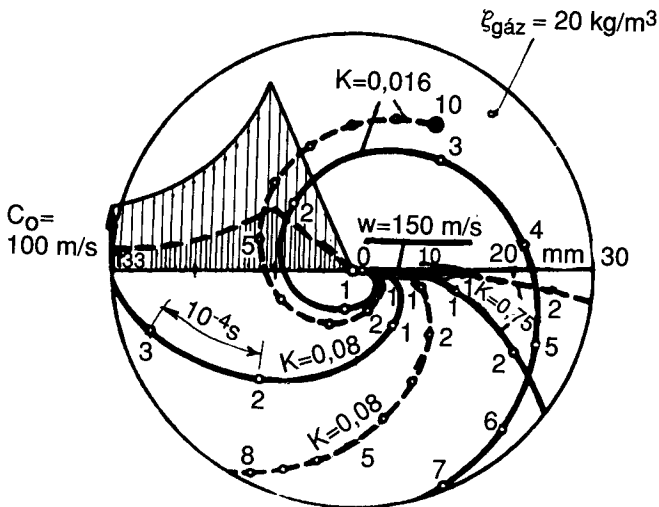
2. 69 ábra. A gázolajcsepp mozgásának jellemzői

A 2.69 ábrán a gázolaj cseppjének viselkedését egy K jellemző szám segítségével vizsgálhatjuk:

$$K = \frac{V}{c \times A} \quad [mm]$$

ahol V : a csepp térfogata $[\text{mm}^3]$
 A : a csepp homlokfelülete $[\text{mm}^2]$
 c : ellenállástényező levegőben való áramlásnál.

Az ábrán a sugárra jellemző s behatolási út egy tájékoztató értéke is szerepel, amely a w kezdeti sugár kilépési sebesség átlagos értékéhez viszonyított. A K jellemző értéke a behatolás során csökken először gyorsabban, mert a térfogat gyorsabban csökken, mint a felület; később azonban a sebesség csökkenése miatt a párolgás is lassul, így K értékcsökkenése is lassul. A cseppnagyságra jellemző K érték segítségével a légmozgás és a csepp kölcsönhatása figyelhető meg a **2.70 ábrán**. Itt három eltérő nagyságú ($K = 0,75 \dots 0,08 \dots 0,016$) csepp vándorlása látszik egy kör alakú síknak képzelt lapos térben, ahol kétféle erős-ségű potenciális örvény szerinti sebességmező sodorja a cseppeket.



2.70 ábra. Cseppek pályái potenciális örvényben (ha K értéke állandó)

A C_0 az örvény kerületi sebessége — 100m/s, ---- 33 m/s,

a csepp kilépési sebessége $w=150$ m/s

A csepre ható erők (légerők, tömegerő) hatására a levegő magával ragadja a cseppeket, így a kettő közötti relatív sebesség csökken. Látható, hogy a nagyobb cseppek hamarabb érnek a kerülethez (hengerfalra), a kisebbek pedig különösen a kisebb örvénylési sebességnél hosszabban vándorolnak a falra érés előtt. Az ábrán a párolgás nincs figyelembevéve, de könnyű belátni, hogy ha a

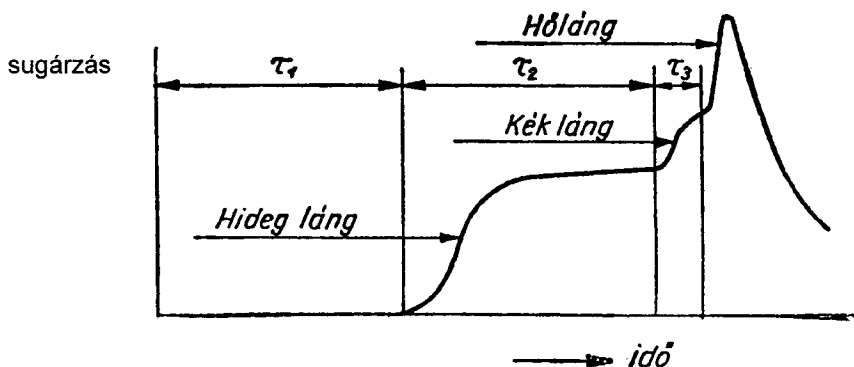
cseppek K értéke párolgás miatt a vándorlás során csökken, akkor a falra sodródás előtt nagyobb valószínűséggel el tudnak párologni.

2.3.4.1. A gyulladás

A hengerben lévő keverék, mint az az előző pontban is látható volt, nem homogén és így az égés jelentősen különbözni fog a szokásos benzinmotorokban lezajló égésfolyamattól. A tüzelőanyag párolgásával egyidőben megindul az elpárolgott tüzelőanyag diffúziója a környező levegő rétegeibe és az **ön-gyulladás** ott következik be, ahol a koncentráció és a hőmérséklet az öngyulladás szempontjából a legkedvezőbb.

Az öngyulladási folyamat kezdetén viszonylagosan kis hőmérsékleten a lángot az ún. „hidegláng” folyamatok előzik meg, amelyben az előreakciók sugárzása már mérhető intenzitású.

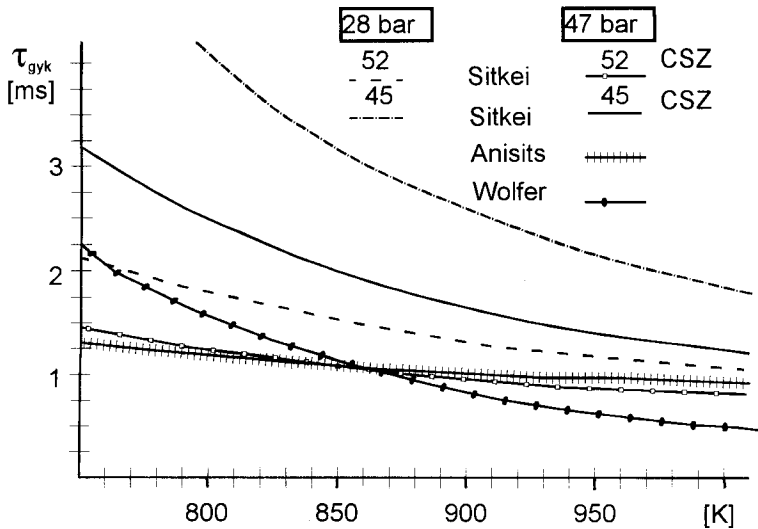
Kísérletek tanúsága szerint ezt követi egy olyan előreakció sorozat, amelyben jelentős mennyiségű CO is keletkezik és feltételezik, hogy ennek reakciója okozza azt a jellegzetes kék színű kisugárzást, amely miatt ennek a jelenségnek a „kék láng” elnevezést adták. Az öngyulladási folyamatot végül egy nagy hőmérsékletű láncreakciószerű, erőteljes hőfejlődéssel járó rész, az ún. **hőláng** keletkezése fejezi be (2.71 ábra)



2.71 ábra. A többfázisú öngyulladás

A dízelmotorban az öngyulladási folyamat nagyon jelentékeny mértékben befolyásolja egyrészt az utána következő égés jellegét és ezzel a munkafolyamatot, annak fontos jellemzőit és nem utolsósorban a motor emisszióját. A gyúlási késedelmet amellyel az öngyulladás tartamát a motornál jelölik, a 2.72 ábra mutatja. Ezen a legfontosabb befolyásoló tényező, a gyúláskésedelem vál-

tozása ms-ban látható a hőmérséklet függvényében különböző cetán-számoknál és nyomásoknál.



2.72 ábra. A gyúléskésedelem különböző szerzők ajánlásai szerint

2.3.4.2. Az égés

A gyúléskésedelem után a keverékképzéssel gondoskodni kell arról, hogy az égés során minden tüzelőanyag részecske az oxidálódásához szükséges levegőhöz hozzájuthasson. Ezzel kapcsolatban kétféle koncepció alakult ki. Az egyik megfontolás szerint úgy kell bevinni a tüzelőanyagot az égéstérbe, hogy az minden levegő részhez hozzájuthasson. Ez volt az ún. „tüzelőanyagot a levegőhöz” koncepció. A másik megfontolás szerint a levegőt kell eljuttatni a befecskendezett tüzelőanyaghoz. Mindkét megfontolás akkor állhatja csak meg a helyét, ha egyidejűleg sikerül biztosítani a levegő és a tüzelőanyag szemcsék közötti megfelelő relatív sebességet.

Egészen a legújabb időkig nem sikerült olyan befecskendezést megvalósítani, amellyel a tüzelőanyaggal kellő nagyságú energiát lehetett volna biztosítani az égéstérben lévő levegő teljes kihasználásához. Ezért a fordított eljárás terjedt el, hogy a befecskendezett tüzelőanyaghoz vezetett levegőnek egyértelmű irányítást adjanak. Ez általában már korábban is perdületes jellegű áramlás létrehozásával történt. Minthogy itt gyorsabb volt a keveredés lehetősége, az égés további folyamatát a befecskendezés időzítésével — az **előbefecskendezéssel** — irányították. Ennek kapcsán azonban két ellentétes hatás került előtérbe:

- **korábbi befecskendezésnél** a középnyomás és a fogyasztás kedvező lett (hatásfok javulás), azonban egyidejűleg növekedett a nyomásváltozás sebessége ($dp/d\varphi$) és az égési csúcsnyomás. Ez bizonyos határon túl elviselhetetlenül megnövelte a mechanikai- és hőterheléseket;
- **későbbi befecskendezésnél** kedvezőbben alakult a nyomáscsúcs és a nyomásnövekedési sebesség (ez konstrukciós előnyökkel és kisebb égési zajjal járt együtt, azonban erősen megnövekedett a füst kibocsátás, amely a fő korlátot képezte).

Ennek az ellentmondásos helyzetnek az oka a keverékképzés és az égés hatásmechanizmusában kereshető. Mint az az előzőekben már látható volt, a befecskendezett tüzelőanyag sugár mintegy 50 %-a sűrű csepptömeg, a szabadon párolgó cseppek csak az összes mennyiség kisebb részét teszik ki. Ez a hányad viszont gyorsan párolg és éri el a gyulladási hőmérsékletet közel egész tömegében. Az eredmény a nagyon hirtelen hőfelszabadulás következtében a nagy nyomáscsúcs. A sűrű magnak lassú, nem kellő időben történő párolgása azt eredményezi, hogy az égés kezdeti megindult szakasza után az égés sebessége hirtelen csökken, különösen **korai befecskendezések**or.

Későbbi befecskendezéskor a sűrítés előrehaladása során a megnövekedett hőmérséklet miatt

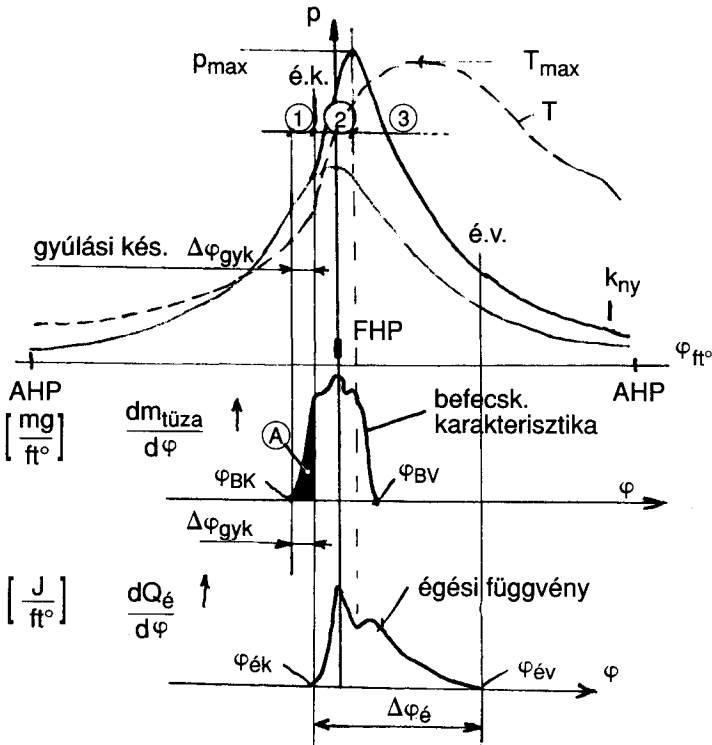
- csökken a gyúlési késedelem;
- ez idő alatt kevesebb tüzelőanyag párolg el;
- nagyobb tüzelőanyaghányad marad folyadék állapotban;
- a folyadék állapotban lévő hányad túlhevül és a nagy hőmérséklet hatására egy krakkolódási (bomlási) folyamaton megy át;
- egy bizonyos hőmérsékletszint felett a krakkolódási sebesség nagyságrendekkel több CH molekula bomlását eredményezi egységnyi idő alatt azonos térfogatban, mint amennyi oxidációs folyamat során alakul át. A CH molekulák bomlása során a karbon (C) kiválik, elemi szemcséi **korom**má állnak össze, amelynek további oxidálása egyre nehezebb és ez végül a kipufogógázban füst alakjában jelenik meg.

Minthogy tehát a nyomásnak és a hőmérsékletnek az oxidációra kevésbé van gyorsító hatása, mint a krakkolódásra, a **koromképződés elkerülése érdekében meg kell akadályozni a folyadék állapotban lévő tüzelőanyag túlhevülését**. Ezért a keverékképzésnél

- gyors párolgást és
- gyors keveredést

kell létrehozni és ezt az égés tartama alatt is fenn kell tartani.

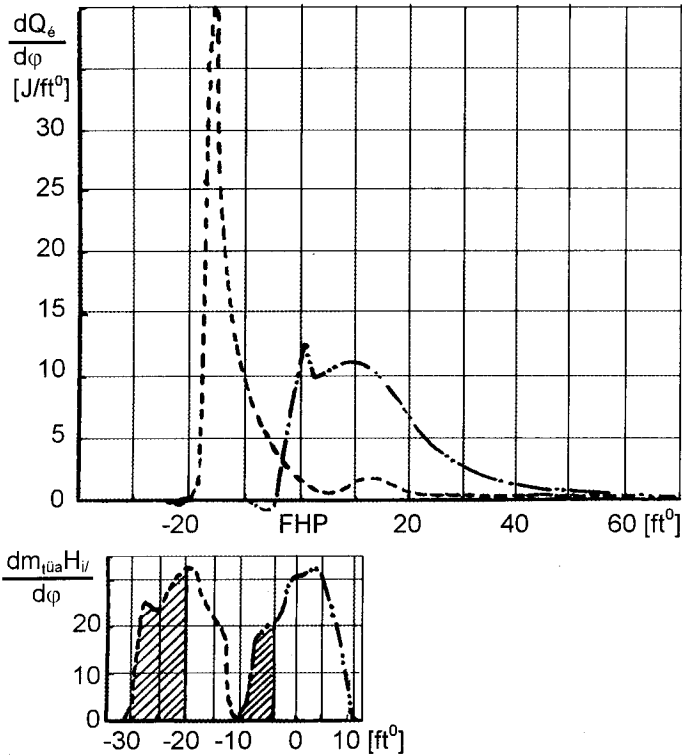
Az említett égési viszonyok időbeli kapcsolatára ad képet a 2.73 ábra, amely a hengerben történő változásokat a forgattyúsög függvényében a fő munkafolyamat (sűrítés, égés, expanzió) során mutatja.



2.73 ábra. A befecskendezés és az égésfüggvény hatására a hengerben a nyomás és a hőmérséklet alakulása

Az ábra alapján az égést jellegzetes szakaszok alakítják. A sűrítést követő **első szakasz** a gyúlási késedelem. Ennek jelentőségére mutat a befecskendezési karakterisztika alatti „A” -val jelölt területrész, ami a gyúláskésedelem ideje alatt a hengerbe került. Ennek a mennyiségnek az elpárolgott és gyúlásra előkészült állapotba került része az égés megindulása után eredményezi az **égési függvény első csúcsos szakaszát, másrészt a nyomás gyors növekedését** egészen a csúcshőmérséklet eléréséig. Amit az égés második szakaszának tekinthetünk. A nyomásnövekedés sebessége akkor még kielégítő, ha nem haladja meg a 3...5 bar/ft° értéket. Ennek a szakasznak a végén mutatkozik meg az égésfüggvény hirtelen visszaesése, az előzőekben már említett „sűrű mag”-ban levő tüzelőanyag égés sebességet csökkentő hatása. Ezt követően az égés végéig tartó részt nevezhetjük az égés **harmadik sza-**

kaszának. Az égés vége korántsem olyan egyértelmű, mint azt a diagramról gondolni lehetne, mert ezt mérésel sem sikerül pontosan meghatározni, hiszen a hengertöltet mozgása során kisebb tüzelőanyag részecskék még találhatnak valamely oxidációs lehetőséget és ez a csekély hőközlés már általában a mérési pontosságon belül marad.



2.74 ábra. A befecskendezés időzítésének hatása az égésfüggvényre

A dízelmotor égési mechanizmusának jellemzésére tanulságosak a kissé szélsőséges viszonyok mellett végzett kísérletek eredményei. A **2.74 ábra** diagramjai az egyrészt túl korán (31 ft° FHP_e), másrészt túl későn (10 ft° FHP_e) befecskendezett azonos mennyiségű tüzelőanyag hatását szemléltetik az égési függvény jellegére. Természetesen a motor egyéb üzemi feltételei azonosak. **A túl korán befecskendezett tüzelőanyag gyúlási késedelmé nagyobb,** hiszen a sűrítésnek ebben a korábbi szakaszában még kisebb a hőmérséklet, lassúbb a párolgás. Ebben a szakaszban a hosszabb késedelem miatt **több tüzelőanyag** jut a hengerbe, amit a vonalkázott területek jellemeznek a befecskendezési karakterisztikában.

A későbbi befecskendezésnél a hőmérsékletszint kövekeztében rövidebb a gyúlási késedelem és az ezen idő alatt **felgyülemllett tüzelőanyag mennyiség is kisebb.**

A két eltérő időzítésű befecskendezés hatása az égési függvény jellegén jól követhető. A **korai befecskendezés** majdnem négyszeresére növelte az égésfüggvény maximumát a késői befecskendezéshez képest, valamint a görbe alatti terület súlypontja sokkal korábban, jóval a FHP előtt mutatkozik. Ez a körülmény biztosan a **nyomáscsúcs** és a nyomásnövekedési sebesség **erős növekedését** hozza létre.

A **késői befecskendezés** égésfüggvénye jóval elhúzódoobb égést mutat, viszont jóval kisebb csúcsértékkel. A függvény alatti terület súlypontja mintegy 8...10 fokkal a FHP után van. Így az égési csúcsnyomás (és hőmérséklet) az előző esethez képest jelentékenyen csökken, viszont az égés jelentős része még az expanzióra jut, amikor is az oxidáció feltételei romlanak. Következmény a kipufogásba sok elégtelen bomlástermék és korom jut, azonkívül a kipufogógáz hőmérséklete is növekszik, rontva a szelep(ek) hőterhelési viszonyait.

2.3.5. Dízelmotorok égésrendszerei

Mint az már korábban hangsúlyozásra került, dízelmotoroknál a keverékképzés és az égés szoros kölcsönhatásban vannak. A keverékképzéshez azonban mind a befecskendezés, mind a légmozgást biztosító szívócsatorna és az égéstér kialakítása is hozzátartozik. Végeredményben mindezeknek az a feladata, hogy a tüzelőanyag és a levegő kellő mértékű és ütemű „összehozását” biztosítsák. A fejlődés időbeli részleteit ezeknek a feladatoknak különböző megoldási kísérletei jelentették.

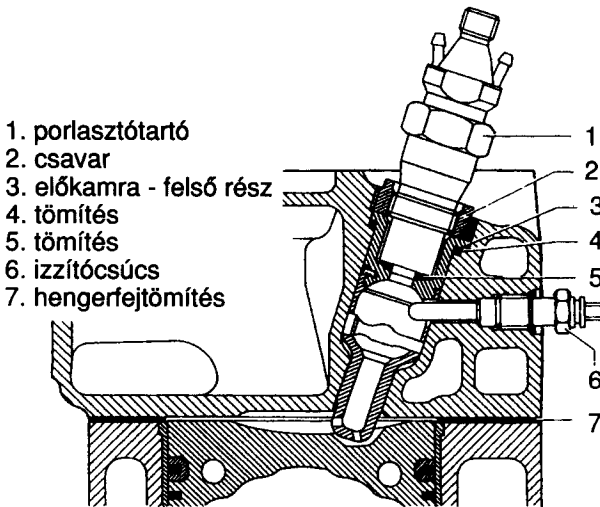
2.3.5.1. Előkamrás égésrendszerek

Már több mint fél évszázaddal korunk előtt a dízelmotorok járműben való alkalmazásánál felmerültek az igények a fordulatszám növelésére, mint akkoriban a fajlagos teljesítmény növelés leginkább megvalósítható módjára. Azonban az ezzel járó dugattyúsebesség növelése a keverékképzésre és az égésre rendelkezésre álló rövid idő miatt a teljesítménynövelés is egyre nehezebben volt megoldható. A közvetlen befecskendezésű dízelmotoroknál az irányított légmozgás a hengerben a keverékképzést és az égést segítette ugyan, de a gyúlási késedelem alatt a hengerben felhalmozódott nagyobb tüzelőanyagmennyiség az égés kezdetéig előkészült, majd az égéskezdetkor ütősezerűen égett el. Ez nemcsak az erős zajkeltéssel járó nyomásnövekedési sebességet

növelte meg, hanem növekvő mechanikai- és hőterhelésekhez vezetett.

Jendrassik György a Ganz gyár főmérnöke a 30-as évek elején már felismerte az előkamrás keverékképzés előnyeit és a motorok befecskendező- és égés-rendszerére, az egyszerű és biztos indításra vonatkozó szabadalmak alapján még az 50-es években is szállított a Ganz gyár külföldre Ganz-Jendrassik rendszerű vasúti dízelmotorokat.

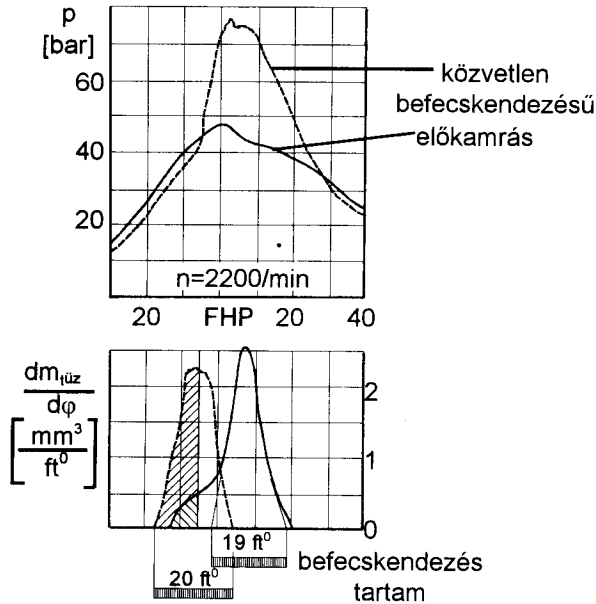
A nagyobb fordulatszám-tartomány igénye még inkább jelentkezett a személygépkocsiknál, ahol az előkamra több előnyös tulajdonsága is megmutatkozott. Ezek közül a legfontosabb, hogy a kamrában meginduló égés eredményeként a kamra tartalma nagy sebességgel áramlik a



2.75 ábra. Előkamrás égéstér (MERCEDES)

főégéstérbe, amelynek impulzusa a hengertérben jelentős turbulenciát hoz létre. A kamrában az előző ciklusból égéstermék marad vissza és csak a sűrítési löketben nyomul be ide friss levegőtöltet. A tüzelőanyagot általában csapos porlasztóval fecskendezik be, amely részben a falakra, a kamra fenékrészre — vagy mint a 2.75 ábrán egy gömbcsapocskára — csapódik, párolog és égésre előkészül. A kamrában azonban csak részleges égés történik, amelynek hatására az átömlő csatornán (csatornákon, furatokon) a tüzelőanyag fő része a hengerbe fúvódik és az ott lévő levegőbe fokozatosan keveredik. Ez egy viszonylag „lágy”, de szinte tökéletes égést eredményez, miközben a hengerben a nyomáscsúcs lényegesen kisebb, mint a kamrában. A kamranomás a kifűvés következtében ugyan csökken, azonban a túlnyomás a hengerhez ké-

pest fennmarad, mert a dugattyú az expanziófázisban már gyors térfogatnövekedést létesít.

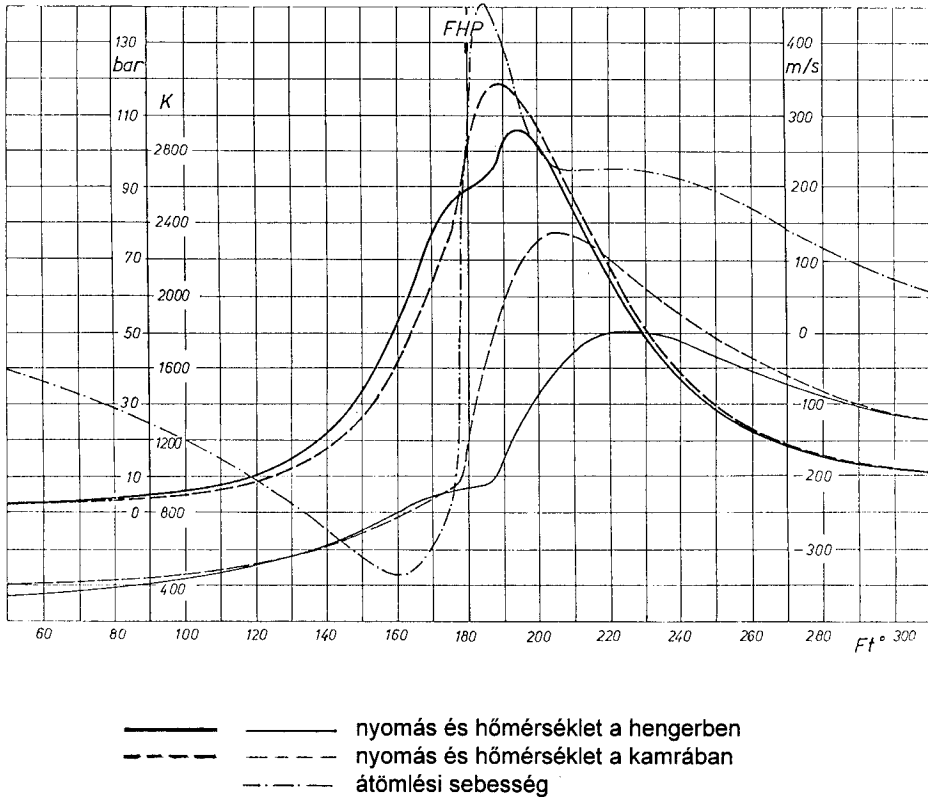


2.76 ábra. Hengernyomás és a befecskendezési karakterisztika közvetlen befecskendezésű és előkamrás égésterű motorban az égés fázisában a forgattyúsög függvényében

Az előzőekben említett folyamat eredményeként létrejött nyomás diagramokat mutat a **2.76 ábra**, összehasonlítva egy közvetlen befecskendezésű motor munkafolyamatával. Jól szemléltetik a diagramok eltérő fordulatszámoknál is, hogy a kamrás motor hengertérből mennyivel alacsonyabb a nyomásszint. Ugyancsak szemléletes, hogy a kamrás égésrendszerrel használt fojtócsapos porlasztó hatására a befecskendezésnél egy „előadag” hatására mennyivel kisebb a hengertérben a nyomásemelkedés sebessége szemben a közvetlen befecskendezéses égéssel. Utóbbinál a gyúlésképedelem alatt jóval nagyobb tüzelőanyaghányad került a hengertérbe és készült fel a gyúléadásra.

A kamrás motoroknál jelentős **vesztésgforrás** a kamra és a hengertér közötti **oda-vissza áramlások** során keletkezik. A sebesség nagysága mind a kamratérfogat és a teljes kompressziótérfogat viszonyától (előkamránál ez mintegy 20...30 %), az előbefecskendezéstől és az átömlő keresztmetszet effektív nagyságától függ. A **2.77 ábra** egy feltöltött 7,2 dm³ lökettérfogatú előkamrás motor hengertérből és a kamrában uralkodó nyomást és hőmérsék-

letet valamint az átömlési sebességet mutatja a munkafolyamat nagynyomású fázisaiban.



2.77 ábra. Az előkamra és a fő égéstér kölcsönhatását jellemző nyomás, hőmérséklet és áramlási sebesség változása

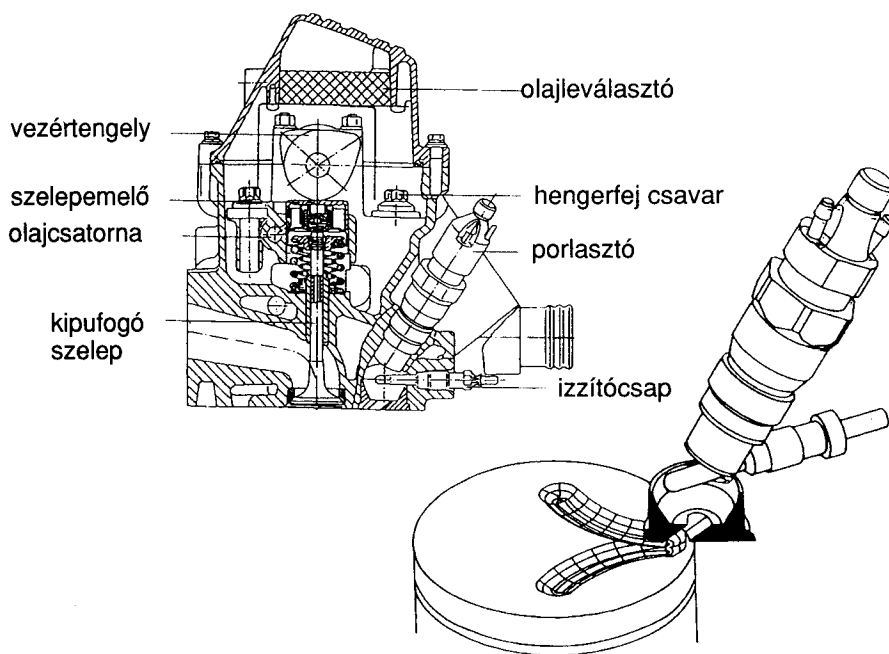
A 2.77 ábrán jól megfigyelhető, hogy a nyomásnövekedés és így az égés a kamrában kezdődik és ezt követően az átáramlás iránya megváltozik. A sebességek igen nagyok, de egyik irányban sem érik el a hangsebességet, csak **0,5...0,6 Mach** számnak megfelelő értéket. A csúcshőmérséklet különbsége kb. 10 bar, viszont a kamrában a hőmérséklet maximuma mintegy 550 °C-al meghaladja a hengerét, de a legnagyobb különbség a 800 °C-t is eléri.

A kamrás motorok példáján bemutatott 2.77 ábra az ilyen égésrendszernek alkalmazható hengerméretek felső határa közelében lévő esetet jelent. Ez a határ, kb. 190 mm hengerméret, annak következménye, hogy a kamrából a dugattyútetőre irányuló nagysebességű forró gázsugarak a tetőn olyan hő-

mérsékleti egyenlőtlenségeket létesítenek, amelyek **hőfeszültségek** okozta anyagfáradáshoz vezetnek.

2.3.5.2. Örvénykamrás égésrendszerek

Az örvénykamrás égésrendszerek az előkamrás rendszerekhez hasonló megfontolások alapján jöttek létre. A **2.78 ábra** egy modern személygépkocsi motor örvénykamrás égésrendszerét mutatja, elsősorban arra tekintettel, hogy ez, az égésrendszer kifejezetten a **nagy fordulatszám tartomány** megvalósítását célozza meg.



2.78 ábra. Örvénykamrás égéstér (BMW)

A kamra félgömb alakú, amihez egy érintőleges átáramlási csatorna csatlakozik. A sűrítés során az érintőleges csatornán beáramló levegő a befecskendezett tüzelőanyaggal keveredik. A kamra relatív térfogata és átáramlási csatorna keresztmetszete is kissé nagyobb, mint az előkamrás rendszerénél. A dugattyútetőn a kamranyíláshoz csatlakozó áramlásirányító csatornák vannak, az érkező gáz-tüzelőanyag keveréknek a hengerben való hatékonyabb elosztására. Az örvénykamrás rendszer működés módja teljesen hasonló az előkamráséhoz, minőségi különbséget elvileg nem lehet találni; mindkét rendszernél lehetnek olyan változatok, amelyek egy másikhoz képest jobbak,

vagy kevésbé jók.

A kamrás égésrendszerek előnyei:

- jó keverékképző hatás széles fordulatszám tartományban;
- az iztítócsapok révén könnyű hidegindítás és gyors melegrejáratás;
- igénytelen befecskendezőrendszer, olcsóbb motor;
- viszonylag csendes égés, kis motorzaj;
- kis csúcsnyomás miatt csekélyebb hajtóműterhelések és viszonylag könnyebb motor, benzines változattal közös gyártósoron való előállítás.

A kamrás égésrendszerek hátrányos tulajdonságai:

- az átáramlási veszteségek és a nagyobb hőelvezető felületek által képződő hőveszteségek miatt rosszabb hatásfok ill. fogyasztás;
- a dugattyútetőre irányuló forró gáz és égő anyag miatt a tetőfelület síkja mentén kialakuló nagy hőmérsékletgradiens következtében repedési hajlam.

2.3.5.3. Közvetlen befecskendezésű égésrendszerek

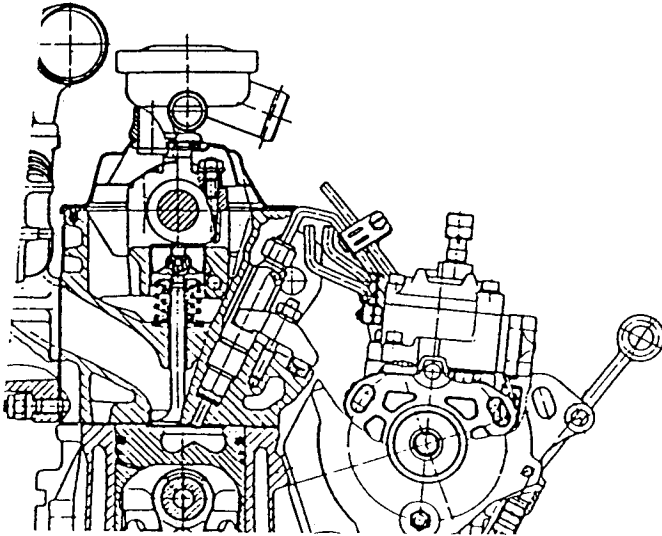
Az ú. n. lassújárású nagy dízelmotorok már régóta közvetlen befecskendezésű égésrendszerrel működnek. Ezek 7...9 m/s dugattyú közepsebességgel, pár száz percenkénti fordulatszámmal, sokszor egészen egyszerű, olcsó nehézolajjal igen gazdaságosan dolgoznak. A kisebb — mintegy 10 liter összlökettérfogatú — motoroknál a dugattyúsebesség növelése mellett törekedtek arra, hogy a nagyon gyors nyomásnövekedést az égés kezdetén fékessék és a vége felé gyorsítsák. Ezért a közvetlen befecskendezésű keverékképzésnél levegőbe elosztott tüzelőanyag sugarak módszere helyett a 60-as évek vége felé a falra fecskendezett ú.n. filmes, vagy **hártyás keverékképzésre** tértek át. Az egy, vagy két tömör tüzelőanyag sugarat a dugattyúkamra falára fecskendezték, ami ott párologni kezdett és azt a gyors perdületű levegő folyamatosan magával sodorta. A gyulladás után a perdület szétválasztotta a sűrűbb — levegőben dús — résztömeget a fal felé, míg a ritkább — égő és égéstermék — tömeghányadot a dugattyúkamrában a közép felé irányítva ahol az égés teljesen befejeződött. Ezáltal az égés lágyabb, a levegő kihasználás pedig kedvezőbb lett. Ez a **M.A.N.-M. eljárás** a RÁBA-motorjaiban sok helyen még ma is ellátja feladatát. Nagyobb elterjedést az égési eljárás azért nem nyerhetett, mert a perdületképzés, a dugattyúkamra nagysága és a befecskendezés nem hangolható jól össze a növelt fordulatszám-igénnyel.

A befecskendező rendszerek fejlődése egyre inkább lehetővé tette a **befecskendezési nyomás növelését**, amely a **kisebb cseppek képzését** és így a **gyorsabb párolgást** segítette elő. Ugyanekkor fejlődött tovább a

perdületképzés azáltal is, hogy a perdület mérőszámmal kifejezve mérhető lett, a perdületképző módszereket a viszonylag gyors fizikai modellkészítés, majd **áramlási szimulációs modellek** segítették.

A közvetlen befecskendezésű motorok — a hártás keverékképzéstől eltekintve — mindig többsugaras befecskendezésű rendszerek. A keverékképzést létrehozó levegőmozgás mindig perdületes jellegű. Alapvető fontosságú a **perdület erőssége** (c_u/c_a viszony: a levegő kerületi és axiális irányú sebességének viszonya, lásd 4. fejezet) és a hozzá illeszkedő tüzelőanyag **sugarak száma**, ezek **irányítása**, **behatolási mélysége** és az **átlagos cseppnagyság**.

A szívócsatorna irányító hatásával a szívólöket során létrejött perdület a sűrítési löket során keveset gyengül, a FHP közelében a dugattyúkamrába szorul és ott a perdületállandóság elve alapján erősen megnő a bejutott levegő kerületi irányú sebessége. Erre szuperponálódik a dugattyúperem által létesített kiszorító áramlás. A kettő eredője egy fordulatszámától függő áramkép, amely természetesen nehezíti a mindenkor kedvező összehangolást a befecskendezéssel.

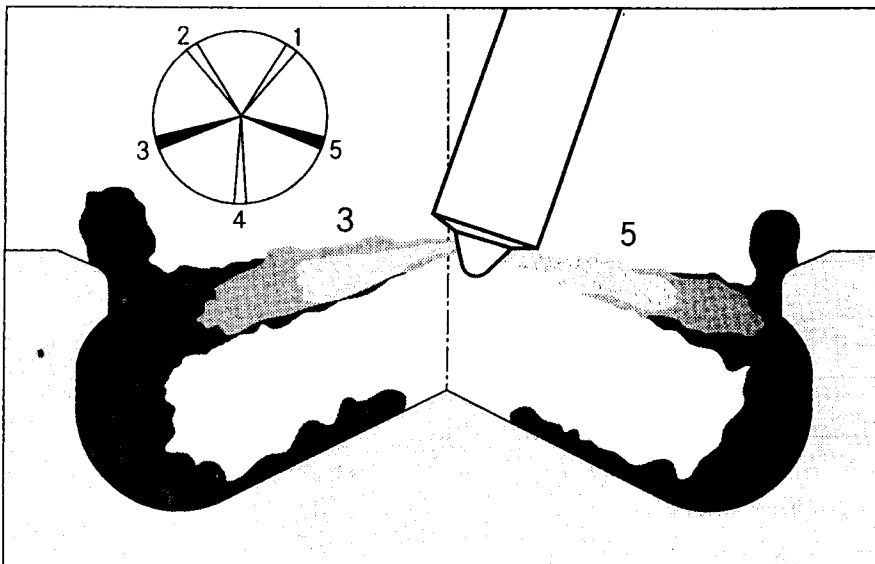


2.79 ábra. Kétszelepes közvetlen befecskendezésű égésrendszer

A **szelepek száma** nemcsak a hengerfej, hanem az égéstér kialakítását is jelentősen befolyásolja. Két szelepnél pl. a nagy szelepátmérőkre való törekvés ilyenkor általában nem teszi lehetővé a dugattyúkamrának a henger középvonalában való elhelyezését. Ezáltal pedig a porlasztó is a középvonaltól

eltérő, általában ferde helyzetű is lesz, a porlasztó furatok pedig egyenlőtlen osztásúak és (esetleg) átmérőjük.

A négy szelepes hengerfejek nemcsak a nagy (stabil-,hajó-) motoroknál, hanem ma már szinte minden méretű személygépkocsi dízelmotornál is elterjedtek. Sok előnyük ellensúlyozza a szerkezettel járó többletköltséget, különösen a nagyobb fordulatszámú motoroknál. A négy szelep a töltési fok szempontjából kedvező és így természetes módon hozzájárul a fajlagos teljesítmény (α =áll.), vagy a fogyasztás csökkenéséhez (α növekedése). Az égéstér, a dugattyúkamra szimmetrikus elrendezésének lehetősége jobb feltételeket teremt a dugattyúkamrába hatoló tüzelőanyagugarak és a kamra alakjának ill. a kamrában lévő perdületes légmozgás jó összehangolására.



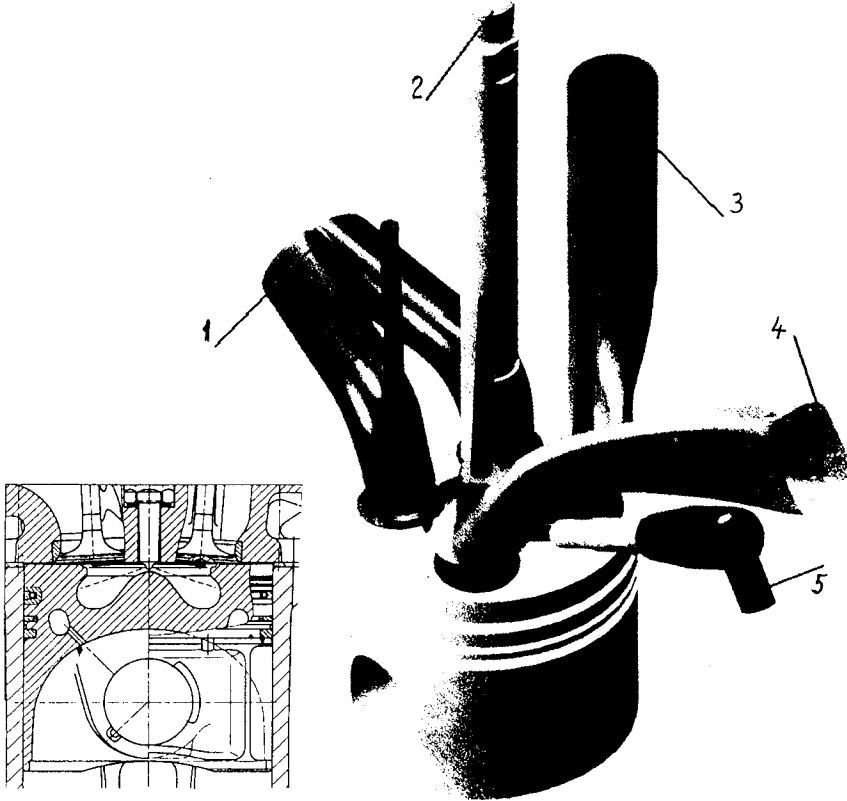
sugárkiterjedés a befecskendezés kezdete után

- | | |
|---------------|----------------|
| □ 170 μ s | ■ 800 μ s |
| ▨ 250 μ s | ■ 1600 μ s |

2.80 ábra. A dugattyúkamra alakja és tüzelőanyagugarakból alakuló égési zónák kölcsönhatása közvetlen befecskendezésű égésrendszerénél

A **2.80 ábra** azt kívánja szemléltetni, hogy a tüzelőanyag sugár iránya és a dugattyúkamra alakja, sugarat és égészónát terelő hatásában mely célt szolgálhat a kamra középső kúp alakú kiképzése, továbbá, hogy a kamra peremének turbulencia ill. keverékképző hatása van. A középső kúp alakú rész feltételezhetően elsősorban térkitöltő, amit az indokolhat, hogy a dugattyú kamra át-

mérőjét a perdület, térfogatát a kompresszióviszony határolja be, egyébként pedig a befecskendező sugár a kúpos rész üresen maradó helyére nem is tudna tüzelőanyagot juttatni. Ez az indoklás természetesen nem kívánja azt jelenteni, hogy a kivitelezett más dugattyúkamra kiképzések ugyanilyen következtetések levonására vezethetnének, hiszen egyetlen motor égésrendszerének fejlesztéséhez is viszonylag sok változat alapos — és igen költséges — vizsgálata szükséges. Kétségtelenül azonban az újabban megjelenő motortípusoknál fő vonalakban ehhez hasonló dugattyúkamra kialakítások találhatók.



2.81 ábra. Négyszелеpes hengerfej vázlatos perspektivikus képe a vele együttműködő dugattyúval (BMW)

- | | |
|-----------------------|--------------------------------|
| 1 - kipufogócsatorna; | 3 - perdületes szívócsatorna; |
| 2 - porlasztó; | 4 - tangenciális szívócsatorna |
| | 5 - izzítócsúcs |

Jellegzetes négyszелеpes hengerfej és a hozzáillesztett dugattyú képét mutatja a **2.81 ábra**, amely egy turbófeltöltött motorhoz tartozik és a dugattyúkamra

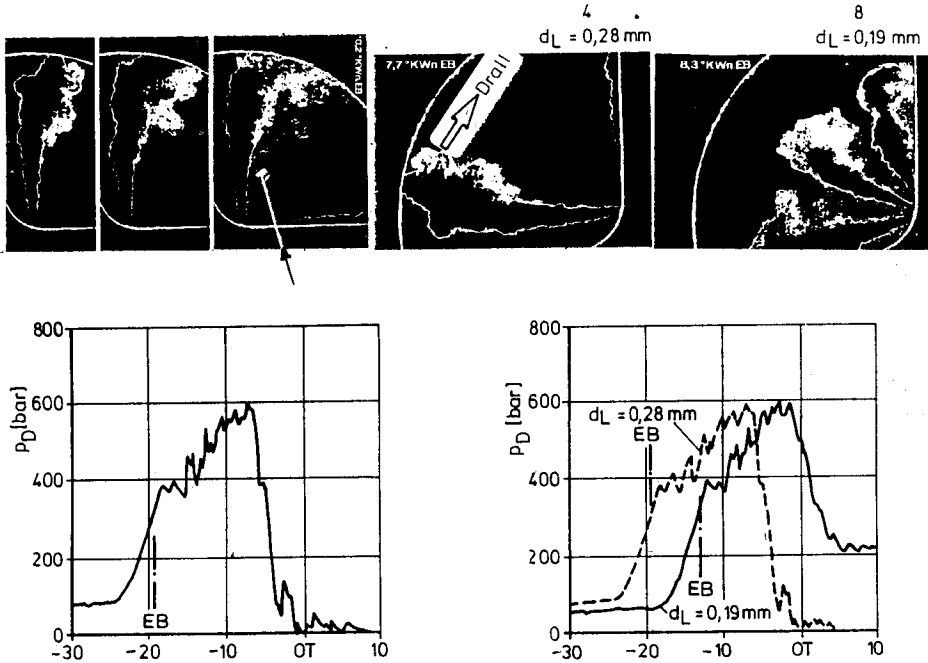
hőhatása és a dugattyú átlagos hőterhelése miatt a dugattyú hűtőolajcsatornával ellátott. A szívószelepek közül az egyik a hengerfejhez felülről csatlakozó **perdületes szívócsatornához**, a másik egy oldalirányú tangenciális csatornához csatlakozik. A két szívószelep között egy **izzítócsap** helyezkedik el, a hideg indítási és a melegjáratási idő rövidítésére, amelyek az emissziócsökkentés érdekében jelentős hatásúak (lásd 3. fejezet).

A dugattyúkamra átmérőjétől függően, azonos perdületszám (Drall) esetén is, különböző lesz az a sebesség amely a befecskendezett tüzelőanyag sugárra hat és így különböző keverékképző hatás jön létre. További hatást jelent, hogy kisebb dugattyúkamra méret esetén a dugattyú kiszorító radiális áramlási sebessége nagyobb lesz. Adott dugattyúkamra, befecskendezési karakterisztika és porlasztó furatszám mellett minden motor fordulatszámnál egy perdület-optimum létezik. Ez az optimum különösen a szokványos befecskendő-rendszerek mellett kis fordulatszámoknál nagyobb perdületnél van, mint nagyobb motor fordulatszámoknál. Ennek következtében olyan szívócsatornáknál — pl. kétszelepes hengerfejnél — amelyeknél a csatorna alakja rögzített, a perdületszám gyakorlatilag független a fordulatszámától, az optimális fordulatszám csak kompromisszum árán állapítható meg. Több porlasztófurat (kisebb mérettel) a perdületigényt csökkenti, azonban nagyobb befecskendezési nyomást kíván.

A **2.82 ábra** egy égéstérről résoptikai gyorsfilmfelvétellel készült **porlasztási sugár, párolgás és égéskezdet** képeit mutatja azonos perdületszám mellett. Az ábra bal oldali képsorán a **négyfuratos porlasztó** egy sugara éppen eléri a dugattyúkamra falát és látható a róla már elpárologott tüzelőanyag-rész, amelyet a perdület áram kissé elsodor. A harmadik képen a sugártól jobbra alul 10 ft° -al a befecskendezés kezdet után látszik az első lángképződés magja. Az ábra jobboldali két képe azonos befecskendezési nyomásoknál készült, a képek alatti diagrammon látható feltételek mellett. A **négyfuratos** porlasztóból kilépő sugár már **eléri a dugattyúkamra falát**, míg a **nyolcfuratos porlasztó** sugara egyébként majdnem azonos viszonyok mellett jelentősen kisebb mértékben hatol be és jóval gyorsabban bomlik szét párologott állapotba. Végül is így, a 8 sugár a gyulladás előtt még **nem érinti a dugattyúkamra falát**.

A **befecskendezés kettős jellegének igénye** — kis előadag, majd ezt követően a teljes főadag — már a 60-as években is felmerült a közvetlen befecskendezésű porlasztóknál, azonban akkor a technikai lehetőségek teljesen hiányoztak. (Az előkamrás motorokhoz használt fojtócsapos porlasztócsúcsokhoz hasonlóan ezt többsugarasnál nem lehet megoldani.) Ugyanakkor a nagy befecskendezési nyomás is egyidejűleg kívánatos. Ezt a nehéz problé-

mát a különösen igényesen kialakított befecskendezési rendszerrel, vagy teljesen újszerű megoldású rendszerrel sikerült megoldani. Az egyik megoldást (2...2,5 literes személygépkocsi motoroknál) a radiáldugattyús elosztórendszerű szivattyú — speciális csővezeték — kettősrugós porlasztó; a másik megoldást (nagy motoroknál is alkalmas) Common Rail rendszerű befecskendezés jelenti (lásd 2.65 és 2.66 ábrát).



2.82 ábra. Időbeli porlasztási sugárkifejlődés perdületes 82,5 mm átmérőjű közép ponti dugattyúkamrában

$n = 1800/\text{min};$

d_L : furatátmérő ;

$\varepsilon = 16$

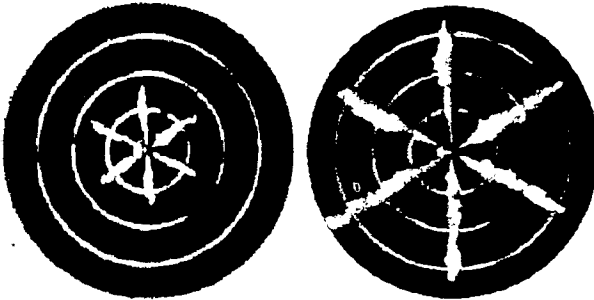
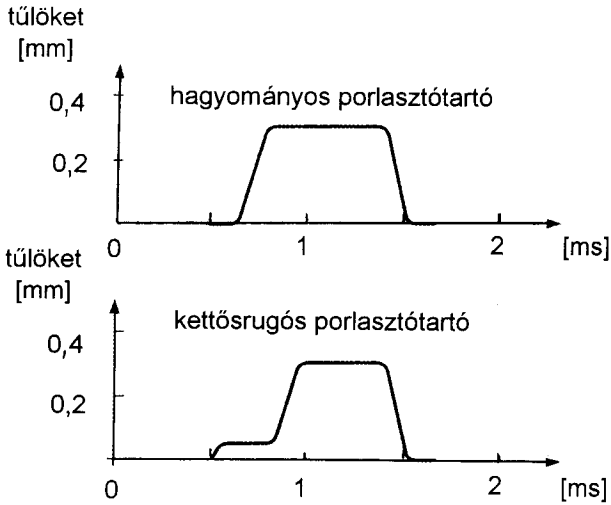
p_e perdületszám: 2,9 (Drall)

EB : befecskendezési kezdet

p_D : nyomás a porlasztó előtt

A radiáldugattyús elosztórendszerű szivattyúkat sikerült olyan pontossággal előállítani, hogy ezek az **1600 bar porlasztási nyomás** maximumot elérik a kettősrugós porlasztónál. Az ezzel elérhető kettős befecskendezés túlöketét és hatását tekintve a befecskendezési sugarak kétfokozatú képére (2.83 ábra), jól érzékelhető az a mennyiségi különbség, amelynek az égési függvény alakulásában is hasonló jelleggel kell megmutatkoznia. A kettősrugós porlasztó lehetővé teszi a kiváló porlasztást a teljes jellegmezőben két fokozatban és ez-

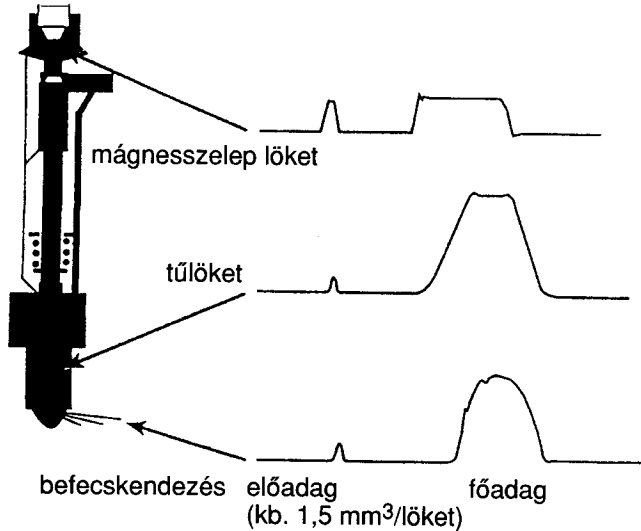
zel az égés sokkal „lágyabb” lesz. A nyomásnövekedési sebesség és a csúcshőmérséklet csökkenését jelenti ez, ami egyben az égési zaj és a tüzelőanyag-fogyasztás csökkenésével jóval kedvezőbb motor tulajdonságokat biztosít.



2.83 ábra. Kettősrugós porlasztó tümelkedése és porlasztási képe
 1. fokozat nyitónyomás 200 bar
 2. fokozat nyitónyomás 410 bar

A befecskendezés kettős jellegét a **Common Rail rendszerrel** teljes mértékben és a motor üzemállapotától függő megosztásban is biztosítani lehet. Az eddigi tapasztalatok a rendszerrel kapcsolatban személygépkocsi motoroknál még inkább a rendszer fejlesztésénél keletkeztek. Sorozatgyártású járműbe épített motornál a tapasztalatok még csekély mértékűek. Mivel azonban a rendszer elvéből adódóan szabályozhatósága kiválóan illeszkedik a járműelektronikához, jövőbeli elterjedése szélesebb körben is várható.

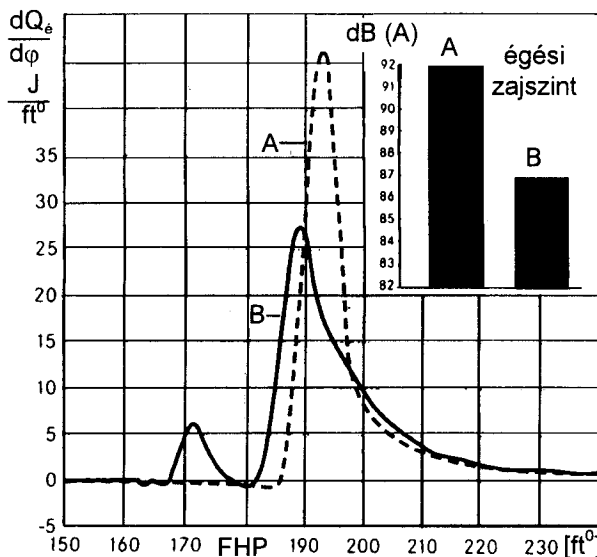
A befecskendezés jellegét tipikusan a **2.84 ábra** szemlélteti. Az ábrán az előzetes befecskendezés a kedvező égés-vezérléshez képest kissé jobban megelőzi a főadag bevitelét, de mennyiségét a főadaghoz képest arányosan mutatja.



2.84 ábra. A befecskendezés jellemzői a Common Rail (CR) rendszernél

A CR rendszernél az előadag mennyisége a legfontosabb tényező az égési zaj és a kipufogógáz emisszió határértékeinek betartásához. A fordulatszámától és a terheléstől függően változik a közös vezeték (Rail) nyomása mintegy 250-től 1350 bar-ig, az előzetes befecskendezett mennyiség pedig 1,5...2,5 mm³/adag között marad. Ugyanakkor biztosítani kell, hogy az előadag mennyiségi eltérése az összes hengerben és minden adagnál a 0,5 mm³ értéket ne haladja meg.

A **2.85 ábra** jól szemlélteti, hogy előzetes befecskendezéssel („pilot” adaggal) az égés jellege milyen kedvezően változik. Az előadag hatására majdnem felére csökken az égésfüggvény csúcsérték és ennek hatására mintegy 5 dBA-val **kisebb lesz** az égési zaj. Az ábra nem mutatja, de az égés függvény jellegéből következik, hogy a munkafolyamat hőmérsékleti maximuma és átlagértéke is csökken, ami feltétlenül együtt jár a **NO_x emisszió jóval kedvezőbb** értékeivel és a szénhidrogének mennyisége is csökken a rövidebb égéstartam következtében, ugyanakkor a munkafolyamat hatásfoka is javulhat. Kísérleti adatok arra utalnak, hogy az előadag nagysága és időzítése erőteljesen befolyásolja az egész égésfolyamatot.



2.85 ábra. Az előzetes befecskendezés hatása az égésfüggvényre és az égési zajra CR rendszerénél

$n = 2000/\text{min}$; $p_e = 2 \text{ bar}$

Égési zaj: A ----- előadag nélkül; B — előadaggal

Meg kell említeni, hogy előnyös tulajdonságai mellett a CR rendszer megfelelő működéséhez és élettartamához sok technikai nehézség leküzdése szükséges, többek között a következők:

- a porlasztótartó hossza nagy a négy szelepes hengerfejen való elhelyezhetőség miatt;
- a porlasztótartó teljes hosszában mindig a vezetéknyomás (Railnyomás) uralkodik, amely nem jelentéktelen részvesztésekhez vezet;
- a porlasztó-tű mozgató rúd kettős megvezetése szükséges nagy hosszon;
- biztosítani kell, hogy a porlasztótű bármily kis „sérülés” vagy mikroszemcse miatt ne maradjon nyitott állapotban, mert akkor a folyamatosan fennálló vezetéknyomás révén nagyon megnövekedhet az adag és ezzel a nyomás a hengerben;
- az előzőekben említett mennyiségi tűrések az előadagnál érzékelteik a rendszer finommechanikai igényességét.

Érdekes összehasonlításra nyújt lehetőséget egy **CR rendszerrel** készült és egy elosztó rendszerű befecskendező szivattyúval működtetett **kettősrugós porlasztóval** ellátott motor, amelyek közel azonos időben, 1997-ben kerültek

járműben kereskedelemben. Mindkét motor a szériagyártásba kerülés idejében legkorszerűbbnek mondható elektronikus vezérlési rendszerrel, levegő-visszahűtéses turbófeltöltéssel rendelkezik. Az összehasonlítás a motorok fő jellemzőivel:

Jellemzők	MERCEDES OM611	BMW M47
Befecskendező rendszer	Common Rail	elosztó rendsz.+kétrugós porl.
Hengerszám	4	4
Összlökettérfogat dm ³	2,1506	1,950
s/D	1,0050	1,048
Névleges teljesítmény [kW]	92	100
Névleges fordulatszám [min ⁻¹]	4200	4000
Literteljesítmény [kW/dm ³]	42,78	51,28
Max. nyomaték [Nm]	300	280
Max. nyomaték fordulatszáma	1800	1750
Fajlagos nyomaték [Nm/dm ³]	139,49	143,5
Max középnnyomás [bar]	17,5	18,04

Az összehasonlításból az tűnik ki, hogy a szinte versenytársaknak tekinthető gyártók közül a CR rendszert alkalmazók — feltehetően jóval nagyobb fejlesztési költségekkel — nem tudták elérni a kétrugós porlasztót használók motorjának fajlagos jellemzőit. Ez arra utalhat, hogy a CR rendszer még a fejlődés kezdeti szakaszában van a személygépkocsi motorok kategóriájában, míg a versenytárs feltehetően a fejleszhetőség határa közelében. Más nézőpontból az mondható, hogy a CR rendszer említett nehézségeinek egy része a motorok viszonylag kis tüzelőanyag-adagjaira vezethető vissza. Úgy tűnik, hogy a CR rendszer inkább a nagyobb hengerűrtartalmú motorokhoz alkalmazható előnyösen.

2.4. Az energiaátalakulási folyamat mérése és számítása

A motorban végbemenő energiaátalakulás folyamatának ismerete rendkívül fontos információ az égést befolyásoló minden rész-tényező fejlesztéséhez. A rendkívül gyors fejlődéshez kapcsolódó növekvő igények a mérés-technikai lehetőségek egyre kiterjedtebb alkalmazását teszik szükségessé. Az egyik legfontosabb eljárás ezek közül a **hengernyomás indikálása**, amely gyakorlatilag a motorfejlesztés szinte minden területéhez fontos adatokat szolgáltat,

így pl.

- a munkafolyamat jellemzőinek beállítása;
- a súrlódás ill. a mechanikai veszteségek ismerete;
- a töltetcsere;
- a hajtómű mechanikai terhelése;
- az égési zaj keletkezése;
- az energiaátalakulás időbeli folyamata;
- az ún. „On Board Diagnostic” vagyis a motorellenőrző és felügyeleti rendszerek kialakítása;
- a kopogásos égés intenzitásának jellemzése.

Az említett felhasználások mellett újabban egyre jobban bebizonyosodik, hogy a hengernyomás indikálása a szokványos stacionárius motorüzem móddal együtt a **dinamikus vizsgálatokhoz** is nélkülözhetetlen adatokat szolgáltat (lásd ciklus szórás pl. **2.26 ábra**). A sokoldalú és előnyös alkalmazás mellett a következő problémák is jelentkeznek:

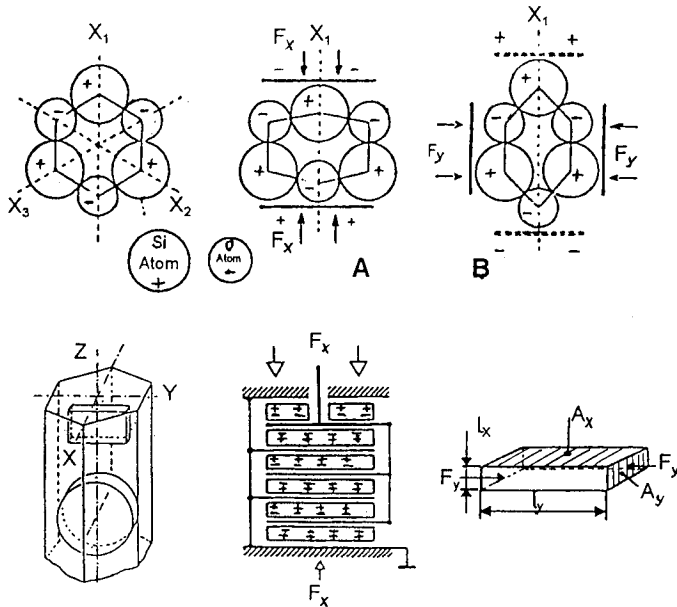
- anyagi és munka ráfordítások;
- a mérési pontosság;
- tapasztalatok a gyakorlati alkalmazásban.

2.4.1. A piezoelektromos jelátalakítók

Egyes kristályok olyan tulajdonságokat mutatnak fel, amelyek felületén erőhatásra villamos töltések jelennek meg. A belsőégésű motorok indikálására a legalkalmasabb a **kvarc kristálya**, amelyet számos jó tulajdonsága tesz erre alkalmassá. Így pl.:

- nyomószilárdsága kb. 4000 MPa;
- töltésérzékenysége $K = 2,26 \text{ pC/N}$;
- szigetelő képessége 10^{14} ohm ;
- hőmérséklettényezője $10^{-4}/^\circ\text{C}$ ($\sim 300 \text{ }^\circ\text{C}$ -ig);
- mérőképessége a végérték 10^{-6} -od részéig;
- nagyfokú linearitás.

A természetben előforduló kvarc (SiO_2) kristály nem kellő tisztaságú, ezért a jeladókhöz **növesztett kristályokat** használnak, amelyek tisztaságára a gyártás során különleges körülményeket biztosítanak. Ennek a kristálynak már szabályos geometriájú térrácsa van. A kristályt alkotó molekulák elhelyezkedését a szabályos kristályból készített metszetben a **2.86 ábra** szemlélteti.



2. 86 ábra. A kvarc kristály jellegzetes alakja és a kristály rács deformációjának hatására fellépő villamos töltések megoszlása
 A - longitudinális ; B-transzverzális
 effektus

A kétféle effektus hatásának hasznosításakor a jeladó készítésénél is két eltérő módon helyezik el a kristályból készített metszeteket. Ennek megfelelően a **longitudinális effektust** használó jeladók viszonylag vékonyra csiszolt kristály- metszeti lapjaikkal egymásután fordított polaritással oszlopszerűen összerakva képezik az érzékelő elemet. A lapkák síkjára merőleges a ható erő, illetve egy membrán révén a ható nyomás. A töltések az erő támadási felületén vehetők le. **A keletkező töltések nem függenek a lapkák méreteitől, csak azok darabszámától.** Így a keletkező töltésmennyiség (lásd **2.86 ábra**) :

$$Q_x = k \cdot F_x \cdot n, \quad [\text{pC}]$$

ahol

n : a lapkák darabszáma.

A **transzverzális effektust** használó jeladók a kristálylap mechanikai tengelyének irányából kapják a terhelést és a töltések az erővel párhuzamos felületéről vehetők le. **A keletkező töltések mennyisége a villamos és a mechanikai tengelyre merőleges lapok felületének viszonyával arányos** (lásd **2.86 ábra**) :

$$Q_y = -k \cdot F_y \cdot \frac{A_x}{A_y}, \quad [\text{pC}]$$

vagy mivel mindkét lap z irányú hossza egyforma

$$Q_y = -k \cdot F_y \cdot \frac{l_y}{l_x}, \quad [\text{pC}]$$

ahol

l_y és l_x : a lapka y és x tengely irányába eső élhossza.

A kristálynak természetesen kapacitása és ellenállása is van, ezért a keletkező feszültség már függ a méretektől:

$$U = \frac{Q}{C} \quad \text{és} \quad C = \varepsilon \frac{A_x}{l_x},$$

ahol

ε : a dielektromos állandó.

Így longitudinális esetben:

$$U_x = \frac{k}{\varepsilon} \cdot F_x \cdot \frac{n \cdot l_x}{A_x}; \quad [\text{V}]$$

és transzverzális esetben :

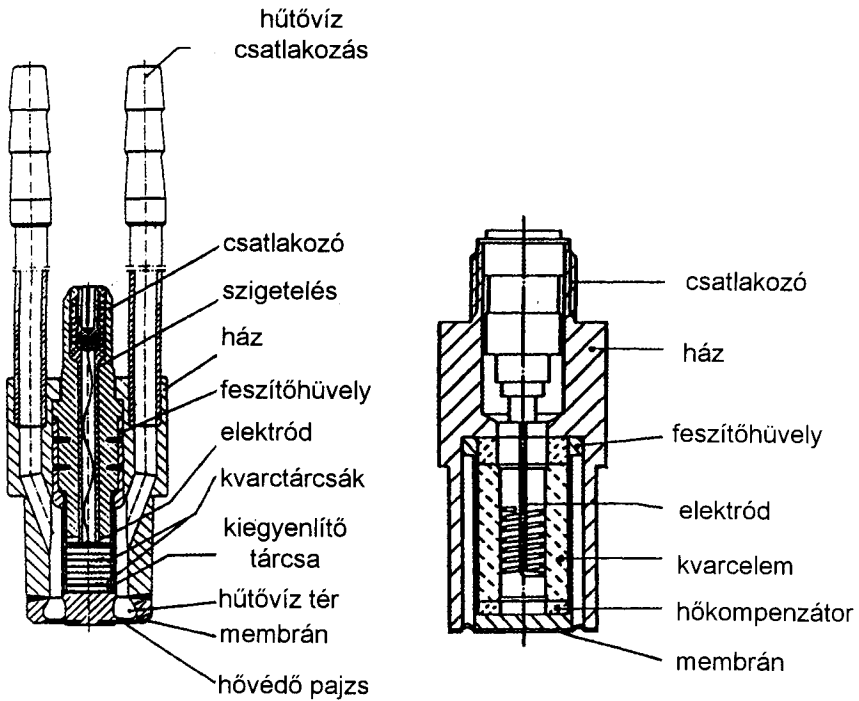
$$U_y = -\frac{k}{\varepsilon} \cdot F_y \cdot \frac{l_y}{A_x}. \quad [\text{V}]$$

Ezek a feszültségek azonban nem állandósult állapotra vonatkoztathatók, mert a mechanikai terhelés pillanatában a kristály mint kondenzátor feltöltődik és ezzel egyidőben saját ellenállásán keresztül kisül. Ezért a **piezoelektromos hatással működő jelátalakító állandósult erő ill. nyomás folyamatos mérésére nem használható**. Gyorsan változó jelek átvitelére azonban kiválóan alkalmasak, amit az előzőekben felsorolt tulajdonságaik — különösen linearitásuk — jól jellemez.

A kristály saját kapacitása és ellenállása következtében egy ebből adódó időállandóval rendelkezik:

$$\tau = R \cdot C, \quad [\text{s}]$$

de természetesen gyakorlati alkalmazásban a foglalat (adapter), a csatlakozó, a kábel és az erősítő bemenő fokozatának ellenállása és kapacitás is hozzájárul. Így a mérőkörben ezeknek a részeknek is hasonló értékű villamos jellemzőkkel kell rendelkezni, hiszen ellenkező esetben a töltések ezeken gyorsabban levezetődnének, mint ahogy az időazonos jelfeldolgozás megtörténhetne. Ezért pl. az említett részeknél a **szigetelési ellenállásoknak 10^{13} ohm nagyságrendben kell maradni**, ami a mérőlánc nagyon gondos, tiszta kezelését igényli. Mivel a mérési jel végül is általában feszültségértékben szükséges, a mérőlánc végén ún. **töltéserősítőt** használnak, amelynek kimenő jelét (pl. 0...10 V) akár analóg, akár digitális módszerrel feldolgozva nyerhetők pl. motor esetében az **indikátordiagramok**.



2.87 ábra. Piezokvarc nyomás-jeladó hűtött és hűtetlen kivitelben

Az indikátordiagramnak azonban csak egyik összetevője a **nyomás**, ugyanolyan fontosságú a másik összetevő a **hengertérfogat**. Mivel a mai technika szerint a löket során közvetlen térfogatmérésre nincs lehetőség, ehhez segítségül a **forgattyúszög** szolgál. Ebből és a kompressziótérből számítással kell meghatározni a pillanatnyi lökettérfogatot és a mindenkor teljes hengertérfogatot. A forgattyúszög helyzetét általában optoelektronikus jelátalakítókkal

mérik, amelyekkel 0,1 ft° felbontás is elérhető. Természetesen ennek megfelelően a **holtponthelyzetet (FHP)** is legalább ilyen pontossággal kell beállítani.

2.4.2. Az energiaátalakulás számítása mérési adatokból

A motorban az energiaátalakuláson a tüzelőanyag kémiai energiájának mechanikai munkává való átalakítását értjük. Jelen fejezetben az energiaátalakulási függvényeket a munkafolyamatnak arra a fázisára vizsgáljuk, amelyek az égésfolyamatra jellemzőek. Ezt az előzőekben **égésfüggvény**ként említett jellemzőt a hengerben lévő tömeg teljes belső energiájának változása eredményezi az égésfolyamat során. Ekkor a kérdéses tömegre zárt térben történő energiaváltozást számítunk. Ezért a kiindulás is az energiaegyenlethez történik:

$$\overline{m \cdot u} = -p\dot{V} + \Sigma\dot{Q} + \Sigma\dot{m} \cdot h, \quad (2.1)$$

ahol :	m : a hengerben lévő tömeg,	[kg]
	u : a közeg fajlagos belső energiája,	[J/kg]
	p : a közeg nyomása,	[Pa]
	V : a henger pillanatnyi ösztérfogata,	[m ³]
	Q : a közegbe vezetett vagy a közegből elvezetett hő,	[J]
	h : a be- vagy kiáramló közeg fajlagos entalpiája.	[J/kg]

Az idő szerinti változásokról az egységnyi forgattyúszöghöz tartozó változásokkal a (2.1) egyenlet :

$$m \frac{du}{d\varphi} + u \frac{dm}{d\varphi} = -p \frac{dV}{d\varphi} + \frac{dQ_e}{d\varphi} + \frac{dQ_f}{d\varphi} + \frac{dm}{d\varphi} \times h,$$

A $\frac{dm}{d\varphi}$ tömegváltozás minden tagban zérus a zárt térben levő tömeg állandósága következtében, továbbá

$$m \frac{du}{d\varphi} = m \frac{du}{dT} \frac{dT}{d\varphi} \quad \text{bővítéssel és} \quad \frac{du}{dT} = c_v \quad \text{helyettesítéssel}$$

$$\frac{dT}{d\varphi} = \frac{1}{m \times C_v} \cdot p \frac{dV}{d\varphi} + \frac{dQ_e}{d\varphi} + \frac{dQ_f}{d\varphi}, \quad (2.2)$$

Az állapotegyenlet $pV=m \cdot R \cdot T$ logaritmikus differenciálásával

$$\frac{dT}{d\varphi} = \frac{T}{p} \frac{dp}{d\varphi} + \frac{T}{V} \frac{dV}{d\varphi} - \frac{T}{R} \frac{dR}{d\varphi} - \frac{T}{m} \frac{dm}{d\varphi}. \quad (2.3)$$

Az állapotegyenlet bővítésével

$$\frac{c_V \cdot m \cdot T}{p} = \frac{c_V}{R} V = \frac{V}{\kappa - 1} \quad \text{és} \quad \frac{c_V \cdot m \cdot T}{V} = \frac{c_V}{R} p = \frac{p}{\kappa - 1},$$

bevezetésével, továbbá a 2.2 és 2.3 egyenlet segítségével, valamint a szobajöhető forgattyúszög-tartományban $dR/d\varphi = 0$ feltételezésével

$$\frac{c_V \cdot m \cdot dT}{d\varphi} = \frac{V}{\kappa - 1} \frac{dp}{d\varphi} + \frac{p}{\kappa - 1} \frac{dV}{d\varphi} = -p \frac{dV}{d\varphi} + \frac{dQ_\varepsilon}{d\varphi} + \frac{dQ_f}{d\varphi},$$

amiből

$$\frac{dQ_\varepsilon}{d\varphi} = \frac{1}{\kappa - 1} V \frac{dp}{d\varphi} + 1 + \frac{1}{\kappa - 1} p \frac{dV}{d\varphi} - \frac{dQ_f}{d\varphi}, \quad (2.4)$$

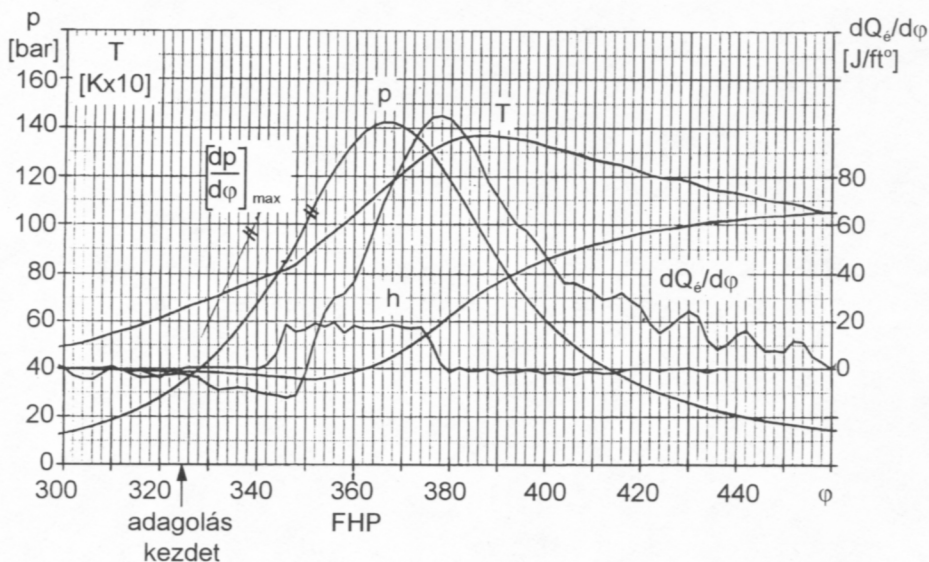
ahol

$$\frac{dQ_\varepsilon}{d\varphi} : \quad \text{az égés függvény,}$$

$$\frac{dQ_f}{d\varphi} : \quad \text{a falveszteségi függvény, amely a falon elvezetett hő esetén negatív előjelű.}$$

Az egyenlet differenciaegyenletként is megoldható, ha az indikátordiagramból p , V , Δp , ΔV ismert, κ értéke pedig táblázatból a pillanatnyi hőmérsékletközhöz tartozóan kiolvasható. Ez utóbbi érdekében még szükséges ismerni a hengerben lévő gáz tömegét is, ami szintén a mérési adatokból nyerhető. A κ fajhőviszony értéke az általában fellépő hőmérsékletközhöz és levegő/égéstermék viszonyok mellett kb. 1,36...1,27 értéket vesz fel. A $dQ_f/d\varphi$ tag a megoldás ilyen közelítő jellege miatt elhanyagolható, mivel értéke $dQ_\varepsilon/d\varphi$ -hez képest csekély. Ha az égésfüggvényre nemcsak jellegzetes alakja tekintetében van szükség, akkor természetesen a (2.4) egyenletet differenciálegyenletként kell megoldani (lásd 6. fejezet).

Példaként a 2.88 ábra mérési eredményeiből és a motor geometriai adataiból határozzuk meg az égésfüggvény egy pontját az egyszerű differencia-egyenletként használt (2.4) egyenletből.



2.88 ábra. Dizelmotor indikátor diagramja és a kiértékelés egyes eredményei

A motor ismert adatai:

$$s = 0,16 \text{ [m]}$$

$$D = 0,15 \text{ [m]}$$

$$n = 2000/\text{min}$$

$$\varepsilon = 16$$

$$\frac{r}{l} = \lambda = 0,26$$

$$r = \frac{s}{2} = \frac{0,16}{2} = 0,08 \text{ [m]}$$

$$l = \frac{r}{\lambda} = \frac{0,08}{0,26} = 0,307 \text{ [m]}$$

A 2.88 ábra diagramjairól a $\varphi_1 = 352 \text{ ft}^\circ$ és $\varphi_2 = 350 \text{ ft}^\circ$ -hoz tartozó nyomás értékeket leolvastva

$$p_{352} = 110 \text{ bar}$$

$$p_{350} = 100 \text{ bar}$$

$$p_{351} = 105 \text{ bar}$$

$$T_{351} = 895 \text{ K}$$

A T_{351} hőmérsékletéhez táblázatból $\kappa = 1,339$, figyelembevéve közelítőleg a gáz összetételét.

A forgattyúszögekhez tartozó dugattyú út és a kompressziótér nagyságából a hengertérfogatokat is ismerni kell. Így

$$s_{\varphi} = r(1 - \cos\varphi) + l\left(1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \times \sin^2 \varphi}\right) \quad \text{é}$$

$$V_K = \frac{v_L}{\varepsilon - 1} = \frac{D^2 \cdot \pi \cdot s}{4} \frac{1}{\varepsilon - 1} = \frac{0,15^2 \cdot \pi \cdot 0,16}{4} \frac{1}{15} = 0,1885 \cdot 10^{-3} \quad [\text{m}^3]$$

A löket számításainak részleteitől eltekintve :

$$s_{352} = 0,979606 \cdot 10^{-3} \quad [\text{m}]$$

$$s_{350} = 1,52843 \cdot 10^{-3} \quad [\text{m}]$$

$$A_D = \frac{D^2 \pi}{4} = \frac{0,15 \cdot \pi}{4} = 0,01767 \quad [\text{m}^2]$$

$$V_{350} = s_{350} \cdot A_D + V_K = 0,215504 \cdot 10^{-3} \quad [\text{m}^3]$$

$$V_{352} = 0,205806 \cdot 10^{-3} \quad [\text{m}^3]$$

$$V_{351} = 0,210389 \cdot 10^{-3} \quad [\text{m}^3]$$

$$\frac{\Delta V}{\Delta \varphi} = \frac{V_{350} - V_{352}}{2} = \frac{(0,215504 - 0,205806) \cdot 10^{-3}}{2} = 0,004849 \cdot 10^{-3}$$

Az előző adatokkal:

$$\frac{\Delta Q_{\dot{\varepsilon}}}{\Delta \varphi} = \frac{1}{1,339 - 1} \cdot 0,210389 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{10 \cdot 10^5}{2} + \frac{1,339}{0,339} \cdot 105 \cdot 10^5 \cdot 0,004849 \cdot 10^{-3} = 511,41 \text{ J} / \Delta \varphi,$$

ahol $\Delta \varphi = 2 \text{ ft}^\circ$.

Figyelembe kell venni az eredménynél, hogy a falveszteség számítását elhanyagolva, az égéssel fokenként bevitt hő annak megfelelően valamivel nagyobbra adódott volna.

3. A LÉGSZENNYEZŐ ANYAGOK KELETKEZÉSE ÉS EMISSZIÓJUK CSÖKKENTÉSE

3.1. A légszennyező égéstermékek keletkezésének mechanizmusa

A motor égésterében lejárató tökéletes égés eredményeként a kizárólag szénből és hidrogénből álló tüzelőanyagból csak széndioxid, nitrogén és víz keletkezne. Azonban az égésfolyamat nem az ideális termodinamikai egyensúly mellett zajlik a közvetkezők miatt:

- a kémiai oxidációs folyamathoz csak igen rövid idő áll rendelkezésre a hengertérben;
- a hőmérséklet heterogén eloszlású a keverékben és gyorsan változik.

Az említett feltételek miatt az égés soha nem tökéletes a tüzelőanyag egyes alkotói részben, vagy egyáltalán nem oxidálódnak. A kialakuló nagy hőmérséklet és nyomás mellett a szén és a hidrogén oxidációján kívül másodlagos reakciók is lejajlanak. Ezek eredményeként a tüzelőanyag molekulái átalakulnak, oxidálódik a levegő nitrogéntartalma, az elégetlen szénből részecskék képződnek, a tüzelőanyag kéntartalmából pedig kén-dioxid.

Kipufogógáz összetevő	Egészségre nem káros komponens				Egészségkárosító komp.		
	Nitrogén N ₂ térf. %	Oxigén O ₂ térf. %	Vízgőz H ₂ O térf. %	Szén-diox. CO ₂ tf. %	Szén-mon. CO térf %	Szén-hidr. CH térf %	Nitr.-oxid NO _x térf. %
Szvk. kivétel							
Katalizátor nélküli, régi szvk	71-72	1	8	18	1-2	0,02-0,06	0,1-0,3
Korszerű katalizátoros szvk.	71-72	1	8	19	0,1-0,01	0,005	0,01
Cigarettafüst					2,8	0,45	0,01

3.1 ábra. A városi forgalmat szimuláló európai menetciklus vizsgálat során mért átlagos kipufogógáz összetételek

Egy közepkategóriájú, benzinüzemű személygépkocsi kipufogógázainak átlagos összetételét mutatja a **3.1 ábra** az Európa-Teszt menetciklus-vizsgálat során katalizátor nélküli és egy korszerű, szabályozott motorüzemű katalizátor-

ral felszerelt személygépkocsi esetében. Szembetűnő, hogy egy átlagos cigarettafüst károsanyag koncentrációi egy nagyságrenddel nagyobbak, mint a gépjárművéké. Természetesen figyelembe kell venni, hogy a cigarettafüst környezetbe kerülő összömege nagyságrendekkel kisebb, mint a személygépkocsik károsanyag kibocsátása, bár a dízelmotorok részecske emissziója lényegesen kedvezőtlenebb egészségügyi hatásokat okozó összetevőket tartalmaz

Megállapítható, hogy a légszennyező anyagok „csak” a kipufogógázok 1 ...2 térfogat %-át teszik ki a katalizátor nélküli benzinüzemű gépkocsi esetében és ezt mintegy 90 % -kal csökkenti a katalizátor. A korszerű dízelüzemű gépkocsi károsanyag kibocsátása — a jóval nagyobb részecske emissziótól eltekintve — közel azonos a korszerű benzinüzeművel.

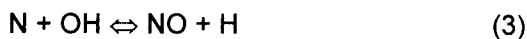
3.1.1. A nitrogén-oxidok képződése belsőégésű motoroknál

A nitrogén-oxidok a levegő molekuláris nitrogén-tartalmából keletkeznek a motor égésterében, mégpedig elsősorban **nitrogén-monoxid (NO)** formájában. Az égésmélelet jelenlegi ismeretei szerint az NO képződése a következő három úton történhet az égésfolyamat során:

- NO képződés termikus úton;
- „prompt” NO képződés;
- No képződés a tüzelőanyag nitrogén tartalmából.

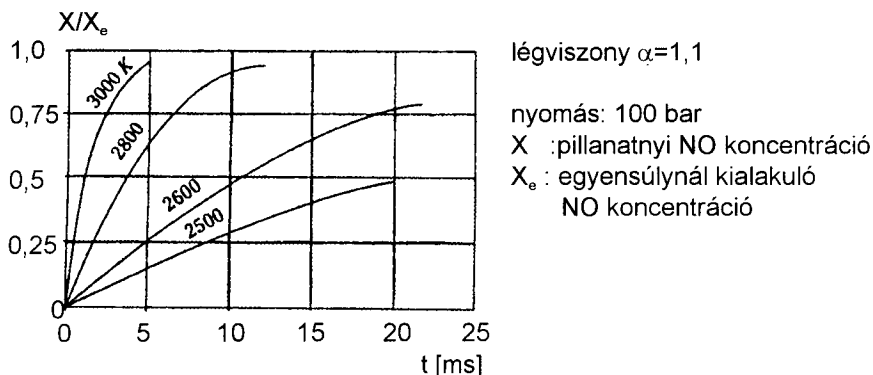
3.1.1.1. NO képződés termikus úton

Ezt a fajta képződést a levegő nitrogén és oxigén tartalmából az égésfolyamat nagy hőmérsékletén a lángban és a láng utáni zónában fellépő reakciók jellemzik. A nagy hőmérsékleten ugyanis az oxigénmolekula szétesik atomjaira és ezek az aktív oxigén atomok lépnek reakcióba a nitrogénmolekulával, aminek eredményeként NO képződik. A sztöchiometrikus keverési arány közelében az NO képződését meghatározó fontosabb reakciók a következők:



A (3) jelű reakció elsősorban a tüzelőanyagban dús keverékben játszódik le. Az **NO képződés** mind a lángfrontban, mind az azt követő zónában végbe megy. A nagy nyomáson lezajló égés esetén a lángban a reakció zónája igen vékony (mintegy 0,1 mm) és rendkívül rövid ideig „él”. Ezen felül a nyomás az

égés során növekedik a hengerben, aminek hatására az égéstermékek hőmérséklete nagyobb lesz, mint közvetlenül az égési folyamat következtében. Ezzel magyarázható, hogy — kivéve a nagy légfeszültség tényezővel jellemezhető helyeket — az NO -nak csak kis része képződik a lángban, míg nagyobb része a láng utáni zónában keletkezik. Ezek a képződési folyamatok egymástól függetlenek.



3.2 ábra. A hőmérséklet hatása az $N_2 + O_2 \leftrightarrow 2 NO$ reakció alakulására

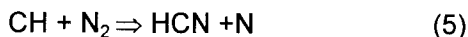
Az NO képződése alapvetően a hőmérséklettől függ, amint azt a 3.2 ábra mutatja, amelyen az

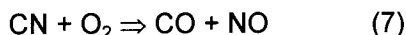


reakció előrehaladásának mértéke látható különböző hőmérsékletekre vonatkozóan, mégpedig a motorban lezajló égést jellemző időtartamok esetében. Az NO képződés folyamatai minden esetben lassúbbak, mint az égésfolyamat során lezajló reakciók. Az magyarázza azt, hogy a kipufogógázban mért NO koncentrációk mindig alacsonyabbak, mint az ú.n. egyensúlyi koncentrációk.

3.1.1.2. A „prompt” NO képződés

A szénhidrogének égésekor oxidációjuk ú.n. aktív gyökök révén valósul meg és ezek az oxigén hiánya esetén a nitrogén molekulával is reakcióba léphetnek. Ennek eredményeként a HCN és CN molekula is keletkezik, amelyek oxidációja az NO kialakulásához vezet a következő reakciók során:





Mivel a lángfront kezdeti szakaszában a mintegy melléktermékként képződő NO igen rövid reakció idő alatt jön létre „prompt” NO-nak nevezik. Ezek a reakciók csak akkor léphetnek fel, ha a lángban helyi oxigénhiány alakul ki. Az ú.n. „prompt” úton képződött NO koncentrációja mind a dízel-, mint a szikragyújtású motoroknál nagyságrendekkel kisebb (40-50 ppm) mint a termikus úton képződővé, amit a láng HCN tartalma és annak időbeli változása alapján értékelték.

3.1.1.3. NO képződés a tüzelőanyag nitrogén tartalmából

Amennyiben a tüzelőanyag nitrogént tartalmaz, úgy az égésfolyamat során ebből is képződhetnek nitrogén-oxidok. Ennek azonban a motorikus célra használt gázolaj és benzín esetében nincs jelentősége, mert elhanyagolhatóan kicsi a nitrogén tartalmuk. Az így képződő NO-nak csak a hajómotoroknál használt nehézolajok esetében van jelentősége, mert ezek nitrogéntartalma néhány ezreléket érhet el (tömegre vonatkoztatva).

3.1.1.4. Általános összefüggések

Az előzőekből következik, hogy a nitrogén-monoxid a belsőégésű motorokban döntő módon termikus úton jön létre, így keletkezését a termikus NO képződést befolyásoló tényezők határozzák meg alapvetően. Ennek megfelelően a következő általános megállapítások tehetők:

- az égéstér kialakítása és a keverékképzés lényegesen befolyásolja a lokális légfelesleget és hőmérsékletet és ezáltal a NO képződésének helyi feltételeit;
- az égéstér egyes helyein az égésfolyamat során változik a keverék összetétele, a hőmérséklet és a nyomás és ezáltal a NO létrejöttének a feltételei is ;
- a nyomás növekedése légfelesleg mellett elősegíti a NO képződését. Ez azzal magyarázható, hogy nagyobb nyomáson csökken az égéstermékek disszociációja, ami a hőmérséklet növekedéséhez vezet, az viszont kedvez a NO keletkezésének. Dús keverék esetén azonban a NO képződéséhez szükséges oxigén csak az égéstermékek disszociációja révén keletkezhet. Ha nő a nyomás, csökken a disszociáció, ki-

sebb lesz a keletkező oxigén mennyisége és így a NO keletkezésének feltételei is romlanak;

- az expanzió során, a hőmérséklet és a nyomás gyorsan csökken, ami azután a NO képződési folyamat lelassulásához, majd leállításához vezet.

3.1.1.5. A NO képződés dízelmotoroknál

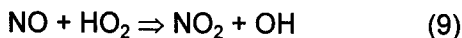
A NO képződés szempontjából az égésfolyamat csúcshőmérséklete meghatározó jelentőségű. A dízelmotorban lezajló égésfolyamatra jellemző a „hideg” levegő jelenléte az égéstérben és ezzel magyarázható, hogy a NO képződés „befagyása” miatt gyorsabb a dízelmotorok esetében a szikragyújtású motorokéhoz viszonyítva. Ugyancsak ez az oka annak, hogy miért kisebb a NO szétválasztási tendenciája a dízelmotoroknál.

A NO képződésére vonatkozó mérések azt mutatták, hogy a keletkező NO csaknem az égés megkezdése utáni 20 főtengelyfok elfordulás alatt képződik. Ha a **befecskendezés kezdete későbbi helyzetben** történik, úgy az égés is később kezdődik az NO képződéssel együtt. A kialakuló NO koncentrációk alacsonyabbak, mivel a fellépő csúcshőmérséklet is alacsonyabb. A befecskendezés kezdet későbbre állítása a **NO-emisszió csökkentésének egy hatásos eszköze**, azonban ennek hátránya a fajlagos tüzelőanyag-fogyasztás növekedése.

A motor terhelésének növekedése — mivel nagyobb csúcshőmérsékletet és csúcsnyomást eredményez — egyúttal a kialakuló NO koncentrációk a növekedésének irányába hat.

A kipufogógáz visszavezetés a szikragyújtású motorokhoz hasonló módon a NO-emisszió csökkentésének egyik gyakran alkalmazott módja, hatása a csúcshőmérséklet csökkentésére vezethető vissza. A dízelmotoroknál ez a hatás nagymértékben függ a motor terhelésétől, ugyanis nagy terhelésnél a kipufogógázokban nagy koncentrációban van jelen a széndioxid és a vízgőz, amelyek nagy fajhőjű összetevők. Ezzel szemben a kis terhelésnél az alacsony fajhőjű atmoszférikus nitrogén van nagy koncentrációban jelen. Szerencsére kis terhelésnél a csúcsnyomás és a csúcshőmérséklet is alacsonyabb.

Dízelmotorok esetében a kipufogógázokban található nitrogén-oxidok egy része (mintegy 30 %-a) már NO₂ formájában van jelen. Képződésének magyarázata a következő reakció:

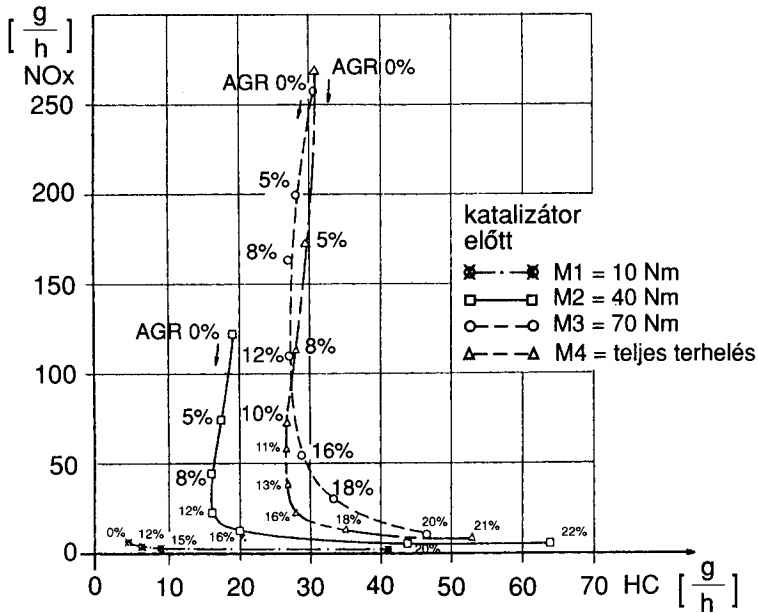


Az így képződő NO_2 visszaalakulására általában nincs idő, mivel a légfeszültségből adódó hideg levegő hatására „befagy” a létrejött NO_2 . Ezzel a folyamat magyarázható az is, hogy az NO_2 részarány a nitrogénoxidokban kis fordulatszámra és kis terhelésnél nagyobb.

3.1.1.6. A NO képződés szikragyújtású motoroknál

A NO képződését meghatározó két alapvető paraméter a **légfeszültség tényező**, ami az elégett és elégetlen keverék részarányát befolyásolja a hengerekben, valamint a **gyújtás időpontja**. A NO képződés maximuma a $\lambda = 1,1$ légfeszültség tényező értékéhez tartozik, azaz a kismértékben szegény keverékhez. A légfeszültség ezen érték feletti tartományban történő növekedésével lassulnak az NO képződési reakciók (1) és (2). Ez a magyarázata annak, hogy a keverék szegényítésével csökken a NO emisszió.

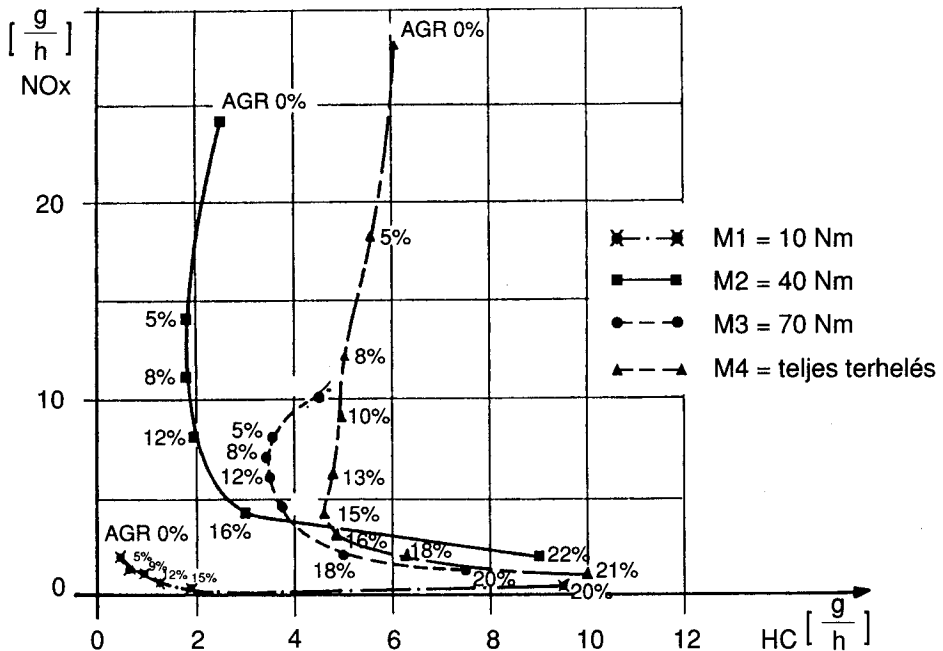
Az **előgyújtás** növelése az égésfolyamat felső holtponthoz viszonyított korábbi kezdetét jelenti, ami a csúcshőmérséklet növekedését eredményezi. Ez nagyobb csúcshőmérsékletre vezet, az említett két hatás eredménye a nagyobb NO emisszió. Az előgyújtás csökkentése az előbbi hatásokkal ellentétben érdemi NO emisszió csökkenést eredményez.



3.3 ábra. Az AGR hatása a katalizátor előtti NO_x és CH emisszió közötti összefüggésre $\alpha = 1$ szabályozás mellett ($n = 1900/\text{min}$; előgyújtás: optimum)

A szikragyújtású motoroknál feltétlenül említést érdemel az ú.n. **belső kipufogógáz visszavezetés**, ami a szívó- és kipufogószelep összenyitásától függ. A visszavezetett kipufogógáz mennyiségét ezen felül külön is szabályozzák és így 15 ...20 % visszavezetéssel igen jelentősen a kiindulási NO szint alá csökkenthető a NO_x emisszió.

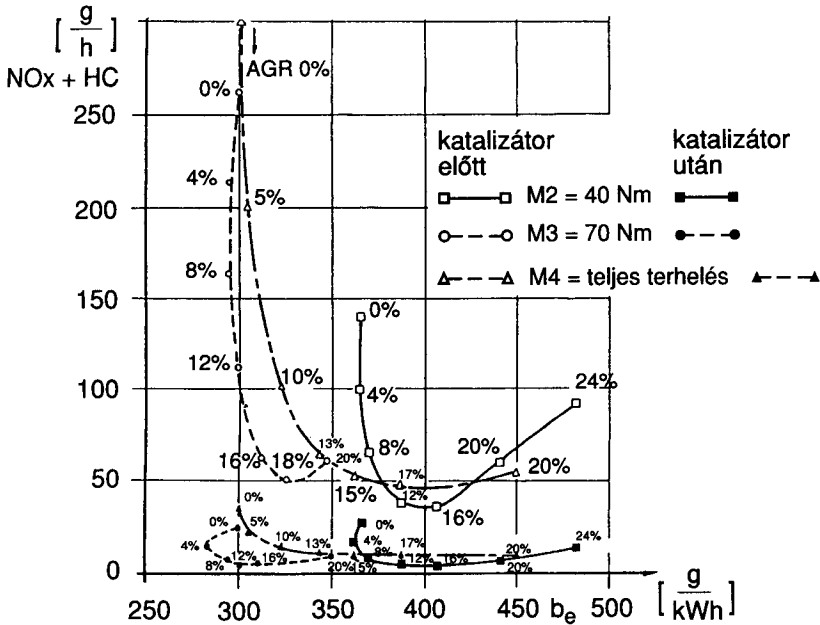
A **kipufogógáz visszavezetés (EGR=AGR)** hatását mutatja a 3.3 és 3.4 ábra a NO_x és a CH emisszióra vonatkozóan különböző terhelésnél. A vizsgálatok egy négyhengeres, V_H = 1,8 dm³ lökettérfogatú, hengerenkénti benzinbefecskendezéssel ellátott és szabályozott motorüzemű többfunkciós katalizátorral felszerelt motoron történtek. Jól látható, hogy a **kipufogógáz visszavezetés segítségével** mind a katalizátor előtt, mind a katalizátor után **igen jelentős NO_x csökkentés** érhető el, azonban a 16 %-nál nagyobb mértékű visszavezetés felett a CH emisszió rohamosan növekedni kezd. Így a CH emisszió szempontjából az optimális kipufogógáz visszavezetési részarány 12 ...16 % körül mozog.



3.4 ábra. Az AGR hatása a katalizátor utáni NO_x és CH emisszió közötti összefüggésre $\alpha = 1$ szabályozás mellett ($n=1900/\text{min}$; előgyújtás: optimum)

A 3.5 ábra mutatja a kipufogógáz visszavezetés hatását az NO_x + CH, valamint a fajlagos fogyasztás közötti összefüggésre. Megállapítható, hogy az NO_x + CH emisszió legkisebb értékéhez más kipufogógáz visszavezetési részarány

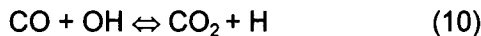
tartozik, mint a fajlagos fogyasztás legkedvezőbb értékéhez. E két jellemző együttesen optimális értéke (a legkedvezőbb kompromisszum) 6...12 %-os visszavezetés mellett érhető el.



3.5 ábra. Az AGR hatása a $\text{NO}_x + \text{CH}$ valamint a fajlagos fogyasztás közötti összefüggésre $\alpha=1$ szabályozás mellett ($n=1900/\text{min}$; előgyújtás: optimum)

3.1.2. A szénmonoxid képződése belsőégésű motoroknál

A CO képződése igen lényeges közbenső lépés a szénhidrogének oxidációs folyamatában, amelyek végső terméke a CO_2 . A CO ugyanis egy, a képződésénél lassabban lezajló reakció során CO_2 -vé oxidálódik a következő egyenlet szerint:



A tüzelőanyag oxidációjának mértéke elsősorban a rendelkezésre álló oxigén koncentrációjától, a gáz hőmérsékletétől és a reakcióhoz rendelkezésre álló időtől, azaz a motor fordulatszámától függ.

A CO emisszió képződését meghatározó legfontosabb paraméter a légfesleg tényező. Tüzelőanyagban dús keverék esetén a CO koncentrációk közel egyenes arányban növekednek a légfesleg csökkenésével, mivel az oxigén

hiánya tökéletlen égést eredményez. Első közelítésként a CO koncentráció a vízgáz reakció egyensúlyból számítható:



mégpedig az 1600...1700 K hőmérsékletre vonatkozóan. A reakció „befagyása” ezen a hőmérsékleten a következő egyensúlyi állandót tekintve:

$$K = \frac{[\text{CO}][\text{H}_2\text{O}]}{[\text{CO}_2][\text{H}_2]} \quad (12)$$

$K = 3,5 \dots 3,8$ értéknek felel meg.

Szegény keverék esetében igen kis CO koncentrációk keletkeznek és csak kevésbé változnak a légfelesleg függvényében, azonban értékük nagyobb, mint a kinetikai modell alapján számítható. Ennek oka a szénhidrogének tökéletlen oxidációja az expanzió során.

3.1.2.1. A CO képződés dízelmotoroknál

Tekintve, hogy dízelüzem esetén a motor mindig légfelesleggel üzemel, így a CO emissziók általában jóval kisebbek, mint a benzinüzemű motoroknál. A CO képződés okaiként az égéstérben kialakuló heterogén hőmérsékleteloszlás említhető. Ezek a jelenségek mind kis, mind nagy fordulatszámon és terhelésen felléphetnek.

3.1.2.2. A CO képződés szikragyújtású motoroknál

A szikragyújtású motorok igen sok esetben működnek tüzelőanyagban dús keverékkel. Ilyen üzemállapotok a következők: teljes terhelés, hidegindítás, gyorsítás. Ezekben az üzemállapotokban jelentős CO emisszió léphet fel. A kipufogócsőben mért CO koncentrációk általában kisebbek, mint az égéstérben mértek, aminek oka a kipufogóütemben és utána lezajló utóégés.

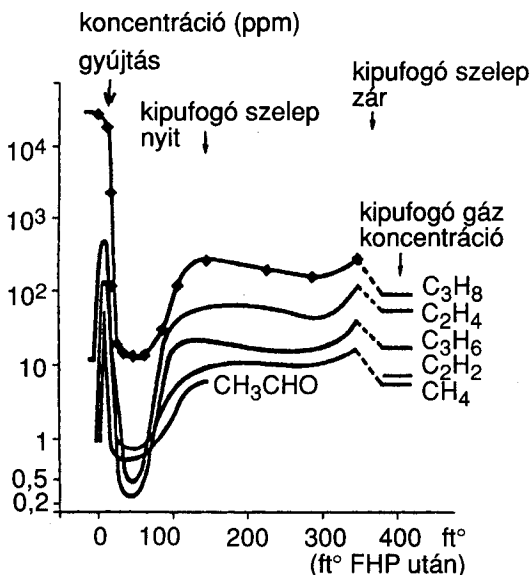
3.1.3. A szénhidrogén emisszió képződése belsőégésű motoroknál

Az elégtelen szénhidrogénekből álló emisszió oka általában a tüzelőanyagok nem tökéletes égése. A NO és CO nagy hőmérsékleten és homogén fázisban történő képződésével ellentétben a szénhidrogének heterogén fázisban és általában kisebb hőmérsékleten keletkeznek. Mennyiségüket általában C-egyenértékben kifejezett össz-szénhidrogénként adják meg, a jelenleg szoká-

sosan használt mérési elven — a lángionizáció elvén (FID) — működő gáz-elemző kijelzésének megfelelően.

A szénhidrogén emisszió igen sokféle, egymástól eltérő tulajdonságú szerves vegyület gyűjtőneve. Egészségkárosító, illetve a **troposzférikus légszennyező** (szmogképző, ózonnépződést elősegítő, stb.) hatásuk sok szénhidrogén komponens esetében teljesen eltérő. Így pl. a metán az előbbi hatások szempontjából inert gáznak tekinthető, viszont az üvegházhatás tekintetében fontos szerepe van.

A keverék égésfolyamatának befejeztével, azaz a láng utáni zónában mért elégtelen szénhidrogének csak a kipufogógázokban található szénhidrogének egy részét — igen sok esetben a kisebbik részét — adják. **A 3.6 ábra** mutatja a hengerfal közelében mért szénhidrogén koncentrációk alakulását a főtengegy szögelfordulásának függvényében.

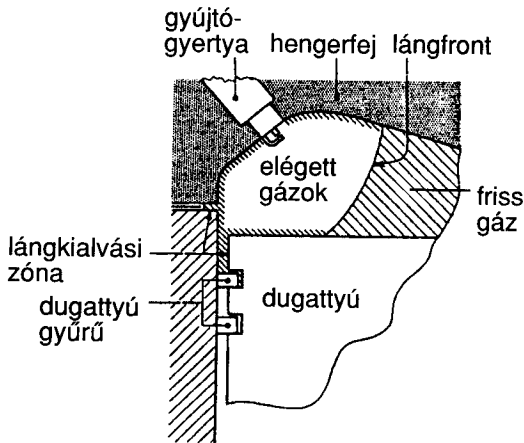


3.6 ábra. Az elégtelen szénhidrogén összetevők koncentrációja az expanzió és a kipufogás során

Megállapítható, hogy a lángfront utáni zónában mért koncentrációk messze a kipufogógázban meghatározott értékek alatt maradnak. A munkaütem befejező részében megfigyelhető szénhidrogén koncentráció növekedés azt mutatja, hogy a fő égésfolyamat során el nem égett szénhidrogénekon kívül egyéb források is hozzájárulnak a szénhidrogén emisszióhoz.

3.1.3.1. A láng kialakulásának folyamata

A tüzelőanyag elégeése végén fellépő láng-kialvás (eloltódás) az égéstér falán megy végbe. A hűtőfolyadék által hűtött hengerpersely hőelvonó hatású, elvezeti a hőt a gázfázisú keverékből és visszaalakítja a lángban képződött aktív gyököket. A láng kialakása különböző körülmények mellett történhet: a lángfront az égéstér falához viszonyítva merőlegesen vagy átlósan terjed és egy rész „bejáratánál” elakad, ilyen pl. a dugattyútető és a hengerfal közötti rés, amint azt a 3.7 ábra mutatja.



3.7 ábra. Elégetlen szénhidrogének képződése az égéstér falánál fellépő lángkialvás miatt

Ha a láng kialudt, egy vékony réteg elégetlen, vagy részlegesen oxidálódott keverék marad a különböző felületeken (hengerfej, dugattyútető, hengerfal, szelepek), illetve az ún. holtterekben, így pl. a legfelső gyűrű melletti, valamint a dugattyú és a hengerfal közötti részben.

A lángkialvási zóna vastagsága elsősorban a következő tényezőktől függ:

- a keverék hőmérséklete és nyomása;
- a lángsebesség;
- a fal hőelvezető képessége és fajhője;
- az égéstér felületének szerkezete (textúrája);
- lerakódások a felületen;
- a felületek hőmérséklete.

Empirikus összefüggésekkel számíthatók az említett réseknek azok a minimá-

lis méretei, amelyek mellett — legalábbis a könnyű szénhidrogének esetében — a láng terjedése még lehetséges.

A láng kialakása következtében a szénhidrogén mennyiség két fázisban képződik. Az **első fázisban** a láng kialszik, amikor a falak által elnyelt hő egyensúlyba kerül a láng által termelt hő mennyiségével. Néhány ezred másodperccel a láng kialakása után a képződött vegyületek — így pl. a „befagyottak” — szétoszlanak és oxidálódnak, így koncentrációik messze a láng kialakása során kialakult szint alá csökkennek ebben a **második fázisban**. Ezenkívül az elsődleges oxidációs folyamatból a láng kialakása miatt kimaradt szénhidrogének oxidálódhatnak az expanzió és a kipufogási ütem során.

A hengerfalon kialakuló olajréteg elnyeli a szénhidrogének egy részét különösen a tüzelőanyagból annak meggyulladására előtt és ezeket azután deszorbeálja az égő gázokba az expanzió során. Ez az abszorpció és deszorpció folyamat szintén egye jelentős forrása a kipufogógázokban található szénhidrogéneknek.

3.1.3.2. Az elégetlen szénhidrogének képződésének kémiai folyamatai

A szénhidrogének CO_2 -vé történő oxidációja egy sor elemi lépésből áll, amelyek közül igen lényeges az oxigénből és szénhidrogénekből álló aktív gyökök képződése és a nem teljesen oxidálódott közbenső vegyületek kialakulása.

Az ezt követő lépések egy sor szabad gyök képződési reakcióból állnak, amelyek kombinálódnak dehidrogénezési és izomerizációs folyamatokkal és végül eredményként oxidálódott szerves vegyületek különböző formáit képezik. Ilyenek az aldehidek, ketonok és például az alkoholok.

3.1.3.3. A szénhidrogén emisszió képződése dízelmotoroknál

Dízelmotorok esetében a tüzelőanyag rövidebb ideig tartózkodik az égéstérben, mint a hagyományos szikragyújtású motoroknál, így az elégetlen összetevők képződésére is kevesebb idő áll rendelkezésre. Ez az egyik oka a szikragyújtású motoroknál kisebb mértékű CH emissziójuknak.

Miután a gázolaj nagy forráspontú szénhidrogéneket tartalmaz, amelyek molekulatömege is nagyobb, így pirolitikus folyamatok játszódnak le a tüzelőanyag porlasztásakor. Ez a háttere az elégetlen, ill., részlegesen oxidálódott szénhidrogének komplexebb voltának a dízelmotorok égéstermékeiben, vagyis a széles molekuláris sávban található vegyületeknek. Ezen kívül a nagyobb moleku-

lasúlyú szénhidrogének egy része a koromrészecskék felületére adszorbeálódik.

A dízelmotorban lezajló égés egy igen komplex folyamat, amelynek során egyidejűleg játszódik le a tüzelőanyag elpárolgása, keveredése a levegővel, az elégett és elégetlen összetevőkkel.

Két körülmény teszi lehetővé a tüzelőanyag tökéletlen égését, nevezetesen az, hogy a levegő-tüzelőanyag keverék túlságosan szegény, vagy túlzottan dús az öngyulladás létrejöttéhez, ill. a láng terjedéséhez. Az öngyulladás kialakulásában meghatározó szerepe van a gázolaj gyúlékonyságának, azaz a megfelelő cetánszámnak.

A láng kialvásának a motorok hidegindításakor fellépő CH emisszió kialakulásában van különleges szerepe. Ez ugyanis a fő oka a hideg motorok esetében fellépő ún. fehér és kék füst kialakulásának, ami kicsi cseppecskékből álló köd.

3.1.3.4. A szénhidrogén emisszió képződése szikragyújtású motoroknál

A szikragyújtású motorok esetében a CH emisszió jelentősen megnövekszik a keverék elszegényítésekor és ez szélső esetben gyújtáskimaradáshoz vezethet, ami a CH kibocsátás ugrásszerű növekedését okozza.

A szénhidrogén emisszió kialakulásának **alapvető mechanizmusai** a következők:

- az égéstér falán létrejövő lángkialvás következménye a felületen kialakuló elégetlen keverék;
- az égéstérben található réseket kitöltő tüzelőanyag-levegő keverék kilépése az elsődleges égés befejeződése után;
- a hengerfalon kialakuló olajrétegben a szívó és a kompresszió ütemben abszorbeálódott tüzelőanyag-gőzök, amelyek az expanzió és a kipufogó ütem során szabaddá válnak;
- tökéletlen égés helyi keverékképzési inhomogenitás miatt, különösen az instacionárius üzemmódokban, így a gépjármű gyorsításakor és lassításakor, valamint a motor hidegindítása során,
- a gyújtásrendszerben kialakuló olyan hibák, amelyek a szikraközben a feszültség csökkenéséhez vezetnek .

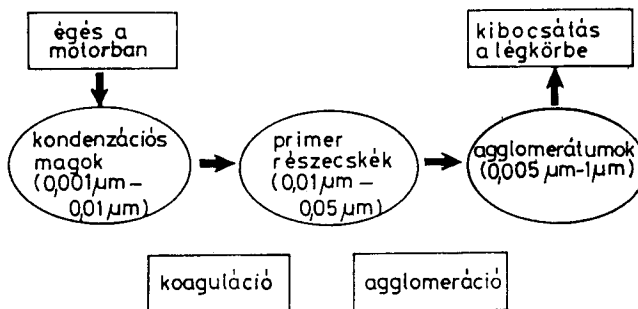
3.1.4. A részecske emisszió képződése gépjárműmotoroknál

3.1.4.1. A részecske emisszió dízelmotoroknál

A dízelmotorokban keletkező részecskék „alapanyaga” az elemi szén (korom), amelyre különböző szerves anyagok adszorbeálódnak. A **korom emisszió** kialakulásában részben egyidejűleg végbemenő folyamatok játszanak szerepet:

- a **koromképződés** a tüzelőanyag és a levegő keverékéből az **első égési fázisban**;
- az **elégett keverékben** lejátszódó koromképződési folyamatok mégpedig az égésfolyamat második fázisában;
- a **képződött korom oxidációja** az égéstér oxigénben dús zónáiban.

Magának a koromképződésnek két lényeges fázisa van (3.8 ábra). Az **egyik ilyen fázis** a részecskék kialakulása a tüzelőanyag molekulákból azok átmeneti oxidációja és pirolízise során. A kiindulóvegyületek között elsősorban a különböző telítetlen szénhidrogének, különösen az acetilén és magasabb homológjai ($C_{2n}H_2$) és a policiklikus aromások (PAK) játszanak szerepet. Az elsőként kondenzálódó részecskék igen kis méretűek ($d < 0,002 \mu m$) és nagyszámú egyedi cellából ($10^3 - 10^4$) állnak; ezeket **krisztallitoknak** nevezik. Nagy számuk ellenére súlyarányuk a képződés zónájában, ami a legaktívabb része a lángnak, igen kicsi.



3.8 ábra. A koromképződés fizikai folyamata

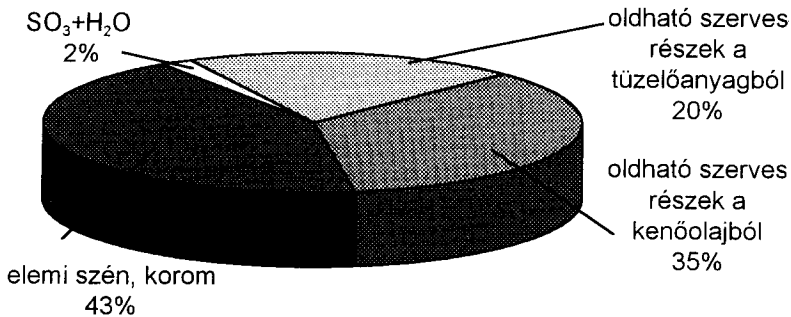
A **második fázisban** megy végbe a részecskék növekedése, mégpedig a felületnövekedés, **koaguláció** útján. A felületi növekedés során a gázfázisú égő gázokból a **részecskék felületére különböző vegyületek kötődnek** és beépülnek abba, ennek során dehidrogénezési folyamatok is lejátszódhatnak.

szódnak. A felületi növekedés nem változtatja meg az összetapadt részecskék számát, de **növeli a korom tömegét**. Ezzel ellenkezőleg a koaguláció a részecskék összeütközések útján történő növekedését eredményezi, azaz csökkenti a részecskék számát. Az agregáció (halmozódás) részecskeláncolatok és agregátumok létrejöttét jelenti. Ez az utolsóként említett folyamat gyakran oxidációval jár együtt ami a részecskeemisszió csökkenését eredményezi.

A részecskéket alapvetően alkotó korom keletkezési mechanizmusának részleteiből a következőket kell még kiemelni. A kisebb hőmérsékleteken ($T \leq 1\,700\text{ K}$) csak az aromás és az erősen telítetlen alifás nagy molekulájú komponensekből keletkezik korom, mégpedig pirolízis útján. A közepes hőmérsékleteken ($T \geq 1\,800\text{ K}$) a szokásos gázolajból is képződik korom, ha az égés tüzelőanyagban dús kerékben zajlik le.

A gázolaj égése során a cseppképzés és így a porlasztás minősége rendkívül nagy szerepet játszik, mivel a koromképződési hajlam a cseppecskék méretének növekedésével szintén nő.

A dízelmotorokban lezajló égés során keletkező részecske főbb alkotóelemeit mutatja a **3.9 ábra**. Jól látszik az elemi szénből álló korom meghatározó jellege, de a kenőolajból és a gázolaj kéntartalmából keletkező összetevők szerepe is.



3.9 ábra. A dízelmotorban képződő részecskék alkotói

3.1.4.2. Részecske emisszió benzin motorok esetében

A szikragyújtású motorok részecskeemissziója nagyságrendekkel kisebb, mint a dízelmotoroké és keletkezésük a következő két, jól körülhatárolható okra vezethető vissza. Ezek: az oktánszámnövekedés érdekében a benzinhoz adalékolt ólomvegyületekből származó **ólom** és a kéntartalomból származó

szulfátok. Koromemisszió csak az extrém dús keverékkel működő motorban keletkezhet, gyakorlati jelentősége nincs.

A motorba bekerült ólomnak csak mintegy 70...75 %-a jut igen finoman diszpergált ólomoxidok formájában a levegőbe, a többi lerakódik a motorolajban, valamint a kipufogórendszer és az égéstér falára. Magyarországon az ólmozott benzin megengedett maximális ólomtartalma $0,15 \text{ g/dm}^3$ forgalmazásuk egyre csökken. 1966-ban a forgalmazott motorikus benzinek 65 %-a volt ólmozatlan és tervek szerint 2000-től az ólmozott benzinek hazai forgalmazását teljesen megszüntetik. A katalizátorral felszerelt benzinüzemű gépjárművek esetében csak ólmozatlan benzin használható, így a katalizátortechnika elterjedésével pótlólagos előnye az ólomemisszió elmaradása.

3.1.5. A katalizátorok működési viszonyai

A gépjárművek kipufogó rendszerébe épített, a katalitikus hatás elvén működő átalakítók — katalizátorok — nevüket azoktól az anyagoktól kapták, amelyek jelenlétükkel gyorsítják a fontosabb légszennyező anyagok átalakulását, mégpedig elsősorban a szénmonoxid és a szénhidrogének oxidációját, valamint a nitrogénoxidok redukcióját. **A katalitikus hatású anyagok működése azon tulajdonságon alapul, hogy az említett oxidációs és redukációs folyamatok elindulásához szükséges aktivációs energia küszöbszintjét jelentősen lecsökkentik és ezen kémiai reakciók sebességét nagymértékben növelik** anélkül, hogy a katalitikus folyamat során kémiaiilag maradandóan megváltoznának.

3.1.5.1. A katalitikus folyamat mechanizmusa

A belsőégésű motorokhoz alkalmazott katalizátorokban ún. **heterogén katalitikus folyamatok** játszódnak le, mivel a reakcióba lépő vegyületek más halmazállapotúak (gázfázisban vannak), mint a velük érintkező szilárd fázisú katalizátoranyagok. A katalizátor által kedvezően növelt $v = \frac{dc}{dt}$ reakciósebességet alapvetően meghatározza a **reakciósebességi állandó**, amely a reakcióba lépő anyag „c” koncentrációjának időbeli változását írja le.:

$$v = k \cdot c \quad (13)$$

ahol k : a reakciósebességi állandó:

$$k = k_{max} \cdot e^{-\left(\frac{E}{RT}\right)} \quad \left[\frac{\text{mol}}{\text{cm}^2 \cdot \text{h}} \right] \quad (14)$$

k_{max} : az a sebességi állandó, amely akkor lenne észlelhető, ha minden molekula ütközés hatásos lehetne, $\left[\frac{\text{mol}}{\text{cm}^2 \cdot \text{h}} \right]$

E : aktiválási energia, $\left[\frac{\text{J}}{\text{mol}} \right]$

R : gázállandó, $\left[\frac{\text{J}}{\text{mol} \cdot \text{K}} \right]$

T : hőmérséklet. [K]

Megállapítható, hogy a **reakció sebessége** a reaktáns koncentrációjának és a reakció sebességi állandónak a növelésével fokozható. Ez utóbbi növelése viszont az **aktiválási energia csökkentése és a hőmérséklet növelése útján érhető el.**

A katalitikus hatás jelentőségének érzékeltetésére megemlítenőd, hogy a motor fordulatszámától és terhelésétől függően a kipufogógázok tartózkodási ideje a katalizátoron történő átáramlás során 0,3...0,006 másodperc között mozog. Ennyi idő áll tehát rendelkezésre a szénmonoxid széndioxiddá történő oxidálódásához. Ugyanazon oxidációs folyamat a környezeti levegőbe került kipufogógázok esetén mintegy 60 nap alatt zajlik le.

A kipufogógázok gázfázisú, a kémiai reakciókra váró vegyületei, a reaktánsok, a katalizátor anyag felületén levő aktív gázokon, azaz a katalitikusan aktív helyeken lépnek egymással reakcióba. A folyamat leegyszerűsítve a további részletekben megy végbe.

- **A reaktánsok** (pl. a szénmonoxid és az oxigén) a katalitikus hatású anyagot hordozó felület aktív helyein kemoszorpció útján átmeneti kötések képeznek és annak során belső **kémiai kötéseik fellazulnak** a kívánt reakcióhoz szükséges aktiválási energia jelentős csökkenését eredményezve;
- **A katalitikus gócokon a reaktánsok között megtörténik a kívánt kémiai reakció.** Ennek lezajlása során igen fontos szerepe van az aktív gócok felé irányuló anyagcsere folyamatoknak, illetve a reaktánsokból valamint a katalizátoranyagból képződő átmeneti vegyületeknek;
- A keletkezett reakciótermékek a katalizátoranyagot körbefoglaló igen vékony gázfilmen át deszorpció útján visszadiffundálnak a katalizátoron átáramló kipufogógázba. **E folyamat befejezése után a kataliti-**

kus gázok szabaddá válnak és készek újabb reaktáns molekulák reakciójának elősegítésére.

A belsőégésű motorokhoz alkalmazott katalizátorokban lejárló fontosabb kémiai reakciókat a 3.1 táblázat mutatja.

HC- és CO- Átalakítás /oxidáció/		
$H_n C_m + m + \frac{n}{4} O_2$	\rightarrow	$m CO_2 + \frac{n}{2} H_2O$ /1/
$H_n C + 2 H_2O$	\rightarrow	$CO_2 + \frac{n}{2} H_2$ /2/
$CO + \frac{1}{2} O_2$	\rightarrow	CO_2 /3/
$CO + H_2O$	\rightarrow	$CO_2 + H_2$ /4/
NO _x - Átalakítás /redukció/		
$CO + NO$	\rightarrow	$\frac{1}{2} N_2 + CO_2$ /5/
$H_n C_m + 2 /m + \frac{n}{4} / NO$	\rightarrow	$/m + \frac{n}{4} / N_2 + H_2O + m CO_2$ /6/
$H_2 + NO$	\rightarrow	$\frac{1}{2} N_2 + H_2O$ /7/
Egyéb reakciók		
$SO_2 + \frac{1}{2} O_2$	\rightarrow	SO_3 /8/
$SO_2 + 3 H_2$	\rightarrow	$H_2S + 2H_2O$ /9/
$\frac{5}{2} H_2 + NO$	\rightarrow	$NH_3 + H_2O$ /10/
$2 NH_3 + \frac{5}{2} O_2$	\rightarrow	$2 NO + 3 H_2O$ /11/
$NH_3 + CH_4$	\rightarrow	$HCN + 3 H_2$ /12/
$H_2 + \frac{1}{2} O_2$	\rightarrow	H_2O /13/

3.1 táblázat. A gépjárművek katalizátoraiban lejátszódó fontosabb kémiai reakciók

Az oxidációs folyamatok elsősorban oxigén jelenlétében, azaz légszeletgnél játszódnak le. A CO-ból és H_nC_m-ből katalitikus oxidációjuk során az egész-ségre ártalmatlan széndioxid és víz keletkezik (1 reakció)

A (2) és (4) reakciót reformáló, ill. vízgáz reakciónak nevezik. ezek nagyon

fontos katalizátor funkciók, mivel oxigénhiány esetén a CO-t és a H_nC_m -t a kipufogógázokban állandóan jelenlévő vízgőz segítségével oxidálják. A nitrogénoxidok redukciója a többfunkciós katalizátorokban az (5), (6), (7) reakció-egyenletek szerint játszódik le.

A (6) jelű reakció a nitrogéndioxidok redukcióját légfesleg esetén is lehetővé teszi, aminek a szegény keverékkel működő motoroknál van nagy jelentősége.

A (8 -12) jelű reakciók ún. másodlagos légszennyező anyagok képződéséhez vezetnek, ezért nem kívánatosak, így megfelelő adalékanyagok segítségével elnyomják őket.

A felsorolt alapreakciókon kívül számos más reakció is lejátszódik, ill. végbe-mehet, azonban a bemutatott felsorolás alapján is jól látszik, hogy a katalizátorban a reakciók rendkívül bonyolult rendszere zajlik le, ami egzakt módon nem írható le teljesen, mivel ezek a reakciók csak részben egyensúlyi folyamatok.

A benzinüzemű személygépjárművek esetében jelenleg alkalmazott ún. több-funkciós katalizátorok működésének két alapvető folyamata az oxidáció és a redukció. Ezen katalizátorok működéséhez elengedhetetlen az oxigéntároló képesség és a légfesleg tényező ciklikus ingadoztatása a sztöchiometrikus érték $\alpha = 1,0$ környezetében egy igen szűk sávban.

3.1.5.2. A katalizátorok kialakítása, szerkezeti elemei

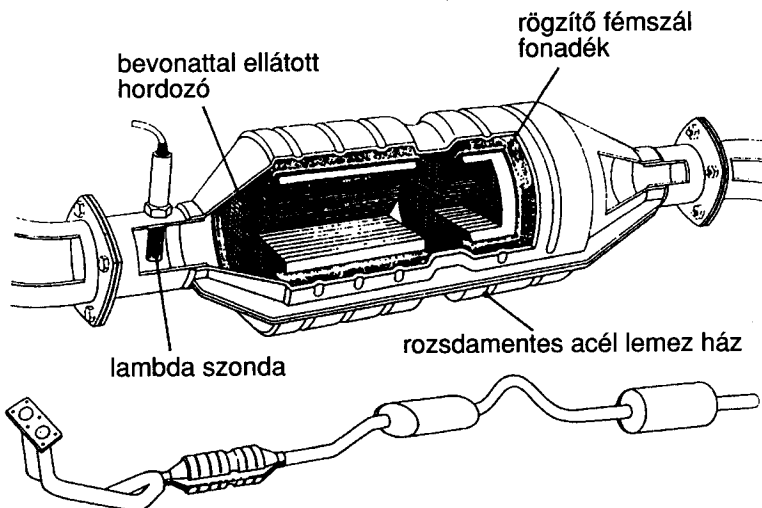
A benzinüzemű személygépjárművekhez napjainkban leginkább használatos többfunkciós katalizátorok konstrukciós kialakítására és beépítésére a **3.10 ábra** mutat be példát, a katalizátor felépítését pedig a **3.11 ábra** mutatja.

Ezek alapján a katalizátor főbb alkotóelemei a következők:

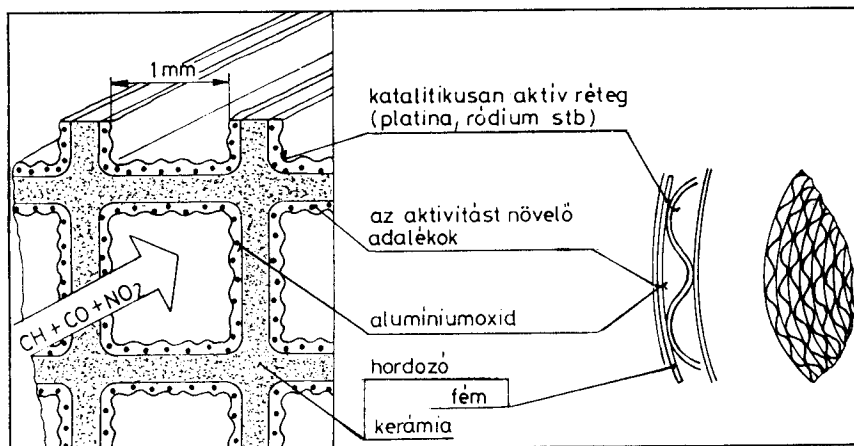
- hordozó (monolit);
- a katalitikus hatású anyagokat a hordozón rögzítő és annak felületét növelő bevonat (wash-coat);
- a katalitikus hatást biztosító katalizátoranyagok.

A katalizátor „teste” a hordozó, ez az első katalizátorok esetében granulátum volt, ami γ -alumínium oxidból készült 4-5 mm átmérőjű golyócskákból állt. Ennek a megoldásnak a hátránya a következőkben bemutatásra kerülő méhsejt-szerkezetű kialakítással szemben, hogy a járműüzemre jellemző erős vibrációs és gázpulzációs igénybevétel miatt igen nagyfokú a granulátum ko-

pása és így a töltet fogy.



3.10 ábra. Többfunkciós katalizátor konstrukciója és beépítése

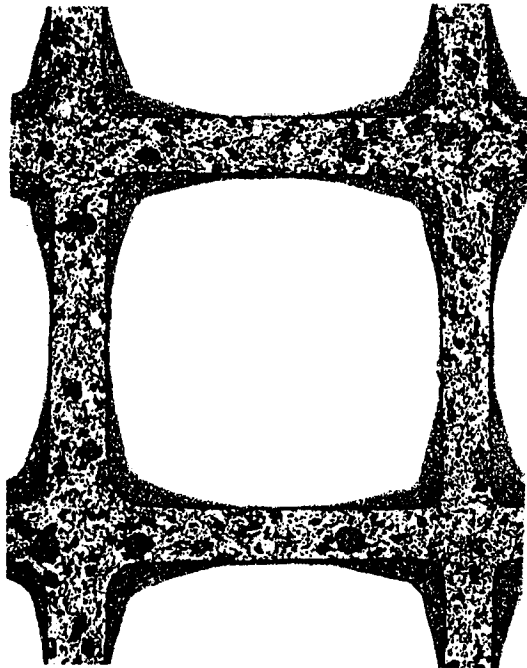


3.11 ábra. Kerámia és fém hordozó-testű katalizátor belső szerkezete

Emiatt a katalizátort használata során többször után kell tölteni. Előnye viszont ennek a kivételnek, hogy nem érzékeny a túlzott hőigénybevételre, ami pl. gyújtáskimaradás esetén a katalizátorban „elégetett” keverék hőfelszabadulása következtében lép fel. Ma már az autópárhban csak igen elvétve alkalmazzák ezt a katalizátorfajtát a korlátozott élettartam, a nagy áramlási ellenállás okozta

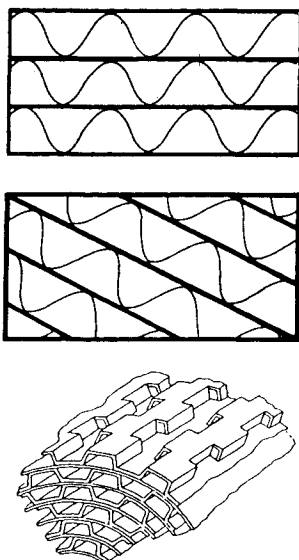
teljesítményveszteség és a beindulási hőmérséklet lassú elérése miatt.

Ma az autógyárak többsége az 1100 °C üzemi hőmérsékletig használható kerámiából készült monolitot használja, ami csaknem kizárólag kordierit ($2\text{MgO} \cdot 2\text{Al}_2\text{O}_3 \cdot 5\text{SiO}_2$). Ennek a alapanyagának egyik legnagyobb előnye a kis költség. Komponensként kaolinit, talkum, szilíciumdioxid és alumíniumoxid kerül felhasználásra, amit poralakra összeőrölnek (szemcseméret $< 50 \mu\text{m}$), kötőanyagként metilcellulózt adnak hozzá. Ezt a keveréket extrudálják, majd több lépcsőben 800... 300 és 1450 °C hőmérsékleten kiégetik. Így egy wash-coat hordozására igen alkalmas porózus anyagot kapnak, aminek kicsi a hőátadási együtthatója, ez a gépjárműmotor üzemében gyakran előforduló hirtelen hőmérsékletváltozások (hősokk) elviselése miatt fontos. A megfelelő szilárdság elérése érdekében méhsejt szerkezetű a kialakításuk, a kerámiafalak vastagsága 0,15...0,20 mm. A kisebb falvastagság kisebb átáramlási ellenállását eredményezne, a falvastagság csökkentésének azonban határt szabnak a szilárdsági követelmények. A hordozó kialakítását a felületegységre vonatkoztatott cellaszámmal szokták jellemezni, ennek értéke az alkalmazási területtől függően 200...400 cpsi (cella/négyzethüvelyk) — 31...62 cella/cm² — között változik. Szilárdság és áramlási ellenállás szempontjából kedvező kompromisszum a 400 cpsi. Az elemi cella keresztmetszetét mutatja a **3.12 ábra**.



3.12 ábra. A kerámia hordozó egy cellájának képe

Az utóbbi időben egyre elterjedtebben alkalmazzák a fémből készült hordozókat. Ezek igen vékony 0,05 mm vastag korrózióálló acéllemezből készülnek, amelyek közül az egyik hullámos és a távolságtartás, illetve a cellalak meghatározására szolgál, a másik pedig síkba hengerelt lemez. A lemezeket spirálisan vagy S-alakban tekercselik egymásra, a csatornák alakja szinuszosidális. A fémmonolit gyártására használt korrózió- és hőálló acéllemez alapanyaga ferrites szövetszerkezetű acél, ötvözői a következők: 15...20 % króm a hőállóság biztosítására, 4...5 % alumínium, ami a felületen kialakuló alumíniumoxid védőréteg miatt fontos. A 0,2...0,3 % cirkónium ötvöző egyrészt növeli a nagy üzemi hőmérsékleten az oxidációs ellenállóképességet, másrészt megakadályozza a lemez hengerlés irányú hőtágulását. A viszonylag nagy itrium tartalom (0,3%) jelentősen javítja a hőállóságot. Az említett szinuszosidális alakra történő hengerlés előtt a lemez 1200 °C-on feszültségmentesítő hőkezelést kap. A kis hőtágulás a lemezre rögzített wash-coat (bevonat) biztos kötése és mikrorepedéseinek elkerülése érdekében szükséges.



3.13 ábra. Fém katalizátor hordozók vázlatos képe

A kismennyiségű kalciumötvöző a bevonat jó adhézios kötését segíti elő a fémmonolit felületére, A kerámiahordozókkal szemben a fémhordozók előnye, hogy kisebb falvastagságot tesznek lehetővé, nagyobb a termikus és mechanikus szilárdságuk. A kisebb falvastagság nagyobb fajlagos cellaszámot — 600 cpsi (93 cella/cm²) — és kompakt felépítést tesz elérhetővé. Adott katalizátorok esetén a fémből készült monolit szabad keresztmetszete 25 %-kal

nagyobb, mint a kerámiából gyártotté, ez viszont a katalizátor okozta ellennyomást 15...20 %-kal csökkenti a kerámia monolithoz képest. A fém monolithnak a kerámiáénál egy nagyságrenddel jobb hővezetőképessége következtében csökken a helyi túlmelegedés veszélye, kisebb fajhője pedig a beindulási hőmérséklet gyorsabb elérését teszi lehetővé. A **3.13 ábra** fémből készült hordozók kialakítására mutat be példákat

A fémből készült monolit külön előnye, hogy hőtágulási együtthatója közel azonos a katalizátor köpenyével, és kialakításából adódóan kisebb deformációkat is elvisel. Így pl. a járműüzemben gyakran előforduló felütődések, járdaszegély okozta benyomódások nem okozzák a monolit teljes tönkremenetelét. A kerámiából készült monolit esetében külön speciális megoldást igényel ennek biztos és rugalmas rögzítése a házban, amit fémszálakból készített szövettel, illetve speciális „paplanos” beragasztással érnek el.

A katalizátor térfogatára szabályként kimondható, hogy az általában egyezik, vagy valamivel nagyobb, mint a motor lökettérfogata, azaz a hagyományos kipufogódobokénál valamivel kisebb.

3.1.5.3. A katalitikus hatású anyagot rögzítő bevonat (wash-coat)

A monolit önmagában csak kis, 3...5 m² nagyságú felületet biztosít. A felület nagymértékű növelése érdekében a monolithra γ -alumíniumoxidból készült különleges bevonatot visznek fel, úgy hogy a monolithot a bevonat oldatába mártják. A γ -alumíniumoxid igen nagy fajlagos felülete ($\approx 2\,000 \frac{\text{m}^2}{\text{g}}$) a monolit felületet 6 000...8 000 -szeresére növeli. Egy átlagos 1,5 dm³ térfogatú katalizátor teljes belső — a kipufogógázokkal érintkező — felülete így 20 000...30 000 m², azaz több futballpályáéval egyenlő. Igen fontos a bevonat biztos rögzítése a monolit felületén, amit a felület előkezelésével, adalékanyagokkal és megfelelő szárítási folyamattal érnek el.

3.1.5.4. A katalizátoranyagok és felvitelük a wash-coat-ra

A katalitikus hatású anyagokat a **wash-coat**ra, azaz az őket rögzítő bevonatra bemártással viszik fel, mégpedig azok sóoldatából (például: H₂PtCl₆, PdCl₂, Rh(NO₃)₃ és RhCl₃). A mennyiségük 10...50 g/ft³ (0,35...1,76 g/dm³) között változik. A felvitt nemesfémek mennyiségét a monolit oldatba mártásának időtartamával szabályozzák. Igen fontos a katalizátoranyagok megfelelő rögzítése a felületen és egyenletes eloszlása. Erre a célra a kapilláris impregnálást, az elektrosztatikus adszorpciót és vegyi úton történő kicsapatást alkalmazzák.

A katalitikus hatású nemesfémek mennyisége ugyan a katalizátor határfoka szempontjából alapvetően meghatározó, azonban a vonatkozó vizsgálatok szerint csak egy bizonyos felületi koncentrációig érdemes azt növelni. Jelentős hatása van a nemesfém kristallitok alakjának.

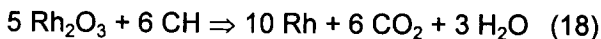
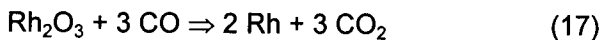
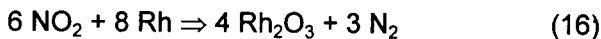
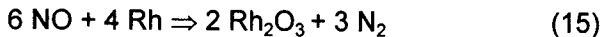
Az aktivitás növelése érdekében különböző stabilizáló anyagokat is felvisznek az aktív felületre. Ezek a nagyobb hőmérsékleten (800 °C felett) fellépő öregezési jelenségek lassítására, a továbbiakban említett nem kívánatos katalitikus reakciók (3.1 táblázat 9-12 számú reakció) visszaszorítására szolgálnak. Ilyen anyagok a cérium, a bárium, lantán, cirkónium és szilícium. A fontosabb katalitikus hatású anyagok a következők:

Platina

A nemesfém platina a leginkább használatos a CO és HC oxidációjához, a szénhidrogének esetében elsősorban a telített, nagyobb szénatom számúak katalitikus átalakítását segíti elő. Ez a nemesfém már 150 °C -tól kezdődően kedvező átalakítást tesz lehetővé a katalizátorként használatos többi nemesfémrel szemben, ami a gépjárműmotorok hidegindításakor igen nagy koncentrációban keletkező elégetlen összetevők hatásos csökkentése érdekében fontos. A katalizátorok platina tartalma 0,9...2,3 g között mozog. Ez az egyik legfontosabb katalizátor anyag, amelynek ára döntő módon befolyásolja a katalizátor előállítási költségét.

Ródium

A ródium alapvetően a nitrogénoxidok redukciójának elősegítésére szolgál és már igen kis mennyiségben is hatásosan. Az alkalmazott ródium mennyisége $\frac{1}{5} \dots \frac{1}{6}$ -a a gépjármű katalizátorokban felhasznált platináénak. Katalitikus hatását jó közelítéssel az alábbi reakció egyenletek írják le.



Palládium

A palládium tulajdonságai a platináéhoz hasonlóak. Elsősorban az oxidációs folyamatokat segíti elő. Hatékonysága kisebb, kiindulási hőmérséklete kissé nagyobb, azonban beszerzési költségei jóval kisebbek. Gyengébb katalitikus

tulajdonságai ún. promotor anyagokkal javíthatók. Elsősorban a metán, etán és az olefinek oxidációjában aktív a szénhidrogéneket illetően.

Egyéb katalizátor anyagok

A ruténium és nikkell igen gyakran használatos a nitrogénoxid redukciójának elősegítésére. Alkalmazásukkal kapcsolatos fontosabb probléma stabilizálásuk, amit ritka földfémek segítségével lehet elérni. A rézoxid ugyancsak katalitikus hatású, de csak nagyobb hőmérsékletek (800...900 °C) felett.

A cériumoxid (CeO₂) a platina hatásának és a bevonaton történő biztos tapadásának elősegítésére használatos ún. promotor anyagként.

3.1.5.5. A katalizátor rendszerek

A gépjárműveknél (a benzinüzemű személygépkocsiknál) alkalmazott katalizátorokat „generációs” csoportosításban a **3.14 ábra** mutatja.

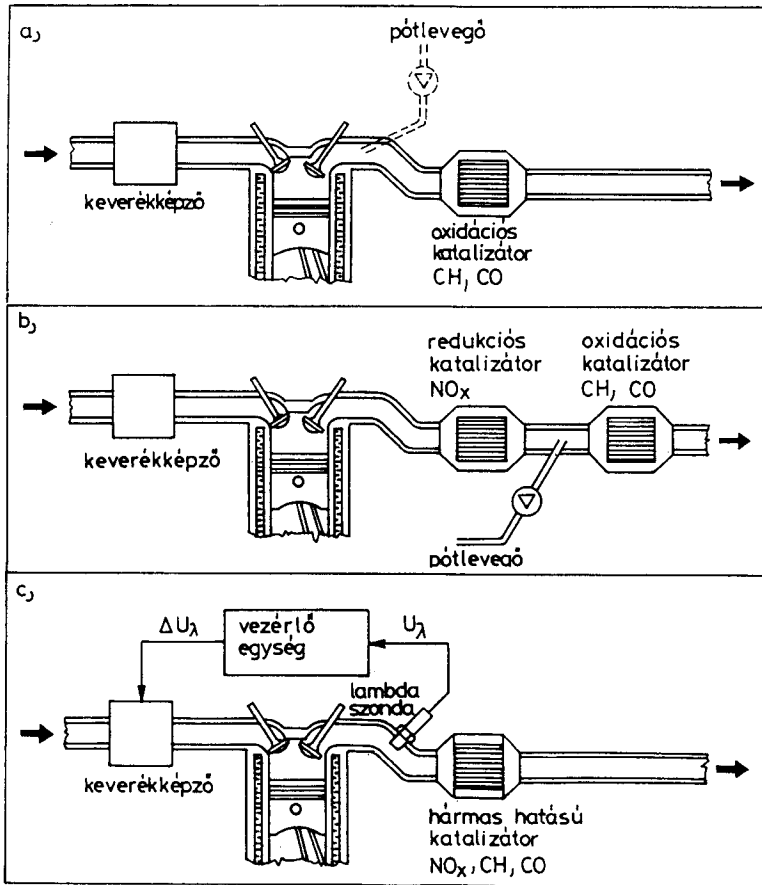
Az 1970-es évektől kezdődően fokozatosan egyre szigorúbbá váló emissziós előírásoknak megfelelően fejlődtek a katalizátortechnikai megoldások is, biztosítva a szigorodó károsanyag-kibocsátási határértékek betarthatóságát.

Oxidációs katalizátorok. Ezek általában egyágyas kivitelűek (egy monolitból állnak) és a szénmonoxid valamint a szénhidrogének oxidálására (utóégetésére) szolgálnak. A személygépjárműveknél alkalmazott katalizátorok első generációjának tekinthetők. A tökéletes égéshez szükséges oxigént (pótlevegőt) sok esetben külön szivattyú juttatja a kipufogócsőbe a kipufogógáz áramlási irányát tekintve a katalizátor előtt (**3.14/a ábra**)

Kétágyas katalizátorok. A kétágyas megoldás lényege, hogy a kipufogógáz áramlási irányát tekintve redukciós katalizátort építenek az oxidációs katalizátor elé (**3.14/b ábra**). A redukció tökéletessé tétele érdekében sok esetben a motor dús keverékkel üzemel, ez azonban a tüzelőanyag fogyasztás szempontjából hátrányos. A nitrogénoxidok redukciója az első, az elégetlen összetevők (CO, CH) oxidációja pedig a második katalizátorban zajlik le. Az oxidáció tökéletesítése érdekében az oxidációs katalizátort szinte kizárólag az Amerikai Egyesült Államok gépkocsigyártói alkalmazzák, használatuk azonban a '90-es évektől ott is visszaszorult az újabb, jobb hatásfokú és egyszerűbb kivitelű katalizátortechnikai megoldások térnyerése miatt.

Szabályozott motorüzemben dolgozó, többfunkciós katalizátorok képezik a katalizátorok harmadik generációját; működésüket a **szabályozott légszeleténytényezővel** ($\alpha = 1,0$) dolgozó keverékképző-rendszer

és az egységes, többfunkciós kialakítású katalizátortest jellemzi.



3.14 ábra. Gépjármű katalizátor rendszerek

Napjainkban ez a megoldás a legelterjedtebb, mivel a kipufogógázok **mindhárom káros komponensét** (CO, CH, NO_x) **egyidejűleg is igen jó hatásfokkal csökkentik**. Alkalmazásuk előfeltétele a légszelesleg-tényező $\alpha = 1,0$ körüli igen szűk tartományban tartása, mégpedig úgy hogy ehhez a keverék összetételét megfelelő ciklikussággal szabályozzák. Ennek biztosítására szolgál az ún. **λ -szabályozás**; a szabályozott légszelesleg tényezőjű motor működésének vázlatát a **3.14/c ábra** mutatja. A szabályozás alapjául az ún. **λ -szonda** által adott **feszültségjel** szolgál, amely viszont a kipufogógázok oxigéntartalmával arányos. A kipufogógázokban található oxigén mennyisége ugyanis a tüzelőanyag/levegő keverési aránytól azaz a légfe-

lesleg tényezőtől függ, ennek folyamatos mérését és a mért érték alapján történő szabályozást a λ -szonda a kipufogógázok oxigénkoncentrációjának a meghatározására vezeti vissza. Ezzel a megoldással átlagosan 90...95 % -os hatásokkal csökkenthető a kipufogógázokkal kibocsátott CO, CH és NO_x mennyisége. A **katalizátor hatásfokának** meghatározására a következő összefüggés használatos:

$$\eta_i = \frac{E_{ie} - E_{iv}}{E_{ie}} 100 \quad [\%]$$

ahol

E_{ie} : a katalizátorba belépő károsanyag mennyisége (koncentrációja) az i -edik kipufogógáz-komponensre (CO, CH, NO_x) vonatkozóan,

E_{iv} : a katalizátorból kilépő káros anyag mennyisége (koncentrációja) az i -edik kipufogógáz komponensre (CO, CH, NO_x) vonatkozóan.

3.1.5.6. A katalizátorok meghibásodásai

A katalizátorok gépjárműüzemben fellépő meghibásodási mechanizmusai a következőképpen csoportosíthatók.:

Kémiai folyamatok:

- „mérgeződés”, ami általában az ólmozott benzinből származó ólom, vagy lassan ható, a tüzelőanyag kén és foszfor, ill. a kenőolajban található nehézfémek hatására vezethető vissza; e folyamatok az aktív felületen játszódhatnak le és sok esetben irreverzibilisek. Már egy-két tankolás ólmozott benzinnel a felére csökkenti a hatásfokot;
- a katalitikusan aktív anyagok szelektív, vagy nem szelektív kémiai átalakulása;
- a bevonat felületi struktúrájának átalakítása.

Termikus folyamatok:

- a katalitikusan aktív anyagok, ill. felületnövelő bevonat ún. szintereződése;
- a bevonat (wash-coat) átalakulása γ -alumíniumból α -alumíniumba és ezáltal az aktív felület jelentős csökkenése;
- „hősokk” gyújtáskimaradás következtében, ez a hirtelen bekövetkező meghibásodások egyik fő oka. Egy 120 km/h sebességgel haladó gépjármű esetében az egyik hengernél 10 %-os gyakorisággal fellépő gyújtáskimaradás következtében a katalizátorba jutó elégtelen keverék

„elégetése” 10 percen belül 1.300...1.400 °C hőmérsékletet eredményez és ez a monolit lágyulásához, majd megolvadásához vezet;

- ötvözetek képződése a katalitikus anyagok és a bevonat anyagaiból.

Hőmérséklet, °C

1400	Túlmelegedés	A hordozó olvadáspontja : 1380 °C a hordozó részleges károsodása, lágyulása: 1200-1300
1200	Igen erős dezaktiválás	a wash-coat leválása 1200 °C -tól kezdődően, a Pt és Rh kristályosodása
1100	Átmeneti állapot Jelentős termikus dezaktiválás /öregedés/ Gyenge kémiai dezaktiválás /öregedés/ Átlagos termikus tartomány dezaktiválás /öregedés/	a γ -aluminium zsugorodása
800	Működési tartomány Átlagos termikus tartomány dezaktiválás /öregedés/ Gyenge kémiai dezaktiválás /öregedés/	
600	Gyenge termikus dezaktiválás /öregedés/ Jelentős kémiai dezaktiválás /ólom, cink, foszfor, kalcium, magnézium hatására/	optimális működési tartomány
400		
270	Előregedett katalizátor indulási hőmérséklete	
230	Új katalizátor indulási hőmérséklete	
200	Nem aktív hőmérséklettartomány	30-90 s a hidegindítás után

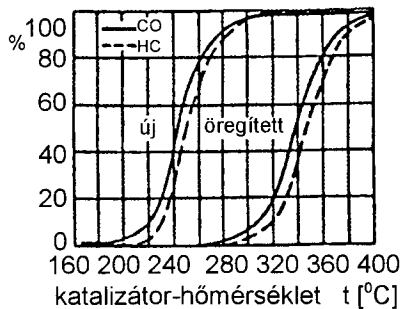
3.15 ábra. A katalizátorban fellépő hőmérséklet hatása a működésre

A hőmérséklet hatását a katalizátor működésére és ezzel az élettartamára, valamint az alkalmazhatóság tartományaira a **3.15 ábra** mutatja.

Mechanikus folyamatok:

- a monolitot érő ütések következtében a hordozó törése, meglazulása a rögzítő párnában;
- az aktív felület kopása;
- lerakódások (elsősorban elemi szénből)

Jól látható, hogy a katalizátor hőmérsékletét a lehető leggyorsabban kell a működési tartományba hozni és a hosszú élettartam érdekében 900...950 °C alatt kell tartani. A katalizátorok öregedése a beindulási hőmérséklet jelentős emelkedésével jár. Beindulási hőmérséklet az, amelynél a kipufogógáz CO és CH tartalmát a katalizátor legalább 50 %-os hatásfokkal csökkenti. Az öregedés hatását a beindulási hőmérsékletre a **3.16 ábra** mutatja.



3.16 ábra. A hőmérséklet hatása a katalizátor hatásfokára

3.1.5.7. A katalizátorok utólagos beépítése

A hazai személygépjármű állomány igen lassú kicserélődési üteme és az a tény, hogy a gépjárművek mintegy 80 %-a üzemeltethető ólmozatlan benzinnel, szolgált alapul a katalizátorok utólagos felszerelésével elérhető emisszió csökkentés vizsgálatára. Hazai (KTI) vizsgálatok néhány fontosabb eredményét mutatja a **3.17a. és b. ábra** külön a négy- és kétütemű motoros személygépjárművekre vonatkozóan.

A vizsgálatok a városi és autópálya forgalmat szimuláló Európai menetciklus végrehajtásával történtek. A vizsgált katalizátorok utólagosan felszerelt, többfunkciós szabályozatlan motorüzemben működő katalizátorok voltak és Európa legnagyobb katalizátor gyártóitól származtak. A vizsgálatokat nyolcvan személygépkocsin végezték, 5...10.000 km-ként a várható hasznos élettartam értékelésére. Az átlagos emissziócsökkentési hatásfok 50-60 % között mozgott, a várható hasznos élettartam pedig a négyütemű motoros gépjárműveknél

legalább 60 000 km, a kétüteműeknél pedig 30 000 km-re adódott. Tekintettel arra, hogy az említett mértékű emisszió csökkenést viszonylag kis költségekkel is egyszerű módon lehet elérni, a katalizátorok utólagos beépítését központi alapról támogatják.

a)

Új EU teszt (120 km/h) 83.01 meleg start									
futásteljesítmény		0 km		4902 km		8114 km		14737 km	
	kat. nélkül g/km	kat. g/km	η %	kat. g/km	η %	kat. g/km	η %	kat. g/km	η %
CO	11,21	4,62	59	6,57	47	6,50	41	5,40	52
HC	1,86	0,57	70	0,74	59	0,77	57	0,81	56
NO _x	2,17	0,95	56	0,81	61	1,08	52	0,99	55
η %			62		56		50		54

b)

Új EU teszt (90 km/h) 83.01 meleg start									
futásteljesítmény		0 km		4114 km		9634 km		14665 km	
	kat. nélkül g/km	kat. g/km	η %	kat. g/km	η %	kat. g/km	η %	kat. g/km	η %
CO	8,55	3,25	62	2,89	67	4,01	58	3,19	63
HC	9,997	1,40	86	1,92	79	3,06	70	2,49	74
NO _x	0,48	0,28	42	0,23	52	0,29	40	0,28	42
η %			63		66		56		60

3.17 ábra. Az új Európa menetciklussal mért átlagos emissziók utólagosan beépített katalizátorral négyütemű (a) és kétütemű (b) motoros személygépjárműveknél

3.1.5.8. A katalizátorok fejlesztési irányai

A katalizátorok fejlesztésére irányuló tevékenység fontosabb területei közül elsőként a beindulási tulajdonságok javítását kell említeni. Ez azért igen fontos, mert a CH emisszió mintegy 80 %-át a városi menetciklus hidegindítási szakaszában — azaz a motor elindítását követő két perc alatt az ún. melegítőjáratás során — bocsátja ki a motor. Megoldásként első lépésben az előkatalizátorok

alkalmazása került kipróbálásra, azonban a gyakorlatban nem teljesen vált be ez a megoldás a nagy hőterhelés és a főkatalizátorénál kisebb élettartam miatt.

Gyakorlatban bevált megoldás a katalizátor lehető legközelebbi beépítése a kipufogócsonkhoz és a motor valamint a katalizátor közötti kipufogócsőszakasz hőszigetelése a hőveszteségek csökkentése érdekében. A megoldás igen vékony falú belső cső (kis hőkapacitással) és hőszigetelő légrés az ezt körülvevő külső cső és a belső cső között.

További ígéretes megoldást jelent az elektromosan fűtött fémmonolit alkalmazása, valamint az ú.n. CH csapda. Ez utóbbinál a hideg kipufogógázokból egy megfelelő elnyelő anyag leválasztja az elégtelen szénhidrogéneket, majd a katalizátor „beindítása” után a meleg kipufogógázok elszállítják (deszorbeálják) azokat és a katalizátorban oxidálódnak. Ez utóbbi megoldás több mint 70 %-kal csökkenti a hidegindítási CH emissziót.

3.1.6. Katalizátorok a dízelmotoroknál

A dízelmotorokhoz a jelenlegi katalizátortechnika elsősorban az oxidációs katalizátorok alkalmazását kínálja. Az állandóan légfelesleggel működő dízelmotorok kipufogógázaiban mindig található oxigén és így az oxidációs katalizátorok hatékonyan tudják csökkenteni a kipufogógázok CO és CH tartalmát.

A katalizátor dízelmotoroknál történő alkalmazásának egyik legnehezebb feladata olyan katalizátortípus kidolgozása, amely a dízelmotorokra jellemző, a benzinüzemű motoroknál kisebb hőmérsékleten is hatékonyan működik, viszont a motor teljes terhelésnél előforduló nagy kipufogógáz hőmérsékletén sem növeli a NO_x emissziót. A dízelmotorokhoz alkalmazott katalizátorok csak a CO-t, a gáz és folyadékfázisú CH-kat, valamint a szaghatásért felelős aldehideket oxidálják.

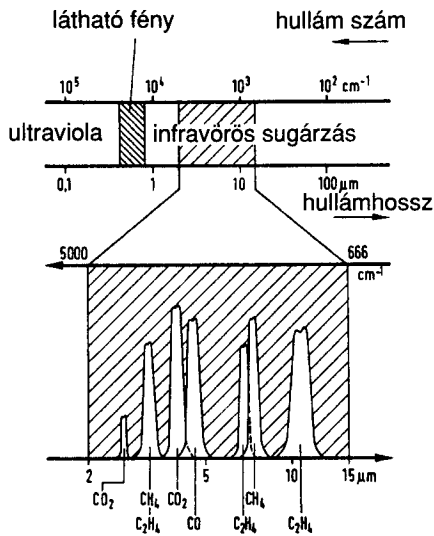
A sorozatgyártásban jelenleg már több személygépkocsi gyár épít be dízelüzemű modelljeibe oxidációs katalizátort, ezekkel átlagosan 50-60 %-os CO és CH emissziócsökkenést értek el.

Külön kihívást jelent a katalizátortechnikusok számára a NO_x redukció megoldása állandó légfelesleg, tehát oxidáló közeg jelenlétében, továbbá a tüzelőanyag kéntartalma, amely károsan befolyásolja a katalizátor hatékony élettartamát, még abban az esetben is, ha a katalizátortestet külön fűtéssel látják el. Nagysorozatú megoldás még nem született, különböző segédanyagok, mint például a karbamid, ammónia alkalmazásával azonban jelentős eredményeket értek el.

3.2. Az emisszió összetevőinek koncentrációját mérő műszerek

3.2.1. Az infravörös sugárzás szelektív abszorpcióján (NDIR) alapuló gázelemzők

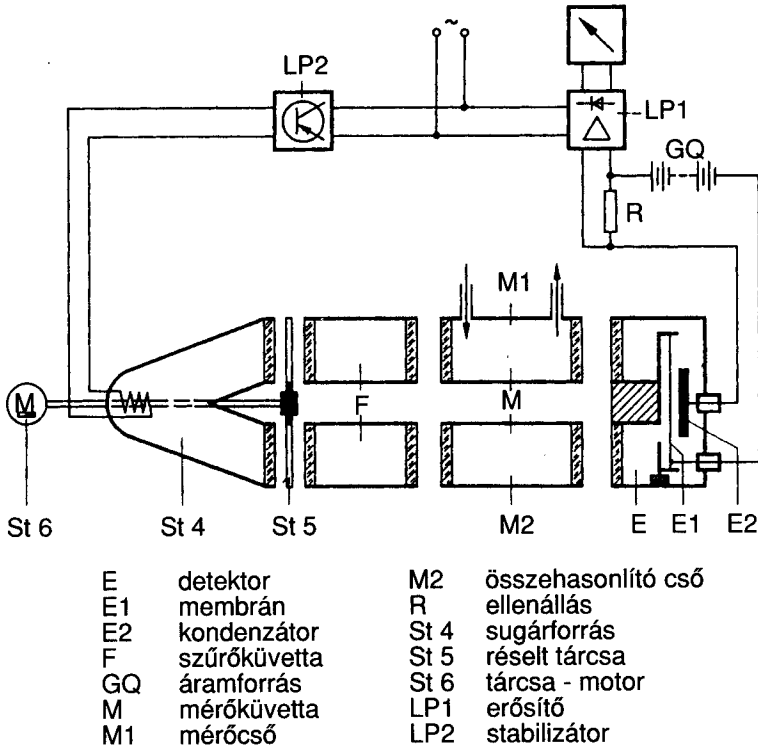
Az NDIR (Non Dispersiv Infrarot) mérési elvű műszereket a kipufogógázok szénmonoxid és széndioxid tartalmának mérésére alkalmazzák. A gázelemző működési elvét a 3.18a és a 3.18b ábra mutatja.



3.18a ábra. Az infrasugárzás szelektív abszorpciója

A sugárzó által kisugárzott szélesávú infravörös sugárzás áthalad a mérő és kialakítását tekintve azzal azonos összehasonlító küvetván. Ez utóbbit egy olyan gázzal, pl. nitrogénnel töltötték, amely a mérendő gázkomponens spektrumában nem abszorbeál energiát. A két küvettaból kilépő sugárzás olyan két kamrából álló érzékelőbe jut, amelynek két terét membrán választja el egymástól. Az eljárás alapelve, hogy a mérő és összehasonlító küvetta alatt található detektorban lévő érzékelőkamrák a mérendő gázkomponenssel, pl. CO-val vannak töltve. A detektorkamrákban lévő CO szelektíven abszorbeálja a saját specifikus sávjában a beeső sugárzást és felmelegedik. A felmelegedés mértéke jellemző a CO sávjában beeső sugárzás intenzitására. A két érzékelőkamra különbözőképpen melegszik fel. Ugyanis a mérőküvettaból a

detektorkamrába belépő sugárzás intenzitása a kérdéses hullámhossz tartományban (jelen esetben a CO sávjában) a mérőkamrában levő kipufogógáz CO tartalma által abszorbeált mennyiséggel kisebb, mint az összehasonlító küvettából kilépőé, mivel az itt található nitrogén a kérdéses sávban nem nyel el sugárzást. Ennek természetesen az a feltétele, hogy a kipufogógázban lévő egyéb gázok elnyelési sávja ne essék össze a CO-éval. A különböző felmelegedést illetve az abból adódóan az érzékelő két kamrája között fellépő nyomáskülönbséget egy megfelelő jeladóval mérik. Ehhez pl. a két kamra közötti membrán deformációját használják fel, amely egy membrán kondenzátor része és a fellépő kapacitásváltozás az, amit a mérés céljaira a továbbiakban felhasználnak.



3.18b ábra. Infraszugárzás szelektív abszorpciója elvén működő gázelemző vázlat

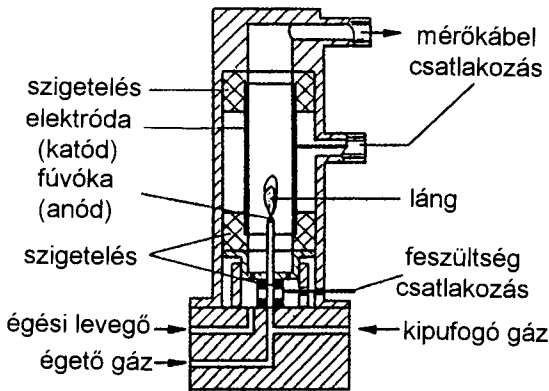
A sugárforrás és a küvetták között elhelyezett modulátor a sugárzást periodikusan megszakítja. Így az érzékelő kimenetén váltakozó feszültség vagy váltóáram jelentkezik és egy váltakozó feszültséggel dolgozó erősítő alkalmazható. Abban az esetben, ha a mérendő gázkomponens elnyelési tartománya egybeesik a kipufogógázban található másik gázevel (ezt a jelenséget kereszt-

érzékenységnek nevezik), úgy ezt szűrőküvetttával küszöbölik ki (lásd pl. a CO és CO₂ esetét)

A **3.18b ábrán** bemutatott elrendezésű érzékelőegységet állandó hőmérsékleten tartott burkolatban helyezik el. A kisebb koncentrációk mérésére hosszabb küvetttát alkalmaznak. A mérési tartomány a CO és CO₂ esetében a ppm-től a térfogat %-ig terjed.

3.2.2. A lángionizáció elvén (FID) működő gázelemzők

A FID mérési elvű gázelemzőket a kipufogógázok szénhidrogén tartalmának meghatározására alkalmazzák. A lángionizáció mérési elvének alapja hogy a vizsgált gázban lévő szénhidrogének molekuláit hidrogén lángjában ionizálják és az ionok száma a molekulában levő szénatomok számának felel meg. A lángionizációs detektorban előálló ionáram így lényegében a szénatomok számával arányos kijelzést ad. Az érzékelő kialakítását és a mérőegység felépítését a **3.19 ábra** mutatja.



3.19 ábra. Lángionizációs szénhidrogén elemző (FID: Flame Ionization Detector)

A szénhidrogén koncentráció meghatározása a következő módon történik: Az elemzésre kerülő gázt az égő gázzal keverik, mielőtt az az égőfej fúvókájába kerülne. Égőgázként hidrogén (H₂) és hélium (He) keveréket alkalmaznak. Az égéshez szükséges oxigént a nagy tisztaságú, általában szintetikus levegő szolgáltatja a diffúziós lánghoz. A láng feszültség alatt álló két elektróda között ég. Általában az égő fúvóka az anód, a katód pedig körgyűrű alakú és ennek közepén ég a láng. Az elektródában lévő feszültség a lángban képződő ionokat a katódra tereli és a töltéscsere eredményeként mérhető áram lép fel. Ez az áram arányos a mérendő gáz széntartalmával.

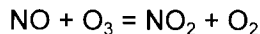
A lángionizációs detektor által szolgáltatott mérőjel értékét az időegységenként a lángba jutó szénhidrogén molekulákban levő szénatomok száma határozza meg. A mérés pontossága érdekében ezért a mérendő gáz térfogatáramát konstans értéken kell tartani.

Az elektróda feszültség az érzékelőtől függően 20 és 200 V között változik, a szénatomok számával arányos ionáram értéke 10^{-12} ... 10^{-10} A nagyságrendű.

A lángionizációs műszer hitelesítése általában propánnal történik, méréstartománya 1...10 ppm-től 10.000 ppm-ig terjed.

3.2.3. A kemilumineszcencia elvén működő gázelemzők

A gépjárműmotorok kipufogógázában található nitrogénoxidok mérésére napjainkban a kemilumineszcencia mérési elve az elfogadott. A kemilumineszcencia elvén dolgozó NO_x elemző a következőképpen működik. Ózon hatására a kipufogógáz minta NO tartalmának meghatározott része gerjesztett állapotú NO_2^- vé alakul. A gerjesztett NO_2^- -molekulák jellemző hullámhosszúságú fénykisugárzás $h\nu$ közben visszajutnak az alapállapotukba. A folyamatot a következő egyenletek írják le:

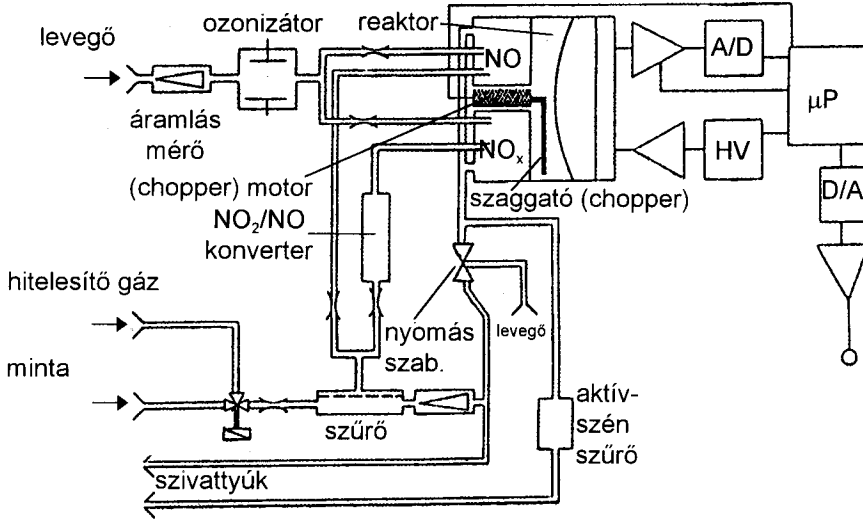


A kibocsátott fény mennyisége a vizsgált kipufogógáz NO_2 koncentrációjával arányos. A NO_x mérésekor a különböző nitrogénoxidokat (elsősorban az NO_2 -t) egy fűtött katalitikus reaktorban először NO-vá alakítják, majd az eredeti és így képződött NO-t határozza meg a műszer. Ez a mérési elv az NO_x mérésére specifikus, mivel a kipufogógázokban található egyéb komponensek (CO , CO_2 , vízgőz, CH stb.) a mérési eredményt nem befolyásolják. Egy ilyen elvű NO_x kipufogógáz elemző elvi felépítését mutatja a **3.20 ábra**.

A kipufogógázokból vett mintát a mintavevő rendszerből egy szivattyú juttatja a gázelemzőbe. NO_x mérés esetén ezt a mintát először az említett konverteren vezetik át, ahol az NO_2 NO-vá alakul. Ezután a minta az elemző „lelkébe” a reaktorba jut, ahol az NO_2 molekulákat ózonnal gerjesztik. Az ózont egyébként levegőből állítják elő, nagyfeszültség segítségével az ózonizátorban. A gerjesztett NO_2 molekulák által leadott fényenergiát (fényugárzást) fényszűrés után egy fotoszorzó erősíti fel, és ez kerül a gázelemző kijelzésére.

Ezek a NO_x kipufogógáz elemzők általában az NO_x koncentrációt ppm-ben mérik, és méréstartományuk a mérési feladatnak megfelelően 0,5, 10, 1000 és

10 000 ppm között változik. A bemutatott kipufogógáz elemző természetesen folyamatos mérésre alkalmas. A ppm-ben kijelzett koncentrációt a NO_2 sűrűségét figyelembevéve mg/m^3 mértékegységre számítják át.



3.20 ábra. A kemilumineszcencia elvén működő NO_x gázelemző folyamatának vázlata

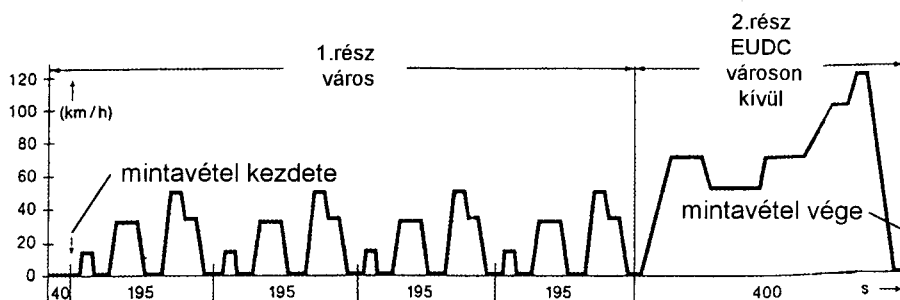
3.3. Emisszió minősítő eljárások

A kipufogógázokkal kibocsátott károsanyagok egyezményes minősítésére alkalmazott vizsgálati eljárások a következőképpen csoportosíthatók:

- típusvizsgálat;
- gyártást követően végrehajtott végátvételi vizsgálat;
- időszakos hatósági környezetvédelmi felülvizsgálat;
- a gépjármű emisszióját befolyásoló rendszerek fedélzeti diagnosztikája.

Ezek a vizsgálatok gépjárműkategóriánként (személygépkocsi, tehergépkocsi, motorkerékpár), földrészenként változnak és a betartandó határértékek egyre szigorúbbá válnak.

A típusvizsgálat alapján kapja meg a személygépjármű, illetve a tehergépjármű/autóbusz motor az adott típus forgalombahelyezési engedélyét.



Megjegyzés:	teljes ciklusidő	1220 s
EUDC=Extra Urban	ciklus hossza	11,007 km
Driving	közepes ciklus sebesség	32,5 km/h
Cycle	maximális sebesség	120 km/h

3.21 ábra. Az Európában érvényes menetciklus (Europa Test)

EU-kipufogógáz határértékek 91/441/EWG

Károsanyag	Határérték g/km	
	típusvizsga	széria
CO	2,72	3,16
(HC+NO _x)	0,97	1,13
PM	0,14	0,18
romlási tényező (DF)	átlagosan 1 ... 1,2 szerez	
kipárolgás	2,0 g/teszt	

új típus vizsgálata:
1.07.1992

első engedélyezés:
31.12.1992

EU-kipufogógáz határértékek 94/12/EG és tüzelőanyag-fogyasztási értékek 93/116/EWG

	határértékek (típusvizsga=széria) g/km			
	CO	(HC+NO _x)	PM	CO ₂
benzin motor	2,2	0,5	-	gyártó határ- értéke
dízel motor	1,0	0,7	0,08	
DI dízelmotor	1,0	0,9	0,10	
romlási tényező (DF)	átlagosan 1 ... 1,2 szerez			
kipárolgás	2,0 g/teszt			

új típus vizsgálata:
1.01.1996

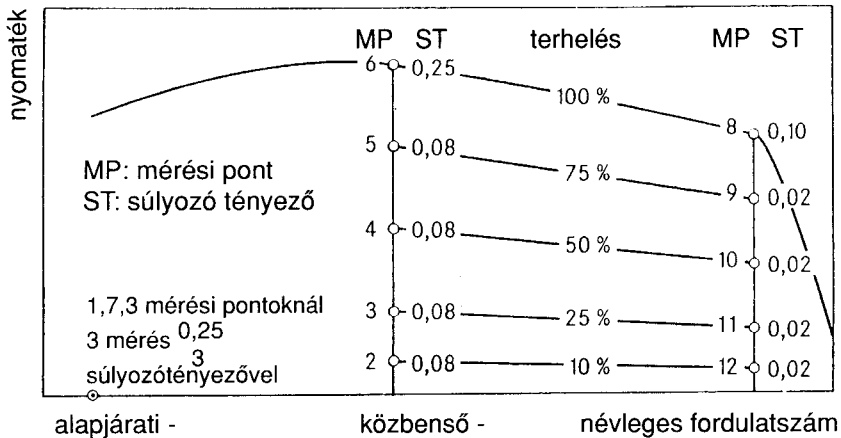
első engedélyezés:
1.01.1997

3.22 ábra. Az Európai Unióban a jelenleg érvényes és az újabban alkalmazandó emissziós határértékek

Az Európában jelenleg alkalmazott menetciklus felépítését a **3.21 ábra**, a jelenlegi és a közeljövőben érvényes határértékeket pedig a **3.22 ábra** mutatja.

Személygépjárművek esetében a közúti forgalmat szimuláló menetciklus végrehajtása során ellenőrzik az kipufogógázokkal kibocsátott CO, CH és NO_x egységnyi útra (1 km-re) vonatkoztatott mennyiségét. Dízelüzemű személygépjárműveknél az előbbieken kívül még a részecskeemissiót is.

A tehergépjármű motorok esetében az emisszió mérése a járműből kiépített és motorfékpadra helyezett motoron történik.



3.23 ábra. A 13 lépcsős fékpad emisszióteszt üzemállapotainak elhelyezkedése a motor jellegmezőben

szabályozás	ECE-49.02.A EURO.1		ECE R-49.02.B EURO.2	EURO.3	EURO.4	EURO.5
Bevezetés időpontja	TAS 01.07.1992	COP 01.10.1993	TAS=COP TAS:10.10.95 COP:01.10.96	2000	2005	2010
teszt módszer	ECE R49. 13-lépcsős teszt			OICA 13-lépcsős teszt		
NO _x	8,0	9,0	7,0	≤5,0	≤3,0	≤1,5
CO	4,5	4,9	4,0	2,5	1,0	1,0
HC	1,1	1,23	1,1	0,7	0,5	0,3
PM	0,36	0,40	0,15	0,10	0,08	0,05

(TAS = Type Approval Standard
= típusjóváhagyás)

(COP = Conformity of Production Standard
= megfelelés a gyártásban)

3.24 ábra. Az emisszió határértékeinek időbeli változása a 3500 kg-nál nagyobb össztömegű járműveknél (emissziók g/kW.h)

Az ún. 13 lépcsős vizsgálat üzemi pontjait a motor üzemi tartományában a **3.23 ábra**, a határértékek alakulását pedig a **3.24 ábra** mutatja. A motor füstemissziójának ellenőrzése teljes terhelés mellett történik.

A gyártás utáni végátvételi vizsgálat általában a típusvizsgálat elemeiből áll, de egyes országokban (Szingapur, USA/Kalifornia) csaknem a teljes típusvizsgálat végrehajtását követelik meg.

Az időszakos környezetvédelmi felülvizsgálatok végrehajtására a gépjármű korszerűségétől és alkalmazási területétől függően évente, ill. háromévente egyszer kerül sor. Benzinüzemű személygépjárművek esetében a kipufogógázok CO és C_nH_m tartalmát ellenőrzik alapjáraton és terheletlen üresjáraton, dízelmotoroknál pedig a füstemisszió kerül ellenőrzésre, mégpedig a motor ún. „szabadgyorsítása” során. Ellenőrzik ezenkívül az emissziót befolyásoló fontosabb motordiagnosztikai jellemzők értékét.

A fedélzeti diagnosztika (OBD-on Board Diagnose) az eddig ismertett emisszió minősítő eljárások továbbfejlesztése és szervesen illeszkedik azok rendszerébe. Az OBD I. az 1988-as modellévtől kötelező az Egyesült Államokban. Elve szerint a gépjármű minden olyan rendszer állapotát folyamatosan (menetközben) ellenőrizni kell, amelyik a kipufogógáz és a párolgási emissziót befolyásolja. Az OBD I. csak a hibafelismerés kötelezettségét írja elő, és azt hogy a felismert hibát azonosító kódot a fedélzeti memóriában tárolni kell. Az előállott és tárolt hiba tényét a gépjármű műszerfalán elhelyezett lámpa (MIL-Malfunction Indicator Light) mutatja. Ez azonban nemcsak a gépjárművezető, hanem pl. a közúti ellenőrzést végző hatóság számára is használható információ a jármű emissziós állapotáról.

Az OBD I. előírását az OBD II. váltotta fel az 1994-es modellévtől kezdődően, dízelmotoros gépjárműveknél pedig 1996-tól érvényes az USA-ban. Ennek lényeges új elemei a következők:

- a figyelmeztetés alapfunkción kívül a romlás mértékét is rögzítik;
- rögzítésre kerülnek a hiba bekövetkeztekor a fontosabb motorjellemzők (fekete doboz funkció);
- a hibatárolóból a hiba rendszertesztelővel leolvasható.

Az emisszió szempontjából fontos alábbi motor alrendszerek (részegységek) kerülnek ellenőrzésre:

- gyújtáskimaradás és gyakorisága;
- katalizátor és működőképessége;
- λ -szonda működőképessége;

- pótlevegő rendszer működőképessége;
- tüzelőanyag-párolgás visszavezető rendszer működőképessége.

Dízelmotornál az ellenőrzött rendszerek közé tartozik a kipufogógáz-visszavezetés és az indítórendszer.

Az Erópai Únió az ún. EOBD bevezetését szorgalmazza. Bevezetése az ezredfordulóra várható. Lényeges elemei egyeznek az USA OBD II. előírásaival.

4. A TÖLTETCSERE FOLYAMATA

A belsőégésű motorok munkafolyamata olyan periodikus körfolyamat, amelynek során a motorba a tüzelőanyaggal bevitt kémiai energia mechanikai munkává alakul. A munkafolyamatoknál a töltetcsere szívási folyamata szabja meg a hengerekbe jutó friss töltet tömegét, ill. tömegáramát és a motor töltési fokát, amely arányos az effektív, vagy tényleges teljesítménnyel. Természetesen a szívás és kipufogás során keletkező áramlási veszteségek is nagymértékben befolyásolják a motor teljesítményét és hatásfokát. Ezek az ún. **töltetcsere-veszteségek** egyes üzemállapotokban (pl. alapjárat) elérhetik vagy meg is haladhatják a motor mechanikai veszteségének 50 %-át. A töltetcsere folyamat optimalizálásával és szabályozásával nem csak a veszteségek csökkentésén keresztül javíthatók a fontos motor jellemzők, hanem például az erőteljes keverékmozgásokkal (perdület, tumble), a szívó és kipufogó rendszer hangolásával, a belső kipufogógáz-visszavezetéssel, stb. is. Ez ma a motorfejlesztés egyik olyan látványos eredményeket produkáló területe, amely nélkül a komfort és az emissziós követelmények nem, vagy csak igen nehezen és költségesen lennének teljesíthetők. Amennyiben a belsőégésű motorok töltetcserejével kapcsolatos követelményeket, a felhasznált eljárásokat, módszereket és az alkalmazott eszközöket vizsgáljuk sajátos tendenciák fedezhetők fel: **a dízel- és benzinmotorok között egyre több a hasonlóság**. Mindkettőre jellemző az intenzív töltetmozgás, a hangolt szívó és kipufogórendszerek alkalmazása, vagy pl. személygépkocsi motoroknál a négyszepes technikák térhódítása. A közvetlen befecskendezésű benzinmotorok megjelenésével már-már „dízeles” nagyságúra emelkedett a benzinmotorok légviszonya és a változtatható szelepvezérlés alkalmazásával elvileg lehetővé vált a fojtásos szabályozás elhagyása. Ez jelentős mértékben hozzájárul a szívórendszer ellenállásának csökkentéséhez. A szerzők úgy értékelik, hogy — a változások irányát is tekintetbe véve —, e területen meghatározóbb a hasonlóság mint a különbözőség, ezért a töltetcsere folyamatát igyekeznek egységesen tárgyalni és az esetleges motor fajta (benzin, dízel) szerinti eltérésekre a konkrét helyen kitérni.

4.1. A szívómotor töltetcsere folyamata

A belsőégésű motorok periodikus működéséből következik, hogy az égési folyamat lezajlása után az égéstermékeket el kell távolítani a motor hengereiből és friss töltettel kell feltölteni őket. A hengereknek ezt a töltését és ürítését nevezzük töltetcsere-nek, ami a négyütemű motorok munkafolyamatából két üte-

met, a kipufogást és a szívást foglalja magába és a kipufogó szelepek nyitásától a szívószelepek zárásáig tart. A főmunkafolyamat szempontjából az lenne az ideális, ha a motor minden üzemállapotában a töltetcsere folyamat során a kipufogógáz maradék nélkül eltávozna és a hengerek friss töltettel teljesen feltöltődnének. Valóságos töltetcsere folyamatok esetén azonban a szívórendszer ellenállása és a szelepek által periodikusan szabaddá tett keresztmetszetek motor üzemállapottól történő függetlensége, valamint a szívó és kipufogó rendszerben keletkező nyomáshullámok motor üzemállapottól való függése miatt csak egy szűk üzemi tartományban lehet kielégítő töltetcsere biztosítani.

4.1.1. A töltetcsere folyamata

4.1.1.1. A kipufogás

Az alsó holtpont (AHP) előtt nyit a kipufogószelep. A nyomás alatt lévő égéstermékek **kiáramlása hangsebességgel kezdődik** meg és — mivel a kipufogócsőben lévő gáz összenyomható és felgyorsításához idő kell —, a hengerből több gáz áramlik egy ideig a kipufogócsőbe, mint amennyi kiáramlik abból a szabadba. Emiatt a nyomás a kipufogócsőben előbb emelkedik, majd a hengerben uralkodó nyomáshoz hasonlóan csökken (nyomáshullám). A nagy sebességgel áramló gáztömeg tehetetlensége miatt, a nyomáshullám mögött a gáz nyomása annyira lecsökkenhet, hogy a kipufogócsőben átmenetileg szívóhatás is jelentkezhet, ami az égéstermékek eltávolítása szempontjából előnyös. A kipufogásnak ezt a szakaszát **nyomáskiegyenlítésnek** nevezik. Amikor a hengerben uralkodó nyomás 2...7 bar-ra csökken, kezdődik a kipufogás második szakasza az égéstermékeknek az AHP-ből az FHP felé haladó dugattyú által történő **kitolása**. Ekkor a hengerből kiáramló égéstermékek sebessége már hangsebesség alatti (**4.1 ábra**).

A folyamat jellemzői	Benzinmotor	Dízelmotor
gázhőmérséklet [°C]		
- teljes terheléskor:	700...1000	500...700
- részterheléskor:	300...500	200...300
kipufogógáz nyomás [bar]	1,2...1,7	1,2...1,5
kipufogószelep nyit AHP előtt [ft°]	40...80	30...50
kipufogószelep zár FHP után [ft°]	10...40	10...30

4.1 táblázat. A kipufogás jellemző értékei

4.1.1.2. A szívás

A felső holtpont előtt nyit a szívószelep, majd a FHP után a dugattyú okozta térfogatnövekedés hatására nyomáscsökkenés keletkezik és a motor hengereibe friss töltet áramlik be a szívórendszerből. A szívó oldal áramlási ellenállásai miatt a beszívott friss töltet nyomása a környezeti levegő nyomásánál kisebb, a meleg falakkal, szelepekkel való érintkezés és a maradék gázzal való keveredés miatt pedig fel is melegszik ($t > t_0$), ennek következtében a hengert az AHP-ban kitöltő közeg sűrűsége (ρ) és így tömege is kisebb, mintha nyomása és hőmérséklete a környezeti jellemzők (p_0, t_0) értékeivel egyezne meg. A motor teljesítményét azonban döntően meghatározza, hogy a hengerek mennyire töltődnek fel friss közeggel. Ennek mértékét a töltési fok (λ) jellemzi, amely azt mutatja meg, hogy egy ciklusban (egy szívóütemben) a hengerbe jutó közeg tömege (m) hogyan viszonyul a lökettérfogatot (V_L) környezeti állapoton kitöltő közeg tömegéhez.

$$\lambda = \frac{m}{V_L \cdot \rho_0}, \quad (4.1)$$

vagy mérhető mennyiségekkel (négyütemű motornál):

$$\lambda = \frac{m \cdot 120}{V_L \cdot z \cdot n}, \quad (4.2)$$

ahol

\dot{m} : a hengerbe jutó közeg tömegárama,	[kg/s]
n : a motor fordulatszáma,	[1/min]
z : a hengerek száma.	[-]

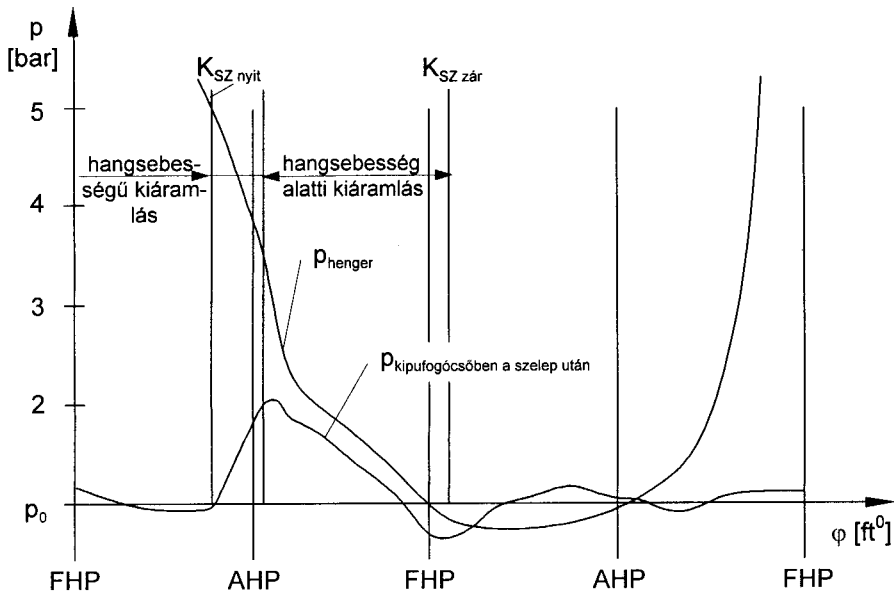
A motor töltési fokának mértéke minden olyan eljárással növelhető, amely a beszívott friss közeg nyomását növeli és hőmérsékletét csökkenti. Ezek közül a legfontosabbak a hangolt szívó- és kipufogórendszer, a változtatható szelepvezérlés és különböző feltöltési eljárások alkalmazása, valamint a szívórendszer és a kipufogórendszer ellenállásának és a töltet hőmérsékletének csökkentése.

Ahhoz, hogy a rendelkezésre álló hengertérfogatból egy-egy munkaciklus során minél nagyobb teljesítményt nyerjünk nagy töltési fok elérésére kell törekedni. **A töltési fok javítása az effektív középnyomás és a fajla-**

gos teljesítmény növelésének ill. szegénykeverékes motornál a fajlagos tüzelőanyag-fogyasztás csökkentésének egyik fő eljárása.

A folyamat jellemzői	Benzinmotor	Dízelmotor
beszívott közeg	benzin-levegő keverék	levegő
depresszió [bar]	0,1...0,2	0,05...1,5
töltet hőmérséklet [°C]	50...100	70...100
töltési fok [%]	70...90	80...90
maradék gázok aránya friss töltetben [%]	3...5	3...5
szívószelep nyit a FHP előtt [ft°]	10...40	10...30
szívószelep zár az AHP után [ft°]	40...80	30...50

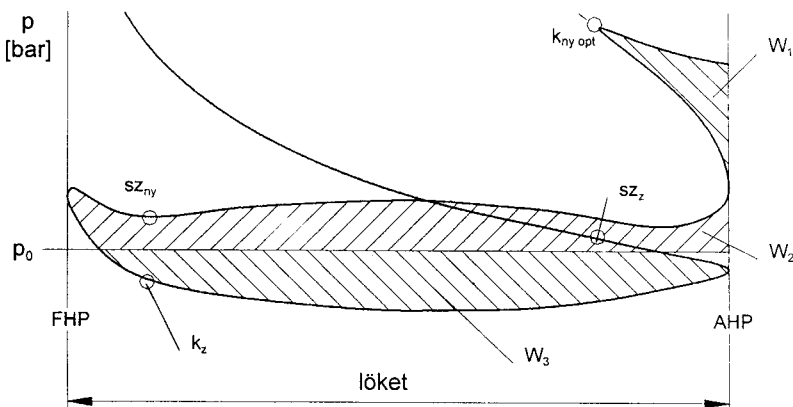
4.2 táblázat. A szívási ütem jellemző értékei



4.1 ábra. Töltetcsere alatti nyomásváltozás a benzinmotor hengerében és a kipufogósőben a kipufogószelep után a hangsebességű és a hangsebesség alatti kiáramlás feltüntetésével

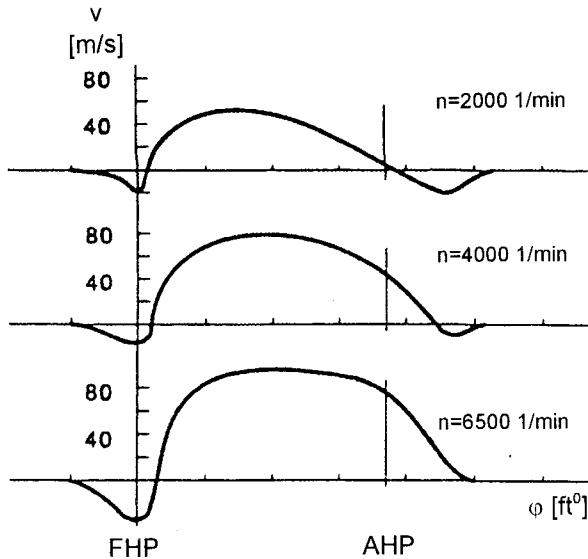
4.1.2. Vezérlési idők és szelepnitási keresztmetszetek hatása a töltetcserére

A motor munkafolyamatában a töltetcsere a szelepek nyitása és zárása vezéri. A munkafolyamat szempontjából az lenne optimális, ha a szelepek teljes nyitvatartási idejében a szerkezet által biztosítható maximális keresztmetszet állna rendelkezésre. Ez azt jelentené, hogy a szelepek nyitásának és zárásának rendkívül rövid idő alatt és igen nagy gyorsulással kellene végbemennie. A fellépő tehetetlenségi erők miatt azonban a szelepek gyorsulása korlátozott, ezért a teljes szelepkéretet a nyitvatartási időnek csak kis részéig lehet maximális értéken tartani. Így a nyitott szelepkéret növelésére, adott és a korlátok által behatárolt szelepnitási törvényszerűség mellett, csak a nyitvatartási tartam növelésével, azaz a szelepek korábbi nyitásával és későbbi zárásával van lehetőség. Emiatt a töltetcsere benyúlik a terjeszkedésbe (expanzió) és a sűrítésbe (4.1 ábra, 4.1 és 4.2 táblázatok). A kipufogószelepek az AHP előtt nyitnak, a közeg nyomása a szelepnitás nélküli állapothoz képest jelentősen csökken, ezáltal lehetővé válik, hogy a nyomáskiegyenlítés az AHP közelében megtörténjen. A nyitás időpontját és mértékét úgy célszerű megválasztani, hogy a kipufogógáz a motor hengeréből teljes egészében eltávozzon. A 4.2 ábrán W_1 -el jelölve látható az a terület, amely szívómotornál azzal a munkavesztéssel arányos, amelyet a dugattyú alsó holtpontig tartó elmozdulása során a korai kipufogószelep nyitás jelent. Az AHP után az FHP felé haladó dugattyú a hengerből a kipufogószelepen és a kipufogóvezetéken keresztül a szabadba tolja a kipufogógázt. A kipufogó rendszer ellenállása miatt a hengerben a közeg nyomása nagyobb mint a környezeti nyomás. A keletkezett munkavesztés a 4.2 ábrán a W_2 terület szemlélteti.



4.2 ábra. Négyütemű motor töltetcsere folyamata a szelepnitások és szelepzárások időpontjaival és a töltetcsere veszteségekkel

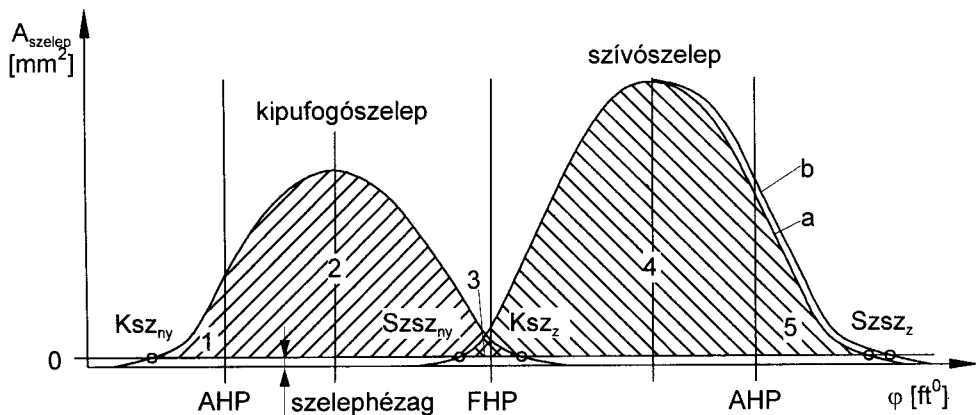
A szívószelepek a FHP előtt nyitnak. Ezzel biztosítják azt, hogy a szívás kezdetén elegendően nagy áramlási keresztmetszet álljon rendelkezésre. A szívószelep nyitása után egy ideig még a hengerben lévő kipufogógáz (maradék gáz) nyomása meghaladja a szívócsőnyomást, ezért a szívószelepen keresztül égéstermék juthat a szívócsőbe. A FHP után a maradékgáz p_0 nyomásszintre expandál és a folyamatosan nyíló szívószelepen keresztül friss töltet áramlik a motor hengereibe. A szívórendszer ellenállása miatt a hengerben a töltet nyomása kisebb, mint a környezeti nyomás. A keletkezett munkavesztéséget a 4.2 ábrán W_3 terület szemlélteti. A kipufogószelepek röviddel az FHP után zárnak. A szívórendszer ellenállása miatt a hengerekben a nyomás a környezeti nyomásnál kisebb.



4.3 ábra. A friss töltet áramlási sebessége a szívószelep előtt a fordulatszám függvényében késői szívószelep zárás esetén

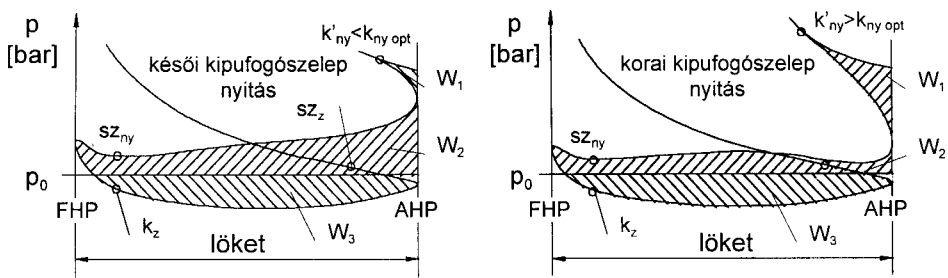
A szívószelepek az AHP után zárnak. A későbbi zárás lehetővé teszi, hogy a szívócsőben mozgó friss gáz — tehetetlensége miatt —, még akkor is folytasza a hengerbe történő beáramlást, amikor a dugattyú a beáramló levegővel szemben mozog, azaz **utántöltés** keletkezik, ami **növeli a töltési fokot**. Az utántöltési hatás annál nagyobb, minél gyorsabban áramlik a gáz a szívócsőben, azaz minél nagyobb a friss töltet áramlási sebessége a szívószelepnél, illetve a közepes dugattyú-sebesség és a motor fordulatszáma (4.3 ábra). **A szívószelep későbbi zárása nagy fordulatszámnál növeli a motor teljesítményét, de kisebb fordulatszám-tartományokban ezzel ellentétes a hatása**, mert a dugattyú a töltet egy részét ismét kitolja (a motor rugalmassága csökken). Amikor a szívás során a hengerekben a töl-

tet nyomása eléri a szívócső nyomást, a frisstöltet hengerbe áramlása utántöltő hatás nélkül befejeződik.



4.4 ábra. A motor szelepnitvatartási diagrammja

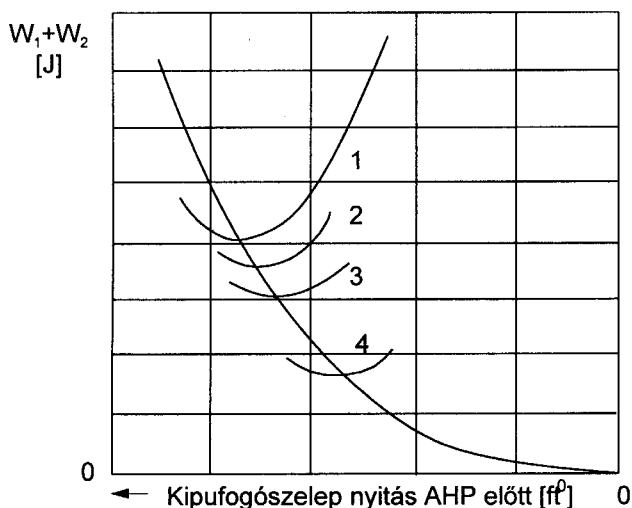
Amennyiben a **kipufogószelep korai nyitása** miatti munkavesztéséget (a 4.2 ábrán W_1 -el jelölve) kívánjuk csökkenteni, célszerű a hengerből hangsebességgel kiáramló égéstermék mennyiségét **kis szelepkeresztmetszet nyitásával** korlátoznunk (4.4 ábrán 1-el jelölt terület csökkentése). Ez egyben kisebb kipufogószelep hőterhelést is eredményez. Amennyiben a **kipufogóvezeték ellenállása** miatt fellépő munkavesztéséget kívánjuk csökkenteni (a 4.1 ábrán W_2 -vel jelölt terület) akkor a kipufogógáz kitolási szakaszában az ellenállást **nagy szelepkeresztmetszet nyitásával** célszerű csökkenteni (4.4 ábrán 2-vel jelölt terület növelése).



4.5 ábra. A kipufogószelep nyitásának hatása a töltetcsere veszteségeire

Adott szelepnitvási törvényszerűség (változatlan bütyök profil) mellett a fenti veszteségek befolyásolására a **kipufogószelep nyitási időpontjának változtatásával** van lehetőség. Minél korábban nyit a kipufogószelep annál

kisebb a kitolási munka (W_2), de annál nagyobb a korai szelepnitítás miatti veszteség (W_1), mivel csökken az expanziós folyamat munkavégző képessége és fordítva: Minél később nyit a kipufogó szelep annál nagyobb a kitolási munka mivel a hengerben később csökkenő nyomás gátolja a dugattyú kitoló mozgását és annál kisebb a korai szelepnitítás miatti veszteség. (4.5 ábra) Ebből az is következik, hogy a munkavesztéseknek létezik minimumuk, amelyhez (e szempontból) optimális kipufogószelep-nyitási időpont tartozik. Az optimális nyitási időpont függ a szelep átmérőjétől, az átfolyási tényezőtől és a motor fordulatszámától (4.6 ábra).

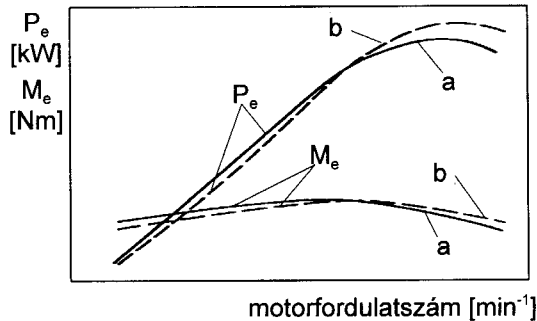


4.6 ábra. Elvi ábra a munkafolyamat veszteségeiről különböző idejű kipufogószelep nyitás függvényében

1. W_1+W_2 munkavesztés adott szelepkéretnél
2. W_1+W_2 munkavesztés megnövelt szelepkéretnél
3. W_1+W_2 munkavesztés növelt átfolyási tényező mellett
4. W_1+W_2 munkavesztés az 1...3 hoz képest kisebb fordulatszám mellett

A 4.4 ábrából is látható, hogy a szívó- és kipufogószelepek a FHP közelében egyidejűleg nyitva vannak. Ezt nevezik **szelepösszenyitásnak**, vagy szelepnitvatartás átfedésnek. A kipufogó-szelepnek a FHP utáni zárása és elegendően nagy **motorfordulatszám esetén** a kipufogógáz tehetetlensége miatt még akkor is tovább áramlik, ha a dugattyú már a felső holtpontban van. Ennek következtében az **égéstérben depresszió keletkezik**, és a már nyitott szívószelepen keresztül friss töltet áramlik be. Ekkor a nagy szelepösszenyitás **jó maradék gáz kiöblítést** tesz lehetővé. Amennyiben pl. **kis fordulatszámoknál** nem biztosított a kipufogógázok mozgási energiájának segítségével a henger átöblítése, akkor a korán nyitó szívószelepeken keresztül **égéstermék visszaáramlás** indulhat meg a szívócsőbe.

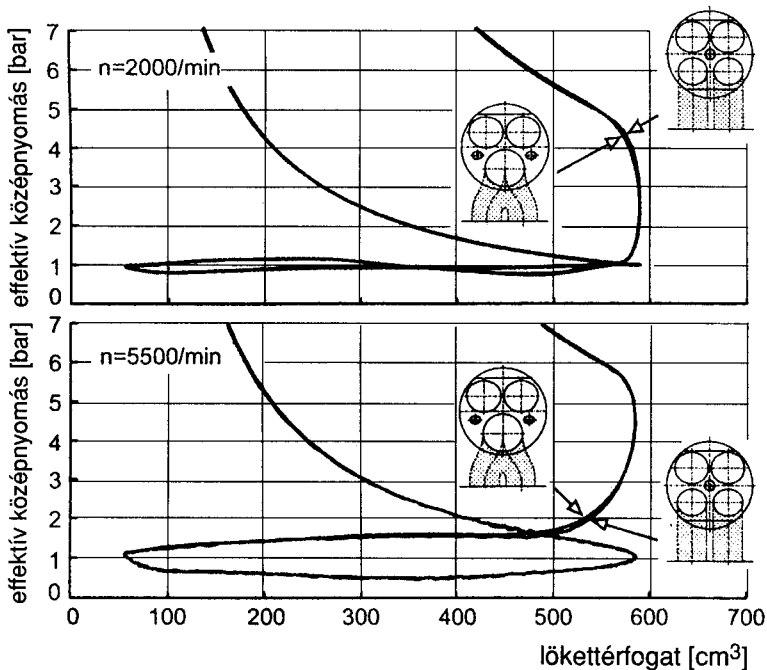
Ilyenkor általános esetben kis szelepösszenyitást célszerű alkalmazni (4.4 ábra. 3-as terület). A 4.4 ábrán a szívó szelepek zárási időpontja eltérő. A „b” esetben a szívószelep nyitási szögterománya hosszabb és ezért a rendelkezésre álló összes nyitási felület is nagyobb, mint az „a” esetben. Ez a későbbi szívószelepszárás — mint már említésre került —, nagyobb motorfordulatszám-tartományokban lehetővé teszi a szívócsőben mozgó friss töltet dinamikus hatásának kihasználását és létrejöhet az ún. utántöltés, ami töltési fok, teljesítmény és nyomaték növelő hatású. Természetesen **alacsonyabb fordulatszám-tartományokban előnyösebb a korábbi szívószelep zárást választani** mivel e nélkül a dugattyú a töltetet vissza tudja tolni a szívóvezetékbe. Mint látható a szívószelep zárási időpontját is célszerű a motor fordulatszámának függvényében megválasztani. A fenti hatás jól követhető a motor külső nyomatéki jelleggörbéjén. A 4.7 ábrán az „a” és „b” jelű különböző időpontokban záró szívószelepeknél a motor nyomatékának és teljesítményének alakulása látható a motor fordulatszámának függvényében maximális terhelés mellett.



4.7 ábra. Szívómotor nyomatéka és teljesítménye különböző időtartamig nyitvatartott szívószelepnél maximális terhelés mellett

A 4.4 ábrán szembevetendő a szívó- és kipufogószelep nyitási felülete közötti jelentős különbség is (2-es és 4-es felületek). A **szívószelep nyitási felülete nagyobb**, ennek oka kettős: Egyrészt kipufogószelepen keresztül az égéstermék egy része nagy nyomáskülönbség és hangsebesség mellett áramlik ki, így a maradék kiáramlásához **kisebb kipufogószelep keresztmetszet is elegendő**, ezért a kipufogószelep keresztmetszete a szívószelep keresztmetszetéhez képest csökkenthető. Másrészt, mivel szíváskor a henger és a szívórendszer közötti nyomáskülönbség viszonylag kicsi és ennek következtében a sebesség is kisebb, a hengerben fellépő minél kisebb nyomáscsökkenés érdekében célszerű **a szívószelep keresztmetszetét a lehető legnagyobbra növelni**. Erre a legerjedtebb megoldás a szívószelep keresztmetszetének a henger átmérő és a szükséges kipufogószelep méret

szabta korlátok közötti növelése, de léteznek háromszelepes megoldások is, ahol a három szelepből kettő szívószelep. A 4.8 ábrán a Mercedes 3,2 dm³ összlökettérfogatú V hengerelrendezésű benzinmotorja három és négy szelepes hengerfejjel szerelt változatainak töltetcsere diagramjai láthatók 2 000 1/min és 5 500 1/min fordulatszámok mellett. A négyszelepes hengerfejben rendelkezésre álló nagyobb kipufogószelep nyitási felület hatására, — ha kismértékben is, de — mindkét fordulatszámnál csökken a kipufogási folyamat vesztesége. Az ábrán jól megfigyelhető az alacsony fordulatszámra hangolt szívórendszer töltetcsere-veszteség csökkentő hatása is (n = 2 000 1/min), amely a későbbiekben kerül tárgyalásra.



4.8 ábra. A Mercedes 3,2 dm³-es benzinmotorja három- és négyszelepes hengerfejjel szerelt változatainak töltetcsere diagramjai

4.2. A töltetcsere folyamat jósága

A töltetcsere folyamat jósága egzakt módon nehezen határozható meg. Legjobban akkor közelíthetjük meg, ha a belsőégésű motorokkal szemben támasztott legfontosabb követelményekből indulunk ki és az azok elérése érdekében alkalmazott eljárások és hatásos megoldások eredményességét vizsgáljuk.

Természetesen szem előtt tartva, hogy ezek a követelmények is folyamatosan változnak és fontosságuk is átértékelődik. E pontban a fontosabb követelmények és az alkalmazott eljárások, módszerek és eszközök közötti összefüggések kerülnek tárgyalásra. Az egyes megoldások eredményességének bemutatására részletes ismertetésükkor kerül sor.

4.2.1. A fajlagos teljesítmény növelése

A belsőégésű motorok fejlesztésének egyik meghatározó célkitűzése a fajlagos teljesítmény növelése, amelyet egyrészt a motorok építésében felhasznált anyagok fejlesztésével másrészt a motorban lejátszódó folyamatok tökéletesítésével kívánunk elérni.

Ismeretes, hogy a **négyütemű belsőégésű motorok fajlagos teljesítménye a fordulatszám (benzinmotor) vagy az effektív középnyomás (benzin- és dízelmotor) növelésével emelhető**. Széria motoroknál a maximális fordulatszámok stabilizálódtak, növelésük jelenleg nem fejlesztési irányzat. A már gyártásban lévő motoroknál a fordulatszám növelése legtöbb esetben korlátokba ütközik és általában nem is gazdaságos (a mechanikai hatásfok romlik).

4.2.1.1. A fajlagos teljesítmény növelése az effektív középnyomás növelésével

A fajlagos teljesítmény növelésének leghatásosabb eljárása az **effektív középnyomás** vagy más néven fajlagos ciklusmunka növelése.

Erre a töltetcsere területén három eljárás vált meghatározóvá:

- a töltési fok növelése,
- a töltetcsere veszteségek csökkentése,
- a keverék képzés és égés feltételeinek javítása.

Tekintettel arra, hogy ezek az eljárások a közös célt az effektív középnyomás növelését azonos szintéren, a motor szívó és kipufogó rendszerében és azonos időben kívánják megvalósítani, a három eljárást úgy kell alkalmazni, hogy azok együttesen a motor legtöbb üzemállapotában a lehető legnagyobb középnyomást eredményezzék. Más szavakkal, az eljárások és módszerek alkalmazásával a motor középnyomását befolyásoló tényezők optimumát kell biztosítani.

A **töltési fok növelésének** fontosabb módszerei és eszközei:

- hangolt szívó- és kipufogórendszer,

- szívó és kipufogó rendszer ellenállásának csökkentése,
- változtatható szelepvezérlés.

A töltetcsere veszteségek csökkentésének fontosabb módszerei és eszközei:

- hangolt szívó- és kipufogórendszer,
- szívó- és kipufogórendszer ellenállásának csökkentése,
- változtatható szelepvezérlés.

A keverékképzés és égés feltételei töltetcsere oldaláról történő javításának fontosabb módszerei és eszközei:

- intenzív és szabályozott töltetmozgás,
- változtatható szelepvezérlés

4.2.2. A szén-dioxid kibocsátás csökkentése

Az egyre szigorodó szabályok miatt a CO₂ kibocsátás csökkentése hosszú időre a motor gyártók permanens feladatává válik. Bár az üvegház hatás kialakulásában, — amelyben fontos szerepet játszik a fosszilis tüzelőanyagok (fa, szén, kőolaj, földgáz stb.) elégetésekor keletkező szén-dioxid —, a közúti járműmotorok viszonylag csekély hányaddal részesednek, de a klimatikus hatás súlyossága miatt minden területen fontos a csökkentés. Arról nem is beszélve, hogy a jogszabályalkotóknak könnyebb hatásos szabályozást életbeléptetni a csúcstechnikát képviselő és a kevés országba koncentrált autógyártás területén, mint a sok országban elmaradott és nehezen szabályozható ipar és mezőgazdaság területén.

4.2.2.1. A szén-dioxid kibocsátás csökkentése a fajlagos tüzelőanyag-fogyasztás csökkentésével

A szén-dioxid a tüzelőanyagok tökéletes égésének végterméke és miután keletkezése törvényszerű a fosszilis tüzelőanyagok elégetésekor, csökkentésének egyetlen módja a tüzelőanyag-fogyasztás csökkentése.

A töltetcsere területén erre három eljárás vált meghatározóvá:

- a töltetcsere veszteségek csökkentése,
- a keverék képzés és égés feltételeinek javítása,
- a hengertöltet összetételének változtatása.

A töltetcsere veszteségek csökkentésének és a keverékképzés

és égés feltételei javításának fontosabb módszerei és eszközei az effektív középnomás növelésének tárgyalásánálismertetésre kerültek.

A hengertöltet összetétele változtatásának fontosabb módszerei:

- külső kipufogógáz-visszavezetés (EGR),
- változtatható szeleplevezérlés (belső kipufogógáz-visszavezetés).

4.2.3. A károsanyag emisszió csökkentése

Az első kipufogógáz emisszióra vonatkozó határértéket az USA-ban vezették be, a „Clean Air Act” törvénnyel. Azóta a törvényalkotók világszerte a belső-égésű motorokkal szemben támasztott követelményrendszer első elemévé tették a környezetvédelmi előírásokat és így az egyre szigorodó feltételek melletti kipufogógáz emisszió csökkentés a motorfejlesztés első számú kihívásává vált. Ezalatt a majdnem 30 év alatt a nagy sorozatban gyártott új gépjárművek károsanyag emisszióját több mint 90%-kal csökkentették, amelybe természetesen beleszámít az időszak alatt elért több mint 25%-os tüzelőanyag-fogyasztás csökkentés emisszió mérséklő hatása is.

A belsőégésű motorok károsanyag emissziójának csökkentése a töltetcsere folyamat javításával alapvetően két úton lehetséges:

- a fajlagos tüzelőanyag-fogyasztás csökkentésével és
- a töltetcserétől is függő szennyezőanyagok keletkezésének gátlásával.

4.2.3.1. Emisszió csökkentés a fajlagos tüzelőanyag-fogyasztás csökkentésével

Egy belsőégésű motor fajlagos tüzelőanyag-fogyasztásának csökkenése azt jelenti, hogy azonos teljesítményt kevesebb tüzelőanyag elégetéséből nyerhetünk. Kevesebb elégetett tüzelőanyagból pedig általában kevesebb környezetre káros anyag keletkezik, kisebb lesz a motor károsanyag emissziója. Ezért a fajlagos tüzelőanyag-fogyasztás csökkentése a CO₂ emisszió mellett a károsanyag emisszió csökkentésének is fontos és hatásos eleme. A töltetcsere területén ezt elősegítő három eljáráshoz tartozó fontosabb módszerek és eszközök az előzőekben (4.2.2.1. pont) felsorolásra kerültek.

4.2.3.2. Emisszió csökkentés a szennyező anyagok keletkezésének gátlásával

A töltetcsere területén alkalmazott eljárásokkal, módszerekkel és eszközökkel **benzinmotornál a CH és NO_x, dízelmotornál a NO_x és a részecske kibocsátás csökkenthető** jelentősebb mértékben.

Erre két eljárás vált meghatározóvá:

- a keverékképzés és az égés feltételeinek javítása,
- a hengertöltet összetételének változtatása.

Mindkét eljáráshoz tartozó fontosabb módszerek és eszközök az előzőekben (4.2.1.1. és 4.2.2.1. pont) felsorolásra kerültek.

A tárgyalat összefüggéseket a **4.9 ábra** szemlélteti.

4.2.4. A töltetcsere jósága és a motor jellegmező kapcsolata

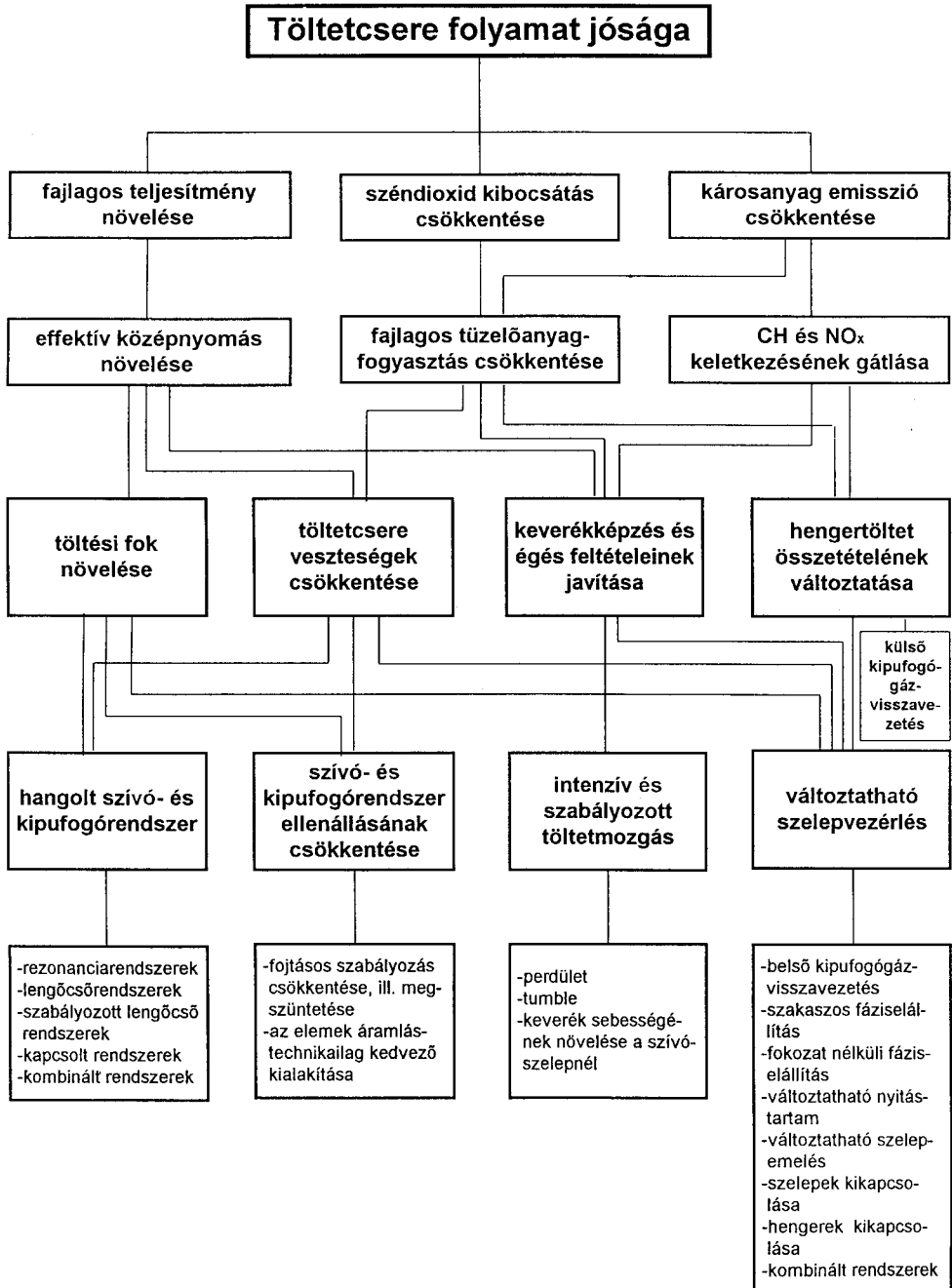
A **4.10 ábrán** egy négyszepes benzinmotor jellegmezőjében láthatók azok a követelmények, amelyek kielégítésének mértéke egy-egy jellegmező-tartományban meghatározza a töltetcsere folyamat jóságát. Míg a **nyomaték növelés** az alacsonyabb fordulatszám tartományban, addig a **teljesítmény növelés** a magasabb fordulatszám tartományban és részterhelési állapotokban követelmény. A **fogyasztás csökkentés** tipikusan az alacsony és közepes fordulatszám-tartományok és a részterhelés, a **fordulatszám stabilitás** az alapjárat fordulat szám és az alacsony fordulatszám melletti igen kis részterhelési állapot követelménye. Az egyes követelmények kielégítéséhez a töltetcsere területén felhasználható **fontosabb hatásos megoldások** az alábbiak:

Fordulatszám stabilitás az alapjárat fordulat szám környezetében, illetve közepes fordulatszámok és kis részterhelés esetén:

- a töltet sebességének és perdítésének növelése,
- fojtásos szabályozás mérséklése, ill. megszüntetése szikragyújtású motoroknál,
- késői szívószelep nyitás, illetve korábbi kipufogó szelep zárás, szívócsatorna lekapcsolás, illetve csökkentett szívószelep emelés és/vagy henger kikapcsolás,
- rezonancia szívórendszer alkalmazása.

Nyomaték növelés alacsony fordulatszámokon:

- rezonancia szívórendszer alkalmazása,
- a fojtásos szabályozás mérséklése, megszüntetése szikragyújtású motoroknál,
- a töltet sebességének és perdítésének növelése,
- korai szívószelep nyitás és zárás,
- hosszú szívócső.



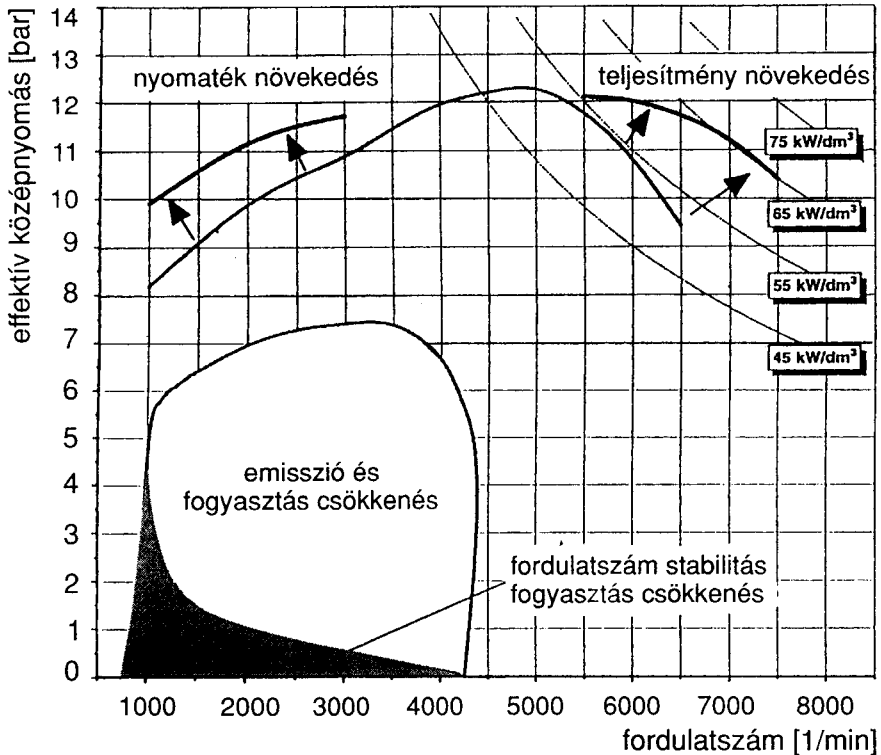
4.9 ábra. A töltetcsere folyamat jósága; összefüggések a fontosabb követelmények és az alkalmazott eljárások, módszerek és eszközök között.

Emisszió és fogyasztás csökkentés alacsony és közepes fordulatszámok mellett részterhelésnél:

- a töltet sebességének, perdítésének és a tumblenak a növelése,
- szívócsatorna lekapcsolás, illetve csökkentett szívószelep emelés és/ vagy henger kikapcsolás,
- kipufogógáz visszavezetése,
- fojtásos szabályozás mérséklése, ill. megszüntetése szikragyújtású motoroknál,
- korai szívószelep nyitás,
- változtatható szívócsőhossz (lengőcsőfeltöltés), vagy kapcsolt rezonancia és lengőcső szívórendszer alkalmazása.

Nyomaték és teljesítmény növelés magas fordulatszámon :

- lengőcsöves szívórendszer,
- rövid szívócső,
- késői szívószelep zárás.



4.10 ábra. Benzinmotor jellegző és a töltetcsere jóságának kapcsolata

4.3. A kipufogógáz visszavezetése

A kipufogógáz-visszavezetés vagy angol rövidítéssel **EGR** (Exhaust Gas Recirculation) hatékony megoldás a károsanyagok keletkezésének gátlására. Az eljárással **jelentősen csökkenthető az NO_x és a visszavezetés módjától függően, kisebbmértékben a CH és CO kibocsátás**. A kipufogógáz-visszavezetés és a megfelelően szabályozott égésfolyamat együttese lehetővé teszi a károsanyag-kibocsátás és a tüzelőanyag-fogyasztás egyidejű csökkentését.

A motor hengereiben egy munkaciklus során elégett tüzelőanyag égéstermékei egy részének a következő munkaciklusba (szívó ütem) történő visszajuttatását nevezzük **kipufogógáz-visszavezetésnek**. A kipufogógáz-visszavezetés **hatásmechanizmusa** összetett. A motor hengereibe visszavezetett 5...40 %-nyi kipufogógáz az égésben nem, ill. csak a benne található oxidálható molekulák (CH és CO) mértékéig vesz részt. A kipufogógázban **elégtelen CH és CO molekulák esetleges további oxidációja is csökkenti a károsanyag-kibocsátást**. Természetesen amennyiben a kipufogógáz-visszavezetéssel nem kívánják a motor effektív középnyomását csökkenteni, akkor nem célszerű a hengerbe bejuttatott keverék mennyiségét érdemben megváltoztatni. Ez értelemszerűen azt jelenti, hogy a motor hengereiben a munkaütem során általában (pl. részterhelésnél) — a visszavezetett kipufogógáz mennyiségével megnövelt — **nagyobb mennyiségű töltet** (keverék + kipufogógáz) van. Így az első közelítésben változatlanul feltételezett égéshő — a kipufogógáz-visszavezetés nélküli esethez képest —, nagyobb része fordítódik a töltet felmelegítésére és kevesebb az égési csúcshőmérséklet növelésére. Az eredmény az **alacsonyabb égési csúcshőmérséklet** és az — elsősorban az égés hőmérsékletétől függő — **NO_x emisszió csökkenése**. A töltetnövekedés **benzinmotorok esetében további előnyökkel** is járhat, ugyanis a nagyobb töltethez többnyire nagyobb fojtószelep-nyitás és ennek hatására kisebb szívóellenállás tartozik. Ez, a fojtás csökkenés mértékétől függő, **hatásfok javulással** és fajlagos **tüzelőanyag-fogyasztás csökkenéssel** járhat, ami **kisebbszámú hőfelszabadulás, tovább csökkenő égési csúcshőmérséklet és NO_x emisszió** mellett teszi lehetővé változatlan nagyságú teljesítmény elérését.

Az **égésfolyamatban részt nem vevő kipufogógáz** jelenléte az égésterben a fenti pozitív hatások mellett **szikragyújtású motoroknál a lángfront tovaterjedését is nehezíti és az égés minőségét is ronthatja**. A visszavezetett kipufogógázból érdemi mennyiségű hő nem szabadulhat fel, ezért a lángfront számára felmelegítése hőveszteséget jelent. Amennyiben

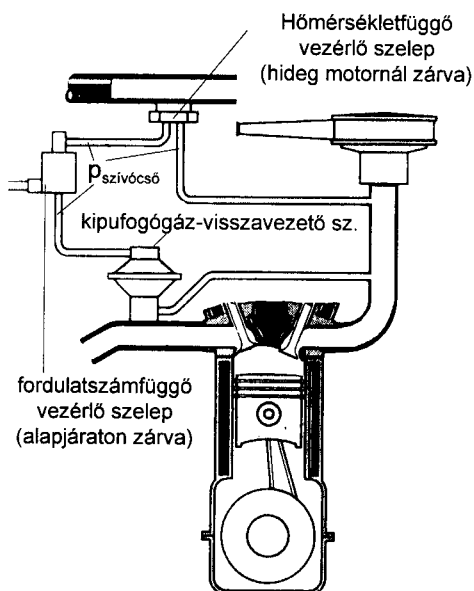
túl sok kipufogógáz kerül visszavezetésre csökken a lángfront sebessége, esetleg a láng kialhat, **gyulladás-kimaradás léphet fel**, szélsőséges esetben a motor is leállhat.

4.3.1. A kipufogógáz visszavezetésének lehetőségei

A kipufogógáz visszavezetésének a gyakorlatban két fajtáját különböztetik meg a **külső kipufogógáz-visszavezetést** és a **belső kipufogógáz-visszavezetést**.

4.3.1.1. A külső kipufogógáz-visszavezetés

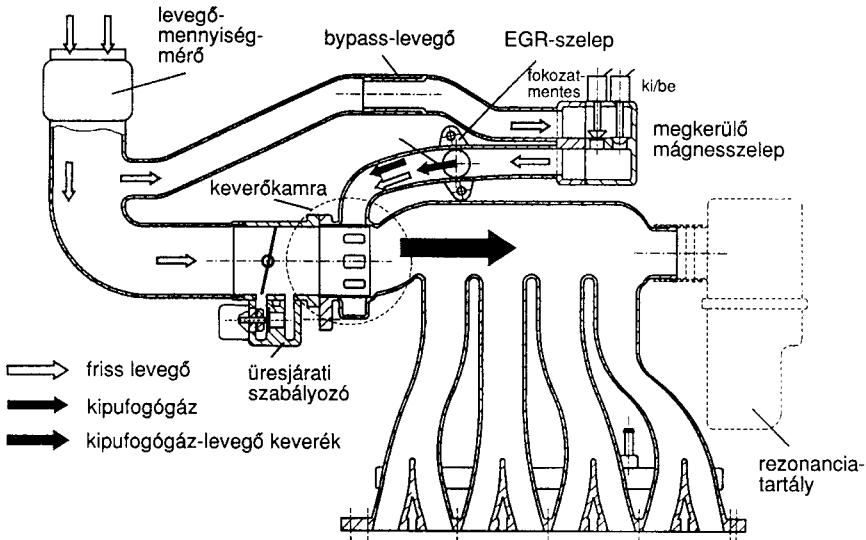
A külső kipufogógáz-visszavezetésnél a **motor kipufogóvezetékéből a szívóvezetékbe csővezetékén keresztül juttatják a közben lehűlt kipufogógázt (4.11 ábra)**. A keveredés elősegítése érdekében általában a beszívott levegő áramlási irányával szemben vezetik be a szívócsőbe. Egyszerűbb rendszerekkel már kis visszavezetett kipufogógáz-mennyiségekkel is jelentősen redukálható a NO_x kibocsátás. Az eljárásban rejülő lehetőségek (emiszió és fogyasztás-csökkentés) kihasználása azonban jelentősebb rendszertechnikai fejlesztést igényel, amely a motor összes üzemállapotában garantálja a szükséges kipufogógáz visszavezetési értékek pontos betartását. Ezeknél a megoldásoknál a visszavezetett



4.11 ábra. A kipufogógáz visszavezetésének elvi vázlata

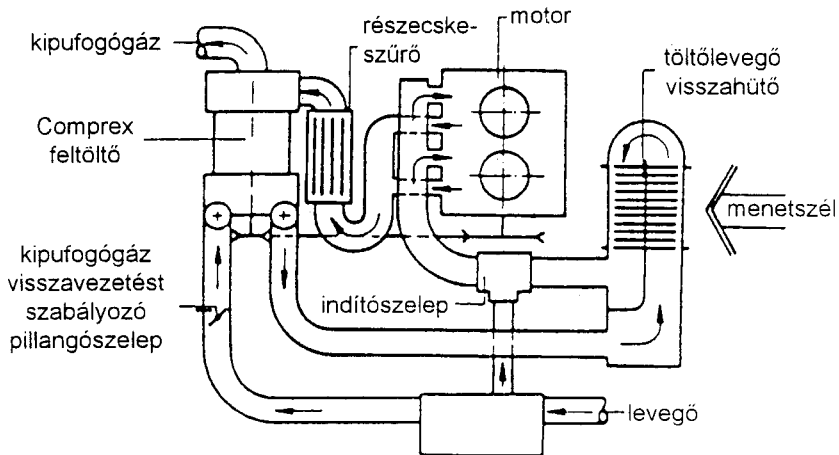
kipufogógáz-mennyiségeket a motorelektronika szabályozza és a megfelelő kipufogógáz adagolást külön adagoló berendezés biztosítja. A 4.12. ábrán a Mitsubishi GDI 1,8 dm^3 -es közvetlen befecskendezésű benzinmotorja Japánban forgalmazott változatának szívórendszerre látható. Itt a kipufogógáz visszavezetésének mértéke — elsősorban emissziós megfontolásokból —, igen magas, egyes üzemállapotokban elérheti a hengertöltet 30 %-át is. Az ábrán az alkalmazott külső kipufogógáz-visszavezetés elvi megoldása mellett a hangolt

szívórendszerhez szükséges és a 4.6. pontban tárgyalásra kerülő rezonancia-tartály is feltüntetésre került.



4.12 ábra. A MITSUBISHI GDI 1,8 dm³-es közvetlen befecskendezésű benzinmotorja Japánban forgalmazott változatának szívórendszere a szabályozott külső kipufogógáz-visszavezetéssel és a rezonancia-tartállyal

Különleges külső kipufogógáz-visszavezetési eljárás elvi ábrája látható a **4.13 ábrán**. A VW kísérleti célú kéthengeres Complex feltöltésű motorján a kipufogógázt nem a hagyományos módon a kipufogóvezetékből, hanem a feltöltőből külön mechanizmus alkalmazása nélkül juttatják a friss töltetbe.

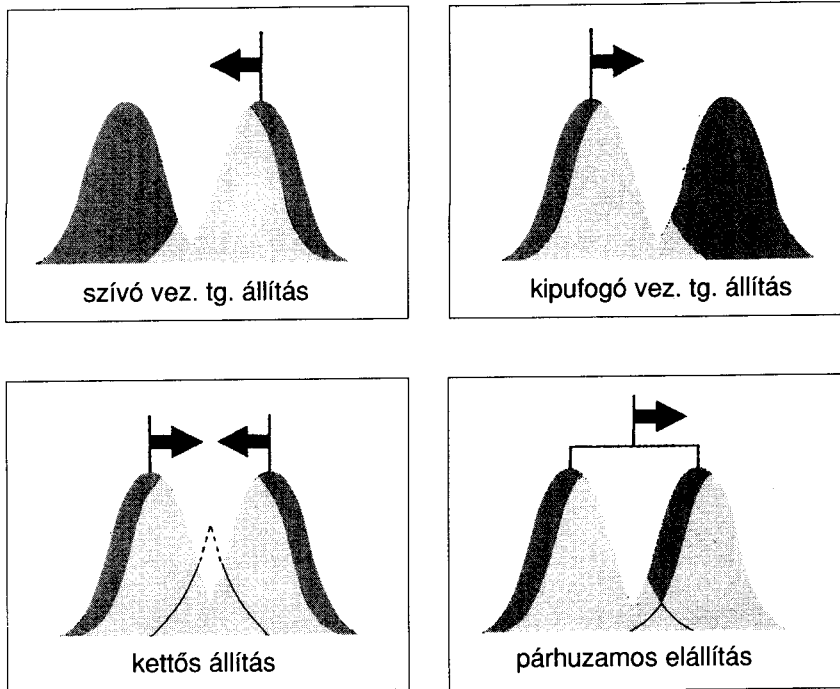


4.13 ábra. A kipufogógáz visszavezetésének elvi ábrája Compress feltöltésű motornál

A motor hengerébe bejutó kipufogógáz mennyiségét egy, a feltöltő szívóvezetékében elhelyezett fojtószelep (pillangószelep) szabályozza. A növekvő fojtás hatására az 5.2.3. pontban tárgyalásra kerülő Coprex feltöltőbe beszívott levegő mennyisége csökken és az elvi működésből következően a csökkenés mértékével arányos mennyiségű kipufogógáz jut a feltöltő nyomóvezetékébe és onnan a motor hengerébe.

4.3.1.2. A belső kipufogógáz-visszavezetés

A belső kipufogógáz-visszavezetés, pontosabban a hengertöltetben lévő maradékgáz-hányad motor igényei szerinti változtatásnak **előfeltétele a szeleplevezérlés változtathatósága** (lásd még a 4.8.pontot). A szelepátfedés (szelepösszenyitás) változtatásával a motor hengereiben a **maradékgáz-tartalom nagyon precízen és hatékonyan beállítható**. Ehhez az el-érendő cél függvényében és kedvező motorkonstruktíós adottságok (külön szívóoldali és kipufogóoldali vezérműtengely) megléte esetén, vagy a szívóoldali, vagy a kipufogóoldali vezérműtengely, vagy mindkét tengely fázishelyzete állítható. Az elvi állítási lehetőségek a **4.14 ábrán** láthatók.



4.14 ábra. A vezérműtengely fázishelyzet állításainak elvi lehetőségei belső kipufogógáz-visszavezetéshez

A **4.14 ábrán** bemutatott elvi lehetőségeknek létezik egy **speciális változata** is, amikor a szelepösszenyitás zérus és a maradékgáz mennyiségét a **kipufogószelep korai (FHP előtti) zárásával** befolyásolják (lásd még a 4.8.1.2. és a 4.8.2.4. pontokat).

A szelepösszenyitás változtatása legegyszerűbb formában egy **kétfokozatú (kéthelyzetű) állítással** történik. Költségesebb, de lényegesen hatékonyabb a **fokozatmentes állítás**. A kipufogószelep korai zárásához már szükséges a szelep nyitási törvényének változtathatósága, azaz változó bütyökprofil alkalmazása.

4.3.2. A kipufogógáz-visszavezetési rendszerek összehasonlítása

A kipufogógáz-visszavezetés módjától függetlenül **mindegyik rendszert jellemzik az alábbiak:**

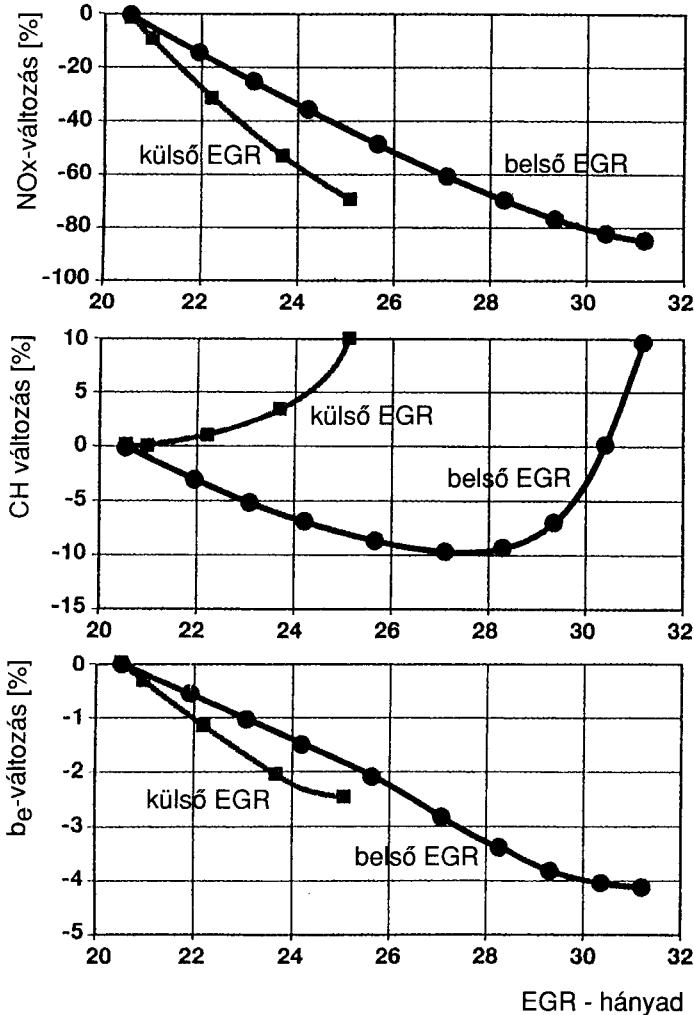
- Megfelelő mennyiségű maradékgáz töltetkezéskor keverése **minden esetben** az égési hőmérsékletek csökkenését és a **NO_x emisszió csökkenését** eredményezi.
- **Benzinmotorok esetében** a töltetnövekedés következtében létrejövő fojtás csökkenés a szívórendszer ellenállásának csökkenését és ezen keresztül a **töltetcsere veszteségek csökkenését** is elősegíti.

4.3.2.1. A külső és belső kipufogógáz-visszavezetés összehasonlítása

A kipufogógáz-visszavezetés módja (külső vagy belső) jelentősen befolyásolja a gyulladási és égési folyamatot és ezen keresztül a hengerben a nyomás fel-futását. A **belső kipufogógáz-visszavezetésnél a forró kipufogógáz növeli a keverék hőmérsékletét ezért a reakciók gyorsabban végbemennek. Külső kipufogógáz-visszavezetésnél a lehűlt (egy esetben lehűtött) kipufogógáz hatására alacsonyabb folyamat-hőmérsékletek adódnak, ami csökkenti a fajlagos tüzelőanyag-fogyasztást és a NO_x keletkezését.**

A **4.15 ábrát** vizsgálva azonban megállapítható, hogy az **alacsonyabb hőmérsékleti szint negatív hatást gyakorol a CH emisszióra**, aminek — egy határon túli —, növekedése lerontja a motor égésfolyamatát. Ennek következtében, a fajlagos tüzelőanyag-fogyasztás és a NO_x emisszió jelentő-

sebb csökkenése ellenére, a külső kipufogógáz-visszavezetéssel a munkafolyamatba visszajuttatható kipufogógáz mennyisége korlátozott. A belső kipufogógáz-visszavezetést kísérő magasabb hőmérsékleti szint ezzel szemben támogatja a keverékképzés és az égés folya-



4.15 ábra. A belső és külső kipufogógáz-visszavezetés hatása a fajlagos tüzelőanyag-fogyasztásra a CH és NO_x emisszióra (n = 2.000 1/min, p_e = 2 bar)

matát és pozitív hatást gyakorol a CH emisszióra. A belső kipufogógáz-visszavezetés CH előnyét tovább fokozza a kipufogógáz-visszavezetés eltérő módja. A hengerfej szívócsatornájából a CH-gazdag forró kipufogógázok

ismételt beszívásával és a **szénhidrogének újbóli oxidációjával (elégetésével) a CH emisszió javul**. A visszavezetett kipufogógázhányad addig növelhető, amíg az égésfolyamat romlása miatt a CH-emisszió újra nem nő, amit egy bizonyos szint után a fajlagos tüzelőanyag-fogyasztás is követ. Összegezve megállapítható, hogy **magasabb kipufogógáz-hányad visszavezetése esetén a belső kipufogógáz-visszavezetés a külső kipufogógáz-visszavezetésnél mind a fajlagos tüzelőanyag-fogyasztás, mind a CH és NO_x emisszió csökkenése szempontjából kedvezőbb**.

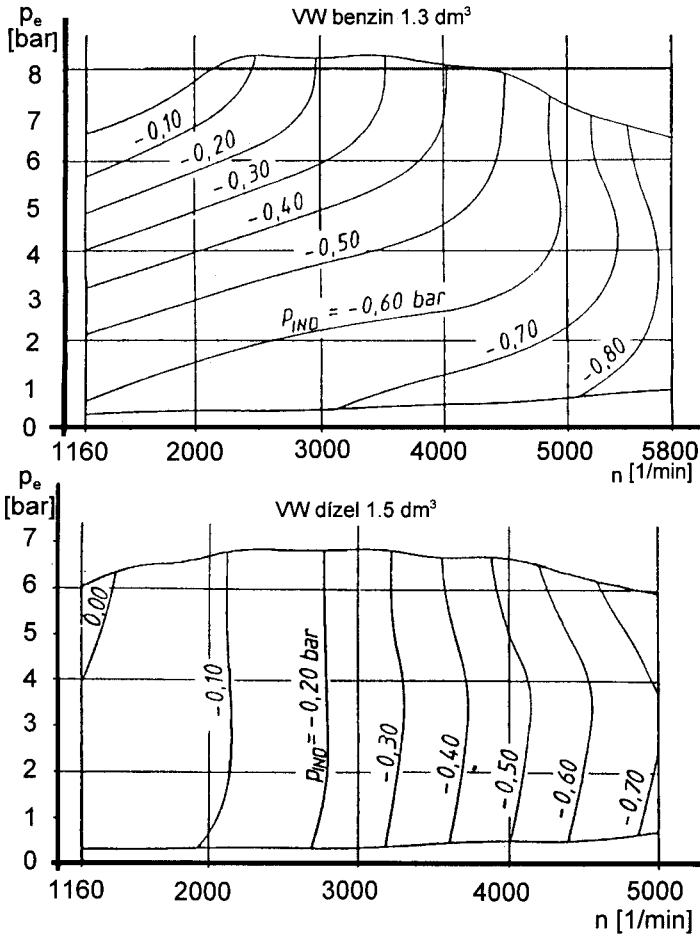
Benzinmotoroknál a külső és belső kipufogógáz-visszavezetés eltérő hőmérsékletszintje fontos lehet a kopogás szempontjából. Azoknál a motoroknál, amelyek a jó részterhelési hatások miatt széles üzemi tartományokban a kopogási határon üzemelnek, **belső kipufogógáz-visszavezetésnél a kopogási határ alacsonyabb terhelési szintek felé tolódik el és a kopogásra való érzékenység növekszik**. Ez jelentősen csökkenti a tényleges üzemi tartományt és a belső kipufogógáz-visszavezetés előnyeinek kihasználását. A maradékgáz-növekedés hatására fajlagos tüzelőanyag-fogyasztás csökkenés az előgyújtási szög szükséges csökkenése miatt nagyrészt elmarad. A későbbi gyújtás időzítés azonban az arányosnál nagyobb emissziójavulást eredményez. A kopogásra való nagyobb érzékenység a kisebb motoroknál erősebben jelentkezik, mert ezek a motorok gyakrabban üzemelnek magasabb terhelésen. **Külső kipufogógáz-visszavezetésnél fordított hatás érvényesül: a kopogási határ a magasabb terhelések felé tolódik el**. Ennek oka egyrészt a visszavezetett alacsonyabb hőmérsékletű kipufogógáz, másrészt a belső maradékgáz-hányad csökkenése.

4.3.3. A külső és belső kipufogógáz-visszavezetés együttes alkalmazása

A külső és belső kipufogógáz-visszavezetés fenti összehasonlításából megállapítható, hogy benzinmotoroknál — ezen belül a kisebb motoroknál, illetve a nagy visszavezetett kipufogógáz-hányadoknál különösen —, indokolt a két rendszer együttes összehangolt alkalmazása. Például a Toyota D4 közvetlen befecskendezésű benzinmotor esetén a motor hengereibe visszavezetett kipufogógáz mennyisége akár a hengertöltet 40 %-át is elérheti. Az e motoroknál jelentkező jelentős mértékű egyidejű effektív középnyomás és teljesítménynövekedés, illetve fajlagos tüzelőanyag-fogyasztás és emisszió csökkenés biztosításának egyik fontos eleme a külső és belső kipufogógáz visszavezetés motorelektronika által szabályozott együttes alkalmazása.

4.4. A szivórendszer áramlástechnikailag kedvező kialakítása

Áramlástechnikailag jobb az a szivórendszer, amelynek ellenállása (áramlási vesztesége, a benne létrejövő nyomásesés) — és hatására a motor töltetcsere vesztesége is — kisebb, a töltési fok és a fajlagos tüzelőanyag fogyasztás pedig javul. Jobb szivócső-paraméterek mellett kedvezőbb nyomatékai karakterisztikát lehet elérni, amely lehetővé teszi a sebességváltó áttételeknek a fogyasztás és károsanyag-emisszió szempontjából kedvező megválasztását is.

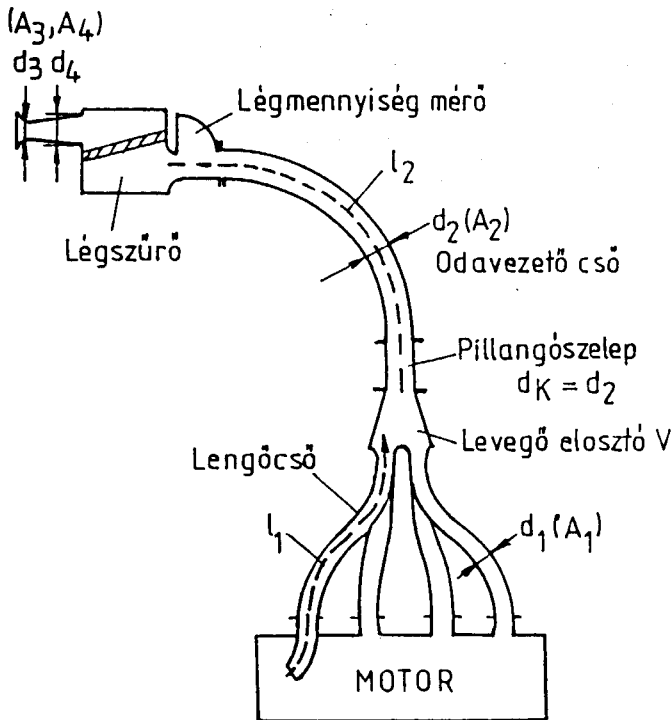


4.16 ábra. Fojtásos (VW 1.3 dm³-es benzinmotor) és fojtás nélküli (VW 1.5 dm³ dízel motor) szivórendszerek töltetcsere veszteségeinek összehasonlítása

A 4.16 ábrán azonban az is jól nyomon követhető, hogy áramlástechnikailag hasonlóan kedvező kialakítású szívócsövekben mennyire eltérőek a veszteségek, ha azokat dízel- vagy benzinmotoron alkalmazzák. Az eltérés különösen az alacsony motorfordulatszámú részterhelési állapotokban szembetűnő és oka a benzinmotorokban alkalmazott fojtásos terhelésvezérlés és ezen üzemi tartományokban erősödő fojtás. Ennek következtében ekkor a benzinmotor szívási veszteségei többszörösen meghaladhatják a fojtás nélküli dízelmotorét.

E pontban a továbbiakban a fojtásos szabályozást nem tartalmazó szívórendszer áramlástechnikailag kedvezőbb kialakítása kerül tárgyalásra. A benzinmotorban fojtásos terhelésvezérlés csökkentésének, ill. megszüntetésének lehetőségeire a 4.8.1.3. pont tér vissza.

A **szívórendszer feladata** a levegő tisztítása, mérése, vezetése és elosztása, valamint — a közvetlenül a hengerbe történő befecskendezés eseteit kivéve —, a tüzelőanyag - levegő keverék előállítása. A korszerű motorok kivétel nélkül ún. hangolt szívórendszerrel készülnek (lásd a 4.6 pontot), ezért a szívórendszer részei példaképpen lengőcsőfeltöltésű szívórendszeren kerülnek bemutatásra (4.17 ábra)



4.17 ábra. A szívórendszer elvi kialakítása és részei lengőcsőfeltöltésnél

A szívórendszer részei lengőcsőfeltöltésnél

- levegőszűrő,
- légmennyiség-mérő,
- odavezető cső,
- levegőelosztó,
- lengőcső,
- szívócsonk és szívócsatorna (a hengerfejen).

4.4.1. Csövek, idomok, elosztók, be- és kiömlés

• Keresztmetszeti felület változása:

- az ideális áramlás érdekében törekedni kell az állandó keresztmetszetre,
- kerülni kell a hirtelen szűkületeket és bővületeket, ezek max. 15 fokos konfuzor és diffuzor alakúak lehetnek.

• Kanyarívek kialakítása:

- a kanyarívekben az $R/d \cong 4$ az előnyös, de az $R/d > 3$ követelmény,
- az R/d értéke csak jó felületi minőség mellett csökkenthető,
- nem kedvező a lépcsőzetes kanyar kialakítás sem.

• A keresztmetszet formájának megválasztása:

- lehetőség van a kör keresztmetszetből oválisba átmenni, de
- kerülni kell a túl lapos keresztmetszetek kialakulását a súrlódási veszteségek megnövekedése miatt.

• Beömlési keresztmetszet:

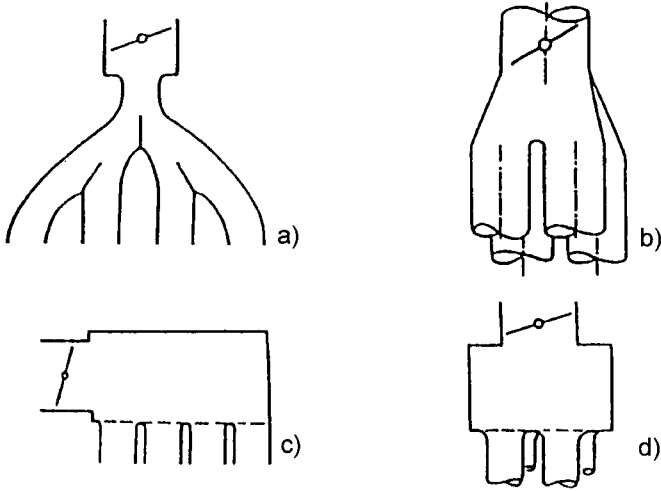
- a zajcsökkenés érdekében törekedni kell a kis beömlési keresztmetszetre,
- a fojtási veszteségek diffuzorral csökkenthetők.

• Kiömlési keresztmetszet:

- a szívószelepeknél fellépő áramlási veszteség miatt az effektív áramlási keresztmetszet állandósága érdekében a szívócsonkban meg kell növelni az áramlási keresztmetszetet.

• Elosztók, egymásba vezetett csövek (4.18 ábra)

- kerülni kell a merőleges összeerősztéseket



4.18 ábra. A leggyakrabban alkalmazott elosztók

• **Anyagok:**

- kerülni kell az elasztikus anyagok használatát, mert tágulásuk miatt elnyelik a lengési és áramlási energiákat.

• **Felületi érdesség:**

- jelentősen befolyásolja a szivórendszer elemeinek ellenállási tényezőjét és áramlási veszteségét, ezért törekedni kell sima felületek kialakítására.

• **Áramlási veszteség, nyomás esés:**

- a szivórendszer áramlástechnikailag akkor kedvező, ha a nyomás esés minimális,
- **nyomáscsökkenés egyenes csőszakaszon:**

$$\sum \Delta p_l = \sum \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{1}{2} \rho v^2 \quad [Pa], \quad (4.3)$$

ahol

λ : csőszűrlődési tényező,	[-]
l : csővezeték hossza,	[m]
d : cső középtátmérő,	[m]
v : átlagsebesség,	[m/s]
ρ : sűrűség.	[kg/m ³]

• nyomásesés alakellenállások miatt

$$\sum \Delta p_a = \sum \xi \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho v^2, \quad [\text{Pa}] \quad (4.4)$$

ahol ξ : ellenállás (veszteség) tényező (4.1 táblázat) [-].

Idom	Ellenállás tényező (ξ)
kanyarív, 90 fokos, érdes	
R/d = 1	0,51
= 2	0,30
= 4	0,23
kanyarív 90 fokos, sima	
R/d = 1	0,21
= 2	0,14
= 4	0,11
csőtorkolat	
élessarkú	2,0 - 0,5
letört	1,0 - 0,25
lekerekített	0,01 - 0,05
ugrásszerű keresztmetszet	
növekedés	0,2 - 1,0
diffuzor	0,0 - 0,8
ugrásszerű keresztmetszet	
csökkenés	0,0 - 0,5
konfuzor	0,05

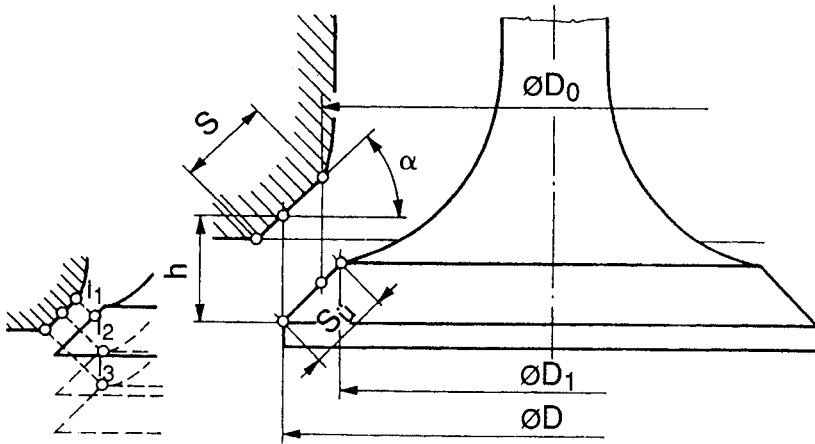
4.1 táblázat. A szivórendszer alakellenállások ellenállási tényezői

4.4.2. A szelepek nyitási keresztmetszete

A töltetcsere folyamat javításához elengedhetetlen a szivó- és kipufogó rendszer ellenállásának csökkentése, ennek viszont igen fontos eleme a kúpos ülésű szelepek és a szeleplés közötti áramlási keresztmetszet ismerete és csökkentése. A szakirodalom megkülönbözteti a szelepnitász geometriai keresztmetszetét és az áramlástanit nyitász keresztmetszetét.

4.4.2.1. A szelepnitász geometriai keresztmetszete

A szelepnitász geometriai keresztmetszete a szelep nyitászának függvényében a szelep geometriai kialakításának megfelelően változik, így egyetlen összefüggéssel a szelep pillanatnyi keresztmetszete nem adható meg pontosan.



4.19 ábra. A szelep nyitásakor és zárásakor szabaddá váló geometriai keresztmetszet értelmezése

Az adott geometriájú szelepkérsztmetszetet megadó összefüggések a szelepelmozdulás során különböző hibával írják le a ténylegesen szabaddá váló keresztmetszetet. Egyes eljárások több szakaszra osztják fel a szelepelmozdulást az alábbiakban Pischinger R. a **4.19 ábra** jelöléseivel felírt összefüggése kerül bemutatásra, amellyel egyszerűen számítható a **szelepek nyitási geometriai keresztmetszete**:

$$A_g = D_2 \cdot \pi \cdot l, \quad [m^2] \quad (4.5)$$

ahol: $l = h \cdot \cos \alpha$, $D_2 = D_1 + l \cdot \sin \alpha$, $D_1 \cong 0,97D_0$,

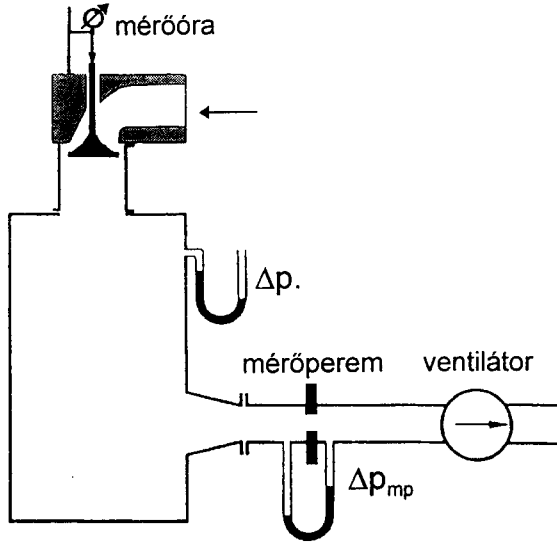
A szelepcsatorna keresztmetszete:

$$A_0 = \frac{D_0^2 \pi}{4}.$$

4.4.2.2. A szelepnyitás effektív áramlási keresztmetszete

A szelep maximális nyitási keresztmetszetének legalább akkorának kell lennie, hogy a csatorna keresztmetszetet a szelep teljesen nyitott állapotában ne fojtssa. A geometriai nyitási keresztmetszet — különösen a szelepek nyitása és zárása közben —, azonban nem használható ki teljes mértékben az áramlási vonalak kontrakciója miatt. Tehát az adott szelep geometriájához tartozó tényleges keresztmetszettel történő megadása még nem elegendő a valóságos áramlási keresztmetszet megismeréséhez, mivel ehhez még az ún. **szűkí-**

tési, vagy átfolyási tényező (μ) ismerete is szükséges. A szűkítési tényezőt csak kísérleti mérésekkel lehet meghatározni. Ennek során a szelepen eső nyomást (Δp) a térfogatáram változtatásával állandó értéken tartják.



4.20 ábra. Mérési elrendezés a szűkítési tényező meghatározásához

A μ szűkítési tényező a 4.20 ábrán bemutatott mérési elrendezés alapján határozható meg:

$$\mu = \frac{\dot{V}}{A_g \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}}, \quad [-] \quad (4.6)$$

ahol \dot{V} : a levegő térfogatárama, $[m^3/s]$
 A_g : a szelep geometriai nyitási keresztmetszete, $[m^2]$
 Δp : a szelep előtti és utáni nyomáskülönbség, $[Pa]$
 ρ : a levegő sűrűsége, $[kg/m^3]$

A szelepek **effektív (tényleges) áramlási keresztmetszete**:

$$A_{eff} = \mu A_g, \quad [m^2] \quad (4.7)$$

Bevezetve a relatív keresztmetszet fogalmát

$$\sigma = \frac{A_g}{A_0}, \quad [-]$$

ahol A_g : a szelep pillanatnyi geometriai nyitási keresztmetszete, [m²]
 A_0 : a szelep maximális nyitási keresztmetszete. [m²]

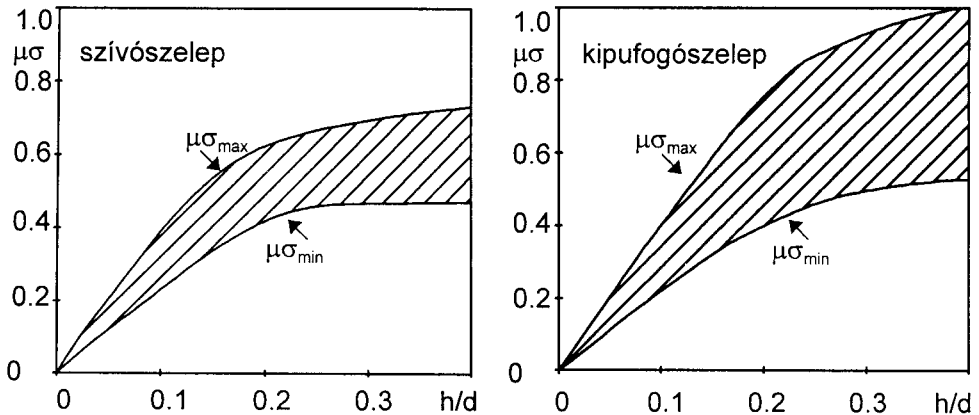
A tényleges relatív áramlási szelepkérsztmetszet:

$$\mu\sigma = \mu \frac{A_g}{A_0}, \quad (4.8)$$

és ezzel az effektív áramlási kérsztmetszet:

$$A_{eff} = \mu\sigma \cdot A_0 = \mu\sigma \cdot \frac{D_0^2 \pi}{4}. \quad [m^2] \quad (4.9)$$

A tényleges relatív áramlási szelepkérsztmetszet változását a relatív szelepnitítás függvényében (h/d) szokták megadni, ill. karakterisztika formájában ábrázolni (4.21 ábra). A $\mu\sigma$ értékét jelentősen befolyásolja a szelep és a szelepcsatorna geometriai kialakítása



4.21 ábra. A tényleges relatív áramlási szelepkérsztmetszet a relatív szelepnitítás függvényében perdületmentes szívó- és bővülő csatornájú kipufogószelepre

4.4.3. Levegőszűrők

A levegőszűrők a motor szívórendszerének sok szempontból legkritikusabb, legtöbb figyelmet igénylő részei. A vele szemben támasztott elvárások is elmentmondásosak. A motor élettartama szempontjából a minél jobb szűrési hatások a kívánatos, a motor működése szempontjából a kis veszteségű töltetcsere, a szívórendszer ellenállásának az alacsony szintje a kedvező. Pedig a

hatásfok és a szűrő ellenállása, a gépjármű motoroknál leggyakrabban alkalmazott szűrőknél, csak egymás rovására változtathatók. E tekintetben a szűrők kialakítása és a csereperiódus meghatározása mindenképpen kompromisszum eredménye. A töltetcsere szempontjából figyelmet érdemel a szűrő ellenállásának üzemidővel arányos növekedése is. Különösen extrém porterhelés, vagy csereperióduson túli üzemeltetés esetén jelenthet ez jelentős mértékű ellenállás növekedést, ami a fogyasztás, az emisszió és a teljesítmény romlásához vezet. A levegőszűrő a szívórendszernek az az eleme, amelyre a motor támasztotta követelményeken túl jelentős befolyást gyakorolnak a jármű és annak üzemi viszonyai. A motortérben a szűrő rendelkezésére álló hely nagysága, a jármű fajtája (pl. személygépjármű, autóbusz, traktor, stb.), az útviszonyok (pl. város, autópálya, terep, stb.), vagy az üzemeltetési viszonyok (pl. a karbantartás minősége) ugyanolyan meghatározóak a szűrő kialakítása, ill. megválasztása szempontjából, mint az elvárt hatásfok és ellenállás, vagy az átáramló levegő térfogatárama.

4.4.3.1. A levegőszűrők hatásmechanizmusa és jellemző tulajdonságai

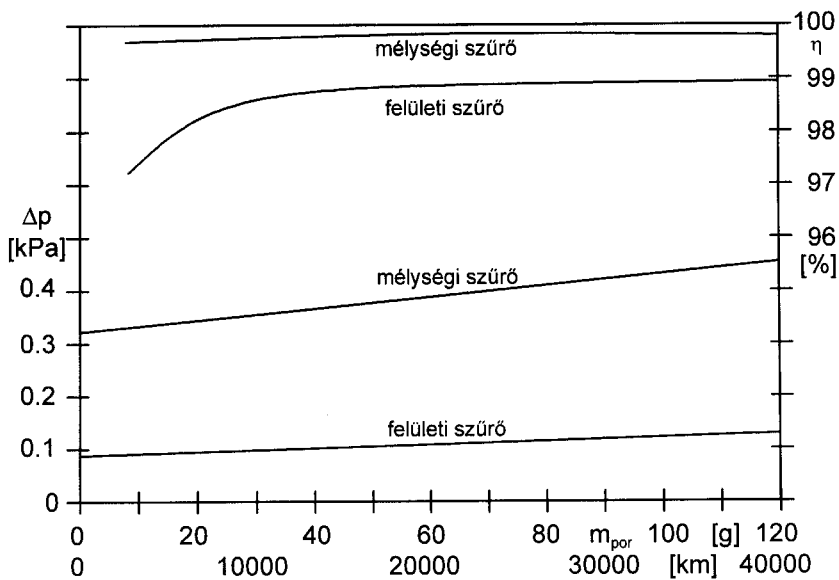
Az alábbiakban csak azoknak a levegőszűrőknek a hatásmechanizmusa és jellemző tulajdonságai kerülnek ismertetésre, amelyeket napjaink közötti járművein elterjedten alkalmaznak. Ezek az olajtükrös szűrők és a száraz szűrők közül a felületi, a mélységi és a kombinált szűrők.

Az **olajtükrös szűrőket** általában kiegészítő- vagy előszűrőként alkalmazzák nagy porterheléssel ($0,05...0,1 \text{ g/m}^3$) járó üzemi viszonyok esetén. Hatásfoka jó, de erősen légáramfüggő. Hátránya a karbantartás-igényessége, a helyzet- és olajsintérzékenység, valamint az olajelhordás, ami az emissziós hatásán túl a feltöltött motorok feltöltőire is káros lehet.

A **felületi szűrőket** használják ma legelterjedtebben a közötti járművekben. Anyaguk általában papír, vagy préselt szárazanyag, amelyet a nedvesség és az olaj hatása ellen impregnálnak és a nagy szűrőfelület biztosítása érdekében, csillag, ill. cikk-cakk alakban hajtogatnak. A kész szűrők, vagy hengeres (hosszú hengeres, lapos hengeres), vagy sík (lap) szűrők. **Hatásmechanizmusa:** az áramló levegőben lévő szennyezőanyag a szűrőanyag (papír) felületén a pórusokban akad fenn és gyűlik össze, porréteg formájában. Ebből az is következik, hogy a porterhelés és az üzemidő növekedésével, az egyre nagyobb számban eltömődött pórusok miatt, a szűrőfajta ellenállása növekszik. Hatásfoka a légáramtól csaknem független, a porrétegtől függ (a szennyezett felületi szűrőnek jobb a hatásfoka) és átlagértéken jónak mondható (4.22a ábra). Karbantartása egyszerű, cserével megoldható. Az előírt csere-

perióduson (megtett kilométer, üzemóra, vagy maximált ellenállás) túli üzemeltetés a szívórendszer ellenállását jelentősen növelheti.

A **mélyégi szűrők** anyaga szintetikus, tűnemezelt szálanyag, amelyből tetszőleges alakú, de állandó rétegvastagságú szűrőket állítanak elő. Motoroknál általában előszűrőként alkalmazzák. **Hatásmechanizmusa:** a tűnemezelt szálanyag szál-rácsaiban akad meg a motorba beszívott levegőben lévő szennyezőanyag. A friss légárammal érkező és impulzussal rendelkező porszemek a rácsaiban elhelyezkedő és már nyugalomban lévő porszemeket „beljebb lökik”, aminek következtében bizonyos üzemidő után a por átjuthat a szűrő ellentétes oldalára. A motor élettartama szempontjából ezért rendkívül fontos az előírt csereperiódus betartása. Hatásfoka a légáramtól – és amíg a por „át nem jutott” a szűrő ellentétes oldalára –, a porterheléstől is független. Karbantartása egyszerű cserével megoldható, de szükség esetén néhányszor mosható is. Nedvességre, olajra nem érzékeny.



4.22a ábra. Felületi és mélyégi szűrők ellenállásának és hatásfokának összehasonlítása azonos levegő térfogatáramok mellett a porterhelés és a futásteljesítmény függvényében

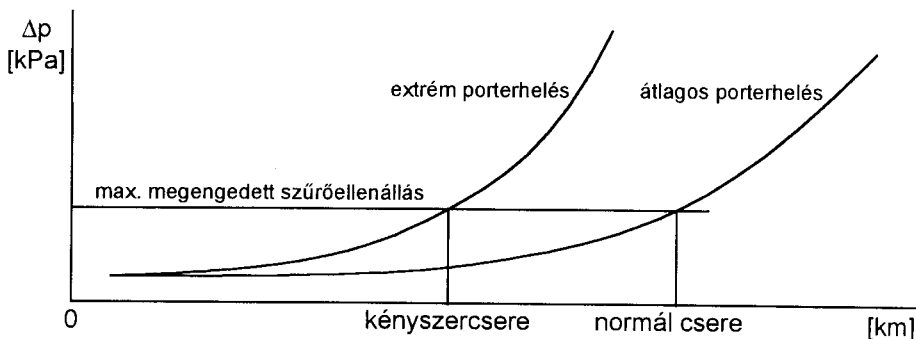
A **4.22a ábrán** jól megfigyelhető, hogy 40 000 km átlagos közúti és városi futásteljesítmény alatt hogyan alakul egy közép kategóriás személygépkocsiba épített felületi és mélyégi levegőszűrők ellenállása és hatásfoka. Az összehasonlítás eredményeként megállapítható, hogy a felületi szűrő az ellenállás, az-

az a töltetcsere veszteségek szempontjából, a mélységi szűrő a szűrési hatások, azaz a motor élettartama szempontjából kedvezőbb. Ez utóbbi megállapítás különösen az új levegőszűrők alkalmazása esetén, a csereperiódus kb. első 1/4-ben fontos, mert ekkor a felületi szűrők hatásfoka még messze elmarad a kívánatostól. Ennek oka a felületi szűrők már ismertetett hatásmechanizmusában keresendő.

A **kombinált szűrő**knél, ellentétben a kiegészítő-, vagy előszűrőkkel, általában két vagy három eltérő tulajdonságú szűrőt építenek egybe. Nagy portterhelésű üzemi körülmények esetén száraz szűrőknél előszeretettel alkalmazzák a felületi és a mélységi szűrők kombinálását. E megoldásoknál a motorba beszívott levegő előbb a mélységi, majd a felületi szűrőn halad át, így a mélységi szűrő funkcionálisan előszűrőként üzemel. A konkrét kivitelek egy részénél a mélységi szűrő a felületi szűrőről „levehető”, külön tisztítható és néhányszor újra felhasználható. Ez különösen azokon a területeken fontos, ahol karbantartási és alkatrész utánpótlási hiányosságokkal kell számolni. A kombinált levegőszűrők alakja általában hengeres. A szűrőellenállások összeadódnak.

4.4.3.2. Az üzemi körülmények hatása a levegőszűrő ellenállására és a csereperiódusra

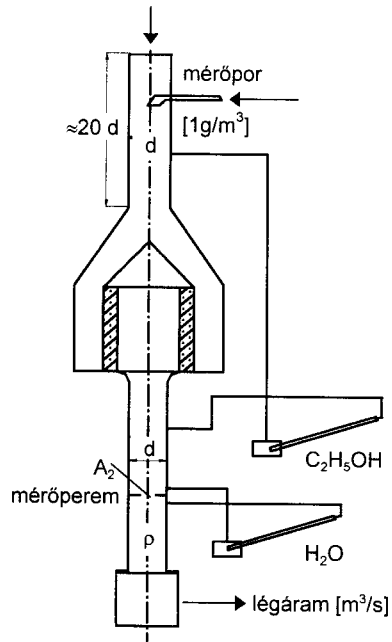
A motor szívórendszerében még megengedhető maximális levegőszűrő ellenállás üzem közbeni mérésére a közúti járművek többségénél nincs mód, ezért vagy átlagos üzemi viszonyokat feltételezve, vagy az adott jármű konkrét üzemi viszonyait ismerve, futásteljesítményben (km) adják meg a jármű (motor) gyártók a levegőszűrők csereperiódusát. Természetesen az átlagosnak tekinthetőtől jelentősen eltérő, a szűrő portterhelését fokozó, üzemi viszonyok esetén a szűrő csereperiódusát le kell rövidíteni azaz kény-szercserét kell végrehajtani (4.22b ábra).



4. 22b ábra. A levegőszűrők ellenállásgörbéi a portterhelés függvényében és a csereperiódus, ill. a kényszercsere-periódus meghatározása

4.4.3.3. A levegőszűrők vizsgálata

A levegőszűrők vizsgálatára kétféle eljárás terjedt el. Az egyik a szűrő előtt és utáni por koncentráció, a másik a szűrőbe juttatott és az abban leválasztott por tömegének mérésén alapul. Ez utóbbira készített mérőberendezés rajza látható a **4.23 ábrán**. A vizsgálat során eltérő térfogatáramú levegőt szívnak át a levegőszűrőn. Az áramló levegőbe a levegőszűrő előtt folyamatos ($1\text{g}/\text{m}^3$ -es) adagolással szabványos összetételű kvarc mérőport juttatnak be. Méri a bevitt és a leválasztott por mennyiségét, a szűrőn és a mérőperemen eső nyomás (Δp) értékét, valamint a környezeti jellemzőket.



4.23 ábra. A leválasztott por tömegének mérésén alapuló levegőszűrő vizsgálat elvi mérési modellje

A mérőberendezésen átáramló levegő térfogatárama:

$$\dot{V} = \alpha \cdot A_2 \sqrt{\frac{2}{\rho_1} \cdot \Delta p_{mp}}, \quad [\text{m}^3/\text{s}] \quad (4.10)$$

ahol

- α : a mérőperem szűkítési tényezője, [-]
- A_2 : a mérőperem keresztmetszete, [m^2]
- ρ_1 : a mérőperem előtti sűrűség, [kg/m^3]
- Δp_{mp} : nyomásesés a mérőperemen. [Pa]

A méréseket általában a szűrőhöz tartozó motor maximális fordulatszámához tartozó levegő térfogatáram (\dot{V}_{max}) 25, 50, 75, 100 és 125 %-ánál végzik. Ez három henger feletti hengersizámú négyütemű motornál:

$$\dot{V}_{max} = V_H \frac{0,9}{120} \cdot n_{max}, \quad [\text{m}^3/\text{s}] \quad (4.11)$$

ahol

V_H : a motor hengertérfogata, [m³]

n_{max} : a motor max. fordulatszáma. [1/min]

A levegőszűrő legnagyobb porelnyelő képességének, vagy más néven kapacitásának meghatározására a maximális térfogatáram (\dot{V}_{max}) 75 %-ával történik, A vizsgálatot száraz szűrők esetén addig végzik el, amíg a szűrő ellenállása el nem éri a megengedett maximális értéket (Δp_{max}), vagy a hatásfok gyorsan romlani nem kezd. Olajtükrös szűrőnél a vizsgálat végét az olajvesztés jelentős növekedése is jelezheti.

A szűrők jellemzésére a vizsgálatok során általában három jelleggörbét szoktak felvenni. Ezek a következők:

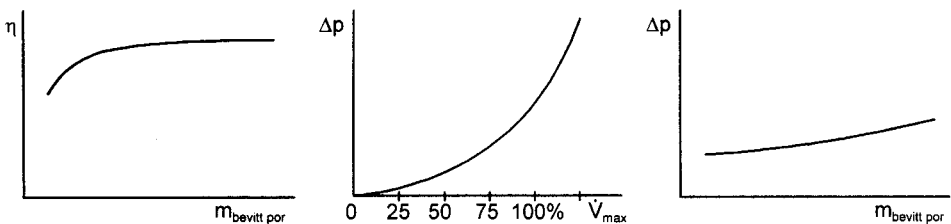
- A **szűrési hatásfok** (η), vagy leválasztási foknál a tömegméréses módszernél a leválasztott por tömegét viszonyítják a bevitt por tömegéhez és ezt ábrázolják a bevitt por függvényében, 0,25; 0,5; 0,75; 1,0 és 1,25 \dot{V}_{max} paraméterek mellett (**4.24 ábra**).

$$\eta = \frac{m_{\text{leválasztott por}}}{m_{\text{bevitt por}}} \cdot 100 \quad [\%]$$

- A **szűrő alapellenállását** (Δp), vagy nyomásvesztését a fenti térfogatáram-intervallumoknál mérik és ennek függvényében ábrázolják.

$$\Delta p = \Delta p_{\text{szűrővel}} - \Delta p_{\text{szűrő nélkül}} \quad [\text{kPa}]$$

- A **szűrő ellenállását** a bevitt por tömegének függvényében ábrázolják, 0,25; 0,5; 0,75; 1,0 és 1,25 \dot{V}_{max} paraméterek mellett (**4.24 ábra**)



4.24 ábra. A szűrési hatásfok, a szűrő alapellenállás és a szűrő ellenállás elvi jelleggörbéi

4.5. Hullámjelenségek a motor szívó- és kipufogórendszerében

A belsőégésű motorok szívó- és kipufogóvezetékei olyan átmérőjükhöz képest hosszú csöveknek tekinthetők, amelyekben a rugalmas közeg (gáz) áramlását — a periódikus működésből következően — a szívó- és kipufogószelepek vezérik.

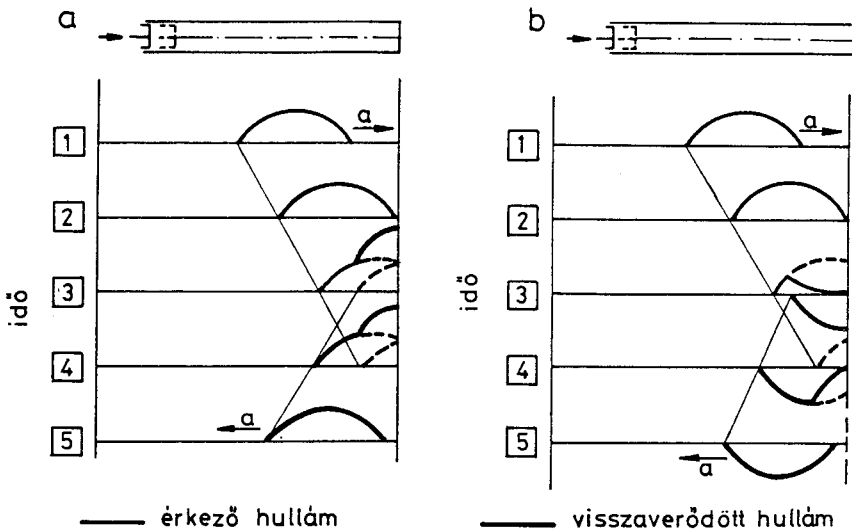
Jól ismert jelenség, hogy az átmérőjéhez képest viszonylag hosszú csőben, ha valamilyen módon egy zavarást, pl. egy gyors, helyi nyomásváltozást hoznak létre. A zavarás, a példaképpen helyi nyomásváltozás a gázban hullámszerűen továbbterjed. A nyomásváltozás, vagyis a **nyomáshullám terjedési sebessége**, a gáz állapotának megfelelő **hangsebesség**:

$$a = \sqrt{\kappa \cdot R \cdot T}, \quad [\text{m/s}] \quad (4.12)$$

ahol: κ : a fajhőviszony (levegőnél 1,4), [-]
 R : a gázállandó (levegőnél 287,1) [J/kg·K]
 T : az abszolút hőmérséklet. [K]

Például levegőben 20 °C hőmérsékletnél:

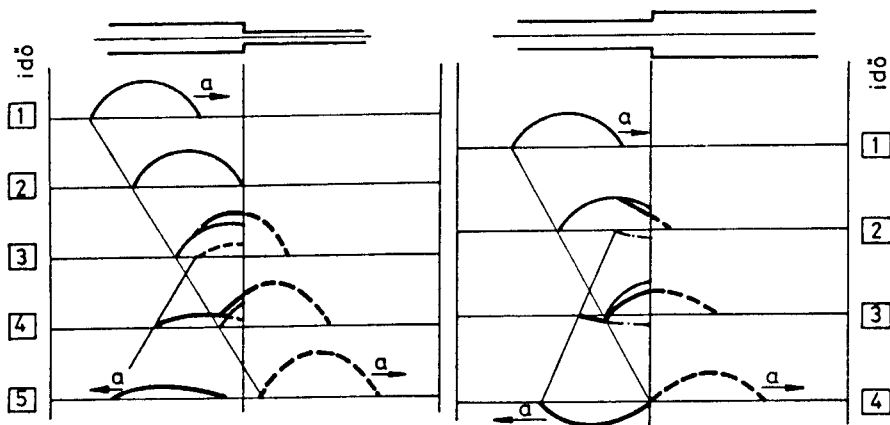
$$a = \sqrt{1,4 \cdot 287,1 \cdot 298} = 346. \quad [\text{m/s}]$$



4.25 ábra. Nyomáshullám visszaverődése zárt (a) és nyitott (b) csővégről

A nyomáshullámok a csővégekről visszaverődnek, azonban a visszaverődött hullám jellege megváltozik. Megkönnyíti az ilyen hullámjelenségek megértését a hullámterjedési és visszaverődési esetek egyszerűsített ábrázolása. Ezekre mutat példát a 4.25 ábra. Ha egy zárt végű csőben nyomáshullám fut a zárt csővég felé, akkor a 4.25a ábra azt szemlélteti, hogy zárt végnél egy pillanatban az érkező nyomás kétszerese lép fel, majd a hullám visszafelé ugyanakkora pozitív amplitúdóval fut, mint amilyennel érkezett. A nyomáshullám ugyanis úgy képzelhető, hogy benne az elemi levegő (gáz) részecskék összesűrűsödnek. Ha tehát a hullámmal egyre több részecske érkezik, akkor a már visszafelé futó és az érkező részecskék „száma” összeadódik, majd pedig a sűrűsödés — a nyomáshullám —, visszafelé terjed. A nyitott végű csőben a nyomáshullám visszaverődését a 4.25b ábra mutatja. Látható, hogy az előző esettel ellentétben a hullám negatív amplitúdóval verődik vissza. Ekkor ugyanis a hullámban szállított összesűrűsödött részecskék kilépnek a csővégen és az így előálló ritkulás — a depresszióhullám — visszafelé terjed.

A két eset általánosításaként megállapítható hogy a nyomáshullámok, és a depresszióhullámok zárt csővégről azonos amplitúdóval, nyitott csővégről ellentétes amplitúdóval verődnek vissza.



4.26 ábra. Nyomáshullám haladása
kisebb keresztmetszetű csőben

4.27 ábra. Nyomáshullám haladása
nagyobb keresztmetszetű csőben

A 4.26 és a 4.27 ábrán látható nyomáshullám-képek az előbbieken bemutatott két esetből vezethetők le. Az elsőn a szűkebb keresztmetszethez érkező nyomáshullámot egy rövid ideig növeli a részben pozitívan visszaverődő hullám, majd a kisebb keresztmetszetben haladó hullám amplitúdója növekedésével együtt csökken a visszavert hullám amplitúdója. Ez az eset jellegében hasonlít egy turbófeltöltő járókereke előtti szűkített keresztmetszethez érkező

nyomáshullám hatásához lüktető feltöltésnél (lásd az 5. fejezetet). A **4.27 ábra** bővülő keresztmetszethez érkező nyomás-hullám haladását szemlélteti. Az áthaladó hullám a nagyobb keresztmetszetű csőben kisebb pozitív amplitúdóval, míg a visszaverődött hullámrész növekvő negatív amplitúdóval halad ellenkező irányba. Az amplitúdók a keresztmetszetekkel fordítottan arányosak.

Ha ugrásszerű átmenet helyett kúposan bővülő cső követi a hengeres részt, ez úgy tekinthető, mint kis keresztmetszet-ugrások sorozata. Így pl. ha a kúposan bővülő rész (diffuzor) végén környezeti nyomás van, a hengeres részben a visszaverődő depresszióhullámok a környezeti nyomásnál kisebb nyomást hoznak létre. Ez az eset jellegében hasonlít a kétütemű egyhengeres motorok kipufogó csöveinek kialakításánál követett szempontokra.

A szívó- és kipufogószelepek periódikus nyitása és zárása a szívó- ill. kipufogócsőben lengéseket gerjeszt, amelyet fázisszögüktől és frekvenciájuktól függően elősegíthetik a töltetcserét, növelhetik a motor töltési fokát. **A szívócsőben** a szívószelep nyitásakor a dugattyú szívóhatására egy **depresszióhullám indul meg**, amely nyitott csővégről **nyomáshullámként verődik vissza**. **A szívócső hangolása** azt jelenti, hogy a visszavert nyomáshullám abban a pillanatban éri el ismét a szívószelepet, amikor a dugattyú szívóhatása már lecsökkent. Ez a nyomáshullám a többlettöltésen kívül arról is gondoskodik, hogy a hengerből visszaáramlás lehetőleg ne történjen. **A kipufogócsőben** a kipufogószelep nyitásakor **nyomáshullám indul**, amely a nyitott csővégről **depresszióhullámként verődik vissza**. **A kipufogócső hangolása** azt jelenti, hogy a visszavert depresszióhullám közvetlenül a kipufogószelep zárása előtt csökkenti az ellennyomást a szelep után a kipufogócsőben, ami elősegíti a mardékgáz jobb eltávolítását és javítja a henger töltését.

4.6. Változtatható paraméterű szívőrendszerek

A változtatható paraméterű szívőrendszerek elsősorban a belsőégésű motorok szívószelepeinek nyitásakor ill. zárásakor keletkező és az adott hőmérsékletű és nyomású közegre jellemző hangsebességű **nyomáshullámok henger-töltést fokozó hatását igyekeznek hasznosítani**, lehetőleg a motor minél szélesebb üzemi tartományában. A hullámjelenségek kihasználásával lehetőség nyílik a töltési fok növelésére, a töltetcsere-veszteségek csökkentésére, azaz a motor nyomatéki és teljesítmény karakterisztikájának, valamint effektív hatásfokának (fajlagos tüzelőanyag-fogyasztásának) javítására. A fenti jelenségeket hasznosító eljárásokat **nyomáshullám** (akusztikus, dinamikus)

feltöltési eljárásoknak nevezik. Napjaink szériagyártású gépjárművei motorjain alapvetően kétféle nyomáshullám feltöltési módszerrel és ezek különféle kapcsolt és kombinált alkalmazásaival lehet találkozni. A fontosabbak ezek közül a következők:

- lengőcsőfeltöltés (**lengő** levegőoszlopos szívócső feltöltés),
- rezonanciafeltöltés,
- kapcsolt lengőcső- és rezonanciafeltöltés,
- kombinált feltöltés (rezonancia és turbófeltöltés),
- lengőcsőfeltöltés változtatható szelepvezérléssel kombinálva,
- kapcsolt lengőcső- és rezonanciafeltöltés változtatható szelepvezérléssel kombinálva.

A felsorolásból a kombinált feltöltés a „Feltöltés folyamata és rendszerei” fejezetben, a lengőcsőfeltöltés változtatható szelepvezérléssel, valamint a kapcsolt lengőcső- és rezonanciafeltöltés változtatható szelepvezérléssel a „Változtatható paraméterű szelepvezérlési rendszerek” című pontban kerülnek tárgyalásra.

4.6.1. Rezonanciafeltöltés

A dugattyús belsőégésű motorok töltetcsereje — mint már említésre került —, szakaszos és periódikus. A szívószelep periódikus nyitása és zárása a szívórendszerben a hang sebességével terjedő hullámsorozat hoz létre, azaz a szívószelep mintegy gerjeszti a szívócsőben lévő gázoszlopot. Mivel mint minden tömeggel és belső rugalmassággal rendelkező testnek (közegnek), a **gázoszlopnak is van sajátfrekvenciája**, ezért ha a szívószelep által előidézett gerjesztés frekvenciája ezzel a sajátfrekvenciával megegyezik, a **gázoszlopban is előállhat a rezonancia jelensége**. A rezonancia gázoszlopokban tulajdonképpen egy állóhullám kialakulása, amely állóhullám meghatározott pontjaiban (jelen esetben a szívócső végén, azaz a hengerben) és meghatározott időpillanatokban a **nyomásváltozás amplitúdója a szívószelep által előidézettnek többszöröse**.

A szívórendszer megfelelő kialakításával elérhető, hogy az önlengésbe hozott gázoszlop a hengertérben a szívási periódus utolsó szakaszában hozza létre ezt a környezeti nyomásnál is nagyobb nyomást, ezzel mintegy feltöltve, után-töltve a hengert.

4.6.1.1. A rezonancia jelensége és leírása

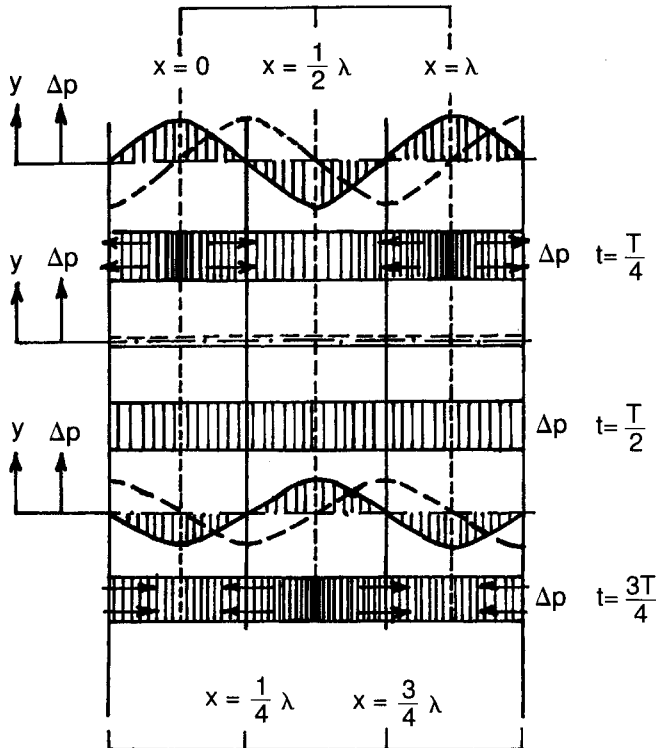
A rezonancia jelensége legkönnyebben az állóhullámok kialakulásán keresztül érthető meg. A belsőégésű motorok periódikus működése következtében ál-

landó fordulatszám mellett — mivel a szívószelep egy állandó frekvenciával gerjeszti a szívócsőben lévő gázoszlopot — egy előrehaladó **longitudinális harmónikus hullám** jön létre. Ezen harmónikus hullámot, illetve annak előrehaladását leíró egyenlet:

$$y = A \cos \left[2\pi \left(\frac{x}{\lambda} \pm ft \right) \right], \quad (4.13)$$

ahol :

y : a gázcsepscék elmozdulása,	[m]
A : max. elmozdulás,	[m]
x : a részecske koordinátája,	[m]
λ : hullámhossz,	[m]
f : frekvencia,	[1/s]
t : idő.	[s]



4.28 ábra. Az állóhullám és nyomásváltozásai

A hullám előrehaladását a 4.28 ábra szerinti hullámhegyek és völgyek hangsebességgel történő elmozdulása jelenti. Az **állóhullám** pedig két, egymással szembe haladó hullám összegzéséből jön létre. Jelen esetben a

szembe mozgó hullám a szívoszeleptől elindult hullám visszaverődéséből jön létre. Tehát az állóhullámban mindig lesznek olyan, egymástól pontosan félhullámhossznyira lévő részecskék, amelyek statisztikusan nyugalomban vannak. A többi pedig ezektől a pontoktól periódikusan eltávolodik, majd ismét visszatér (4.28 ábra). Ez a periódikus helyváltoztatás értelemszerűen **sűrűségváltozáshoz**, tehát **nyomásváltozáshoz** vezet és így létrejön a feltöltő hatás.

Az állóhullámot leíró egyenlet, ha a **hullám nyitott csővégről verődik vissza**:

$$y = A \cos 2\pi \left(\frac{x}{\lambda} - ft \right) + A \cos 2\pi \left(\frac{x}{\lambda} + ft \right),$$

átalakítva:

$$y = 2A \cos \frac{2\pi x}{\lambda} \cos 2\pi ft. \quad (4.14)$$

Az állóhullámot leíró egyenlet, ha a **hullám zárt csővégről verődik vissza**:

$$y = A \cos 2\pi \left(\frac{x}{\lambda} - ft \right) + A \cos \left[2\pi \left(\frac{x}{\lambda} + ft \right) + \pi \right],$$

átalakítva:

$$y = 2A \sin \frac{2\pi x}{\lambda} \sin 2\pi ft. \quad (4.15)$$

A (4.14) és (4.15) egyenletekkel, a 4.28 ábrával összhangban az elmozdulás maximumai jól leírhatók .

A nyomásváltozást a

$$\Delta p = - \frac{a^2 dy}{v dx}, \quad (4.16)$$

egyenlet írja le, ahol:

$$a = \sqrt{\kappa p v},$$

a : hangsebesség,

v : fajtérfogat.

Az (4.13) egyenletet a (4.16) egyenletbe behelyettesítve adódik:

$$\Delta p = \Delta p_{\max} \sin 2\pi ft \sin\left(\frac{2\pi x}{\lambda} - \frac{\pi}{2}\right), \quad (4.17)$$

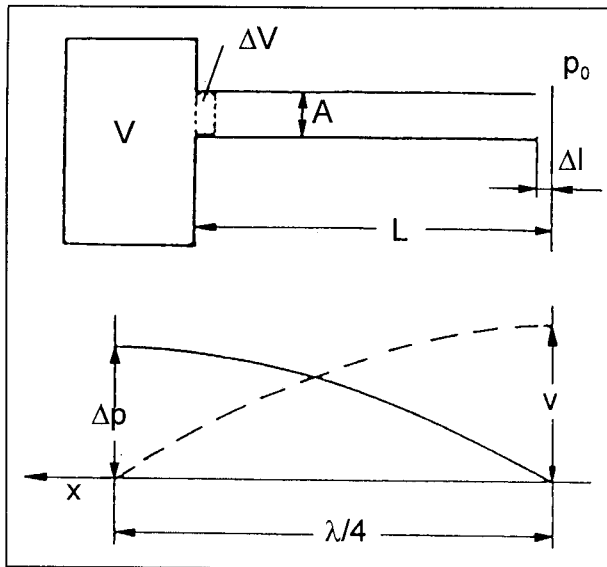
ahol

$$\Delta p_{\max} = \frac{2\pi p \kappa}{\lambda} 2A.$$

Amint az a (4.14), (4.15) és (4.17) egyenletekből, valamint a **4.28 ábrából** látható, a két egymással szemben haladó hullám meghatározott helyeken és időpillanatokban a kialakuló mozgás és nyomás amplitúdókat jelentősen felerősíti, azaz **rezonancia jön létre**.

4.6.1.2. A szívócsőrendszerekben kialakuló rezonancia hangolása

A fentiek szerint kialakuló rezonancia frekvenciája nemcsak a gerjesztéstől (fordulatszámától) függ, hanem a gerjesztett gázoszlop méreteitől (hossz, keresztmetszet) is. A rezonancia frekvenciája és a szívórendszer paramétereit között kell az összefüggést megtalálni. A különböző szívórendszerek sajátfrekvenciáinak számításakor az egyszerűség kedvéért **fel kell tételezni, hogy a szívócsőben lévő áramlás izentrópus és egydimenziós**, valamint hogy a nyomásingadozás olyan kicsi, hogy a **hangsebesség konstans**, tehát a hullámokat leíró differenciálegyenletek mindig érvényesek, megoldhatók.



4.29 ábra. Mindkét végén nyitott csőben lezajló sebesség és nyomásváltozás

A 4.29 ábra egy mindkét végén nyitott csőben mutatja a nyomás- és sebességváltozást (a V térfogat a motor hengerét jelöli). A sebesség- és nyomásváltozást leíró egyenletek (4.14) és (4.17) alapján:

$$\Delta p(x, t) = \Delta p_{max} \sin 2\pi \frac{x}{\lambda} \sin 2\pi \frac{a}{\lambda} t, \quad (4.18)$$

$$v(x, t) = v_{max} \cos 2\pi \frac{x}{\lambda} \cos 2\pi \frac{a}{\lambda} t. \quad (4.19)$$

A lengés első negyedperiódusában ($0 \leq t \leq \lambda/4a$) a V térfogatba belépő ΔV gáztérfogat egyrészt:

$$\Delta V = \int_{t=0}^{\frac{\lambda}{4a}} Av dt = \frac{Av_m \lambda}{2\pi a} \cos 2\pi \frac{L}{\lambda}, \quad (4.20a)$$

ahol

$$\begin{aligned} L &: \text{a cső hossza,} & [m] \\ A &: \text{a cső keresztmetszete,} & [m^2] \end{aligned}$$

másrészt az adiabatikus állapotváltozásból a $pV^\kappa = \text{állandó}$ egyenletből:

$$d\Delta V = \frac{\Delta p}{\kappa p_0} A dx,$$

behelyettesítésével

$$\Delta V = \int_{x=0}^{\frac{\lambda}{4}} d\Delta V = \int_{x=0}^{\frac{\lambda}{4}} \frac{\Delta p}{\kappa p_0} A dx = \frac{A \Delta p_m \lambda}{2\pi \kappa p_0}. \quad (4.20b)$$

Ha a (4.20a) egyenletbe az $x=0$ -t, azaz $L=0$ -t helyettesítünk, és a (4.20a)-t és (4.20b)-t egyenlővé tesszük, kapjuk:

$$\frac{\Delta p_m}{V_m} = \frac{\kappa p_0}{a}. \quad (4.21)$$

A (4.18) egyenletbe behelyettesítjük az $x = \lambda/4$ -et:

$$\Delta p = \Delta p_m \sin 2\pi \frac{L}{\lambda}. \quad (4.18a)$$

Az adiabatikus állapotváltozásból pedig:

$$\frac{\Delta p}{\Delta V} = \frac{\kappa p_0}{V}. \quad (4.22)$$

Osszuk el most a (4.18a)-t a (4.20a)-val, és helyettesítsük be (4.21)-et és (4.22)-et, kapjuk:

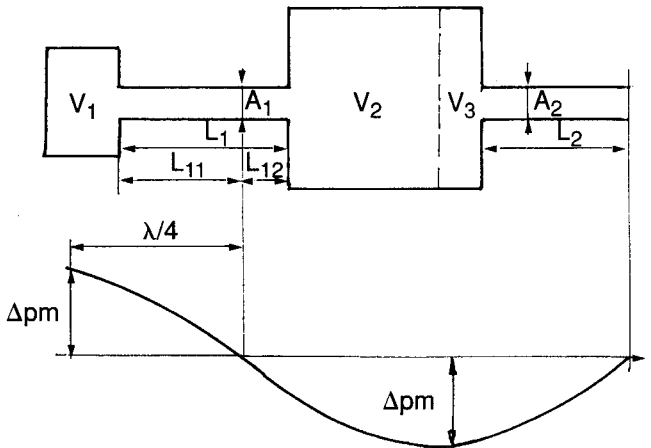
$$\frac{\kappa p_0}{V} = \frac{\kappa p_0}{a} \frac{l}{A \lambda / 2\pi a} \tan 2\pi \frac{l}{\lambda}. \quad (4.23)$$

Vezessük be a $\varphi = 2\pi l / \lambda = 2\pi l f / a$ (4.23a)

és $AL / V = \varphi \tan \varphi.$

Ha a szívócső térfogata (AL) nagyon kicsi a V -hez képest, akkor a tangens az argumentumával helyettesíthető (az egyenlet jobb oldalán φ^2 áll), s így a Helmholtz-rezonátor ismert formuláját kapjuk:

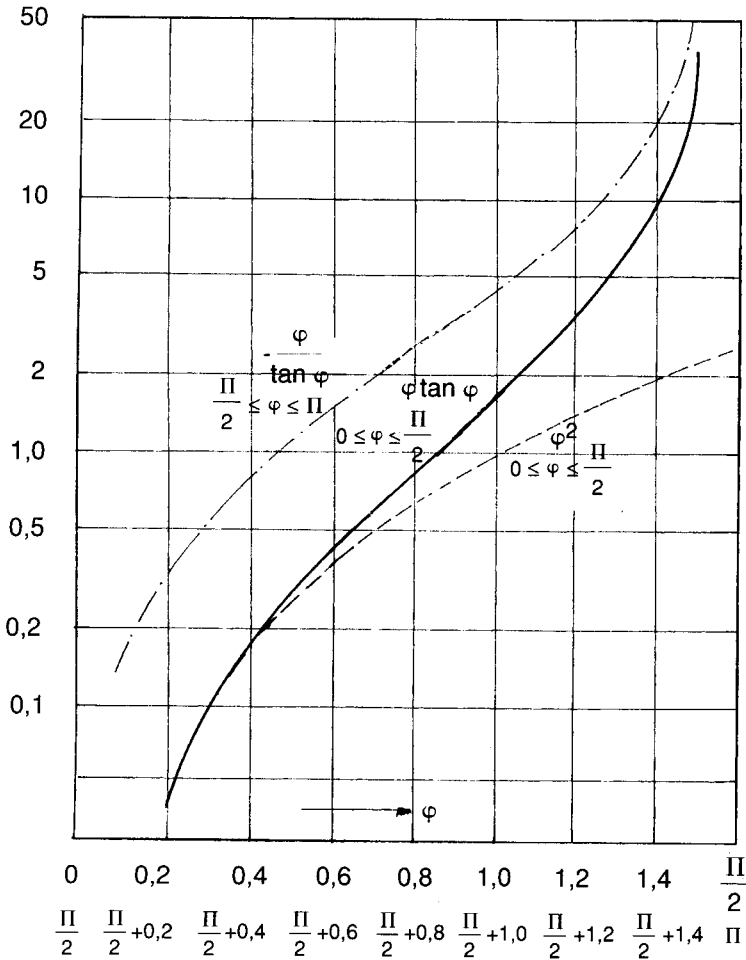
$$f = \frac{a}{2\pi} \sqrt{\frac{A}{LV}}. \quad (4.23b)$$



4.30 ábra. Példa az összetett rendszerek számításához szükséges felbontásra

A (4.23) egyenlet ismeretében akár több részrendszerből álló szívórendszert is lehet méretezni. Vegyük a 4.30 ábrán látható rendszert. Ennek felbontása részrendszerekre úgy történik, hogy a V_1 és V_2 közötti csövet abban a pontban osztják ketté, ahol a nyomás nem változik (konstans p_0). A nagyobbik tartályt

pedig gondolatban egy fallal választhatjuk szét ott, ahol a képzeletbeli falra mindkét oldalról ugyanakkora nyomás hatna.



4.31 ábra. A $\varphi \tan \varphi$, a φ^2 és a $-\varphi/\tan \varphi$ függvények alakja

A szétválasztás után a (4.24) egyenletrendszert kell megoldani:

$$\begin{aligned}
 2\pi \frac{L_{11}}{\lambda} \tan 2\pi \frac{L_{11}}{\lambda} &= \frac{L_{11} A_{11}}{V_1}, \\
 2\pi \frac{L_{12}}{\lambda} \tan 2\pi \frac{L_{12}}{\lambda} &= \frac{L_{12} A_{12}}{V_1}, \\
 2\pi \frac{L_2}{\lambda} \tan 2\pi \frac{L_2}{\lambda} &= \frac{L_2 A_2}{V_2}.
 \end{aligned}
 \tag{4.24}$$

Mivel a $\varphi \tan \varphi$ explicit nem oldható meg, az **4.31 ábra** diagramja segítségével kell φ -t és abból a rezonancia frekvenciáját meghatározni. Az ábrán látható még a $-\varphi/\tan \varphi$ és a φ^2 függvények görbéi is, melyek közül az előbbi az egyik oldalán zárt cső rezonancia-frekvenciájának meghatározására vonatkozik, míg a másik a Helmholtz-féle rezonátorra.

4.6.1.3. A szelepek nyitási tartama és a gázlengések frekvenciája közti összefüggés

Legyen adva egy négyütemű motor egy hengere, s annak V térfogata. Jelölje t_{ny} a szelep nyitási, t_z pedig a zárási idejét:

$$t_{ny} = \frac{\varphi 60}{360n} = 0,166 \frac{\varphi}{n} \quad \text{és} \quad (4.25)$$

$$t_z = 0,166 \frac{(720 - \varphi)}{n}, \quad (4.26)$$

ahol

$$\begin{aligned} [\varphi] &= \text{ft}^0, \\ [n] &= 1/\text{min}. \end{aligned}$$

Ha a szívószelep zárva van, csak a szívócsőben leng a gázoszlop, a lengés periódusideje:

$$T_2 = \frac{4L}{a}. \quad (4.27)$$

Nyitott szívószelep esetén a lengés periódus ideje (4.23) egyenlet megoldása után ismertnek vehető (T_1). Képezzük a megfelelő lengésidők arányát:

$$\kappa_{ny} = t_{ny}/T_1, \quad (4.28)$$

$$\kappa_z = t_z/T_2. \quad (4.29)$$

Helyettesítsük be a (4.28) és (4.29) egyenletekbe a (4.25), (4.26) és (4.27) egyenleteket, a

$$\varphi = 2\pi L / \lambda = 2\pi L f / a = 2\pi L / a T_1 \quad (4.23a)$$

összefüggésből fejezzük ki a $a T_1$ -et.

A fordulatszámra kapjuk, hogy:

$$n = \frac{A \varphi \alpha}{37,7 \kappa_{ny} V \tan \frac{\pi \kappa_{ny} 720 - \varphi}{2 \kappa_z \varphi}} \quad (4.30)$$

Hasonló megfontolások alapján hasonló összefüggés kapható a kipufogóoldali paraméterekre. Mérések tanulsága szerint akkor várható kedvező töltési fok, ha a κ_{ny} értéke 0,68 - 0,70, és κ_z értéke 1,5 körüli.

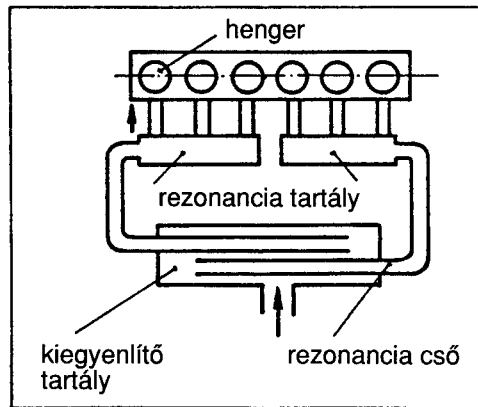
Megfontolások

A fenti levezetésnél az összefüggések meghatározásánál néhány elengedhetetlen közelítés került alkalmazásra, s ezért a rendszer gyakorlati alkalmazásánál az alábbiakra célszerű tekintettel lenni:

- A szívócső keresztmetszete a valóságban a hossza mentén mindig változik, ezért a keresztmetszetre közelítő képletet kell alkalmazni.
- A legtöbb problémát a henger (tartály) térfogat időbeni változása okozza. Ezért a gyakorlatban, ha az alsó és a felső holtpontbeli frekvencia ismert, ezeknek egy közepes értékével, vagy egyszerűen egy henger max. térfogatának a felével számolnak.
- A számítás folyamán figyelembe kell venni, hogy a szelepvezérlés működése (hengerek, szelepek zárása, illetve nyitása) miatt is változik a hengertérfogat. (Elterjedt megoldás, hogy pl. 6 hengeres motoroknál 3-3 hengert összekapcsolnak, így egy henger mindig nyitva van).
- A szívócsőben lévő különböző berendezések, (pl. befecskendező, légmenyiségmérő, nyitott szelepek), valamint az egész szívócső bizonyos mértékű fojtást idéz elő a lengésben. Teljesen nyitott, vagy zárt szelepek esetén ez a fojtás nem befolyásolja jelentősen a lengést, azonban nem teljesen, illetve kevéssé nyitott szelepek erős fojtást okoznak.
- A szétágazó szívócsövekben, ha pl. az egyik szelep nyitva van, úgy az elágazási pont és a zárt szelep között egy kb. hasonló nagyságú zavaró lengés lép fel, ez azonban a nyitott szívócsatornában kialakuló lengést nem befolyásolja.
- A létrejövő nyomásváltozás (Δp) nem mindig elegendően kicsi a statikus nyomáshoz (p_0) képest (pl. a kipufogócsőben), ezért a fentiekben levezetett egyenletek eredményeinél relatíve nagy hibával kell számolni.

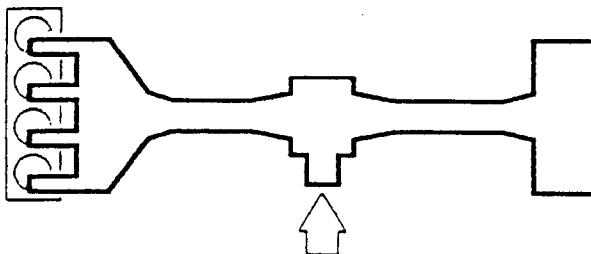
4.6.1.4. Rezonanciafeltöltés elsőrendű nyomáshullámok felhasználásával

A rezonancia feltöltésnél a gyakorlatban legerjedtebben az ún. elsőrendű lengéshez tartozó rezonancia hullámok töltetnövelő hatását használják. Általában a fenti megfontolásoknak megfelelően három hengert kapcsolnak egy ún. **rezonátortartályra**, amelyhez egy **rezonanciacső** csatlakozik. (4.32 ábra.) A hengerek egymás után 240 főtengelyfokkal következő szívási ciklusa gerjeszti a tartály és a cső által képezett rezonáns rendszert. Amennyiben a gerjesztés és a rendszer önlengési frekvenciája megegyezik, akkor a szívóütem végén növekszik a tartályban és így a szívócsatornában a nyomáslengés amplitúdója, nő a töltési fok, vagyis a légfelvétel.



4.32 ábra. A rezonanciafeltöltés elvi vázlata.

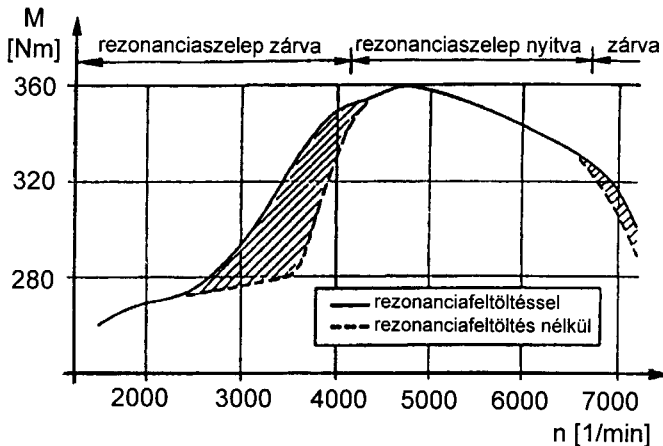
A rezonanciafeltöltés igazi felhasználási területe ennek megfelelően a 3, 6 és 12 hengeres motorok (240 f°-os gyújtásköz). Ettől eltérő hengerszámnál alkalmazható az ún. **kettős vagy összetett rezonanciarendszer** (4.33 ábra). A két rezonanciarendszer összekapcsolása révén a fordulatszám-tartományban két nyomaték csúcsot lehet elérni.



4.33 ábra. A kettős vagy összetett rezonanciarendszer

4.6.1.5. Rezonanciafeltöltés első- és másodrendű nyomáshullámok felhasználásával

Miután a rezonanciafeltöltés hatásossága jelentős mértékben függ a motor fordulatszámától és a rezonancia frekvenciától, ezért ettől távoli fordulatszám-tartományokban ronthat is a motor üzemi jellemzőin, emiatt a feltöltési eljárást gyakran kapcsoltan, illetve kombináltan alkalmazzák. (lásd a 4.7 és az 5.2 pontokat). Azonban elvi lehetőség van hosszabb szívócsövek alkalmazása esetén a nagyobb frekvenciákon (nagyobb motorfordulatszámokon) jelentkező másodrendű lengés (első felharmónikus) feltöltő hatásának kihasználására is. Ezt a megoldást a gyakorlatban nagy fordulatszámú benzinmotorokon alkalmazzák, mint pl. a BMW M5-nél. A hathengeres benzinmotor 1...3 és 4...6 hengercsoportjai szívócsatornáit külön-külön rezonanciartályba (levegő gyűjtőbe) csatlakoztatták, így a szívási depresszióhullámok fáziseltérése itt is 240° . Ez a szívási folyamatokból származó harmónikus gerjesztés hozza lengésbe a rezonanciacsövekben lévő levegőt. Az elsőrendű lengésekhez tartozó rezonancia fordulatszám környezetében (kb. 3 500 1/min) jelentősen nő a töltési fok és motor nyomatéka. A töltetnövelő hatás a terhelés függvényében kb. 4 100 1/min fordulatszám környezetében szűnik meg.



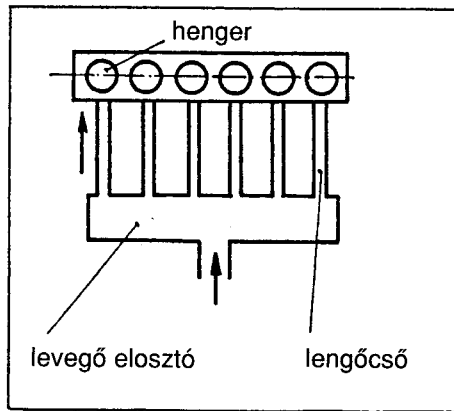
4.34 ábra. Rezonanciafeltöltés hatása a motor nyomatéki görbéjére az elsőrendű és másodrendű nyomáshullámok felhasználása esetén (BMW M5)

Ekkor a két rezonanciartályt egy pillangószelep segítségével egybe nyitják, aminek hatására a rezonanciacsövekben a lengés megszűnik, így a negatív rezonancia hullámok nem okoznak nyomaték csökkenést. A pillangószelep mozgását a fojtószelep-állás és a motor fordulatszáma függvényében egy külön vezérlőegység vezérli. A mozgatáshoz szükséges energiát a szívócső-depresszió biztosítja egy munkahenger közbeiktatásával. A rezonanciartá-

lyokat összekötő pillangószelepet a terhelés függvényében kb. 6 700 1/min fordulatszám környezetében zárják. Ekkor már jelentkezik az első felharmónikus lengés feltöltő hatása, amely maximumát kb. 7 000 1/min fordulatszámnál éri el (4.34 ábra).

4.6.2. Lengőcsőfeltöltés

Ezt az eljárást elsősorban benzinmotoroknál alkalmazzák. A dugattyú szívási munkáját alakítják át a gázoszlop kinematikai energiájává, majd a hengertöltés sűrítési munkájává. Lengőcsőfeltöltésnél — vagy hosszabb megnevezéssel a **lengő** levegőoszlopos szívócső feltöltésnél —, azokat a nyomáshullámokat használják feltöltésre, amelyek az elágazó egyes szívócsőágakban, illetve hengereként külön szívócsövek esetén a nyitott csővégekről az egyes hengerekhez futnak. A szívócsőben lévő gázoszlop a szívószelepek zárása után magasabb frekvenciával tovább leng. Ez fázistól függően pozitívan, illetve negatívan is hathat a következő szívási folyamatra. Ezért ezt a lengési folyamatot egy jól kialakított szívórendszerrel csillapítani szükséges.



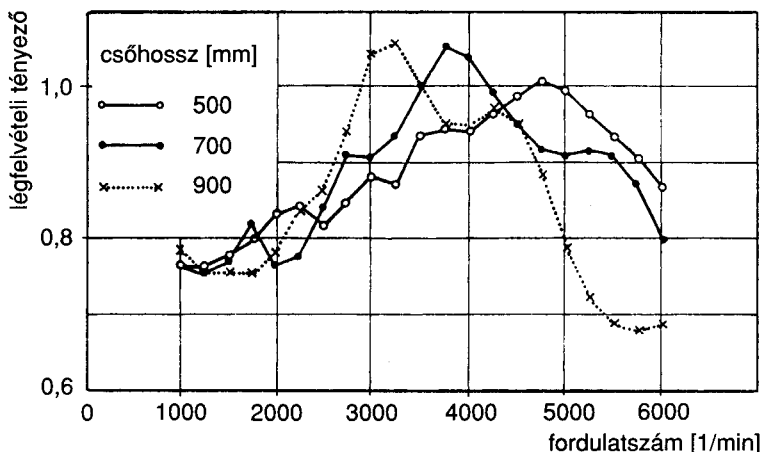
4.35 ábra. A lengőcsőfeltöltés elvi vázlata

A lengőcső feltöltési rendszer fő méreteit a rezonanciafeltöltésnél már említésre került egyszerű **Helmholtz-rezonátorra** érvényes egyenlet írja le. Ez a rezonátor egy V térfogatú tartályhoz — a V térfogatú hengerhez — csatlakozó A keresztmetszetű és L hosszúságú csőből áll. Egy ilyen lengő rendszernek a saját lengésszáma, vagy **önfrekvenciája**

$$f = \frac{a}{2\pi} \sqrt{\frac{A}{V \cdot L}} \quad [1/s] \quad (4.31)$$

Természetesen az egyenlet nem alkalmazható egyszerűen minden változtatás nélkül egy lengőcsőfeltöltés méretezéséhez, hiszen a motor hengerének térfogata változó, a szelepek változó időbeli keresztmetszetűek stb. A jelenségeket alapvetően meghatározó méretek befolyását azonban helyesen mutatja.

A lengőcsőfeltöltésnél a legerősebb hatása a lengőcső hosszának van. A **4.36 ábra** mutatja a légfelvétel (töltési fok), a csőhossz és a fordulatszám kapcsolát egy adott (A) keresztmetszetű szívócsőnél.

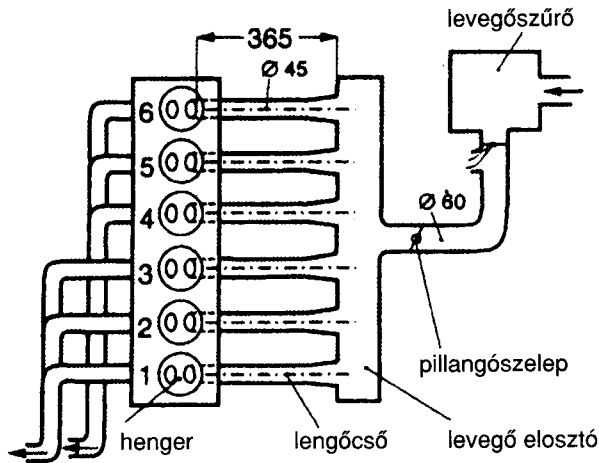


4.36 ábra. Légfelvétel különböző lengőcsőhosszaknál

Egyszerű lengőcsöves rendszer csak **korlátozott fordulatszám-tartományban hatékony**. Gyakorlatilag jó eredmény csak a névleges fordulatszám 50...70 %-os tartományában érhető el. Ugyanis ennél alacsonyabb fordulatszámokhoz már igen hosszú lengőcsövek szükségesek. Ez nem csak helyigénye miatt jelenthet problémát, hanem a különösen hosszú lengőcsöveknél fellépő másod- és harmadrendű lengések (felharmónikusok) miatt is, amelyek hatása széles fordulatszám-tartományban jelentősen gyengítheti az elsőrendű lengések feltöltő hatását. Az alacsony fordulatszámokra hangolt lengőcsöves rendszernél a felső fordulatszám-tartományokban csökken a töltés — légfelvétel — és növekszik a gázcsere-munka.

A benzinmotoroknál a lengőcsőfeltöltés szempontjából előnyösebb hengerkénti befecskendező rendszereket alkalmazni, mert itt — a központi befecskendező rendszerek alkalmazásával ellentétben —, csak a levegőt kell a levegőelosztóban szétválasztani, ami kedvezőbb a légcsatorna (lengőcső) kialakítása szempontjából. Egy ilyen benzinmotor (Mercedes M103) lengőcsöves szívórendszerének elvi modellje látható a **4.37 ábrán** a fő méretek feltün-

tetésével. A lengőcsőfeltöltést az $n = 4\,000$ 1/min motorfordulatszámra hangolták ($n_{\max} = 6\,300$ 1/min).



4.37 ábra. A Mercedes M103 benzinmotor lengőcsőves szívórendszerének elvi modellje a fő méretekkel

4.6.2.1. A lengőcsőfeltöltés hangolása

A lengőcső számítások alapja a (4.31) **Helmholtz egyenlet**. A belsőégésű motorok lengőcsőfeltöltésének számításához mérési folyamatok alapján **Engelmann** az alábbiak szerint **módosította az összefüggést**:

$$n = \frac{\alpha_{Es} - \alpha_{An}}{360^\circ} K 2 \frac{a}{2\pi} \sqrt{\frac{A}{L \cdot V}} + n_{korr.} \quad (4.32)$$

ahol:

n : a fordulatszám, ahol a légnyelési görbének maximuma van, [1/s]

α_{Es} : az a forgattyúszög, amelynél a maximális nyomás lép fel a szívószelep előtt, [ft°]

α_{An} : az a forgattyúszög, amelynél a legnagyobb a dugattyú által gerjesztett depresszió, [ft°]

K : korrekciós tényező, amit a lengőcső feltöltés modellezése miatt vezettek be, [-]

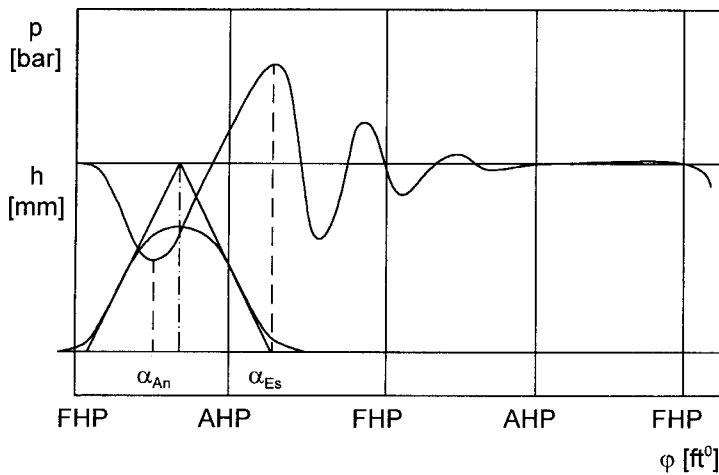
a : a hangsebesség, [m/s]

A : a lengőcső keresztmetszete, [m²]

l : a lengőcső hossza, [m]

V : a tartály (henger) térfogata, [m³]

n_{korr} : korrekciós tényező (fordulatszám), ami 0, ha nyitott a szívócső (csak szívócsönk) és 250/60 1/s, ha van levegőelosztó és odavezető cső. [1/s]



4.38 ábra. A szívószelep előtti nyomásváltozás lefolyása és a szelepelelési görbe

A α_{Es} értékét a szelepelelési görbe lefutó ágának tangense és a vízszintes tengely metszéspontja adja (4.38 ábra). A K korrekciós tényező nagysága a motor és a szívócső konstrukciójától függ. Közelítő számításokhoz, hasonló konkrét motorok geometriai méreteinek és szelepvezérlési paramétereinek felhasználásával a (4.32) egyenletből meghatározható a **korrekciós tényező értéke** :

$$K = (n - n_{korr}) \frac{360^\circ}{\alpha_{Es} - \alpha_{An}} \cdot \frac{\pi}{a} \sqrt{\frac{L \cdot V}{A}} \quad (4.33)$$

A K korrekciós tényező ismeretében a (4.32) egyenletből számítható — rögzített egyéb paraméterek mellett —, a szükséges szívócsőhossz (vagy keresztmetszet) a motor fordulatszám függvényében.

4.6.3. Változtatható paraméterű lengőcsőfeltöltés

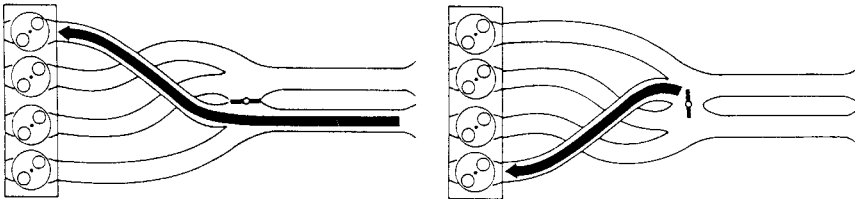
Az előző pontban megállapításra került, hogy az egyszerű lengőcsöves rendszer csak korlátozott fordulatszám tartományban hatékony. A hangolt fordulatszám-tól távolabbi motor fordulatszám-tartományokban a töltési fok csökken. E probléma kiküszöbölésére a fejlesztők a motor szívórendszerét úgy igyekeznek kialakítani, hogy egynél több hangolt fordulatszáma legyen. A beavatkozás elvi lehetőségeit a Helmholtz-rezonátor (4.31 egyenlet) és annak Engelmann szerinti módosítása (4.32 egyenlet) mutatja meg: Ezek szerint a légnyelési görbe maximumához tartozó motor fordulatszám elsősorban a lengőcső hossza és keresztmetszetének függvénye. Ebből következik, hogy a töltési fok más fordulatszám-tartományokban történő javítására **a lengőcső hosszának, illetve keresztmetszetének a fordulatszám függvényében történő változtatása** nyújt lehetőséget. A széria motorokon három megoldás terjedt el:

- a szakaszos szívócsőhossz változtatás,
- az effektív szívókeresztmetszet változtatás,
- a folyamatos szívócsőhossz változtatás.

A paramétereket, vagy a levegőelosztóban (pl. Mazda), vagy az egyes hengerekhez vezető lengőcsőben (pl. Toyota, Mercedes) változtatják.

4.6.3.1. Szakaszos szívócsőhossz változtatás

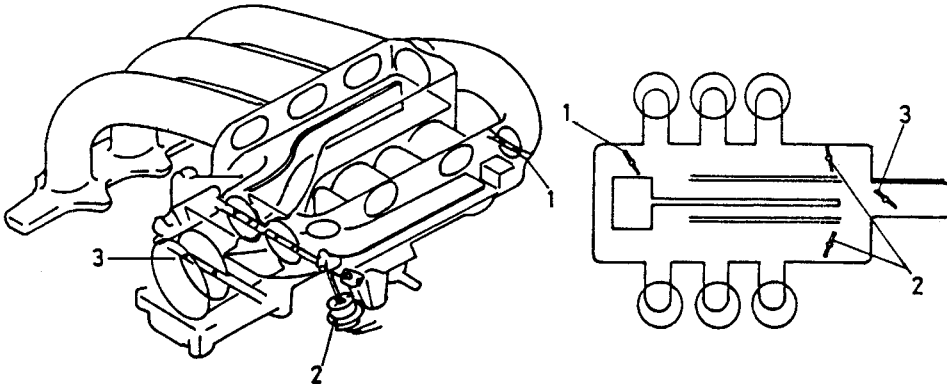
A gyakorlatban a 2...4 szakaszos szívócsöveket alkalmaznak. **Kétszakaszos szívócsőhossz állítás** található a BMW négyhengeres, négyszelepes, soros benzinmotorjain (M40, M42, M43 és M44). A szívórendszer kialakításánál az alacsony fordulatszám - hosszú lengőcső, magas fordulatszám - rövid lengőcső kapcsolatot valósították meg. Ezzel a fordulatszám tartomány első kétharmadában sikerült a motor nyomatékát jelentősen megnövelni. A DISA-nak (**D**ifferenzierte **S**auganlage) elnevezett szívórendszer 4 lengőcsőből, levegőelosztóból, összekötő csappantyúból és 2 előcsőből áll. (4.39 ábra).



4.39 ábra. A BMW négyhengeres benzinmotorjain alkalmazott DISA szakaszos szívócsőhossz változtatás elvi ábrája kis és nagy fordulatszámú helyzetben

Alacsony és közepes fordulatszámterományokban az összekötő csappantyú zárt, az előcső a lengőcsővel hosszú szívócsőként (hosszú lengőcső) együttműködik. A motor kb. 4 240 1/min fordulatszámát elérve az összekötő csappantyú kinyílik és a szívórendszer rövid lengőcsöves rendszerként működik tovább, ami a maximális fordulatszám közelében magas teljesítmény elérését teszi lehetővé. A fordulatszám csökkenésével az összekötő csappantyú 4 160 1/min fordulatszámnál záródik, hogy elkerülhető legyen a csappantyú ú.n. lebegése, a kapcsolási fordulatszámoknál a gyors egymásutáni nyitás-zárás sorozatok. Meghibásodás esetén az összekötő csappantyú nyitott helyzetbe kerül.

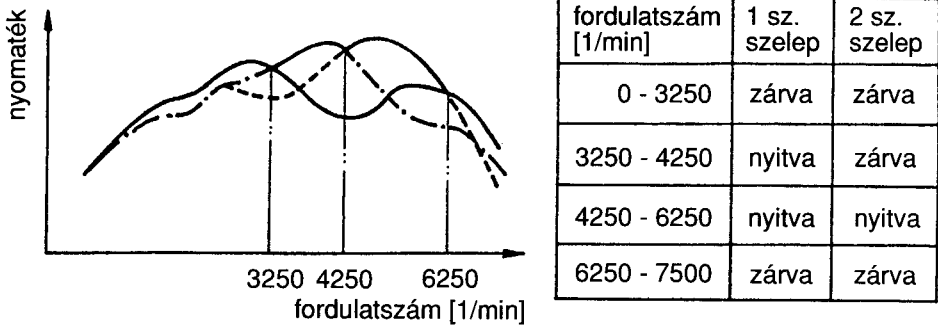
Szintén kétszakaszos szívócsőhossz állítást alkalmaz a Mercedes 3,2 dm³-es, 165 kW teljesítményű, 6 000 1/min maximális fordulatszámú háromszelepes V-motorján. A rendszer külön érdekessége az igen hosszú 835 mm-es lengőcsőhossz, amely 2 000 1/min fordulatszámától jelentős utántöltési hatást tesz lehetővé. A szívócsőben levő szeleppel (csappantyúval) hengerenként a lengőcső hosszak 465 mm-re csökkenthetők. Az átkapcsolási fordulatszám $n=3.500$ 1/min. Az utántöltő hatás kb. 5 000 1/min fordulatszámig tart, azaz eddig jelentkezik a nyomás-maximum a szívószelep zárása előtt. A szívócső nyomás legnagyobb értéke 1,4 bar.



4.40 ábra. Szakaszos szívócsőhossz változtatás (Mazda)

Négyszakaszos szívócsőhossz állításra látható példa a 4.40 ábrán (Mazda). A levegőelosztóban elhelyezett rendszer négy fordulatszám tartományban tesz lehetővé nyomateknövekedést. A motor fojtószelepe a „3” jelű, az „1” és „2” szelepek a szívócső depresszió szerint nyílnak illetve záródnak. Ezáltal nemcsak egyszerűen a lengőcsőhossz változik, hanem hatása van a szabályozott csőszakaszban lévő levegőmennyiségnek is. Erre utal a 4.41 áb-

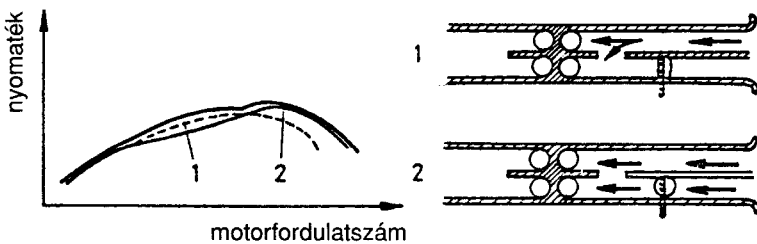
rán a szelepek működtetési tartományainak és a nyomatékú görbék szakaszainak összetartozása is.



4.41 ábra. szakaszos szívócsőhossz változtatás eredménye (Mazda)

4.6.3.2. Effektív szívókeresztmetszet változtatás

Négyszepes hengerfejjel szerelt motoroknál elvi lehetőség van az egyik szelephez vezető csatorna részleges vagy teljes lezárására. Ezzel, ha eltérő céllal is (pl. a töltet sebességének vagy perdületének változtatása, szívókeresztmetszet változtatása stb.), de egyre több motorgyártó él. Példa erre a Toyota (pl. Corolla GTI Twin Cam 16 V), amelynél a csőkeresztmetszetet, ill. így a csőben lévő levegőtömeget változtatják (4.42 ábra).

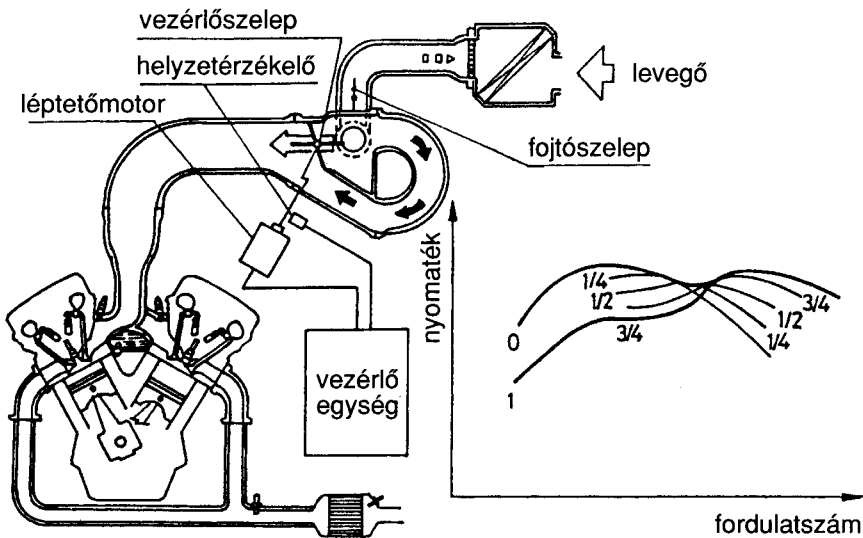


4.42 ábra. Az effektív szívócsőkeresztmetszet változtatása (TOYOTA)

A négyszepes hengerfej két szívószelepéhez csatlakozó szívócső két részre van osztva. Az egyik szelephez vezető csőben pillangószelep található, amelynek segítségével kis fordulatszámokon a csatornát zárni lehet. Ezzel elérhető, hogy a cső-keresztmetszet közel felére csökken, ami a Helmholtz-rezonátorra korábban felírt egyenlet szerint a sajátlengési frekvenciát $\sqrt{2}$ arányban csökkenti. Másrészt viszont az áramlási sebesség is növekszik, ami a hengerben nagyobb turbulenciát létesít és így a gyorsabb, jobb égést segíti elő. A fokozatosan nyíló szelepnél a nagyobb fordulatszám-tartomány felé tolódik a nyomaték maximum.

4.6.3.3. Folyamatos szívócsőhossz változtatás

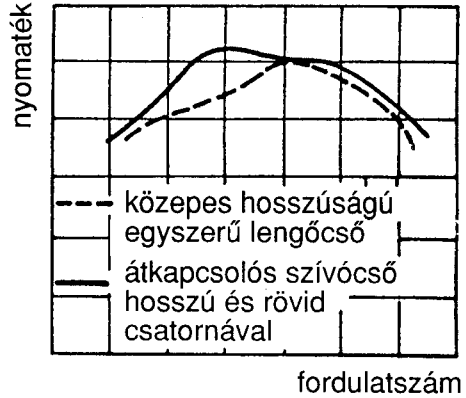
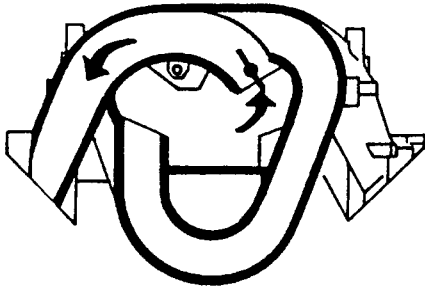
Folyamatos szívócsőhossz változtatás elsősorban a nagyobb (drágább) személygépkocsi motorokon terjed. Különösen a V-motorok tesznek lehetővé kedvező elrendezést. A rendszer vezérléséhez már igénybe veszik a fejlett motor managementet is. Egy ilyen ún. **átkapcsolós szívócső** a fordulatszámától és a terheléstől függően a hosszú és rövid szívócsőhossz között folyamatosan szabályoz. A MITSUBISHI egyik megoldása látható a **4.43 ábrán**. A **kis fordulatszámon** a beáramlást vezérlő szelep zárva van. Ekkor a lengő levegőoszlop hossza és tömege nagyobb, amely kisebb önlengésszáma révén a kisebb fordulatszám-tartományokban javítja a töltést ill. a nyomatékot.



4.43 ábra. Folyamatos szívócsőhossz változtatás (Mitsubishi)

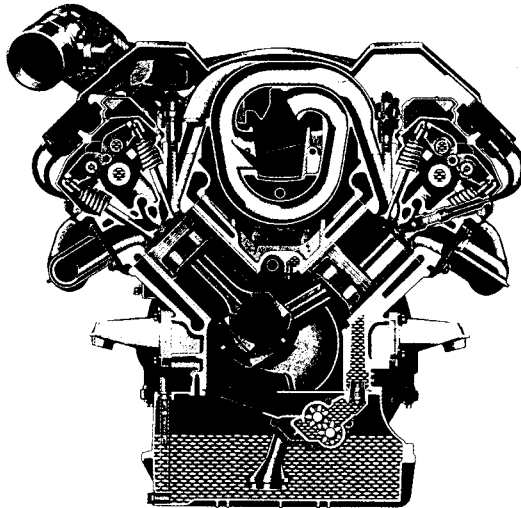
Növekvő fordulatszámnál a vezérlőszelep folyamatosan nyílik, így egyre inkább érvényre jut a rövidebb légoszlop hatása, míg teljes nyitásnál a hosszabb csőszakasz áramlás nélküli állapotba kerül. Ennek megfelelően alakul a motor nyomatéki görbéje.

A **4.44 ábrán** az Audi V motorokon 1995-ig alkalmazott szívórendszerének vázlatja jól szemlélteti a V henger elrendezés biztosította **kedvező kialakítást**, valamint az egyszerű szívórendszerrel való összehasonlítás meggyőző eredményét. A jó hangolással elérhető nyomatéknövekedés nemcsak azt jelenti, hogy a motor literteljesítménye is növekedik, hanem természetesen így a **hatásfok ill. a fogyasztás is javul**. Az 1995-től alkalmazott szívórendszer a **4.107 ábrán** látható.



4.44 ábra. Folyamatosan szabályozott szívócsőhossz és hatása a nyomatéki görbére (Audi-Pierburg)

Az említett kedvező elrendezés lehetővé teszi, hogy a lengőcsöves feltöltési rendszer viszonylag csekély motorméret növekedéssel legyen elérhető, ami személygépkocsiknál különösen fontos. Így a motortér alacsonyabbra készíthető, ami a jármű légellenállásának csökkenése révén hozzájárul az útvonal-fogyasztás csökkenéséhez. Erre mutat példát a Mercedes M112 V6 90°-os henger elrendezésű motorja (4.45 ábra).



4.45 ábra. Folyamatos szívócsőhossz változtatás (Mercedes M112 V6; 2,4, 2,8 és 3,2 dm³)

4.6.4. Kapcsolt lengőcső- és rezonanciafeltöltés

A hangolt szívórendszerek legváltozatosabb lehetőségeit a lengőcsöves és a rezonancia feltöltési rendszerek összekapcsolásával lehet elérni. Ez az összekapcsolás többnyire technikailag is kapcsolóelemekkel — csappantyúkkal, pillangószelepekkel — valósítható meg.

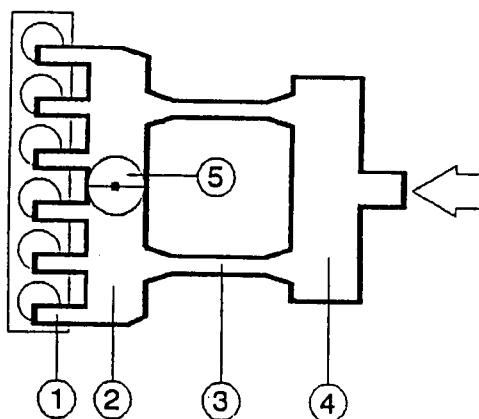
4.6.4.1. A soros hathengeres motoroknál alkalmazott rendszer

Soros hathengeres motoroknál alkalmazott **kapcsolt rendszer** vázlatát látható a **4.46 ábrán**. A hengerekhez közeli rezonátortartályt egy csappantyú

két részre osztja, amelyek mindegyike három-három szívócsőhöz csatlakozik. **Zárt csappantyúnál** két rezonancia rendszerként működik és a szívócső, valamint a rezonancia cső a hengerrel és a kiegyenlítő tartállyal együtt egy hosszú csőnek megfelelő kis önleghosszúságú rendszert képeznek. (Kis és közepes fordulatszám.) **Nyitott csappantyúnál** a lengő rendszer effektív hossza lecsökken és lengőcsőfeltöltésként működik. (Nagy fordulatszám.) A **4.46 ábrán** látható elvi vázlat szerinti kapcsolt feltöltési rendszer azzal az előnnyel jár, hogy a kis és közepes fordulatszám-tartományban a motor nyomatéka igen kedvező. A **benzinmotoroknál** általában a szokványos

szívórendszerrel a névleges fordulatszám 50 %-áig nem lehet a maximális nyomatékot elérni. Ennél a rendszerrel viszont a **közepes fordulatszám-nál elérhető a nyomaték-maximum**, ami igen kedvező a jármű tulajdonságai, valamint a motor élettartama szempontjából.

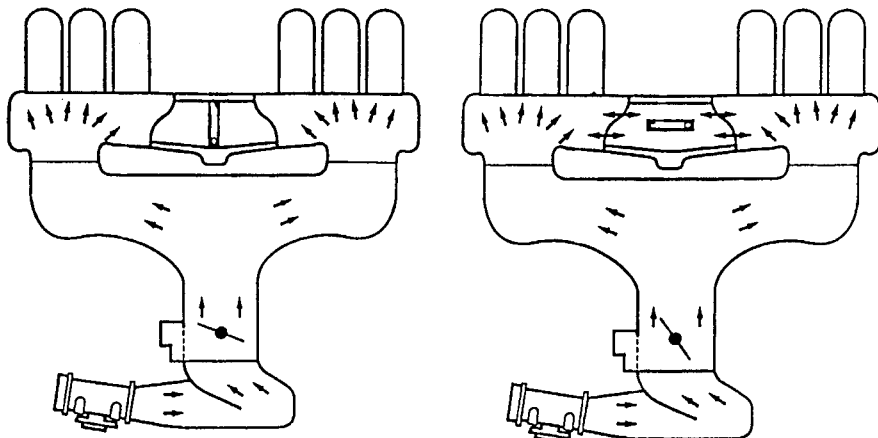
A rendszer működése jól nyomonkövethető Mercedes megoldásán. A hengerfejtől a rezonancia-tartályokhoz (levegőelosztóhoz) **rövid szívócső szakaszok** vezetnek. A rezonanciaszeleppel különválasztott rezonancia-tartályok és a fojtószelep között helyezkednek el a rezonancia csövek (**4.47 ábra**). **Alacsony és közepes fordulatszám-tartományban a rezonanciaszelep zárva van** az 1...3 és 4...6 henger szívócsövei a rezonanciartartályok és a



4.46 ábra. Kapcsolt feltöltési rendszer

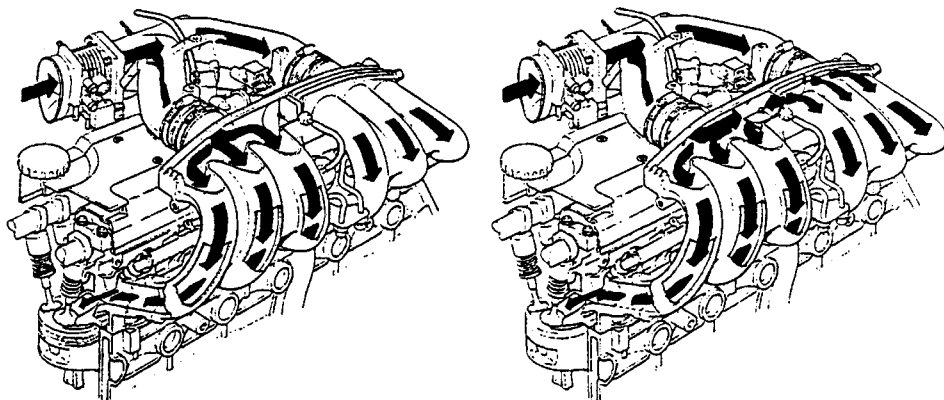
- | | |
|----------------------|------------------------------------|
| 1 - lengőcső | 4 - kiegyenlítő tartály |
| 2 - rezonátortartály | 5 - rezonancia szelep (csappantyú) |
| 3 - rezonancia cső | |

rezonancia csövek egy hosszú kis önfrekvenciájú levegőrendszert alkotnak (**rezonancia feltöltés**). A rendszert a szívószelepek nyitásakor keletkező depresszióhullámok és zárásukkor képződő (torló) nyomáshullámok gerjesztik. A rezonancia fordulatszám környezetében így kialakuló állóhullámok jelentősen növelik a töltési fokot és ezen keresztül a motor nyomatékát.



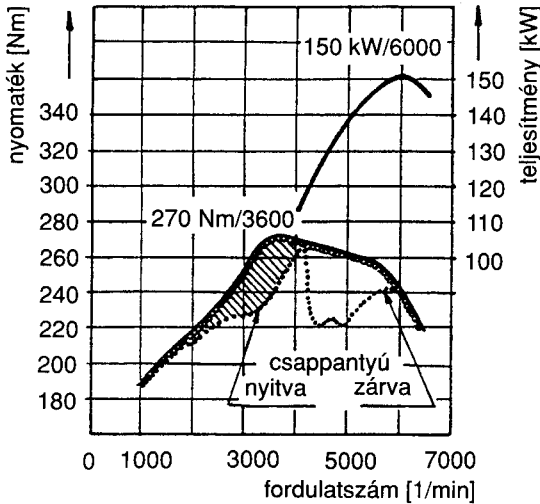
4.47 ábra. A Mercedes kapcsolt lengőcső- és rezonanciafeltöltésnek elvi ábrája alacsony és közepes (rezonancia), ill. magas fordulatszám tartományban (lengőcső)

A rezonanciaszelep nyitása kb. 3 800 1/min fordulatszámnál történik. Ennél **magasabb fordulatszámoknál** a rendszer jelentősen csökkent effektív hosszal (rövid szívócső) **lengőcsőfeltöltésként** működik.



4.48 ábra. Az Opel DUAL RAM működése a két különböző rezonanciaszelep (csappantyú) helyzetnél. Az átváltást a motorvezérlő rendszer elektropneumatikus úton végzi.

Hasonlóan működik az Opel DUAL RAM szívórendszer is. Egy ilyen szívórendszerrel ellátott motort mutat a 4.48 ábra. A hozzá tartozó teljesítmény és nyomaték görbe a 4.49 ábrán látható.



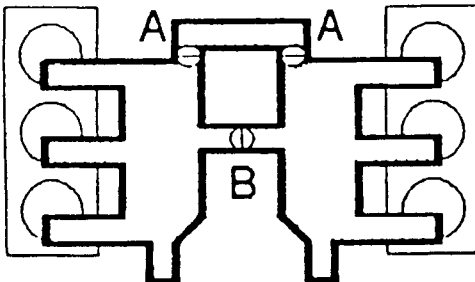
4.49 ábra.

Az eredő nyomatéki görbe a kapcsolt lengőcsöves és rezonancia feltöltési rendszernél (Opel DUAL RAM szívórendszer)

4.6.4.2. A hathengeres V-motoroknál alkalmazott rendszer

A hathengeres V-motor kapcsolt feltöltési rendszerének három fordulatszám-tartományra alkalmas megoldását járulékos csőkeresztmetszetek bekapcsolásával is el lehet érni. Erre mutat példát a 4.50 ábra. A kapcsolóelem háromféle helyzete szerint:

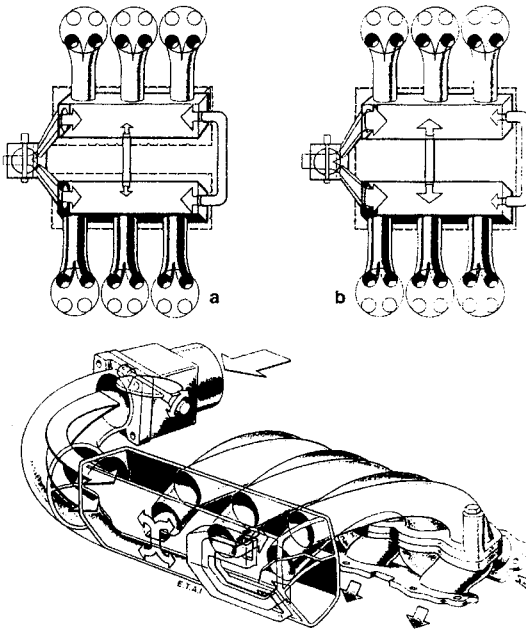
- az A és B csappantyú zárva — alsó fordulatszám-tartományban **lengőcsőfeltöltés**,
- az A csappantyú nyitva (hozzákapcsolt rezonancia-cső) — közepes fordulatszám-tartományban **rezonanciafeltöltés**,
- az A és B csappantyú nyitva — felső fordulatszám-tartományban **rezonanciafeltöltés** növelt rezonanciacső-keresztmetszettel.



4.50 ábra.

Hathengeres V motor három fordulatszám-tartományra kapcsolható rendszere

A **4.50 ábra** elvi megoldását alkalmazza a francia PSA (Peugeot és Citroen) és Renault közösen kifejlesztett 2 946 dm³-es hathengeres V-motorján. A 140 kW-os névleges teljesítményű motor maximális forgatónyomatéka 4 000 1/min fordulatszámon 267 Nm. A **4.51 ábrán** látható kapcsolt szívórendszer csak annyiban különbözik a **4.50 ábrán** látható elvi megoldástól, hogy a rendszerben nincsenek mozgó alkatrészek (csappantyúk, pillangószelepek stb.). **Alacsonyabb fordulatszám-tartományban és kisebb terhelésnél** a hathengeres motor **lengőcsöves feltöltésű "dupla háromszelepes motor-ként"** működik (**4.51a ábra**). A rendszer geometriai kialakítása olyan, hogy csak **magas fordulatszám és terhelés mellett** hat a teljes térfogat és a **rezonancia rendszer** (**4.51b ábra**).

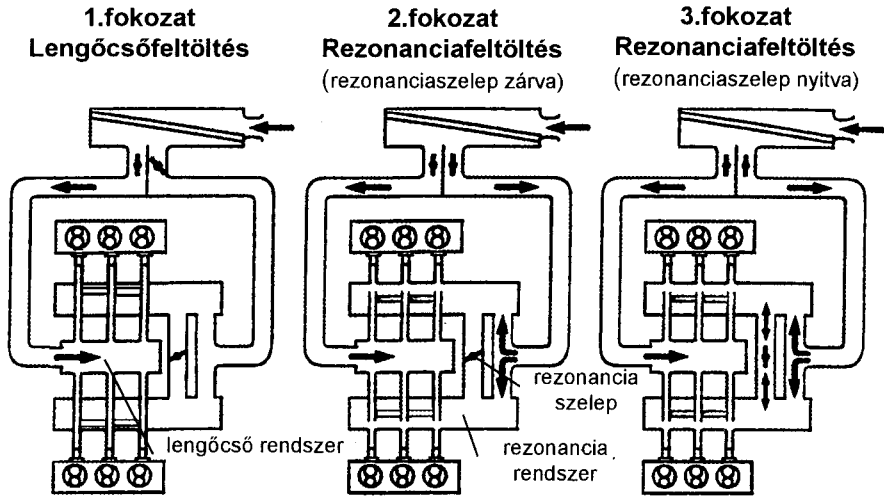


4.51 ábra.

A PSA és a Renault által közösen kifejlesztett 2.946 dm³-es V-motorjának mozgó alkatrészeket nem tartalmazó kapcsolt szívórendszere.

4.6.4.3. Hathengeres boxermotornál alkalmazott rendszer

A Porsche által 3,6 dm³-es hathengeres boxermotorjához kifejlesztett Varioram kapcsolt szívórendszer szintén a lengőcső- és rezonanciafeltöltés kombinálásával ért el 210 kW maximális teljesítményt és 540 Nm maximális nyomatékot. A rendszer három fordulatszám-tartományban biztosít kedvező hengerfeltöltést: 5 000 1/min fordulatszám alatt egy közös gyújtótartályos lengőcsöves rendszerként (szívócsőhossz 475 mm), e fölött pedig egy kétfokozatú rezonancia-rendszerként működik. A szívócső-rendszer működése a **4.52 ábrán** követhető nyomon.

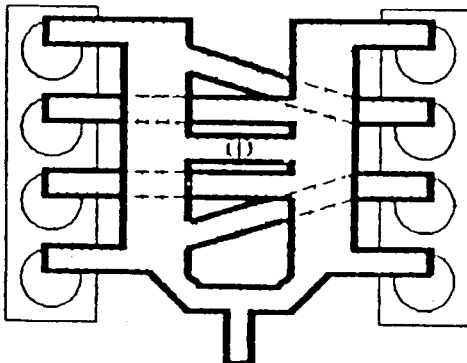


4.52 ábra. A Porsche Varioram szívórendszer kapcsolási vázlatai

A kapcsolt szívórendszer hatékonyságát jól szemlélteti a következő két adat. A szívószelep zárásakor a szívószelepnél a szívócsőben a motor 3 500 1/min fordulatszámánál kb. 1,1 bar, 6 250 1/min fordulatszámánál mintegy 1,4...1,5 bar nyomás lép fel, ami már jelentős utántöltést eredményez és a szívórendszer ellenállását is figyelembe véve igen jó eredmény.

4.6.4.4. A nyolchengeres V-motornál alkalmazott rendszer

A 90 fokos hengerosokkal rendelkező **V8-as motorok** közismert problémája, hogy a lehetséges 8 féle gyújtási sorrend közül egyik sem ad az egyik hengerosorra azonos gyújtásközt. Így a rezonancia feltöltés is csak egy különleges módon oldható meg. (Hangolt szívórendszer nélküli motorokban is megmutatkozik az eltérő gyújtásköz hátránya: a másodikként gyújtó henger töltési vesztesége jelentős, mintegy 15...20 %).



4.53 ábra
90 fokos V8-as motor
kapcsolt rezonancia szívórendsze-
re (PORSCHE 92854)

Egy-egy rezonátortartály egyenletes gerjesztése csak úgy lehetséges, ha a belső hengerek szívócsövei a szemben fekvő rezonátortartályba csatlakoznak. Így bármelyik gyújtássorrend esetén az egyes tartályokhoz kapcsolódó hengerek gyújtásközei egyenlők. Ha a két rezonátortartályt összekötő csappantyú nyitva van, akkor a rezonanciacső-kereszt-metszet növekedése áll elő, ami az önlengésszámot és így a rezonancia-fordulatszámot növeli (4.53 ábra).

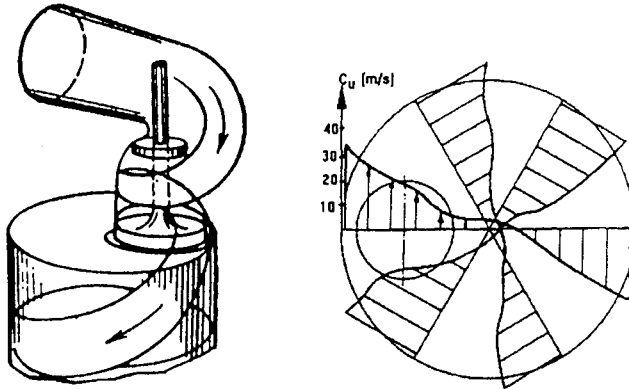
4.7. Intenzív töltetmozgás, perdület és tumble

Az intenzív töltetmozgás, a hengerbe jutó töltet sebességének növelése, illetve hengeren belüli mozgásának a motor igényei szerinti szabályozása a keverék-képzés és égés feltételei javításának és ezen keresztül az effektív középnyomás növelésének, a fajlagos tüzelőanyag-fogyasztás és a káros-anyag emiszió csökkentésének fontos eszközszerkezete. A korszerű benzin- és dízelmotorokon elterjedten és eredményesen alkalmazzák. Különösen előnyösen alkalmazható hengerenkénti két szívószelep esetén, ekkor kedvezőek a lehetőségek a hangolt szívórendszerek hatásos üzemi tartományának kiterjesztésére. Benzinmotoroknál előszeretettel kombinálják a változtatható paraméterű szelepvezérlési rendszerekkel és az ultra-szegény keverékű közvetlen befecskendezésű benzinmotorokra jellemző réteges keverék kialakulásához is nélkülözhetetlen.

4.7.1. A töltet perdítése

A perdületelőállítására a motor hengerében két fontosabb eljárás terjedt el. Az egyiknél a szívóső helyzetével, megfelelőgeometriai kialakításával és/vagy pillangószeleppel (csappantyúval) történő csatorna-lekapcsolással, a másiknál a szívószelep csökkentett emelésével, illetve az egyik szívószelep zárva tartásával előidézett csatorna-lekapcsolással állítják elő a perdületet. Ez utóbbi eljárás a 4.8.1.1. és a 4.8.1.3. pontokban került ismertetésre. A két eljárás összehasonlításánál is az utóbbi tűnik előnyösebbnek, de jelenleg drágább, ami elterjedését hátráltatja. A továbbiakban a 4.7. pont keretében az első eljárás kerül tárgyalásra.

A motor hengerébe a szívócsatornán keresztül beáramló töltet hengerfuratra tangenciális komponensei a hengerfalon elfordulnak és a tangenciális és axiális sebességkomponensek eredőjeként egy csavar alakú lefelé mozgó áramlás alakul ki. A forgó (örvénylő) mozgás középpontja (tengelye) gyakran excentrikusan helyezkedik el a henger szimmetriatengelyéhez képest és akörül mozog (4.54 ábra).



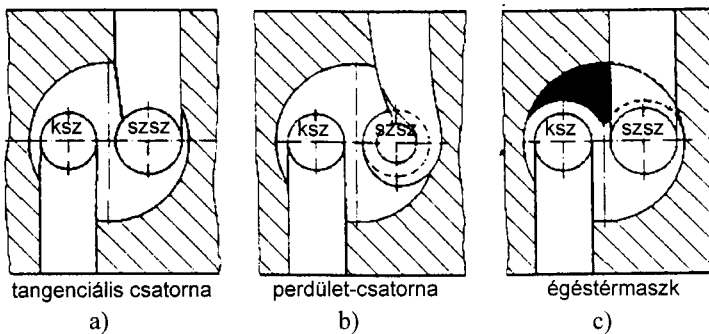
4.54 ábra. A motor hengerében kialakult perdület- és áramképe

A szívásnál kialakult áramlási kép az égés során alapvetően meghatározza a töltetmozgást és a turbulencia intenzitását is. A perdület kialakítására tett intézkedések különbözőek a két- és a négszelepes motoroknál.

4.7.1.1. Perdület létesítése kétszelepes motoroknál

A hengerfej és az égéstér geometriája miatt bizonyos mértékig **valamennyi kétszelepes motornál kialakul a perdület**. Természetesen a keveréképzés és égés igényeinek jobban megfelelő töltet-perdítésért egyéb intézkedéseket is tesznek. Ezek közül az elterjedtebbek a következők (4.55 és 4.57 ábrák)

- tangenciális szívócsatorna,
- spirális örvénycsatorna, vagy perdületcsatorna,
- égéstérmaszk,
- osztott szívócsatorna.

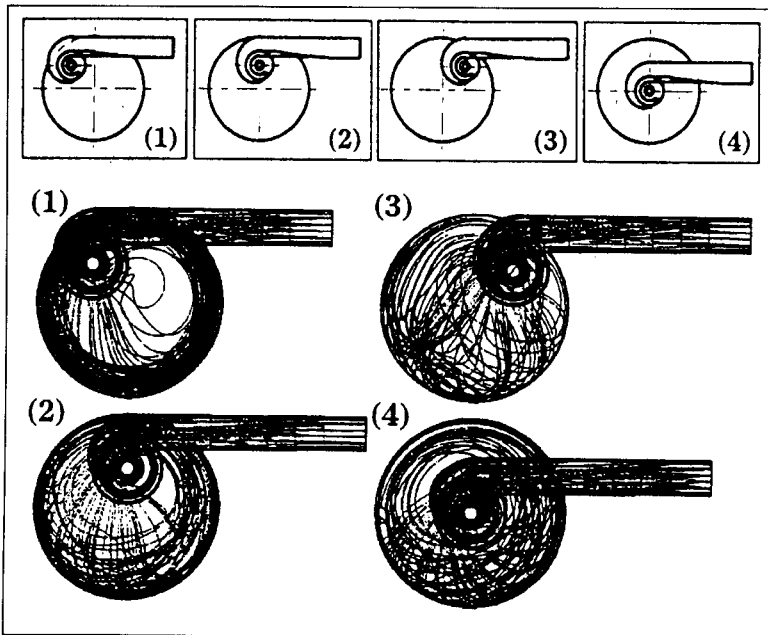


4.55 ábra. Perdület kialakítása kétszelepes motoroknál

a) tangenciális szívócsatorna, b) spirális perdületcsatorna, c) égéstérmaszk.

Spirális perdület-csatorna

A spirális perdület-csatorna az egyik leggyakrabban alkalmazott megoldás a töltet perdítésére. Itt a **beszívott közeg már a hengerbe való belépése előtt perdített**, mivel a csatorna excentrikusan lép be a szelepülés felett elhelyezkedő örvénykupolába (4.55 ábra). Áramlástechnikai szempontból ez alapvető különbség a tangenciális szívócsatornához képest, mivel a töltet hengeren belüli mozgásának tangenciális összetevői az örvénykupola és a henger együttes hatásának eredőjeként alakulnak ki. Így e megoldás áramlási ellenállása megfelelő csatorna elhelyezés esetén kedvezőbb lehet. A hengerben kialakuló töltetmozgást (perdületet) és ezen keresztül a keverékképzést és az égést jelentősen befolyásolja a perdület-csatorna elhelyezése. A fontosabb elhelyezési lehetőségek és a keletkező áramképek elvi ábrái a 4.56 ábrán láthatók.) A legnagyobb perdület az 1-es, a legkisebb a 3-as számú ábrán látható megoldás alkalmazása esetén lép fel — természetesen a többi paraméter változatlansága esetén. (A különbség mintegy négyszeres.)



4.56 ábra. A spirális perdület-csatorna főbb elhelyezési lehetőségei és a keletkező áramképek elvi ábrái hengerenkénti egy szívószelep alkalmazása esetén

Tangenciális szívócsatorna

A tangenciális szívócsatornát a szelepüléshez képest a hengerpalást

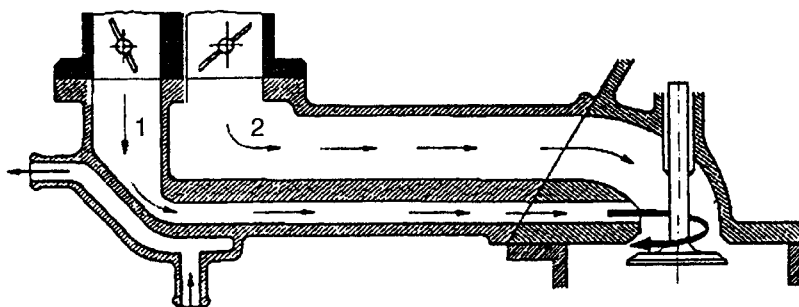
felé oldalirányban eltolva **excentrikusan vezetik a hengerfejen (4.55 ábra)**. Ennek hatására az áramkép eltolódik, a szívócsatornából a legnagyobb kilépési sebességek a szívócsatorna egyenes meghosszabbításában fekvő fő kiáramlási tartományban keletkeznek. A perdület intenzitása szempontjából döntő a szívócsatornából a hengerbe áramló töltet impulzusának a henger szimmetria tengelyére kifejtett nyomatéka. A beáramló töltet a hengerfalon megvezetve elfordul és kialakul a perdület. **A megoldás hátránya**, hogy kis szelepnýtásoknál a rendelkezésre álló szűk áramlási keresztmetszet miatt nem lehet megfelelő perdületet létrehozni.

Égéstérmaszk

A különböző szívócsatorna kialakítások mellett a töltet perdítése befolyásolható az égéstér geometriai kialakításával is. Az égéstérmaszk a hengerbe lépő közeget egy irányba tereli (**4.55 ábra**). Ez a megoldás már kis szelepnýtásnál is jelentős perdítő hatást fejt ki. Minél mélyebb és zártabb a maszk, annál hosszabb ideig (nagyobb szelepnýtás) fejt ki hatását.

Osztott szívócsatorna

Ennél a megoldásnál két szívócsatornát (osztott csatorna) vezetnek egy szívószelephez. A **4.57 ábrán** látható, hogy az **1-es szívócsatorna perdületcsatornában végződik**, ez szállítja és perdíti a töltetet a motor kis és közepes fordulatszám-tartományaiban alacsonyabb részterhelések mellett, ezzel elősegítve a jó keverékképzést és égést. A **2-es ú.n. töltőcsatorna** nyitásával jelentősen csökken a töltet perdítésre, de hatásával a nagy fordulatszámokhoz és a teljes terheléshez szükséges hengertöltet is biztosítható.

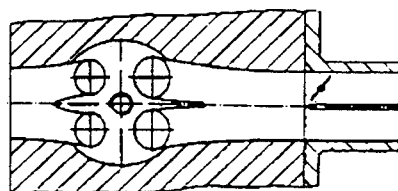


4.57 ábra. Kétszelepes motorokon alkalmazott osztott szívócsatorna

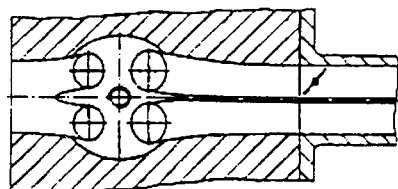
4.7.1.2. Perdület létesítése többszelepes motoroknál

A hengerenként két szívószeleppel felszerelt motoroknál lehetőség van a részterheléses üzemi tartományban az egyik szelephez vezető, a töltetet nem

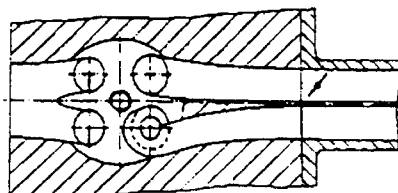
perdítő ú.n. **töltőcsatorna** (szekunder csatorna, tangenciális csatorna) lezárására, ill. fojtására. A töltőcsatorna zárása esetén a teljes töltet a másik szívószelephez vezető perdületet előidéző ú.n. **perdület-csatornán** (primer csatorna, örvény csatorna) keresztül jut a motor hengerébe. Növekvő terhelésnél ill. fordulatszámnál a kívánt töltés a töltőcsatorna pillangószelepének (csap-



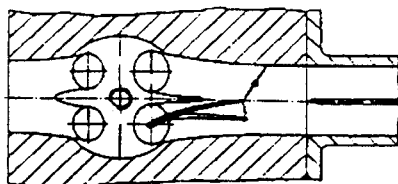
1. Ú.n. sziámi szívócsatornák csatorna lekapcsolással



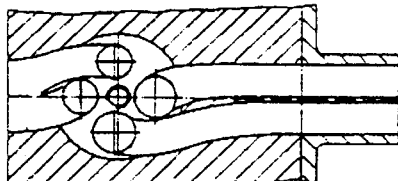
2. Osztott szívócsatornák csatorna lekapcsolással



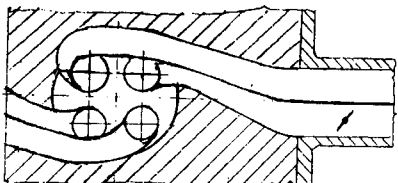
3. Osztott szívócsatornák csatorna lekapcsolással, a primer szívócsatorna spirális perdület-csatorna



4. TOYOTA SCB-rendszer csatorna lekapcsolással és áramlási vezető profillal (Swirl Control Blade = örvényszabályozó lapát)



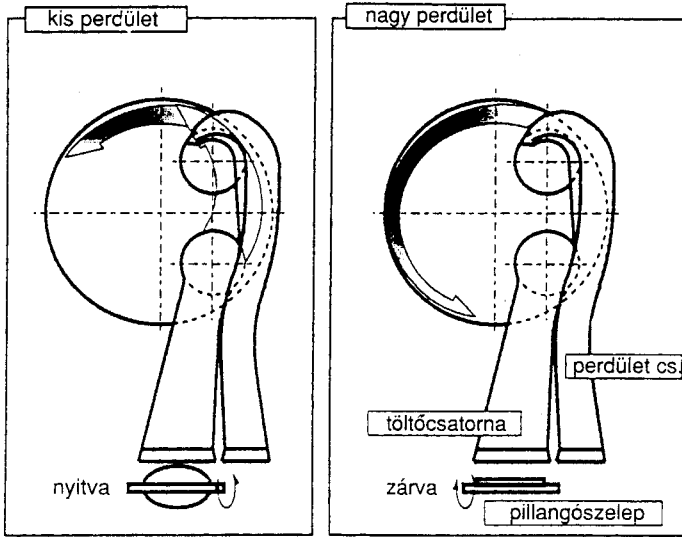
5. Osztott szívócsatornák elfordított szelepelrendezéssel, csatorna lekapcsolás nélkül



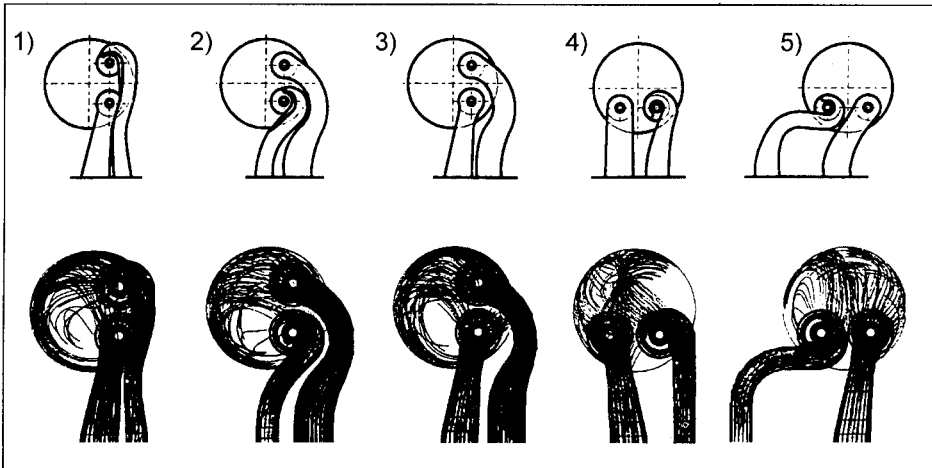
6. Osztott szívócsatornák elfordított szelepelrendezéssel, csatorna lekapcsolással

4.58 ábra. Többszelepes motorokon alkalmazott fontosabb perdület keltő eljárások

pantyújának) nyitásával állítható be. Természetesen a pillangószelep nyitása után a töltet-mozgás a két szívócsatornán keresztül bejutó töltethányadok mozgása eredőjeként alakul ki. A legfontosabb gyakorlati alkalmazások a 4.58 ábrán láthatók.



4.59 ábra. Osztott szívócsatornák elfordított szelepelrendezéssel és csatorna lekapcsolással



4.60 ábra. Az elfordított és a hagyományos szelepelrendezés elterjedtebb elhelyezési lehetőségei és a keletkező áramképek elvi ábrái hengerenkénti két szívószelep alkalmazása esetén.

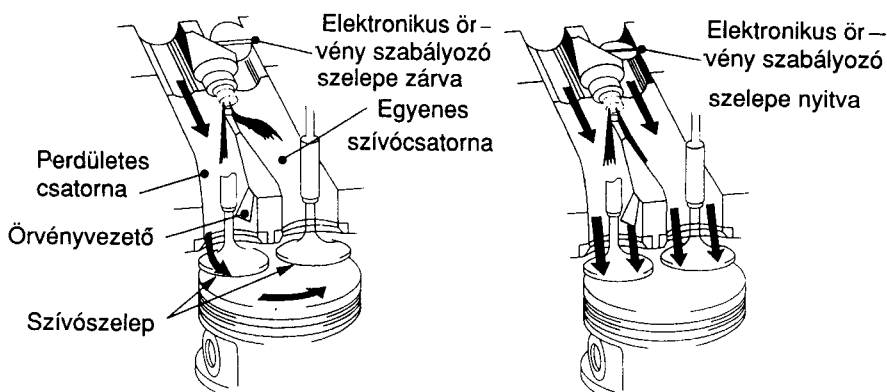
A közvetlen befecskendezésű személygépkocsi dízelmotorokon legelterjedtebben az „osztott szívócsatornák elfordított szelepelrendezéssel és csatorna lekapcsolással” (4.59 ábra) megoldásokat alkalmazzák. A két szívószeleppel rendelkező motorok hengereiben kialakuló perdület áramképét is jelentősen befolyásolja a szelepek elhelyezése és a csatornák kialakítása.

A 4.60 ábrán az „osztott szívócsatornák elfordított és a hagyományos szelepelrendezéssel” fontosabb elhelyezési lehetőségei és a keletkező áramképek elvi ábrái láthatók.

4.7.1.3. Gyakorlati alkalmazások

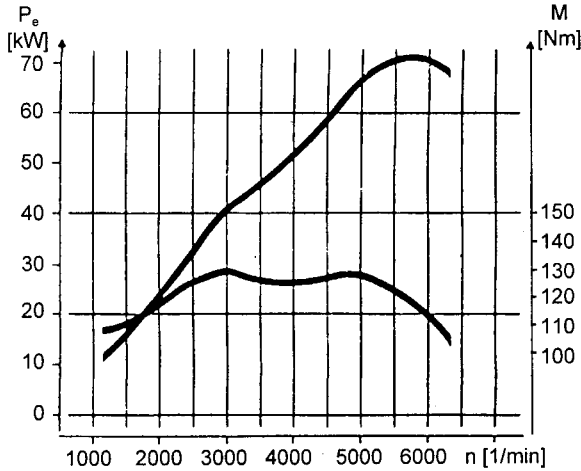
A Toyota benzinmotorokon alkalmazott SCB-rendszer

Ez a megoldás nagy sorozatban a Toyota szegénykeverékes négyszepes benzinmotorjain jelent meg először. Az intenzív és szabályozott töltetmozgás a szegény keverék elégetésének egyik elengedhetetlen feltétele. Ezt alacsonyabb motorfordulatszám tartományban ($n \leq 4\,000$ 1/min) az egyik (szekunder) szívószelephez vezető csatorna lekapcsolásával (töltőcsatorna) és a szükséges töltetnek kizárólag a másik (primer) szívócsatornán keresztül növelt sebességgel történő hengerbe juttatásával érik el. A primer szívócsatorna ekkor perdület-csatornaként működik, ahol a töltetet áramlási vezetőprofil (örvényvezető, örvényszabályozó lapát) segítségével perdítik. Magasabb fordulatszámoknál ($n > 4\,000$ 1/min) amikor a motor töltet-igénye és az aktív keresztmetetű szívócsatorna áramlási ellenállása is nő, ennek hatására nyit a szekunder szívócsatornában lévő pillangószelep (örvényt szabályozó szelep) (4.61 ábra). Az így kialakuló töltetmozgásban egyre meghatározóbb lesz az egyenes (tangenciális) töltet-csatorna hatása: jelentősen csökken a töltet perdülete.



4.61 ábra. A Toyota SCB-rendszer elvi működése zárt és nyitott örvényszabályozó szelep mellett

Célszerű itt megemlíteni, hogy a szívócsatorna lekapcsolással a Toyota megvalósítja a kétfokozatú lengőcsőfeltöltést is, mivel az effektív szívókeresztmetzet és így a szívó rendszer saját frekvenciája is változik (lásd még a 4.6.3.2. pontot). Ez a hatás jól nyomonkövethető az 1,6 dm³-es szegénykeverékes benzinmotor nyomatók és teljesítmény karakterisztikáján (4.62 ábra).



4.62 ábra. A Toyota 1,6 dm³-es, szegénykeverékes, SCB szívórendszerű benzinmotorjának nyomaték és a teljesítmény karakterisztikája teljes terhelés mellett.

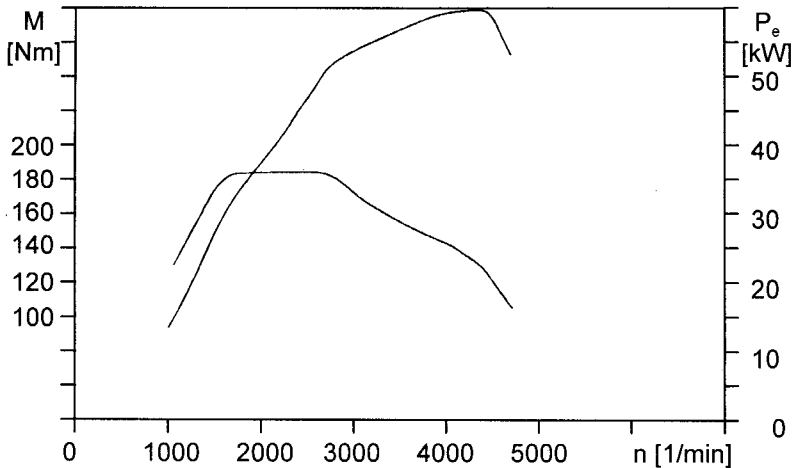
Az Opel ECOTEC dízelmotorokon alkalmazott rendszere

Opel ECOTEC DI 2.0 dízelmotorja volt az első nagy sorozatban gyártott négszelepes közvetlen befecskendezésű személygépkocsi dízelmotor. A tüzelőanyagnak közvetlenül a hengerbe történő befecskendezése fokozott követelményeket támasztott a keverékképzéssel szemben. Az elvárt égésfolyamat megvalósításához elengedhetetlen a keverékképzés — különösen kis fordulatszámok és alacsony részterhelés esetén —, intenzív töltetmozgással és a hengerben megfelelő áramlási viszonyok kialakításával való elősegítése. A tapasztalatok szerint más a töltetmozgással szembeni követelmény a kis és a nagyobb fordulatszámok ill. terhelések tartományában. Kis fordulatszámoknál és részterhelésnél a jó keverékképzéshez a beáramló levegő sebességé-



4.63 ábra. Opel ECOTEC DI motor szívócsatorna kialakítása és a beszívott levegő áramlási viszonyai kis fordulatszám-tartományokban

nek növelésére és megfelelő perdítésére van szükség. Nagy fordulatszámoknál és nagy terhelésnél a motor légnyelése jelentősen növekszik, de itt már nem célszerű a töltet perdítését növelni, mert az zavarja a dugattyútetőben elhelyezett omega égéstérbe befecskendezett (porlasztott) tüzelőanyagkúp kialakulását és ezen keresztül a keverékképzést, aminek következtében romlik az égés és növekszik a koromképződés. A követelmények kielégítésére a tervezők osztott szívócsatornákat alkalmaztak elfordított szelepelrendezéssel és csatorna lekapcsolással (4.63 ábra). Az egyik szívószelephez tartozó szívócsatorna spirális perdület-csatorna (primer csatorna), a másik szívószelephez csatlakozó csatorna ún. töltőcsatorna (szekunder csatorna), amely perdületmentes és pillangószeleppel lezárható. Kis fordulatszám-tartományokban és részterhelésnél a töltőcsatorna le van zárva. A levegő nagy sebességgel és jelentős perdülettel a perdület-csatornán keresztül jut be a hengerbe. Növekvő fordulatszámnál, ill. terhelésnél a szekunder csatornát lezáró pillangószelep fokozatosan nyit. A töltőcsatornán perdítés nélkül és a perdület-csatornán perdítéssel a hengerbe érkező levegő-áram áramlási vektorai összeadódnak és a perdület lecsökken. A szekunder csatorna pillangószelepét a szívócső depresszió vezérli. A motor nyomatóéki és teljesítmény karakterisztikája a 4.64 ábrán látható.

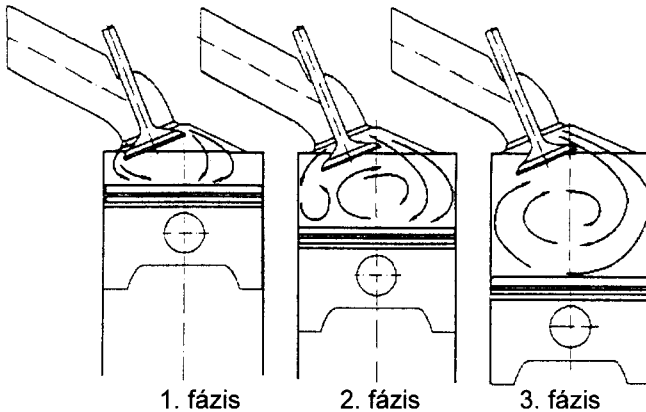


4.64 ábra. Az Opel ECOTEC DI 2.0 dízelmotor nyomaték és teljesítmény görbéje teljes terhelésnél.

4.7.2. Tumble-áramlások

A henger szimmetriatengelye körül létrejövő töltet-perdület mellett a szívó ütemben kialakulhat egy másik jellegzetes töltetmozgás a henger szimmetria-

tengelyére merőleges tengelyei körül is. Ez a töltetmozgás **tumble-áramlás** néven vált ismertté a szakirodalomban. Ennek az áramlási formának a létezése már régóta ismert, de jelentősége csak a többszelepes technikának a széria-motorgyártásba történő bevezetésével nőtt meg. A tumble áramlások egyik sajátossága az, hogy intenzitása a motor fordulatszámának emelkedésével az arányosnál jobban növekszik. Ennek következtében, ha az alacsony fordulatszámokon is ki akarják elégíteni a motor töltetmozgás-igényét akkor az, a magas fordulatszám-tartományokban a nagy égési sebességek miatt zaj problémákat okozhat.



4.65 ábra. Tumble áramlások keletkezése a szívószelep-nyitás függvényében

A tumble áramlások keletkezése a szívószelep-nyitás függvényében három fázisra bontható.

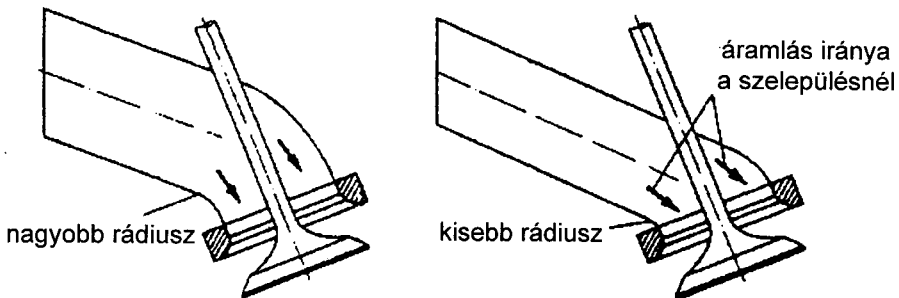
- 1. fázis:** Kis szelepnyitásnál a szívócsatornából a hengerbe áramló töltet egyenletesen oszlik meg a szabaddá váló körgyűrű felület mentén a szeleptányér teljes kerületén.
- 2. fázis:** Növekvő szelepnyitásnál a fenti áramlási kép egyre inkább torzul és a töltet egyre nagyobb hányada áramlik — a geometriai viszonyokból következően —, a kisebb áramlási iránytörést és kisebb ellenállást jelentő szeleptányér és szelepülés közötti nyitott körgyűrű felső részén. Mivel a hengerbe áramló töltet sebessége lényegesen nagyobb, mint a dugattyú sebessége, ezért az áramlást a dugattyútető ismét a hengerfej irányába téríti el. Két szívószelep esetén a szelepeken beáramló tömeghányadoktól függően két különböző nagyságú a henger szimmetriatengelyére merőleges tengely körül forgó főörvény alakul ki.

- 3. fázis:** A tovább nyíló szívószelepnél a geometriai viszonyok függvényében a nyitott körgyűrű alsó részén (az alsó „szeleprésben”) hirtelen áramlás-leszakadás következhet be. Ezután a töltet szinte kizárólag a nyitott körgyűrű felső részén (felső „szeleprésen”) lép be a hengerbe és a dugattyútétőt érintve **stabil, a teljes hengert kitöltő a henger szimmetriatengelyére merőleges tengely körüli hengeres örvény (tumble) alakul ki.** Minél nagyobb a tumble-áramlás kialakulása után még a hengerbe beáramló töltet tömege és sebessége, annál nagyobb lesz forgási energiája.

A legintenzívebb tumble-áramlások az alsó holtponthoz közeli dugattyú helyzeteknél keletkeznek, mivel a vízszintes tengely körüli hengeres örvény lehetséges függőleges kiterjedésének mérete itt hasonló leginkább a maximális horizontális kiterjedés méretéhez (hengerátmérő). A sűrítés során a dugattyúnak a felső holtponthoz történő, az örvény tengelyére merőleges mozgása következtében az áramlás jellege megváltozik: a fő-örvény egyre kisebb részörvényekké válik szét. A szétesési folyamat során a töltet forgási energiája turbulencia energiává alakul át. A szétesési folyamatot tovább erősíthetik égéstérmaszkokkal.

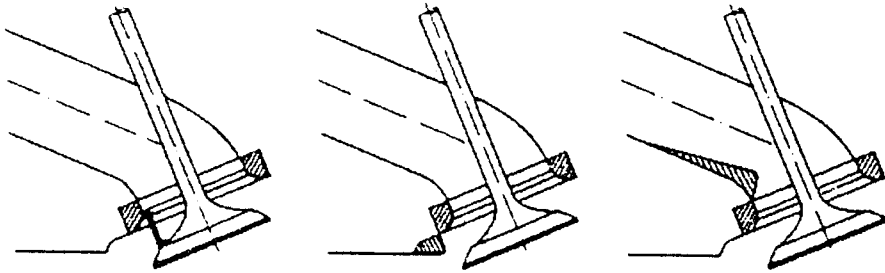
A henger tengelyére merőleges (horizontális) tengely körüli hengeres tumble áramlások lépnek fel a hengerben a legtöbb szimmetrikus szívócsatornákkal felszerelt többszelepes motornál. Hagyományos (nem szimmetrikus szívócsatornával rendelkező) többszelepes motoroknál csak az 1. fázisban ismertetett töltet áramlások jönnek létre. Ezeket az áramlási formákat „puha tumble-áramlások”-nak is nevezik. Ilyen áramlási összetevő az összes két és többszelepes motornál kimutatható.

4.7.2.1. Tumble-áramlás létesítése



4.66 ábra. A szívócsatorna és szívószelep együttesének a tumble-áramlás szempontjából kedvező kialakítása

Az **egyik módszer szerint** a szívócsatorna és szívószelep együttesét úgy alakítják ki, hogy a **töltet** a nyíló szívószelep és a szeleplés között szabaddá váló körgyűrű felület felső szakaszán (**felső szeleprés-tartományban**) lépjen be a motor hengerébe. Ekkor az előzőekben ismertetett fázisok szerint alakul ki a tumble-áramlás a hengerben (**4.66 ábra**).



4.67 ábra. Tumble-áramlás létrehozása áramlásterelőkkel (ernyőszelep, égéstérmaszk, tereelő a szívócsatornában)

Egy másik elterjedt módszer szerint külön áramlásterelőket,-vezetőket alkalmaznak, mint pl. az ernyőszelep, az égéstérmaszk, vagy a tereelő a szívócsatornában. Ezekkel a megoldásokkal minden szívószelep nyitáskor létre lehet hozni a **3. fázisú tumble-áramlást** (**4.67 ábra**).

Egy harmadik módszer szerint a szívócsatornákat a henger szimmetriatengelyének irányához képest kis szögeltéréssel (ún. **függőleges csatornavezetés**) vezetik a hengerfejen úgy, hogy a **töltet az alsó szeleprés-tartományban lépjen be** és az eddigiekben tárgyaltakhoz képest ellentétes forgásirányú tumble mozgás jöjjön létre (**4.69 ábra**).

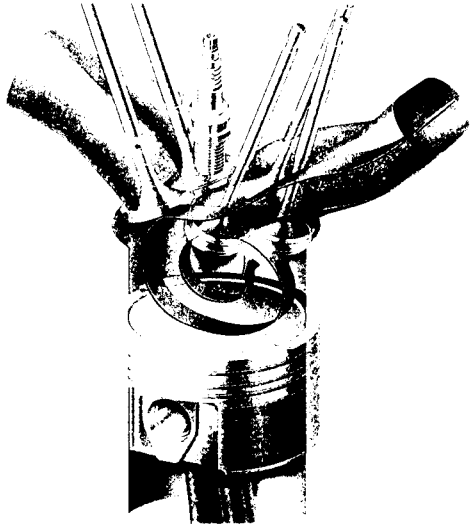
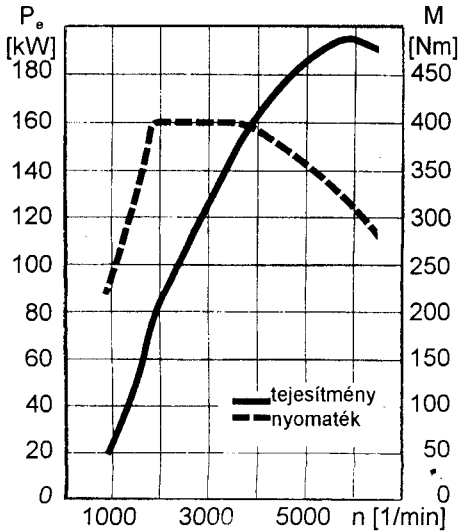
Mivel a tumble-áramlás a töltetnek a hengerbe történő beszívásával keletkezik, ezért nem elhanyagolható a szívócsövek áramlási ellenállása sem. A tumble-áramlás a különböző szívócső-kialakításokkal erősíthető, vagy gyengíthető.

4.7.2.2. Gyakorlati alkalmazások

Az Audi S4 2,8 dm³-es 4 hengeres V hengerelrendezésű benzinmotor

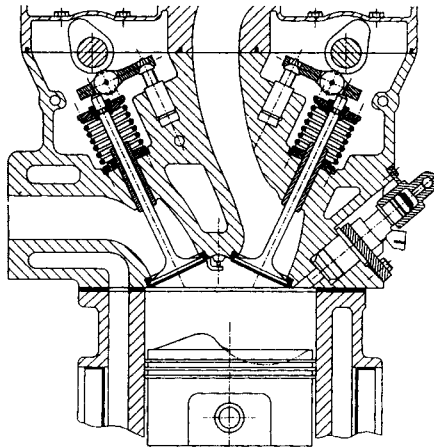
Az Audi 2,8 dm³-es turbófeltöltött V-motorjának külön érdekessége a 3 szívószelep (ötszelepes motor). Bár a harmadik szívószelep tumble-áramlásra gyakorolt hatása pontosan nem ismert, e töltetmozgás is nagyban hozzájárult a keverékképzés és égés folyamatának javításához, aminek jelentős hatása van a motor rendkívül kedvező nyomatéki és teljesítmény jelleggörbéjére (**4.68 ábra**). A 400 Nm-es nyomatéki maximum 1.850 1/min fordulatszámra jelent-

kezik és 3.600 1/min fordulatszámig folyamatosan rendelkezésre áll. Ez a motornak nem mindennapi rugalmasságot és az autónak nem mindennapi gyorsulást biztosít (0 - 100 km/h-ig 5,6 sec. alatt gyorsul fel).



4.68 ábra. Az Audi S4 2,8 dm³-es V hengerelrendezésű benzinmotorjának teljes terhelés mellett felvett nyomatéki és teljesítmény görbéje, valamint a tumble-áramlás kialakulásának elvi ábrázolása

A Mitsubishi GDI 1,8 dm³-es közvetlen befecskendezésű benzinmotor



4.69 ábra. A Mitsubishi 1,8 dm³ benzinmotor Japánban forgalmazott változata hengerfejének metszete a függőleges (tumble) szívócsatornával

E motor különlegessége — az ultra-szegény keverék, a réteges keverékképzés és a benzinnel közvetlenül a hengerbe történő befecskendezésén túl —, a tumble-áramlásnak újszerű megvalósítása. Mint az **4.69 ábra** keresztmetszeti rajzán jól látható a szimmetrikus szívócsatornákat közel függőlegesen vezettek be (vertikális szívócsatorna) a hengerfejbe. E megoldás hatására a hengerben az óramutató járásával megegyező irányú tumble áramlás alakul ki. A levegőnek a dugattyún történő irányváltását a „tarajos-kamrás” — a hengerbe közvetlenül befecskendezett tüzelőanyag „megvezetését” is szolgáló —, dugattyútető kialakítás is segíti.

4.7.3. Perdület és tumble mérési eljárások és mérőszámok

A perdület és tumble mérésére több önálló eljárás is ismert. Különösen a tumble mérése területén fiatalok a fejlesztések. A mérési eljárások új irányzata a perdületnek és a tumblenak az együttes mérésére.

4.7.3.1. A perdület mérése

A motor hengerében létrejövő perdület mérésére három eljárást alkalmaznak a leggyakrabban:

- a perdület mérése áramlási egyenirányítóval,
- perdület mérése Ricardo-féle áramlási egyenirányítóval,
- szögsebesség mérése lapátos anemométerrel.

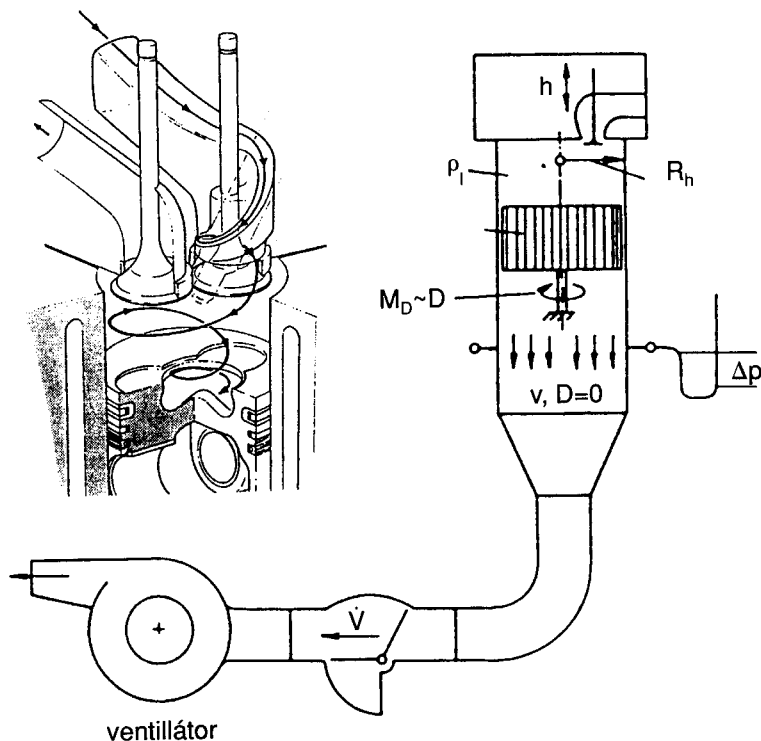
Perdület mérése áramlási egyenirányítóval

Ennél az eljárásnál a motor egy hengerén és szívócsatornáján külső ventilátorral átszívott \dot{V} térfogatáramú levegő forgási impulzusnyomatékát egy a hengerben rugó ellenében elforgatható áramlási egyenirányítónak (axiális irányú lapátrácsnak) adja le. A közeg az egyenirányító után perdület nélkül kizárólag axiális irányú v sebességgel áramlik tovább. Az eljárás előnye, hogy a hengeren átáramló töltet teljes impulzusnyomatéka mérhető függetlenül az ott kialakuló sebességeloszlástól. További előnyként jelentkezik, hogy az egyenirányító nem forog, csak elfordul, így a lehetséges súrlódási veszteségekre kevésbé érzékeny. A **perdület mérőszáma** (perdületszám, D , drall) arányos az egyenirányítón mért forgatónyomatékkal (**4.70 ábra**).

$$D = \frac{M_D \cdot R_h}{\dot{V}^2 \cdot \rho_l}, \quad [-] \quad (4.34)$$

ahol: M_D : az áramlási egyenirányítón mért nyomaték, [Nm]
 R_h : a henger sugara, [m]

\dot{V} : az átszívott térfogatáram, [m³/s]
 ρ_i : levegő sűrűség a hengerben, [kg/m³]



4.70 ábra. Perdület mérése áramlási egyenirányítóval

Perdület mérése Ricardo-féle áramlási egyenirányítóval

Az előző eljáráshoz hasonlóan itt is a motor szívócsatornáján és hengerén átszívott \dot{V} térfogatáramú levegő az impulzusnyomatékát egy a hengerben elforgatható áramlási egyenirányítónak adja le.

A perdület mérőszáma

$$N_R = \frac{8 \cdot M}{\dot{m} \cdot d \cdot V_o}, \quad [-] \quad (4.35)$$

ahol M : az áramlási egyenirányítón mért forgatónyomaték, [Nm]
 \dot{m} : az átáramló töltet tömegárama, [kg/s]
 d : hengerátmérő, [m]

$$V_0 = \frac{\dot{V}}{A_{SZ}} \cdot C_A, \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right] \quad A_{SZ} = \frac{d_{sz}^2 \cdot \pi}{4}, \left[\text{m}^2 \right]$$

$$\begin{aligned} A_{SZ} &: \text{szelepülés keresztmetszete,} & [\text{m}^2] \\ C_A &: \text{áramlási együttható,} & [-] \\ d_{sz} &: \text{szelep átmérője,} & [\text{m}] \end{aligned}$$

Perdület mérése lapátos anemométerrel

Az anemométeres eljárásnál a motor hengerében egy lapátkerék forog a töltet perdületének megfelelő fordulatszámmal.

A perdület mérő száma

$$D = \frac{v_k}{v_a}, \quad [-] \quad (4.36)$$

ahol: v_k : kerületi töltet sebesség, [m/s]
 v_a : axiális töltetsebesség. [m/s]

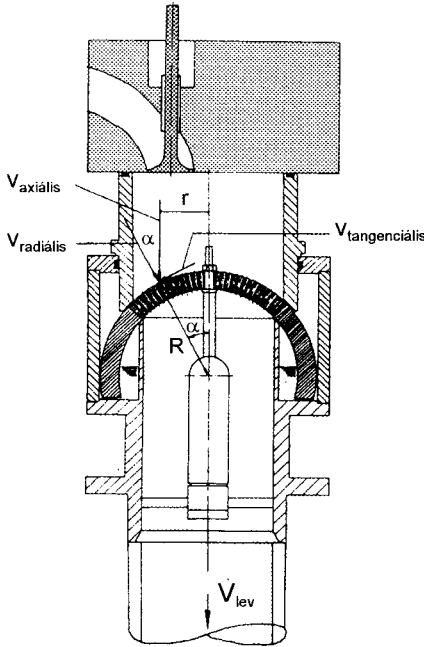
4.7.3.2. A tumble mérése

A tumble mérése az utóbbi időben kifejlesztett mérési eljárások mindegyike hasonló felépítésű. A henger alsó vége egy a középvonalára merőleges másik hengerbe (csőbe) csatlakozik. A tumble mérése a perdületméréstől eltérően nem a hengerben, hanem ebben a henger aljában elhelyezett cső egyik ágában történik. Itt a tumble intenzitásának meghatározására a mérési eljárástól függően, vagy a kanalas anemométeres, vagy az áramlási egyenirányítóval történő perdületmérési eljárást alkalmazzák. Ezeknek az eljárásoknak több hátránya is van. Ezeket kiküszöböli a Tippelmann-féle együttes perdület-tumble mérési eljárás.

4.7.3.3. A perdület és a tumble együttes mérése

A Tippelmann cég fejlesztette ki a 4.71 ábrán látható és a perdület és a tumble mérésére együttesen alkalmazható vizsgálopadot. Előnye, hogy a perdület és a tumble ugyanazzal az áramlási egyenirányítóval és egyidő-ben mérhető. A gömbalakú mérőtest egy hajlított tartóra van erősítve, mozgását olaj csillapítja, és a felső részén 2 000 azonos átmérőjű furattal van ellátva, amelyek mind a gömb középpontjára irányulnak. Az áramlás teljes nyomatékát leadja a mérőtestnek, és perdület és tumble nélkül áramlik tovább. A gömb a tér minden tengelye körül el tud forogni. A kitérést nyúlásmérő bélyeggel mérik. A

mérőtest alatt egy levegőmennyiség-mérő található. A mérőtest által előidézett ellenállás a kiértékeléskor automatikusan figyelembevételre kerül, a mérőtest előtti nyomás így számítógépes úton meghatározható. Két szelepelemkedés között a mérőcsappantyú zárva van. A rendszer az összes mért értéket rögzíti, értékeli és a képernyőn megjeleníti.



4.71 ábra Tippelmann-féle mérési eljárás

A mérési értékek és eredmények definiálása

Δp : A szívóoldali (környezet és a henger közötti) nyomáskülönbség. [Pa]

D : A henger tengelye körüli perdület mérőszáma (a 4.34 összefüggés):

$$D = \frac{M_D \cdot R_h}{\dot{V}^2 \cdot \rho_l} \quad [-]$$

T : A henger szimmetria tengelyére merőleges tengelyű légörvény jellemző száma:

$$T_x = \frac{M_x \cdot R_h}{\dot{V}^2 \cdot \rho_l}, \quad T_y = \frac{M_y \cdot R_h}{\dot{V}^2 \cdot \rho_l}, \quad [-] \quad (4.37)$$

$$T = \sqrt{T_x^2 + T_y^2}, \quad [-] \quad (4.38)$$

T_x : az x tengely (a motor hossz tengelye) körüli tumble,

T_y : az y tengely (a hossz tengelyre és a henger szimmetria tengelyére merőleges tengely az ú.n. kereszt tengely) körüli tumble.

δ : A tumble légörvény iránya . A tumble légörvény és az ú.n. kereszt tengely közötti szög. A tumblenél $\delta = 0^\circ$, ha a forgás síkja megegyezik a forgatytűs mechanizmus forgásának síkjával.

A_{eff} : Egy összehasonlító csatorna egyenértékű keresztmetszete, amely izentrópius áramlásnál és állandó nyomásnál ugyanazt a térfogatáramot engedi át, mint a vizsgált szelepcsatorna keresztmetszete valóságos áramlásnál

$$A_{eff} = \frac{\dot{V}}{v_{id}}, \quad A_{eff} = \frac{\dot{V}}{\sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}}}, \quad [mm^2] \quad (4.39)$$

v_{id} : ideális áramlási sebesség. [m/s]

d: Az ideális szelepcsatorna-keresztmetszet viszonya a tényleges szelepnýtási-keresztmetszethez

$$\alpha = \frac{A_{eff}}{A} \quad [-] \quad (4.40)$$

A : A szelep geometriai keresztmetszete, [mm²]

ha $h < b \sin \varphi$, akkor

$$A = n \cdot \Pi \cdot h \cdot \cos \varphi (d - 2b \cdot \cos \varphi + h \cdot \sin \varphi \cdot \cos \varphi), \quad [mm^2]$$

ha $h \geq b \cdot \sin \varphi$, akkor

$$A = n \cdot \Pi \cdot \sqrt{h^2 - 2 \cdot h \cdot b \cdot \sin \varphi + b^2} \cdot (d - b \cdot \cos \varphi). \quad [mm^2]$$

n : Szívószelepek száma. [-]

b : Szelepülés szélessége. [mm]

d : Szelepülés belső átmérője. [mm]

h :	Szelepemelkedés.	[mm]
φ :	Szelepülés szöge.	[°]
ξ :	Szívócsatorna ellenállási tényező	

$$\xi = \frac{2 \cdot \Delta p}{v_{sz}^2 \cdot \rho_l} \quad [-] \quad (3.41)$$

$$v_{sz} = \frac{\dot{V}}{A_{sz}}, \quad [m/s] \quad (3.42)$$

v_{sz} : áramlási sebesség a szelepülésnél,

ρ_l : levegősűrűség a hengerben. [kg/m³]

4.7.3.4. Az áramlás láthatóvá tétele

A motor hengerében keletkező áramlási formák jobb vizsgálhatósága és annak bizonyítása érdekében, hogy a stacionális mérőberendezésekkel vizsgált áramlások a motor instacionális üzemével összehasonlíthatók, az áramlás láthatóvá tétele fontos szerepet játszik.

Általában vízátfolyásos modelleket alkalmaznak. Az áramlási sebességet a levegővel történő vizsgálathoz képest 15-ödére csökkentik a Reynold-szám állandósága érdekében. A motor hengerével megegyező méretű modellt átlátszó anyagból készítenek és a vízhez olyan részecskéket adnak, amelyek lézerténnel láthatóvá tehetők. A rögzített képeket számítógépbe táplálják, speciális szoftverrel kiértékelik és meghatározzák a perdület és/vagy tumble intenzitását.

4.8. Változtatható paraméterű szelepvezérlési rendszerek

A változtatható paraméterű szelepvezérlési rendszer jelenleg csak a benzínmotorokon elterjedt technika. Alkalmazásával lehetővé válik a hengertöltet összetételének szabályozása, a töltési fok növelése és a töltetcsere veszteségek csökkentése és ezeken keresztül a fajlagos teljesítmény növelése, a fajlagos tüzelőanyag-fogyasztás és a kipufogógáz emisszió csökkentése. A 4.1 pontban megállapításra került, hogy hagyományos szelepvezérlésnél a szelepek (vezérmű bütykök) nyitási törvénye csak egy szűk üzemi tartományban optimális a töltetcsere szempontjából, mivel a fejlesztők az új szelepvezérlések

megalkotásánál mindig kompromisszumot kénytelenek kötni annak érdekében, hogy a motornak teljes üzemi tartományában elegendő nyomatéka és elegendően nagy maximális teljesítménye legyen. Ez a hagyományos szelepvezérlési rendszerekre általánosan jellemző **teljesítmény-hangolás** azt eredményezi, hogy a töltetcsere szempontjából optimális tartományon kívül, az üzemállapottól függő mértékben, de romlik a töltetcsere jósága. Ennek oka, hogy a szívószelep fix zárási időpontja (szöghelyzete) nem alkalmazkodik a friss töltet dinamikájához (**4.3 ábra**) és ilyenkor nem lehetséges az adott feltételeknek megfelelő optimális töltési fok elérése, valamint egyes üzemállapotban a maradékgáz hányad a kívánatosnak többszöröse. További problémát jelent, hogy a benzinmotoroknál a legmagasabb hatások a teljes terhelés közelében érhető el. Részterhelési üzemállapotokban a terhelés csökkenésével jelentősen csökken a leadott teljesítmény aránya a veszteségteljesítményhez képest. A megoldásra a **szelepvezérlés paramétereinek** — a mindenkori technikai színvonalnak és gazdaságossági követelményeknek is megfelelő —, **üzemállapottól függő változtatása** nyújt lehetőséget.

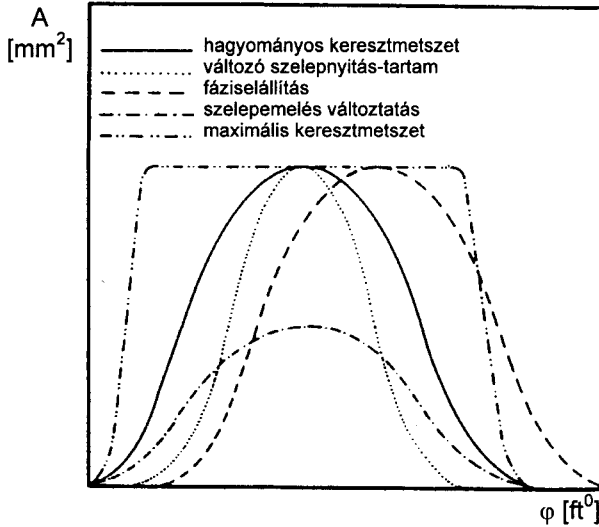
A szelepvezérlés paramétereinek a motor üzemállapotnak megfelelő üzem közbeni változtatására alapvetően két mód kínálkozik:

- **a nyitva lévő szelep keresztmetszetek nagyságának változtatása** a szelepek nyitási törvényének változtatásával (pl. változó szelepnyitás-tartam, szelepemelés változtatás)
- **a szelepek nyitási és zárási időpontjának (szöghelyzetének) együttes változtatása** a nyitva lévő szelepkeresztmetszet és a szelep nyitási törvényének változatlansága mellett (fáziselállítás).

Az **első módszerrel** széles határok között lehet változtatni a hengerbe jutó töltet összetételét, mennyiségét és mozgásának intenzitását (sebességét, perdületét). Elvileg alkalmas a benzinmotorok fojtás nélküli terhelésvezérlésére. Lehetővé teszi a szelepcsatornák és a hengerek kikapcsolását.

A **második módszerrel** elsősorban a hengerbe jutó töltet mennyisége és összetétele változtatható széles határok között.

A fenti két módszernek megfelelő fontosabb szelepemelési görbék elvi ábrája a **4.72 ábrán** látható. Természetesen további görbék is felrajzolhatók és a görbék sokféleképpen kombinálhatók. A lehetséges szelepemelési görbék burkológörbéje adja a maximális nyitási keresztmetszetet, amely a motor számára igen előnyös lenne, de a gyakorlatban jelenleg egyeduralgódó, a forgattyústengelyről lineárisan meghajtott bütők-vezérlésű rendszereknél nem valósítható meg.



4.72 ábra. Szívószelep nyitási keresztmetszetek a forgattyúszög függvényében

4.8.1. A szelepvezérlési paraméterek megváltoztatásának hatásai

A szelepvezérlési paraméterek változtatásának fontosabb hatásai az alábbi csoportosításban kerülnek tárgyalásra:

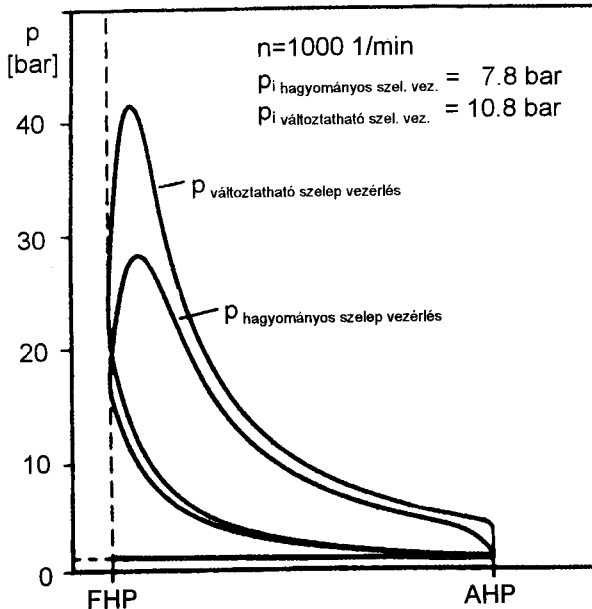
- töltetcsere és a főmunkafolyamat,
- károsanyag-emisszió és a fajlagos tüzelőanyag-fogyasztás csökkentése,
- fojtásmentes terhelésvezérlés.

4.8.1.1. Szelepvezérlési paraméterek változásának hatása a töltetcsere és a főmunkafolyamatra

Ez a kérdéskör a 4.1.2 és kismértékben a 4.3 pontokban tárgyalásra került. E pontban a szelepvezérlési paraméterek változtatásának a töltetcsere jóságát alapvetően meghatározó jellemzőkre gyakorolt hatása kerül áttekintésre, amelyeknek pozitív befolyásolása a változtatható szelepvezérlés legfontosabb céljai közé tartozik. Ezek a következők:

- **A töltési fok javítása** elsősorban **kedvező nyomatéki karakterisztika** kialakítására és a **maximális teljesítmény** növelésére nyújt lehetőséget. Itt a **szívószelepeket akkor zárják amikor a friss töltet szívószelep előtti sebessége zérus**, ezzel biztosítják az adott üzemállapotban lehetséges maximális töltési fokot.

- **A hengertöltet összetételének optimalizálása** elsősorban a fajlagos tüzelőanyag fogyasztás, a CO_2 és a kipufogógáz emisszió csökkentését szolgálja. **A hengerekben lévő maradékgáz mennyiségét szabályozzák** (belső kipufogógáz-visszavezetés) a motor különböző üzemállapotaiban. A jelenlegi gyakorlat szerint a **szívószelep nyitási és/vagy a kipufogószelep zárási időpontjának változtatásával** érik el a szükséges maradékgáz-hányadot. (Lásd még 4.8.1.2. pontot.)
- **A keverékképzés és égés támogatása** a többszelepes motorokon alkalmazható eljárás. Alacsony fordulatszám-tartományokban és részterhelési állapotban, amikor igen kicsi a hengerbe jutó friss töltet áramlási sebessége, az egyik szívószelepet vagy kikapcsolják ($h = 0$) vagy csak csekély mértékben ($h < 1 \text{ mm}$) nyitják ki, ezzel jelentősen megnövelve a töltetmozgás intenzitását (sebességét, perdületét). Az eljárás javítja a fordulatszám stabilitást, a hatásfokot, támogatja a szegény keverékes üzemet és fogyasztás, illetve emisszió csökkentő hatású.
- **A töltetcsere veszteségek csökkentése érdekében** alacsony terhelési állapotokban a szelepműködés megszüntetésével a motor egyes hengereit „kikapcsolják”. A kikapcsolt hengereknél mivel nincs töltetáramlás a töltetcsere-veszteség gyakorlatilag megszűnik és a vezérlési rendszer hajtási vesztesége is csökken. A tüzelőanyag-fogyasztás csökkenése ezekben az üzemállapotokban elérheti a 20-25 %-ot is, ami CO_2 és károsanyag-emisszió csökkentő hatású is.



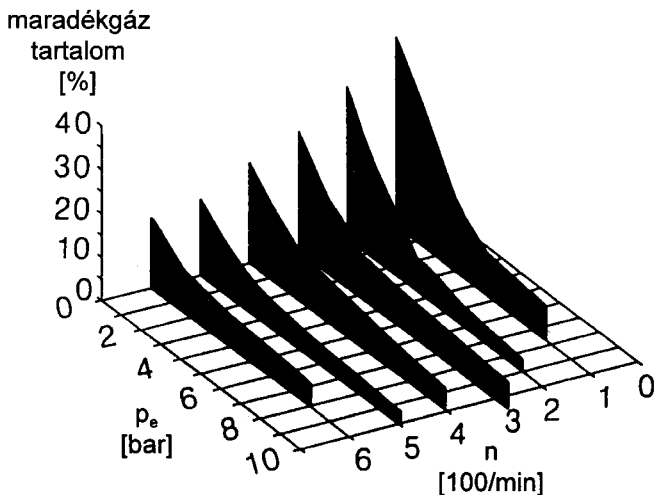
4.73 ábra. A főmunkafolyamat nyomáslefolylásának összehasonlítása hagyományos és változtatható szelepvezérlés esetén teljes terhelésnél

A szelepvezérlési paraméterek változtatásának hatását a fő munkafolyamatra jól szemlélteti a 4.73 ábra, amelyen egy hagyományos és egy változtatható szelepvezérlésű benzínmotor teljes terhelés melletti $n = 1\,000$ 1/min fordulatszámnál felvett indikátor diagrammja látható. Az indikált középnyomás és égési csúcsnyomás jelentős különbsége mellett szembevetendő a hagyományosan vezérelt motor kisebb töltése és a kopogási határ csökkentése érdekében alkalmazott késői gyújtási időpont miatt, a felső holtpont felé eltolódott nyomásfelfutás és későbbi (FHP-tól távolabbi) égési csúcsnyomás.

4.8.1.2. Szelepvezérlési paraméterek változásának hatása a károsanyag-emisszióra és a fajlagos tüzelőanyag-fogyasztásra

A változtatható szelepvezérlési rendszerek elsődleges feladata egy ideig a töltési fok és az effektív középnyomás széles fordulatszám-tartományban történő növelése volt. A mai korszerű rendszereknél egyértelműen előtérbe került a károsanyag kibocsátás és a fajlagos tüzelőanyag-fogyasztás csökkentése és a fejlesztők kompromisszumos döntései is jelenleg e terület javára dőlnek el. A fajlagos tüzelőanyag-fogyasztás csökkenése további CO_2 és károsanyag-emisszió csökkenést eredményez (lásd még 4.2.2.1. és a 4.2.3.1. pontot).

A károsanyag-emisszió és a fajlagos tüzelőanyag-fogyasztás csökkentésére a változtatható szelepvezérlés közvetlenül a hengertöltet összetételének, pontosabban a hengerben lévő maradékgáz mennyi



4.74 ábra. Maradékgáz-tartalom állandó szelepvezérlési idővel működő fojtásvezérlésű benzínmotor hengereiben

ségének tág határok közötti változtatásával nyújt lehetőséget. Az állandó — tehát sok kompromisszumot tartalmazó — szelepvezérlési időkkal működő fojtásvezérlésű szívó benzinmotorok hengereiben a maradékgáz mennyisége közvetlenül a terheléstől és a fordulatszámától függ. A **4.74 ábrán** jól nyomonkövethető, hogy a **maradékgáz tartalom növekszik a fordulatszám és a terhelés csökkenésével**. Így egyes üzemállapotokban a maradékgáz mennyisége messze eltér a kívánatostól. Ennek oka egyrészt a **szívó- és kipufogó oldal közötti nyomáskülönbség** növekedése, másrészt az abszolút szelepátfedési idő növekedése, azaz az ezekben az üzemállapotokban a szükségesnél **nagyobb szelepösszenyitás**.

Az **alapjárat** és **kis fordulatszámok tartományában részterhelésnél** kevés keverék jut az égéstérbe. A kis gázsebességek és a kipufogó rendszer relative nagyobb ellennyomása miatt **növekszik a hengerben maradt kipufogógáz (maradékgáz) mennyisége**. Ennek következménye lehet — a 4.3. pontban ismertetett hatásmechanizmusok szerint —, a **gyulladás-kimaradás, az égés minőségének és a motor alapjárat** **stabilitásának romlása**, ami jelentős akadály a fogyasztási és emissziós szempontokból kívánatos **alpjárat** **fordulatszám csökkentésének**. A fentiek alapján megállapítható, hogy a töltetcsere oldaláról elsősorban a hengerben lévő **maradékgáz-hányad**, illetve az ezt meghatározó **szelepösszenyitás mértéke befolyásolja az alapjárat** **fordulatszám nagyságát és stabilitását**, valamint ezen keresztül a **károsanyag-emissziót és a fajlagos tüzelőanyag-fogyasztást**. Változtatható szelepvezérléssel biztosítható az alapjárat fordulatszám környezetében a kis szelepösszenyitás és így a maradékgáz elegendően kis mennyisége. Ennek hatására a stabil alapjárat fordulatszám nagysága 10...30 %-kal is csökkenhet, ami közvetve a tüzelőanyag-fogyasztást, a CO₂ és a károsanyag-emissziót is csökkenti.

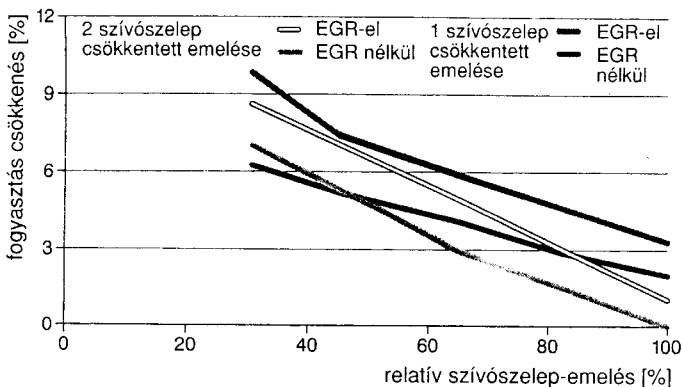
Közepes fordulatszám és terhelési tartományokban a maradékgáz-hányad üzemállapottól függő beállításával csökkentik a NO_x és CO emissziót és a tüzelőanyag-fogyasztást. Ebben az üzemi tartományban a benzinmotor nagyon jól elviseli a szükséges többlet maradékgáz-mennyiségeket de itt már célszerű **belső kipufogógáz-visszavezetésről beszélni**. (Lásd még a 4.3.1.2. és a 4.3.2. pontokat.) Erre a változtatható szelepvezérlési rendszernek általában **háromféle eljárást** alkalmaznak.

- szelepösszenyitás növelése a szívószelep korábbi nyitásával,
- szelepösszenyitás növelése a kipufogószelep későbbi zárásával,
- a kipufogószelep olyan korai (FHP előtti) zárása, hogy nem jön létre szelepösszenyitás.

Az **első eljárás** igen elterjedt. A szívószelep annyival nyit a FHP előtt, hogy a kipufogógázok egy része a szívócsőbe juthasson, ahonnan majd a friss töltettel visszaáramlik a hengerbe. A **második eljárás** szerint a kipufogószelep a FHP után addig van nyitva amíg a szívó ütemben haladó dugattyú szívó hatására a szükséges kipufogógáz-mennyiség a kipufogó csőből visszaáramlik a hengerbe. Ezt az eljárást széria motorokon az első eljárással együtt alkalmazzák (pl. kettős VANOS), gazdaságossági okok miatt többnyire megelégednek a szívó vezérműtengely fáziselállításával. A **harmadik eljárás**nál a kipufogószelep korai zárása következtében gyakorlatilag nem fejeződik be a kipufogás és így kerül visszatartásra a szükséges mennyiségű kipufogógáz. Ezt az eljárást általában nem célszerű állandó bütyökprofilú kipufogó vezérműtengely forgattyútengelyhez képesti fáziselállításával megvalósítani, mert ekkor a kipufogószelep túl korán nyit. Ennek következtében pedig előbb kezdődik a kipufogás, korábban csökken a henger nyomása és még munkavégzésre képes gáz távozik a kipufogórendszerbe, csökkentve a motor indikált hatásfokát. Más a helyzet a hidegindítás után közvetlenül, ekkor a korábbi kipufogószelep nyitáskor melegebb gáz jut a kipufogócsőbe, így a katalizátor gyorsabban éri el az üzemi hőmérsékletét. Ezt a hatást például a Volvo B52x4T motorján folyamos kipufogó vezérműtengely fáziselállítással éri el. A megoldás érdekessége, hogy csak a kipufogó vezérműtengely fázisát állítják, a szívóét nem.

Teljes tehelésnél is döntő fontosságú a hengertöltet összetétele. A maximális teljesítményt lehetővé tevő $\alpha < 1$ alatti légviszony mellett és a kopogási határ növelése érdekében a hengerből maradékgázt lehetőleg el kell távolítani, illetve minimalizálni kell.

A fajlagos tüzelőanyagfogyasztás további csökkentése lehetséges a szelepelelés változtatásával, a szelepek- és a hengerek egy részének kikapcsolásával. A vizsgálatok szerint a kipufogószelep emelésének csökken-



4.75 ábra. A szelepelelés csökkentésének hatása részterhelésnél a benzinmotor tüzelőanyag-fogyasztására

tése az üresjáratú tartományokon kívül érdemi fogyasztás-csökkenést nem eredményez. Ellenben részterhelési üzemi állapotban a **szívószelep** emelésének, pontosabban a **szelepnyitás időkeresztmetszetének csökkentésével arányosan csökken a tüzelőanyag-fogyasztás is**, az adott üzemi állapothoz tartozó **szeleppátfedések (szelepösszenyitás) változatlan értéke mellett**. Az emissziós paraméterek és a motor járássegénylőt-lenségének romlása nélkül a szelepemelés a maximális érték 30 %-áig csökkenthető. Ekkor, attól függően, hogy egy, vagy két szívószelep emelését csökkentették, illetve kipufogógáz-visszavezetést alkalmaztak-e, 6...10 %-kal csökkenthető az adott üzemi állapotban a motor tüzelőanyag-fogyasztása.

Üresjáratban hengerenként két szívószelep emelésének ilyen arányú csökkentésével akár 11 %-os, az egyik szelep kikapcsolásával pedig akár 17 %-os fogyasztás-csökkentés is elérhető. Itt azonban szükséges megjegyezni, hogy ebben az üzemi állapotban az ilyen mértékű fogyasztás-csökkenéshez szelepkikapcsolás nélkül mintegy 40 %-os, szelepkikapcsolással mintegy 70...80 %-os CH növekedés társul. A **hengerkikapcsolás** a fogyasztás csökkentése szempontjából különleges helyet foglal el, mivel alkalmazásával a töltetcsere veszteségek mellett a mechanikai veszteségek is csökkennek és a motor üzemi pontja is eltolódik, ami a hatásfokot lényegesen növeli. E megoldásnál a fogyasztás-csökkenés (motortól függően) 20 % felett is lehet, de közben a NO_x emisszió lényegesen nő.

A fentiek alapján megállapítható, hogy **fogyasztás-csökkentés szempontjából** — a szériában gyártott típusok közül —, a **kétfokozatú szelepemelés változtatás szívószelep (szívócsatorna) kikapcsolással** (elsősorban kisebb teljesítményű motoroknál) és a **kétfokozatú szelepemelés változtatás hengerkikapcsolással** (elsősorban nagyobb teljesítményű motoroknál) az előnyös. Természetesen a szelepösszenyítások optimális értékeinek megőrzése mellett.

4.8.1.3. Fojtásmentes terhelésvezérlés a szelepvezérlési paraméterek változtatásával

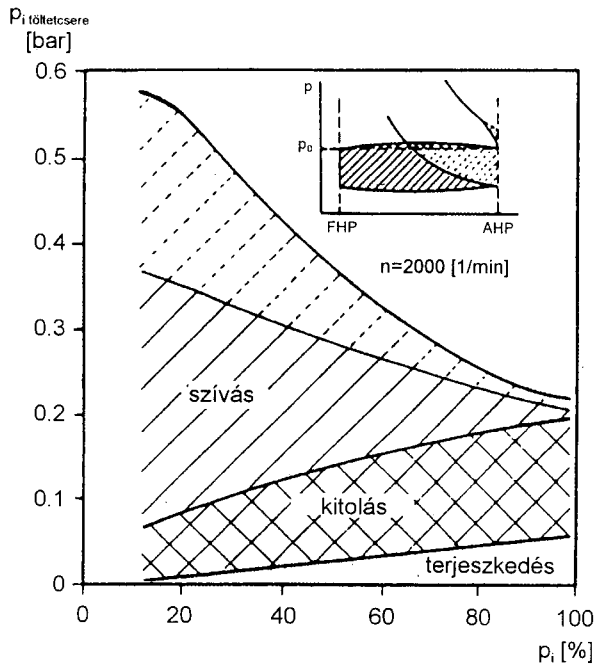
A változtatható szelepvezérlési rendszerek elvileg lehetővé teszik a fojtószelep kiváltását a benzinmotorok terhelésszabályozásában. Bár jelenleg a sorozatban gyártott rendszerek közös vonása, hogy nem alkalmasak fojtásmentes terhelésvezérlésre, de a szakirodalomban közölt publikációk szerint működő kísérleti modellek nagy számban léteznek.

Közismert, hogy a hagyományos hengeren kívüli keverék-előállítású benzinmotor ún. mennyiségi szabályozású, azaz a teljesítményt a keveréktömeg változta-

tásával lehet beállítani. E szerint kisebb leadott teljesítményhez kisebb, nagyobb leadott teljesítményhez nagyobb keveréktömeg kell, hogy a motor hengerébe jusson. Ezt a mennyiségi szabályozást végzi a szívócsőben lévő fojtószelep, ami — elsősorban alacsony és közepes fordulatszámok és részterhelések mellett —, nyitási helyzetétől függő mértékű áramlási ellenállást és nyomás csökkenést okoz a motor szívórendszerében, ezzel is növelve a töltetcsere veszteségeket. A fojtás hatására a cél, a mennyiségi szabályozás, megvalósul ugyan, de ennek ára van, a keletkezett ellenállást a motornak kell legyőznie. Szívómotornál a veszteség is és a hengerbe jutó töltet mennyisége is arányos a szívórendszerben létrejött nyomás csökkenésével. A hengerbe jutó friss töltet mennyisége a gázállapot-egyenlet segítségével határozható meg. Ha tekintetbe vesszük, hogy a fojtás előtti és utáni töltethőmérséklet a gyakorlat szempontjából állandónak tekinthető, akkor az állapot-egyenlet alábbi, a hengerbe jutó friss töltetre rendezett, alakja jól mutatja az összefüggéseket:

$$m_h = \frac{p_h \cdot V_h}{R \cdot T_h}, \quad [\text{kg}] \quad (4.43)$$

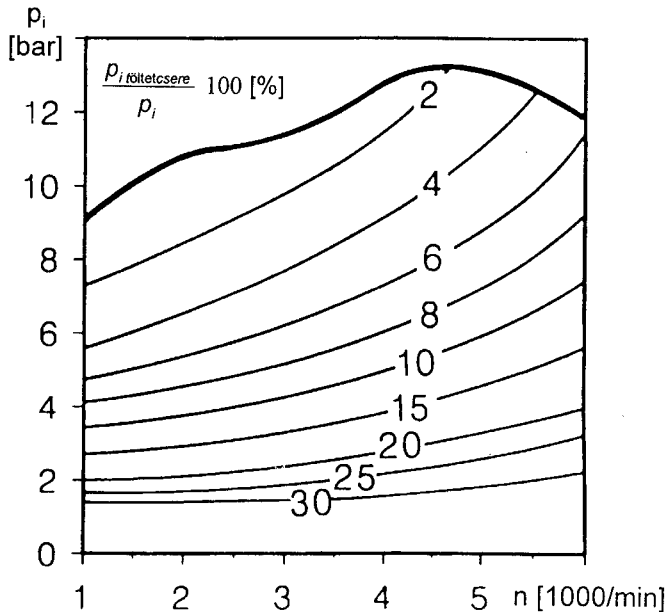
h : henger.



4.76 ábra. Állandó vezérlésű szívó benzínmotor töltetcsere veszteségeinek megoszlása az indikált középnyomás függvényében

A fojtás okozta ellenállás-növekedés a töltetcsere veszteségeken belül a szívási veszteségeket növeli (4.76 ábra, folytonos vonallal vonalkázott terület). A szívó- és kipufogószelep paramétereinek változtatásával a p-V diagrammban az óramutató járásával ellentétes irányban körbejárható terület (szívási és kitolási munkavesztés), valamint a kipufogószelep korai nyitása miatti veszteség (expanziós veszteség) csökkenthető. A 4.76 ábrából az is megállapítható, hogy állandó vezérlési paraméterek mellett a szívási és fojtási veszteségek az indikált középnyomás alacsonyabb, míg a kitolási és expanziós veszteségek az indikált középnyomás magasabb értékeinél meghatározóak.

A 4.77 ábrán egy átlagosnak tekinthető állandó vezérlésű négyszzelepes szívó benzinmotor szívási és kitolási veszteségeinek százalékos aránya látható a motor fordulatszámának függvényében. Megfigyelhető, hogy csökkenő terhelésnél, az erősödő fojtás következtében, jelentősen növekednek a töltetcsere-vesztések, amik az üresjárat-közeli tartományban a főmunkafolyamat munkájának 30..40 %-át is kitehetik. Ha figyelembe vesszük, hogy a kialakult gyakorlat szerint a belsőégésű motorok nagy gyakorisággal és jelentős időszakokon keresztül a fordulatszám és terheléstartomány alsó szakaszain üzemelnek, akkor könnyen belátható, hogy a fojtásmentes terhelésvezérlés alkalmazása igen jelentős fogyasztási és emissziós előnyt jelenthet.



4.77 ábra. Állandó vezérlésű négyszzelepes szívó benzinmotor szívási és kitolási veszteségeinek százalékos megoszlása

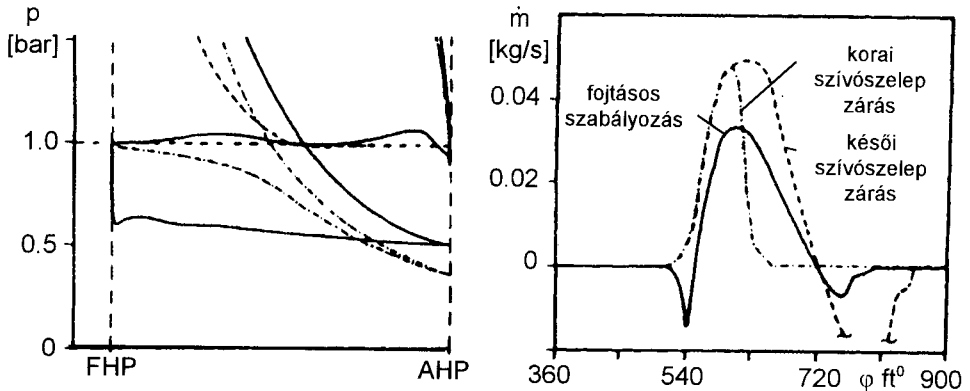
A fojtásmentes terhelésvezérlés megvalósítási lehetőségei

Amennyiben el akarják kerülni a fojtás okozta szívási veszteségeket, akkor a **szívószelep zárási időpontjának megfelelő megválasztásával kell befolyásolni** (csökkenteni) a **hengertöltet mennyiségét** (terhelésvezérlés). Erre elvileg két lehetőség van: a **korai szívószelep zárás** (EIVC = Early-Intake-Valve-Closing) és a **késői szívószelep zárás** (LIVC = Late-Intake-Valve-Closing). Mindkét megoldásnál, mivel nincs fojtószelep, a szívási folyamat nyomásszintje közelít a környezeti nyomás szintjéhez, így a töltetcsere veszteség — elsősorban alacsonyabb terhelések mellett — jelentősen csökken.

A **korai szívószelep zárás**nál a szívószelep csak addig van nyitva, amíg a kívánt töltetmennyiség hengerbe jut. Ez kis tölteteknél (alacsony terhelésnél) FHP-hoz közeli zárást jelent, miközben a dugattyú az AHP-felé mozog és a töltet expandál. Miután az expanziót kompresszió követi és a rendszer zártnak, a folyamat adiabatikusnak tekinthető, ezért a folyamatba az expanzió során befektetett munka a kompresszió során visszatérül. Az **eljárás hátránya**, hogy a maradékgáz-tartalom korlátozása miatt a szívószelep a FHP közelében nyit és kis terhelésnél szintén a közelében zár. Az igazán rövid (egyes esetekben 80...100 ft^o) szelep nyitvatartás-tartam teljes szelepemelést feltételezve teljesíthetetlen követelményeket támaszt a hagyományos szelepvezérlés mechanizmusával szemben. A szilárdsági korlátokat figyelembe véve maximum 3...4 mm-es szelepemelés lehetséges. Ilyen kis maximális szelepemelés esetén pedig nő az áramlási ellenállás és a töltetcsere vesztesége, valamint romlik az indikált hatásfok.

A **késői szívószelep zárás**nál a szívószelep az AHP után is nyitva van mindaddig, míg a dugattyú AHP-felé történő mozgása során a beszívott többlet töltetet vissza nem tolja a szívócsőbe. E megoldás áramlási veszteségei magasabbak a korai szívószelep zárás áramlási veszteségeinél, mivel alacsonyabb terheléseknél is a teljes hengertöltet beszívásra kerül. Az **eljárás hátránya**, hogy a szívószelepet legkésőbb a gyújtás időpontjáig (a FHP előtt 20...40 ft^o-al) zárni kell. Ez azt jelenti, hogy egyes üzemállapotokban (általában kis terhelésnél) ezzel a megoldással sem csökkenthető kielégítő mértékben a hengerekbe jutó friss töltet mennyisége.

A 4.78 ábrán jól nyomomonkövethető a fojtással, a korai, illetve a késői szívószelep zárással történő terhelésvezérlés töltetcserei és a szívószelepen átáramló töltetek tömegáramai közötti eltérés. **Mindkét megoldás gyenge pontja az alapjárat fordulatszám környezetében és a kis terhelések mellett még meglévő relatíve magas ellenállás, ill. veszteség.** Az e tartományokban fennmaradó áramlási veszteségek a



4.78 ábra. Fojtással, korai, ill. késői szívószelep zárással történő terhelésvezérlés töltetcsereinek és a szívószelepeken átáramló tömegáramainak összehasonlítása

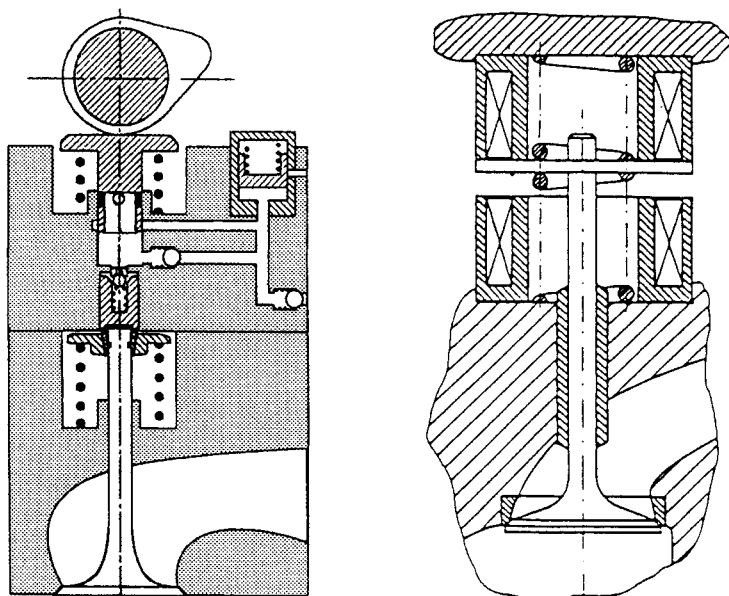
szelepek nyitási keresztmetszetének növelésével, a teljes szívórendszer áramlástechnikai szempontból kedvező kialakításával és a túl magas áramlási sebességek mérsékelésével csökkenthetők, illetve ezekkel kompenzálhatók a fojtásmentes terhelésvezérlés még meglévő hátrányai. Ez a kérdés a szívószelep zárással történő terhelésvezérléseknél azért kritikus, mert a **fojtásos terhelésvezérléssel szembeni előnyük a motor terhelésének növekedésével csökken**, a teljes terhelés közelében pedig gyakorlatilag meg is szűnik.

A fojtásmentes terhelésvezérlést megvalósító — ma még kísérleti stádiumban lévő — szerkezetek két fontosabb csoportba sorolhatók:

A hidraulikus állítószervezeteknél általában egy olajat tartalmazó hidraulikus munkatérrel megszüntették a közvetlen erőzáró kapcsolatot a szelep és a bütök között. A munkatér folyamatos nyomás alatt tartását nagynyomású olajszivattyú és szeleprendszer biztosítja (4.79 ábra). Fejlesztési feladatokat jelentenek még az olaj gyakorlati összenyomhatóságából (pl. nyomáslengések, kavitáció, habosodás) és a vezérlő szelepek gyors működtetéséből (pl. nyomáslengések) származó, valamint egyéb mechanikai (pl. szelepek beverődése) problémák is.

Az elektromágneses szelepmozgató szerkezet nem csak a fojtásmentes terhelésvezérlés problémájára jelenthet megoldást, hanem a szelepmozgatásban és a változtatható szelepvezérlésben is új dimenziókat nyithat meg. A fejlesztés jelenlegi stádiumában publikált szerkezeteknél a szelepeket már nem a hagyományos vezérműtengely-bütökprofil mozgatja, hanem egy folyamatosan önfrekvenciáján tartott elektromágneses lengőrendszer,

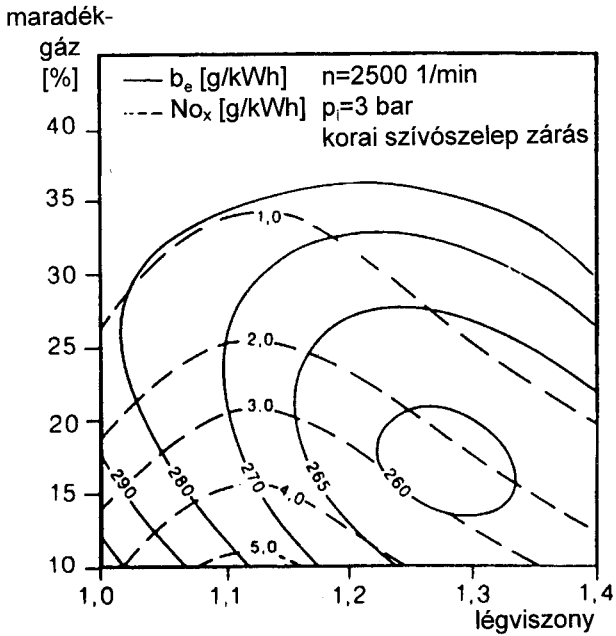
amelynek energiaigényét a motor biztosítja (4.79 ábra). Ez jelenti ma a rendszer egyik legjelentősebb problémáját is, ugyanis alacsony fordulatszámokon az elektromos energiaigényt a motor nem minden esetben tudja kielégíteni.



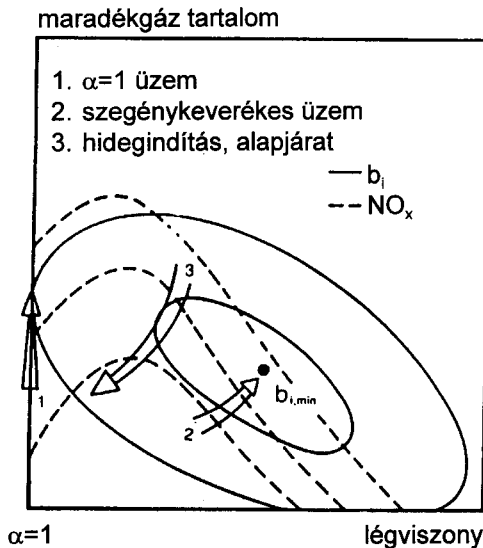
4.79 ábra. Hidraulikus és elektromágnes szelepmozgató szerkezetek

A változtatható szelepkeresztmetszetekkel történő terhelésvezérlés hatása a hengertöltet összetételére, optimalizálási stratégiák

Az eddigiekben több pontban és igen részletesen ismertetésre került a hengerekben lévő maradékgáz (kipufogógáz-visszavezetés) fontossága a töltetcsere és a motor működése szempontjából. Szintén említésre került, hogy a maradékgáz-hányad fojtásvezérlésnél és fix vezérlési időknél a fordulatszámtól és a kipufogó- és a szívóoldal közötti nyomáseséstől, azaz közvetlenül a terheléstől függ. **Fojtásmentes terhelésvezérlésnél** nincs ez a nyomáskülönbség, így a hengerben a **maradékgáz mennyisége elsősorban a kipufogószelep zárási időpontjának változtatásával** befolyásolható, aminek itt is jelentős fogyasztás és emisszió növelő hatása is van. Ezzel a fojtásmentes terhelésvezérlésnél is **lehetőség nyílik a maradékgáz-hányad és a légviszony** különböző üzemi tartományokban való **összehangolására**. A 4.80 ábrán egy korai szívószelep zárással vezérelt benzinmotor töltetösszetételének hatása látható a fajlagos tüzelőanyag-fogyasztásra és a NO_x emisszióra egy tipikus részterhelési üzemállapotban ($n = 2\,500\,1/\text{min}$, $p_i = 3\,\text{bar}$). Ilyen jellegzők elvileg az összes üzemi pontra fel rajzolhatók.



4.80 ábra. Korai szívószelep zárással vezérelt benzínmotor töltetösszetételének hatása a fajlagos tüzelőanyag-fogyasztásra és a No_x emisszióra



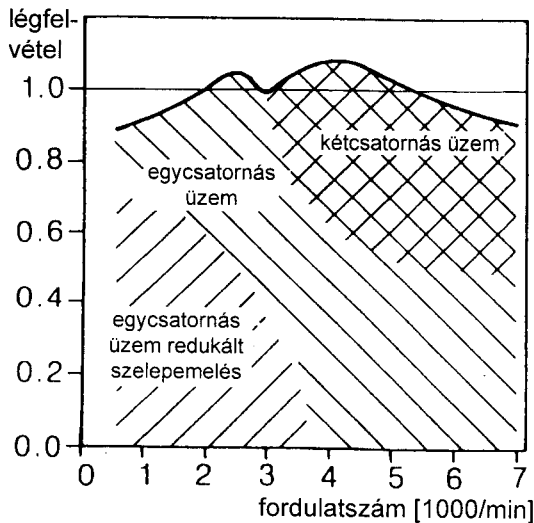
4.81 ábra. Optimalizálási stratégia a hengertöltet összetételére

A tüzelőanyag-fogyasztás és a kipufogógáz-emissziók a légvizony és a maradék-gáz-hányadok függvényében általában hasonló jellegű összefüggéseket mutatnak. Ezek alapján **optimalizálási stratégiák** is felvázolhatók a hen-

gertöltet összetételére. A **4.81 ábrán** látható optimalizálási stratégia szerint azokban az üzemállapotokban, ahol a motor $\alpha=1$ légviszony mellett üzemel, ott a maradékgáz mennyiségének növelésével részben kompenzálhatók a szegénykeverékes üzemelés elmaradása miatti fogyasztási veszteségek. Ez alól kivétel a hidegindítás, az alapjárat és környezete, ahol a maradékgázt lehetőleg el kell távolítani a hengerekből, illetve a teljes terhelés, ahol az $\alpha < 1$ légviszony mellett üzemállapotokban, a hőmérséklet és a kopogási hajlam csökkentése érdekében, minimalizálni kell a maradékgáz-tartalmat.

Változtatható szelepkérszmetzetekkel történő terhelésvezérlés szívócsatorna lekapcsolással és csökkentett szívószelep-emeléssel

A változtatható szelepkérszmetzetekkel történő terhelésvezérlésnél is igyekeznek felhasználni a töltetcsere javítására a fojtásos vezérlésnél már bevált megoldásokat. Ilyen pl. a csatorna lekapcsolás és a csökkentett szelepemelés. E két eljárás alkalmazásával, a már ismertetett hatásmechanizmusokon keresztül, alacsony és közepes fordulatszámoknál az intenzívebb és szabályozott töltetmozgáson keresztül javul a keverékképzés és égés feltétele és nő a motor nyomatéka. A **4.82 ábrán** egy változó szelepkérszmetzetekkel vezérelt, optimalizált szívórendszerrel rendelkező négyszepes benzinmotor légfelvétele látható a fordulatszám függvényében. Az ábrán feltüntetésre kerültek azok az üzemi tartományok is, amelyeket a csatorna lekapcsolás (egycsatornás üzem), a csökkentett szelepemelés, illetve a kétcsatornás üzem jellemez.



4.82 ábra. Változtatható szelepkérszmetzetekkel történő vezérlésű, optimalizált szívórendszerrel rendelkező négyszepes benzinmotor légfelvétele

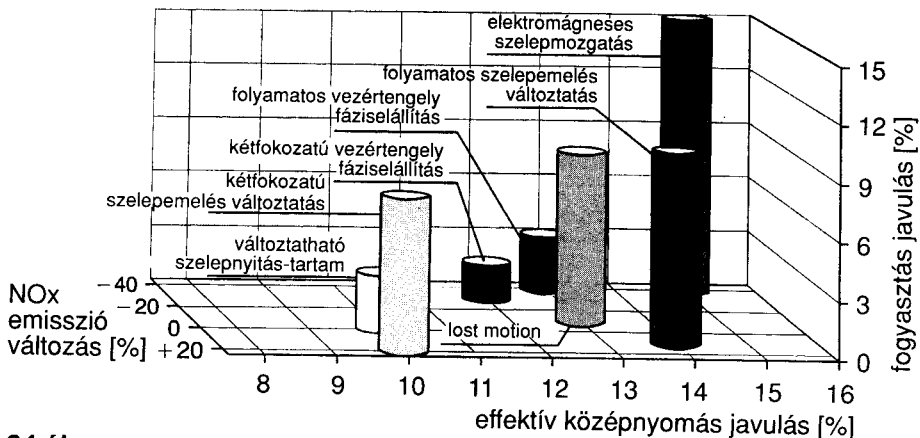
4.8.2. A változtatható szelepvezérlési rendszerek

A hagyományos szelepvezérlés hiányosságai, valamint a változtatható paraméterű szelepvezérlésben rejlő rendkívüli lehetőségek kihasználásának szándéka és kényszere, a motorgyártókat – a műszaki megvalósíthatóság és a gazdaságosság folyamatosan változó, de mindig szigorú feltételei között –, e rendszerek folyamatos fejlesztésére ösztönzi. Az ár és a műszaki színvonal kompromisszumaiként létrejött és szériagyártásba vitt szerkezetek igen sok tekintetben eltérőek (pl. a változtatott vezérlési paraméterek számában, a vál-

A változtatható szelepvezérlés típusa	Működési elv vázlat	A szerkezet bonyolult-sága	Tüzelőanyag fogyasztás csökkenés	Megjegyzés
Kétfokozatú vezérműtengely fáziselárlítás állandó szelepemeléssel		+	+	-Vezérelt kipufogógáz-visszavezetés, -kedvező alapjáratú stabilitás, és b_e , ill. No_x és CH emisszió
Folyamatos vezérműtengely fáziselárlítás állandó szelepemeléssel		++	++	-Szabályozott kipufogógáz-visszavez., -kedvezőbb b_e , CH, No_x , alapjáratú stab. és kopogásérz.
Változó szelepnyitástartam állandó szelepemeléssel		+++	++	Fejlesztés alatt
Kétfokozatú szelepemelés változtatás +hengerkikapcsolás		++ +++	++++ +++++	-Ez teszi lehetővé a legtöbb vezérlési paraméter megváltoztatását, - No_x emisszió nő.
Folyamatos szelepemelés változtatás		++++	+++++	Fejlesztés alatt
Megszakított szelepemelés (Lost Motion)		+++++	+++++	Fejlesztés alatt
Elektromágneses szelepmozgatás		+++++	+++++	Fejlesztés alatt

4.83 ábra. A változtatható paraméterű szelepvezérlés fontosabb típusai

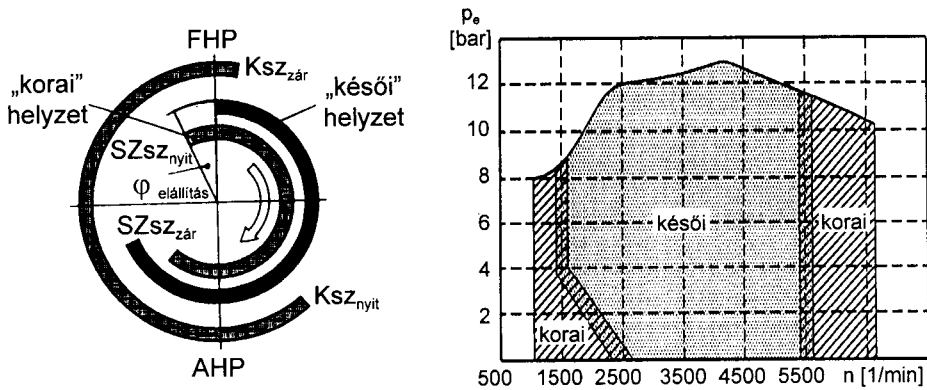
toztatás jellegében, vagy a kivitel bonyolultságában, stb.) és a velük megvalósítható variabilitás is ugyanolyan különböző, mint a kivitelük. Abban azonban hasonlóak, hogy a motor töltetcserejének a hagyományos vezérlés szabta korlátai tágításával, a **töltetcsere folyamatot javítják**, illetve egyes paraméterek szempontjából **és több üzemállapotban, optimalizálják**. A változtatható paraméterű szelepvezérlés (angolul **VVA, Variable Valve Actuation**) elvileg tárgyalt lehetőségei a beavatkozás módja szerint lehetővé teszik a csoportosítást és egyfajta rendszerbe foglalást. A **4.83 ábrában** azok a típusok kerültek összefoglaló bemutatásra, amelyeknek vagy van sorozatban gyártott kivitelük, vagy ígéretes kutatások folynak velük. Az egyes változtatható szelepvezérlés típusok közül, azok amelyeket sorozatban gyártanak a fenti táblázat csoportosítása alapján kerülnek bemutatásra. **Amennyiben** a könyv kéziratának leadásakor a **széria** gyártású gépkocsikban fellelhető **típusokat vizsgáljuk**, akkor megállapítható, hogy az olcsósága és egyszerűsége miatt elterjedt kétfokozatú szívó vezértengely fáziselállítás után, **egyre nagyobb számban jelennek meg a bonyolultabb** (drágább), de kedvezőbb emissziós, fogyasztási, stb. tulajdonságokat biztosító **típusok** és egyre gyakoribb a kipufogószelepek változtatható vezérlése is (pl. Volvo Honda VTEC, Mitsubishi MIVEC, BMW kettős VANOS). **Amennyiben a változtatható szelepvezérlési koncepciók** termodinamikai értékeit és **lehetőségeit vizsgáljuk**, akkor a **4.84 ábra** alapján megállapítható, hogy a hagyományos szelepvezérlésű motorokhoz képest az optimális megoldást az elektromágneses szelepmozgatás jelentené. A vele elérhető lehetőségek, a kb.15 %-os fogyasztás- és max. 40 %-os NO_x emisszió-csökkenés, valamint a kb.15 %-os effektív középnyomás-növekedés, együttesen a legkedvezőbbek. Széria gyártású típusoknál külön meg kell említeni a hengerkikapcsolás esetét, amely 20 %- fölötti fogyasztás-csökkenéssel nem fért fel a diagrammra, de itt a NO_x emisszió értéke igen magas.



4.84 ábra Változtatható szelepvezérlési koncepciók termodinamikai lehetőségeinek összehasonlítása

4.8.2.1. Kétfokozatú szívó vezérműtengely fázisállítás állandó szelepemeléssel

Ezek az elterjedt rendszerek **megelégszenek** az un. phasing-gel, azaz a **szívó vezérműtengelynek** a forgattyústengelyhez képesti relatív elforgatásával (**fázis-elállítással**), ami a szívószelep nyitási törvényét és a szelepemelést nem befolyásolja. Az elforgatás kétfokozatú, azaz a szívó vezérműtengelynek **két diszkrét beállítási helyzete** van: a „korai” és a „késői”. A szívószelep vezérműtengelyének „korai” és „késői” helyzetéhez tartozó szelepemelési görbékre a **4.83 ábra** első sorában, a vezérlési kördiagramra, valamint a vezérlési jellegmezőre a **4.85 ábrán** található példa.



4.85 ábra. A kétfokozatú szívó vezérműtengely fázisállítás vezérlési kördiagramja és a töltetcsere-vezérlési jellegmező

A **4.85 ábrán** látható töltetcsere vezérlési jellegmezőn jól nyomon követhető a szívószelep vezérlési idők optimalizálásának stratégiája:

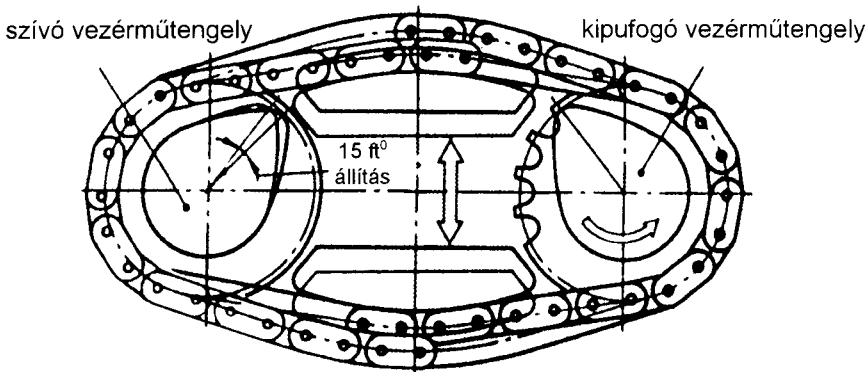
- Alapjáraton és kis fordulatszámok melletti alacsony részterheléseknél a hengerben lévő magas maradékgáz-hányad növeli a munkafolyamat ciklus-ingadozását. Ezért ezen üzemállapotokban a fordulatszám stabilitás érdekében a **késői szívószelep nyitás**, azaz a **kis szelepösszenyitás** a kívánatos, ezzel elkerülhető a maradékgáz visszaáramlása a hengerbe.
- **Közepes fordulatszám-tartományban** fontos az emisszió- és fogyasztás-csökkenés, ami a hengerben lévő maradékgáz-hányad növelésével (Lásd a 4.3.1.2., a 4.3.2. és a 4.8.1.2. pontokat), vagyis kipufogógáz visszavezetéssel érhető el. Az ezen üzemállapotokban alkalmazott **korai szívószelep nyitás**, azaz **nagy szelepösszenyitás** hatására a fajlagos tüzelőanyag-fogyasztás mellett csökken a NO_x és (kisebb mértékben) a CH emisszió.

- **Nagy fordulatszámok mellett** a teljesítményigény erősebb a fogyasztási és emissziós megfontolásoknál, ezért a dinamikus hatások kihasználása érdekében (lásd a 4.1.2. pontot) a **későbbi szívószelep zárás**, azaz a **kis szelepösszenyitás** az elterjedt. Ugyanakkor egyes típusoknál (pl. Mercedes) a megengedett maximális teljesítmény (max. járműsebesség) elérésekor a rendszer korai beállítási helyzetbe kapcsol, így az utántöltő hatás a hengerben nem tud kialakulni, ami a teljesítmény csökkenéséhez vezet.

A kétfokozatú vezérműtengely fáziselállításnál az ún. **kapcsolási fordulatszámok (4.85 ábra)** a fel- és lekapcsolásnál **soha nem esnek egybe**. Ennek oka, hogy a kapcsolási fordulatszámon autózva a rendszer „billegne”, azaz a két helyzet között kapcsolgatna. Az eltérés általában 150...250 1/min. A felkapcsolás a magasabb, a visszkapcsolás pedig az alacsonyabb értéken történik.

Ezen rendszerek gyakorlati megvalósítására **kétféle megoldás** terjedt el:

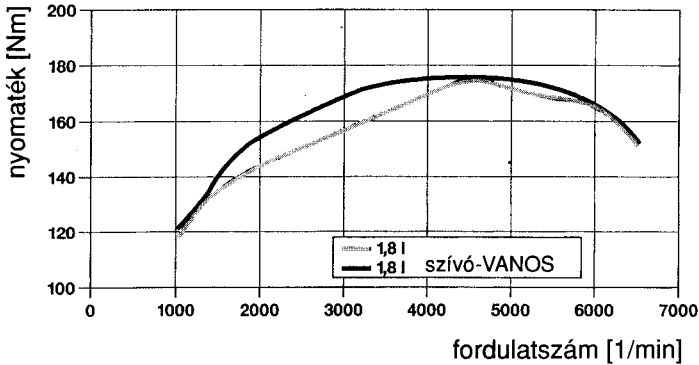
- a szívó vezérműtengely és az azt meghajtó lánckerék egymáshoz képesti relatív elfordítása (pl. Mercedes, BMW VANOS, Alfa Romeo stb.),
- a szívó vezérműtengely relatív elfordítása a vezérműlánc feszítési helyének megváltoztatásával (pl. Porsche), (4.86 ábra).



4.86 ábra. Szívó vezérműtengely relatív elfordításának elvi ábrája a vezérműlánc feszítési helyének megváltoztatásával.

A sorozatban gyártott típusokra általánosan jellemző, hogy **vezérlésük** a fordulatszám és a terhelés függvénye, **működtetésük** pedig a kenőköri olajnyomással történik. Természetesen léteznek azért ettől kissé eltérő megoldások is, pl. a BMW VANOS vezérlése a hűtővíz hőmérsékletét is figyelembe veszi,

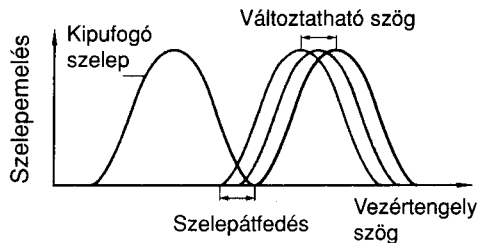
vagy a Porsche VARIOCAM két külön (bár kenőköri) olajkört alkalmaz, amelyből az egyik nyomását külön vezérli. **A vezérlési rendszerek meghibásodása esetén** (rugó erő hatására) a „késői” **alapbeállítás** biztosítja a motor indíthatóságát és üzemképességét. Az ismert típusoknál a fáziselállítás szöge $15...32^\circ$ között található. A vezérlésnek a motor maximális terhelés mellett felvett nyomatéki görbéjére kifejtett hatása a **4.87 ábrán** látható, ahol a BMW $1,8\text{ dm}^3$ -es benzinmotorja hagyományos szelepvezérléssel és szívó VANOS-szal szerelt változatának karakterisztikái láthatók.



4.87 ábra. Hagományos és változtatható szelepvezérlésű $1,8\text{ dm}^3$ -es BMW benzinmotorok maximális terhelés mellett felvett nyomatéki görbéinek összehasonlítására.

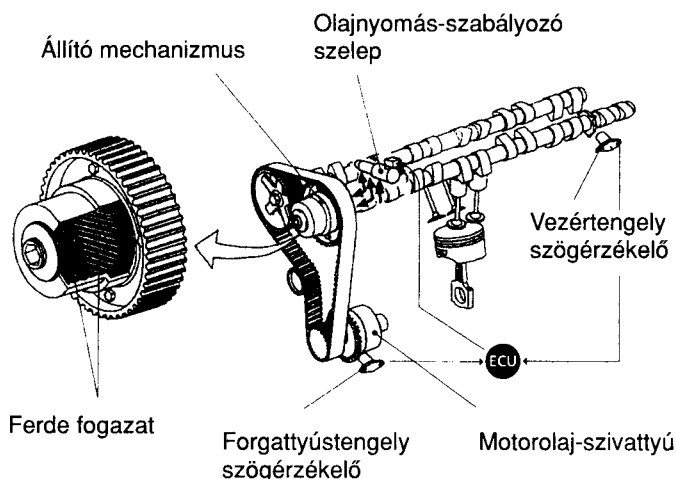
4.8.2.2. Folyamatos szívó vezérműtengely fáziselállítás állandó szelepemeléssel

Egyre több autógyár alkalmaz ilyen rendszereket, elsősorban nagyobb és drágább motorjain. A kétfokozatú rendszerekhez hasonlóan a szívó vezérműtengelyt forgatják el a forgattyústengelyhez képest, de azokkal ellentétben az állítás folyamatos. A szívószelep nyitási törvénye és a szelepemelés itt sem változik. A folyamatos fáziselállításhoz tartozó szelepemelési görbe a **4.88 ábrán** látható.



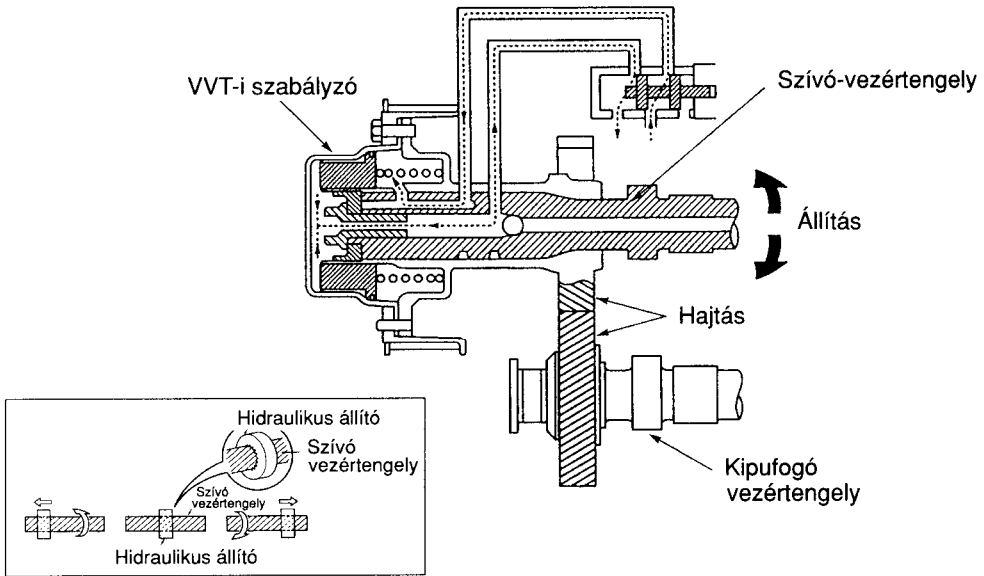
4. 88 ábra. Az állandó szelepemelésű folyamatos szívó vezérműtengely fáziselállítás szelepemelési görbéje

A szívó vezérműtengely helyzetének a motor üzemállapotának megfelelő optimális beállítása a motor fordulatszáma és terhelése alapján történik, de folyamatosan, ami az emissziós és fogyasztási jellemzők további javulását és/vagy dinamikusabb, nagyobb teljesítményű motort eredményez. **A vezérlő elektronika** a fordulatszám és a terhelési jel mellett folyamatosan figyeli és összehasonlítja a szívó vezérműtengely és a kipufogó vezérműtengely (pl. BMW M3 VANOS), vagy a forgattyústengely (pl. Toyota VVT) szöghelyzetét. **A mért, illetve számított értékeket**, az elektronikában tárolt és az adott üzemállapotnak megfelelő **optimális értékekkel összeveti és amennyiben szükséges beavatkozik**, azaz a szívó vezérműtengelyt elállítja (4.89 ábra). Ez az eddig tárgyalt vezérlésekkel szemben már valódi **visszacsatolással működő szabályozás**.



4.89 ábra. A Toyota VVT folyamatosan változtatható szívó vezérműtengely vezérlése

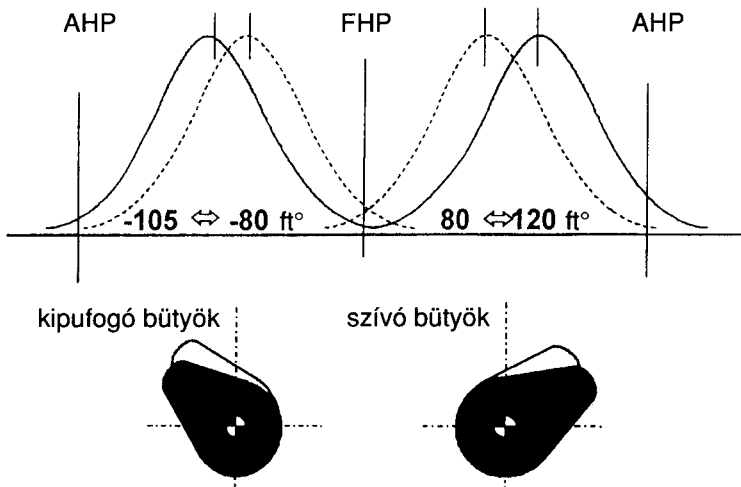
E rendszereknél a beavatkozást az eddigi gyakorlat szerint, vagy a vezérműlánc feszítési helyének megváltoztatásával (pl. Audi V6), vagy a szívó vezérműtengely és az azt meghajtó lánckerék közé épített ferde fogazású fogaskerék tengely-irányú mozgatásával (pl. BMW VANOS) végzik. A tengely-irányú mozgás a ferde fogazatú tengelykapcsolat segítségével forgó mozgássá alakul át és a szívó vezérműtengely a kívánt irányban elfordul. (4.90 ábra). E rendszereket a **nagynyomású olajszivattyú** által szállított és szabályozott nyomású olaj mozgatja. A kétfokozatú fáziselállításnál alkalmazott kenőköri olajnyomással szemben, a folyamatos fáziselállításnál használt nagynyomású ($p \approx 100$ bar) olajrendszerek jelentősen **nagyobb működési sebességet** és **kisebb méreteket** tesznek lehetővé.



4.90 ábra A Toyota VVT-nél alkalmazott hidraulikus beavatkozó egység

4.8.2.3. Folyamatos szívó és kipufogó vezérműtengely fázisállítás állandó szelepmemeléssel

A szívó és kipufogó vezérműtengely folyamatos fázisállítása új lehetőséget teremt a vezérlési idők optimalizálására. A sorozatban gyártott rendszerek kö-

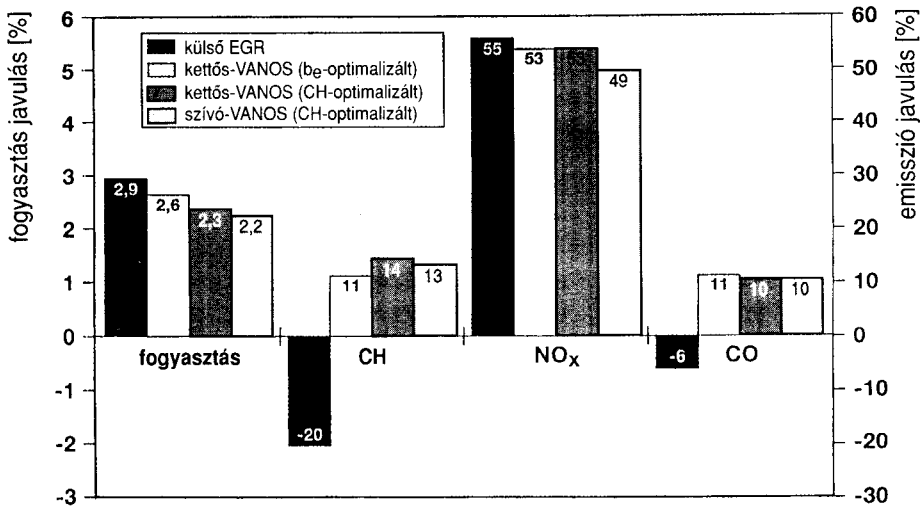


4.91 ábra. A BMW B52TU benzinmotorra szerelt kettős VANOS rendszer szívó és kipufogó vezérműtengely fázisállítása és szelepmelési görbéi

zül ez biztosítja a belső kipufogógáz-visszavezetésre a legjobb lehetőséget. Széria kivételben először a BMW motorokon (pl. M52TU 2,0, 2,5 és 2,8 dm³-es; M3 GT 3,2 dm³-es 6 hengeres, 4 szelepes motorok) jelent meg dupla, vagy **kettős VANOS** néven, ezzel is utalva az M3 szívó VANOS-szal való igen közeli rokonságra. Itt azonban a szívó vezérműtengely mellett a kipufogó vezérműtengelyt is fokozatmentesen fordítják el a forgattyústengelyhez képest. A szelepek nyitási törvénye és a szelepemelés nem változik. A folyamatos fázis-elállításhoz tartozó szelepemelési görbék (M52TU motor) a **4.91 ábrán** láthatók. A kettős VANOS-szal elsősorban a motor azon üzemi paramétereinél és azon üzemállapotokban érhető el (pl. az M3 szívó VANOS-nál) jobb eredmény, amelyekben fontosabb a maradékgáz-hányad pontosabb és szélesebb határok közötti beállításának és a jobb töltetserének. Ezek a következők:

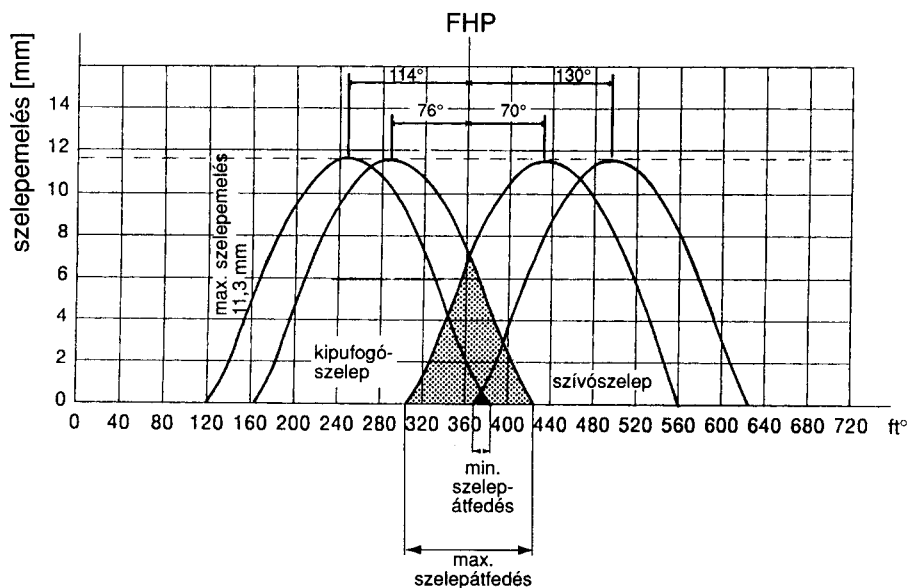
- Forgatónyomaték növelése az alsó és középső fordulatszám tartományokban.
- Stabilabb alapjáratú fordulatszám a kevesebb maradékgáz-mennyiséget eredményező kisebb szelepösszenyitás következtében.
- A fajlagos tüzelőanyag-fogyasztás, az NO_x és CH emisszió csökkenése részterhelési állapotokban.
- Kisebb ún. nyersemissziók a hidegindítás után.

A javulás mértékét az is befolyásolja, hogy a rendszert, mely paraméter(ek)re optimalizálták (**4.92 ábra**).



4. 92 ábra. A CH és b_e-optimalizált kettős VANOS alkalmazásával elérhető fogyasztási és emissziós jellemzők összehasonlítása CH-optimalizált szívó VANOS-szal és a külső kipufogógáz-visszavezetéssel elérhető hasonló jellemzőkkel

A kettős VANOS előnyét a csak szívó vezérműtengelyt folyamatosan szabályozó megoldásokkal szemben többek között az alapozza meg, hogy lehetővé teszi a kipufogószelep zárás szöghelyzetének változtatását. Ennek hatására például későbbi kipufogószelep zárásnál lehetővé válik a hengerbe a kipufogógáz kipufogócsőből történő visszaszívása, ami **hasonló nagyságú szeleptestfedések esetén is nagyobb maradékgáz-hányadok** alkalmazását teszi lehetővé, mint a szívószelep korábbi nyitását követő szívócsőből történő visszaáramlás. Szintén előnyös, hogy nem csak a **szeleptestfedés nagysága**, hanem annak **helyzete is széles tartományon belül változtatható** (4.93 ábra). Ez például a CH és NO_x-emisszió csökkentése, valamint a kopogás-veszély elkerülése szempontjából is fontos.

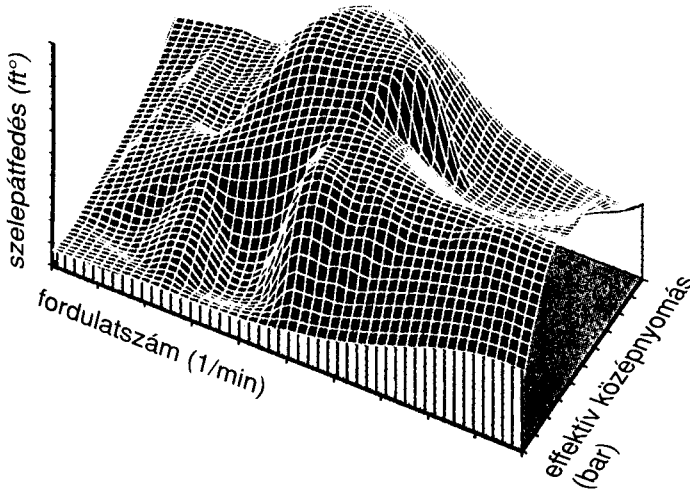


4.93 ábra. A BMW M3 GT 3,2 dm³-es benzinmotorja kettős VANOS rendszerének szelepmelési görbéi a lehetséges szeleptestfedési tartományok feltűntetésével

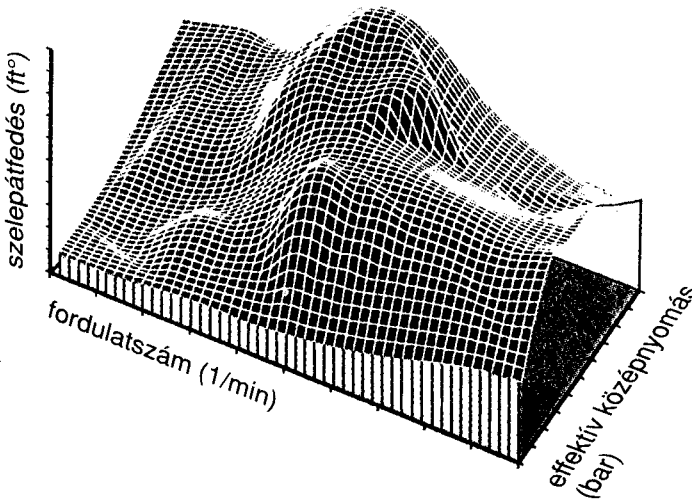
A rendszer működését **elektronika szabályozza.** A terhelés, a fordulatszám, a hűtővíz és a környezeti hőmérséklet mellett folyamatosan figyeli és összehasonlítja a szívó vezérműtengely, a kipufogó vezérműtengely és a forgattyústengely szöghelyzetét. A mért, illetve számított értékeket az elektronikában tárolt és az adott üzemállapotnak megfelelő optimális értékekkel összeveti és amennyiben szükséges beavatkozik, azaz a szívó és/vagy kipufogó vezérműtengelyt elállítja. A 4.94 ábrán a kettős VANOS különböző szempontokból optimalizált jellegzői láthatók. A beavatkozás az M3-as szívó VANOS-hoz ha-

sonlóan a vezérműtengelyek és a meghajtó lánckerekek közé épített ferdefokozású fogaskerék tengelyirányú elmozdításával történik, amelynek hatására a lánckerekben lévő ferde fogazatú hüvely segítségével a vezérműtengelyek a kívánt irányban elfordulnak.

b_e -re optimalizált jellegmező

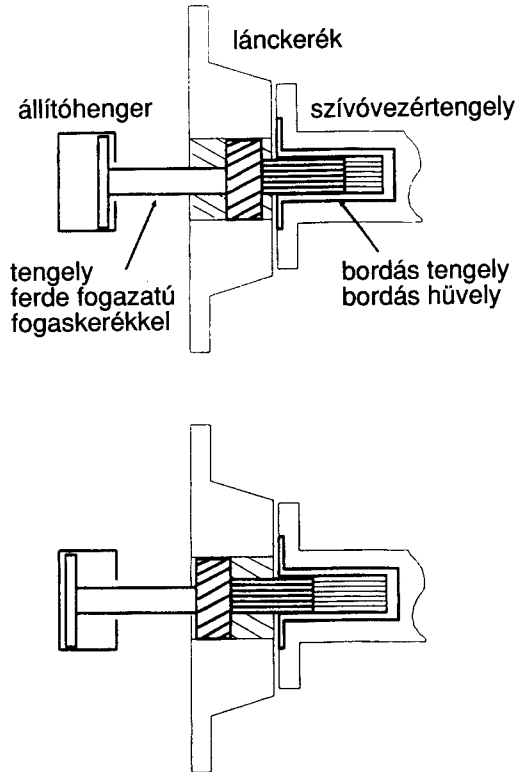


kiegyenlített jellegmező



4. 94 ábra. A kettős VANOS b_e -re optimalizált és fogyasztási ill. emissziós szempontból kiegyenlített jellegmezői

A mozgatáshoz a szükséges energiát nagynyomású olajszivattyú által szállított és szabályozott nyomású olaj biztosítja (4.95 ábra). A motor indításakor a szívó vezértengely véghelyzetben, azaz **KÉSŐI állásban**, a kipufogó vezértengely rugóerő hatására **KORAI állásban** van. Az indítás után kb. 50 fordulattal, vagy 2...5 másodperccel a motorelektronika fölismeri a vezérműtengelyek állását, kiszámítja a szükséges módosításokat és beavatkozik. A rendszer meghibásodása esetén is indítási alaphelyzet áll be automatikusan.



4. 95 ábra. A kettős VANOS vezérműtengelyeinek állító szerkezete a két szélső helyzetben

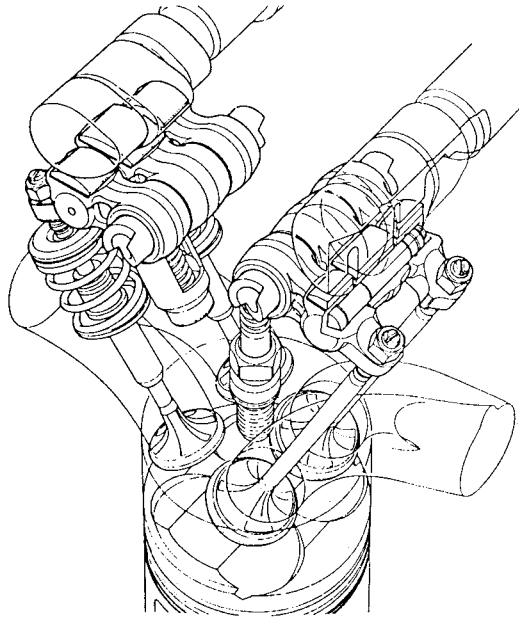
4.8.2.4. Kétfokozatú szelepemelés változtatás

A kétfokozatú szelepemelés változtatást megvalósító rendszereknél a motor töltettségét két, vagy több alkalmasan megválasztott különböző bütyökprofil vezérli. Egy-egy bütyökprofil, ill. bütyökprofil-pár alkalmazása esetén kapott motorjellemzők olymértékben eltérnek, mintha több eltérő karakterű motort vizsgálnánk. Ezt a szelepvezérlési paraméterek változtatási lehetőségének

széles skálája alapozza meg. E szerint szívó- és kipufogószelepeknél a következő megoldások valósíthatók meg:

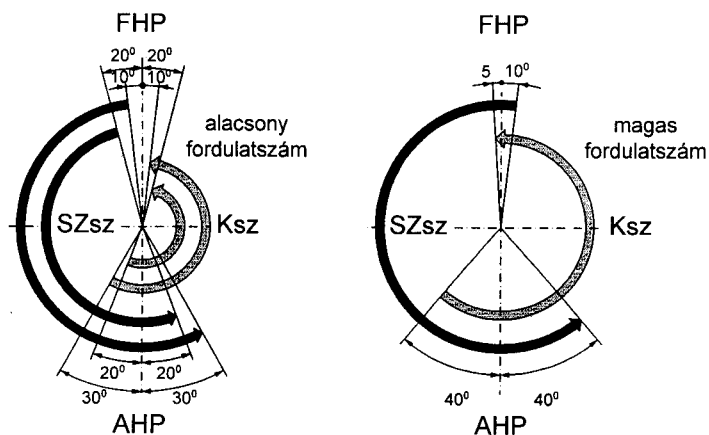
- szelepemelés és a
- szelep nyitási és zárási időpont változtatása,
- a szelepek (szelepcsatornák) és a
- hengerek kikapcsolása.

A **kétfokozatú szelepemelés változtatás** és hatása az először a versenysportban, majd a széria motorokon is alkalmazott Honda DOHC-VTEC (Variable Valve Timing and Lift Electronic Control System) rendszeren kerül bemutatásra. A négy szelepes motor sajátossága, hogy hengerenként mind a szívó, mind a kipufogó szelepekhez három-három szelephimba és három-három különböző bütyökprofil csatlakozik. A **4.96 ábrán** látható szívó és kipufogó **bütyökcsoporthok két szélső eleme** hasonló kialakítású, de eltérő szelepemelést (szívószelepek: 5 és 8 mm, kipufogó szelepek: 4,5 és 7,5 mm) biztosító, lágy ívű, rövidebb nyitvatartási idejű, alacsonyabb motorfordulatszámokon előnyösebben alkalmazható bütykök. A **középső elem** a magasabb fordulatszámok melletti sportos vezérlési igényeket hivatott kielégíteni a bütykök nagyobb emelésével (szívószelep: 10,5 mm, kipufogószelep: 9,5 mm), meredek oldalával és hosszabb nyitvatartási idejével.



4.96 ábra. A Honda DOHC-VTEC szelepelrendezése

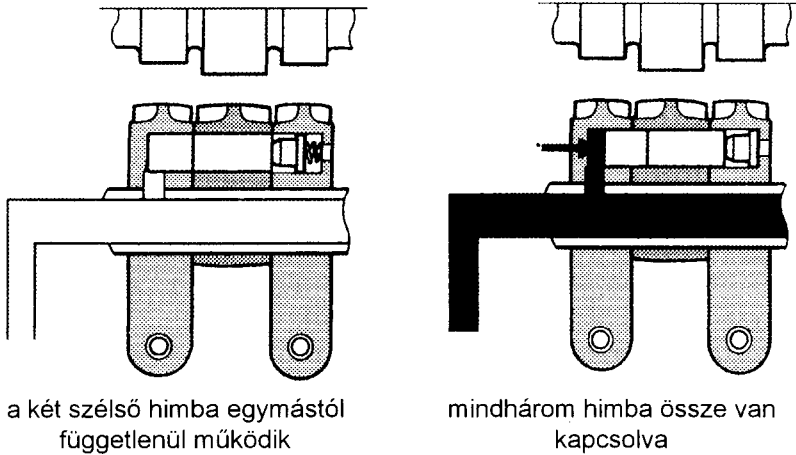
Alacsony és közepes fordulatszámokon ($n < 5\,300 \dots 6\,000$ 1/min) a három szelephimba egymástól függetlenül mozog, a középső „üresben”, a két szélső pedig a szelepeket működteti. A vezérlő (szélső) bütyökprofilok nem egyformák. A szívó- és kipufogóoldalon egyaránt meglévő eltérő nyitás-időzítés és szelepemelés-különbség nagyban elősegíti az intenzív töltetmozgást (perdület, töltet sebessége) és ezáltal a keverékképzést és égést. A vezérlés további érdekessége, hogy az alacsony fordulatszámú üzemben nem jön létre szelepösszenyitás. Ezt a megoldást a konstruktőrök a hengerekben lévő maradékgáz-tartam befolyásolása érdekében alkalmazták (lásd még a 4.3.1.2. és 4.8.1.2. pontokat). **Az alapjáratú fordulatszám közvetlen környezetében**, ahol fontos a hengerben a kis maradékgáz-tartam, az alacsony motorfordulatszám miatti kis sebességű kipufogógázzal szemben a FHP előtt 10° és 20° -kal záró kipufogószelepek fojtó hatása alig érvényesül, így a kipufogógáz elegendően nagy része eltávozik a hengerekből. A szívószelepek FHP utáni zárása pedig megakadályozza a kipufogógáz szívócsőbe történő bejutását, majd a hengerbe történő visszaszívását. A **közepes fordulatszámoknál** a motorfordulatszám növekedésével arányosan nő a hengerekből távozó kipufogógáz sebessége. A növekvő gázsebességeknél a korábban záró kipufogószelepek ellenállása (fojtása) erőteljesebben növekszik, aminek hatására nő a maradékgáz-hányad a hengerekben, ezzel javítva a motor emissziós és fogyasztási paramétereit.



4.97 ábra A Honda DOHC-VTEC motor szelepvezérlési kördiagramjai

A **kapcsolási fordulatszámot** elérve – a terhelés, a járműsebesség és a hűtőfolyadék-hőmérséklet függvényében $n = 5\,300 \dots 6\,000$ 1/min –, a központi számítógép parancsa alapján, a keréköri olajnyomás segítségével, a három szelepemelő himbát egy egységgé kapcsolják össze (4.98 ábra). A motor kímélése céljából az átkapcsolás csak 30 km/h járműsebesség és 60°C hűtőfolyadék hőmérséklet felett történhet. Az átkapcsolás pillanatától (méréte

alapján) a középső büttyök szeleptörvénye a meghatározó. A két szélső himba nem éri el a hozzá tartozó büttyökprofilját. Ennek megfelelően **magas fordulatszámokon** a középső (nagyteljesítményű, sportos) büttyök vezérli a szelepeket.



4.98 ábra. A VTEC rendszer reteszeltető szelephimbái független és összekapcsolt helyzetben

A fordulatszámot csökkentve a **visszakapcsolás** az átkapcsolási fordulatszámnál kb. 200 1/min-al alacsonyabb értéken következik be.

4.8.2.5. Kétfokozatú szelepemelés változtatás szelep kikapcsolással

Négyszepes motoroknál az egyik szívószelep kikapcsolásával, azaz zérus, vagy igen kismértékű ($h < 1\text{mm}$) emelésével, az egyik szívócsatornát lekapcsolják. Ezzel az eljárással az alacsony fordulatszámokat jellemző kis dugattyúsebességek mellett is intenzív töltetmozgás, jó keverékképzés és égés biztosítható, amely fordulatszám stabilizáló és tüzelőanyag-fogyasztás csökkentő hatású.

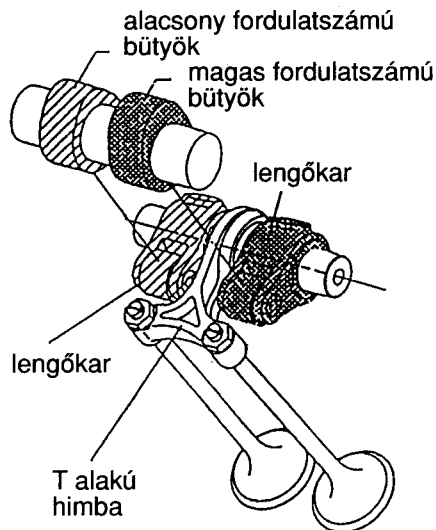
Ezt az eljárást valósítja meg a Honda VTEC-E (Economic = gazdaságos) rendszer, amely a tüzelőanyag-fogyasztás és az emisszió csökkentésére helyezi a hangsúlyt. A takarékoság nem csak az üzemeltetést, hanem a beruházást is érinti, mivel a DOHC-VTEC-el szemben a kipufogószelepeknek itt nincs változtatható vezérlésük és a szívószelepeknél is csak két szelephimbát alkalmaznak. A mechanikai felépítésük egyebekben megegyezik. A VTEC-E motornál $n = 2\ 500$ 1/min fordulatszámig gyakorlatilag csak a primer szívószelep van nyitva ($h = 8\text{mm}$), a szekunder szívószelep csak kismértékben nyit

($h = 0,65 \text{ mm}$). A kipufogószelepek az FHP előtt 20° -kal zárnak a primer szívószelep a FHP után 10° -kal nyit, így nincs szelepösszenyitás. A maradékgáz-tartam befolyásolása a DOHC-VTEC rendszerénél ismertetett módon történik. Az $n = 2\,500 \text{ 1/min}$ fordulatszámnál a két szívószelep-himba összereteszelésre kerül és az ennél nagyobb fordulatszámoknál a primer bütyök nyitási törvénye a meghatározó. A visszkapcsolás, az ismert okok miatt, itt is alacsonyabb fordulatszámnál történik.

4.8.2.6. Kétfokozatú szelepmelés változtatás henger kikapcsolással

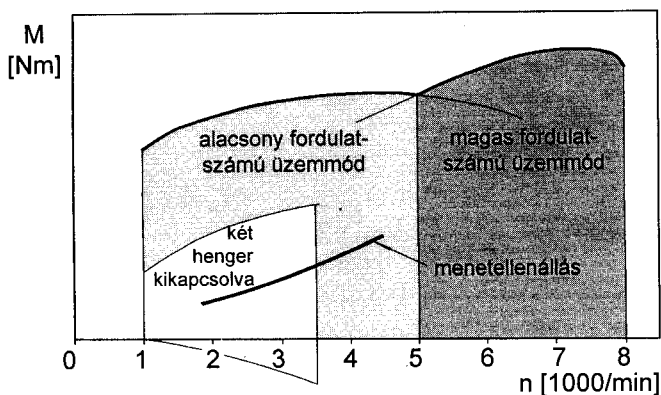
A 4.8.1.3. pontban megállapításra került, hogy csökkenő terhelésnél, az erősödő fojtás következtében jelentősen növekednek a töltetcsere-veszteségek, amik az üresjárat-közeli tartományban a főmunkafolyamat munkájának 30...40 %-át is kitehetik. Ez jelentős hatással van a tüzelőanyag-fogyasztás mértékére a részterhelési tartományokban. Ennek csökkentésére eredményes megoldás a motor egyes hengereinek bizonyos terhelési állapotokban történő kikapcsolása (lásd még a 4.8.1.1. pontot).

A Mitsubishi MIVEC MD (Mitsubishi Innovative Valve Timing and Lift Electronic Control System Modulated Displacement) rendszere az alacsony és a magas fordulatszámhoz tartozó bütyökprofilok közötti átkapcsoláson túl lehetőséget nyújt a négyhengeres négyszzelepes benzinmotor két hengerének kikapcsolására. A Honda megoldásával szemben itt a hengerenkénti két-két szívó- és ki



4.99 ábra. A Mitsubishi MIVEC rendszerének felépítése

pufogószelephez csak két-két bütyökprofil tartozik. A bütyökprofilok a szelephimbák tengelyére reteszelhető lengőhimbákkal egymástól függetlenül mozgatják, vagy éppen kikapcsolják, az egyébként közös T-alakú himbán keresztül az azonos emelésű kipufogó- és szívószelep párokat (4.99 ábra). A szívó és kipufogó bütyök-párok egyik bütykét alacsonyabb fordulatszámú és részterhelésű üzemállapotokra, a másikat magas fordulatszámokra és nagy terhelésre (sportos kialakítású bütyök) tervezték. Ennek megfelelően **alacsony fordulatszámú bütyökkel** a szívószelep FHP előtt 17° -kal nyit és AHP után 31° -kal zár, a kipufogószelep AHP előtt 41° -kal nyit és FHP után 15° -kal zár. **Magas fordulatszámú bütyökkel** a szívószelep FHP előtt $47,5^\circ$ -kal nyit és AHP után $72,5^\circ$ -kal zár, a kipufogószelep AHP előtt 70° -kal nyit és FHP után 35° -kal zár. A szeleppösszenyitások vizsgálatából megállapítható, hogy a magas fordulatszámú üzemmód esetén is érvényesülnek az emisszió- és fogyasztáscsökkentés szempontjai.



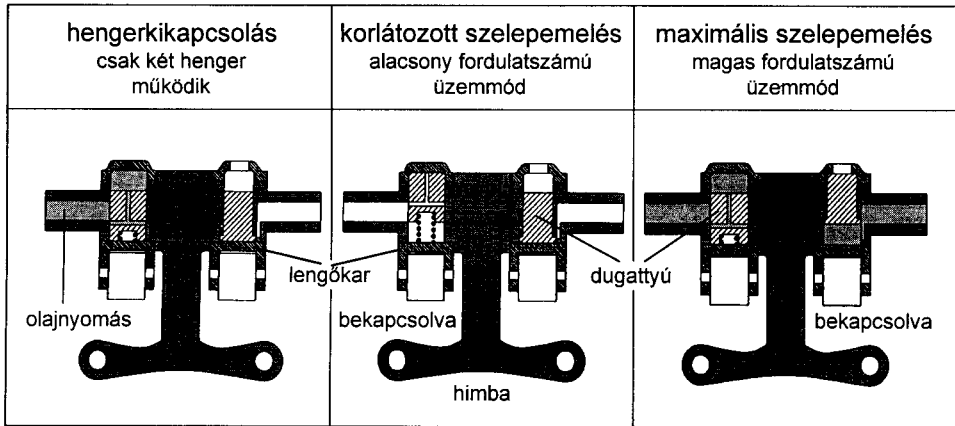
4.100 ábra A Mitsubishi MIVEC MD vezérlési jellegzője

A 4.100 ábrán látható a MIVEC MD vezérlési jellegzője, amely három üzemi tartományt foglal magában.

- **Henger kikapcsolás** esetén, az 1. és a 4. henger kikapcsolva, a 2. és a 3. henger szívó- és kipufogószelepeit az alacsony fordulatszámhoz tartozó bütyök vezérlik.
- **Alacsony fordulatszámú üzemmód** esetén valamennyi henger működik és a szelepeket az alacsony fordulatszámú bütyök vezérlik.
- **Magas fordulatszámú üzemmód** esetén szintén valamennyi henger működik, de szelepeket a magas fordulatszámú bütyök vezérlik.

Az üzemmódok közötti kapcsolás a 4.101 ábrán a MIVEC-MD metszeti képein követhető nyomon. **Alaphelyetben** a rendszer **alacsony fordulatszámú**

üzemmódban van, ekkor a hidraulikadugattyúk helyzetét a szerkezeten belül elhelyezett rugók határozzák meg. Hengerkikapcsolásnál az egyik, a magas fordulatszámú üzemmódnál mindkét hidraulikadugattyú helyzetét a vezérelt olajnyomás határozza meg a rugó erők ellenében. A motor olajköréből származó működtetőolaj nyomását olajszivattyúval növelik. A vezérlő elektronika (ECU) a négyhengeres üzemmódból a kéthengeres üzemmódba történő zökkenőmentes átkapcsolás érdekében az átkapcsolás előtt csökkenti a levegő áramlási sebességét és az előgyújtás szögét. A hengerek visszakapcsolásánál a visszakapcsolt hengerekhez történő benzin hozzávezetést késlelteti egy munkaütemmel.



4.101 ábra. A MIVEC-MD üzemmódjai közötti kapcsolás vázlata a henger kikapcsolás, a korlátozott szelepemelés és a maximális szelepemelés kapcsolási helyzeteinek feltüntetésével

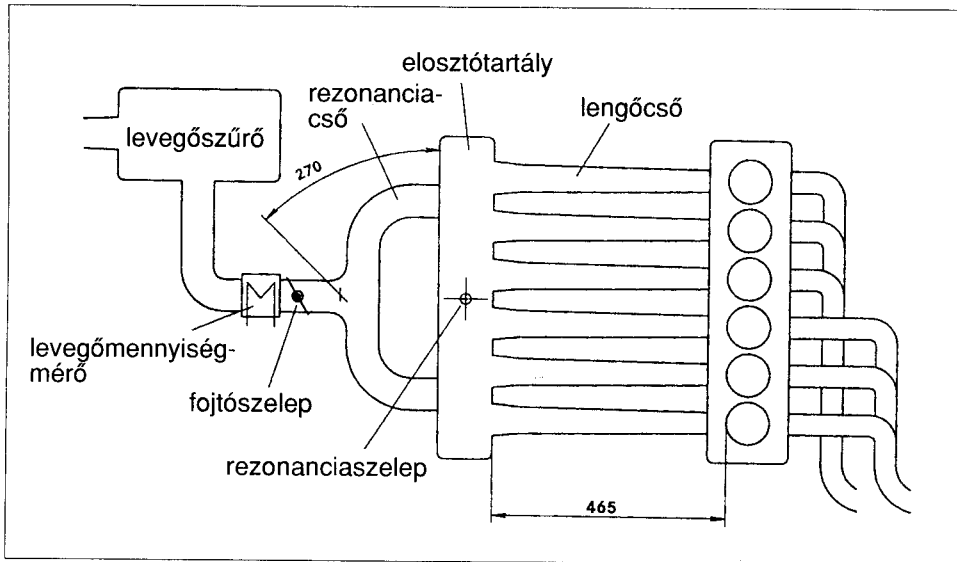
4.8.3. Változtatható paraméterű szelepvezérlési- és a változtatható paraméterű szívórendszerek együttműködése

A változtatható paraméterű szelepvezérlési és a változtatható paraméterű szívórendszerek együttműködése többek között lehetővé teszi a motor egyes üzemállapotaiban olyan motorjellemzők együttes javítását is, amelyek csak egymás rovására lennének jobbátehetőek. Míg a változtatható szelepvezérléssel napjainkban elsősorban – a hengertöltet összetételének változtatásával és a keverékképzés és égés feltételeinek javításával –, az emissziós és fogyasztási tulajdonságokat javítják, addig a változtatható paraméterű szívórendszerekkel általában – a töltetcsere veszteségek csökkentésével és a töltési fok növelésével –, a motor nyomatékát és fajlagos teljesítményét növelik. Például elterjedt megoldás, hogy alsó és középső fordulatszám-tartományokban kap-

csolt lengőcső- és rezonanciafeltöltéssel növelik a nyomatékot, ugyanakkor változtatható szelepvezérléssel biztosítják a megfelelő alapjáratú stabilitást, valamint a fogyasztás, az NO_x és CH emisszió alacsony értékeit.

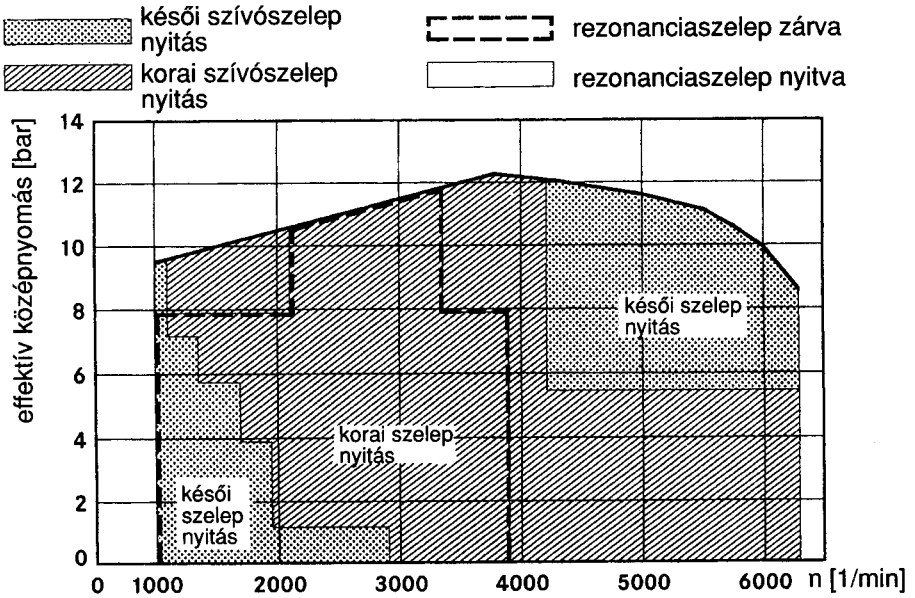
4.8.3.1. Kapcsolt lengőcső- és rezonanciafeltöltés állandó szelepemelésű kétfokozatú szívó vezérműtengely fáziselállítással

A Mercedes a 300 E-24 motorját fejlesztette tovább. Az 1989. óta ismert és bevált kétfokozatú változtatható szelepvezérlést megtartva (4.8.2.1. pont) a szívórendszert kapcsolt lengőcső- és rezonanciafeltörésre (4.6.4. pont) alakította át, a henger térfogatot pedig $3,2 \text{ dm}^3$ -re növelte. A 4.102 ábrán látható a szívórendszer elvi modellje, amelyen feltüntetésre került a lengőcső hossza is, ami utal arra, hogy a lengőcsőfeltöltés a közepes, ill. nagyobb fordulatszámokra van hangolva.

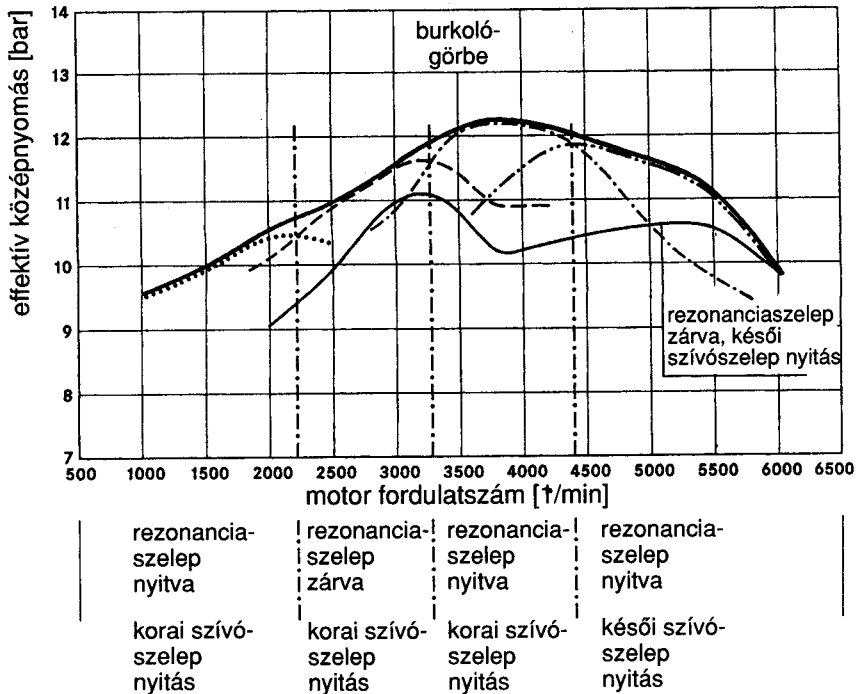


4. 102 ábra. A Mercedes 320 E benzinmotor szívórendszerének vázlata

A két rendszer összehangolt és együttes működtetésének a célja az effektív középnyomás és a motor rugalmasságának jelentős növelése a kedvező stabilitási, fogyasztási és emissziós tulajdonságok megőrzése mellett. A 4.103 ábrán látható a vezérlési jellegmező, amelyen jól nyomonkövethetők a 4.6.4. és a 4.8.1. pontok elvi és gyakorlati megállapításai. A jellegmező érdekessége, hogy a kapcsolások terhelésfüggőek és a maximális teljesítmény érdekében a lengőcsőfeltöltés és a késői szívószelepszárás töltetnövelő hatását együttesen vetik be. A kapcsolt lengőcső- és rezonanciafeltöltés (a rezonanciaszelep NYITVA-ZÁRVA) és a szívó vezérműtengely KORAI-KÉSŐI kapcsolási kombi



4.103 ábra. A szelepvezérlés és szívórendszer vezérlési jellegzői (320 E)

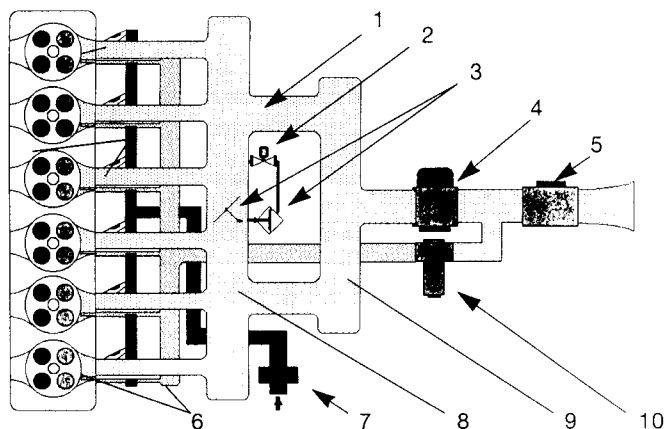


4. 104 ábra. A maximális effektív középnyomás görbéhez (burkológörbe) tartozó kapcsolási logikák és hatásuk a görbére

nációinál maximális terhelés mellett elérhető effektív középnyomások görbéinek összehasonlítása látható a **4.104 ábrán**. E görbék burkológörbéje adja a motor teljes terhelési effektív középnyomás görbáját, amely megfelelő – és az ábra alján feltüntetett –, kapcsolási logikával érhető el. A jellegmezőn belül bemutatásra került egy ötödik görbe is, amely a zárt rezonanciaszelep (rezonanciafeltöltés) és a késői szívószelepzárás együttesének az effektív középnyomásra gyakorolt hatását mutatja, olyan „negatív” példaként, amely igen tanulságos.

4.8.3.2. Kapcsolt lengőcső- és rezonanciafeltöltés állandó szelepelemelésű folyamatos szívó és kipufogó vezérműtengely állítással

A BMW a kettős VANOS folyamatos fáziselállítással, a szívó és kipufogó vezérműtengelyre egyaránt ható változtatható szelepvezérlési rendszerét működteti együtt a kapcsolt lengőcső és rezonancia feltöltéssel 2,0, 2,5 és 2,8 dm³-es benzinmotorjain. Az elérendő célok, valamint a logikai megoldások hasonlóak a 4.8.3.1. pontban megismertekkel. Az elért eredmények némileg eltérők, amelyek első-sorban a kettős VANOS biztosította jobb maradékgáz-szabályozás hatására elért kedvezőbb fogyasztásban és emisszióban jelentkezett. Az igen előnyös nyomatékai karakterisztikát meghatározó kapcsolt lengőcső- és rezonancia-feltöltés elvi modellje a **4.105 ábrán** látható.

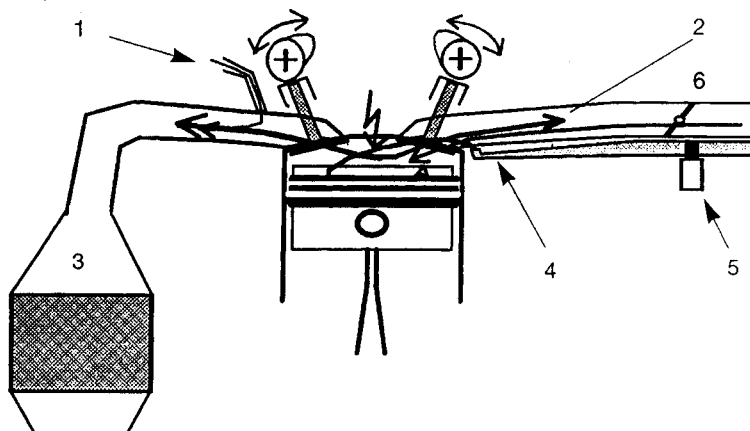


4.105 ábra. A BMW B 20, B 25 és B 28 benzinmotorok szívórendszerének vázlata

- | | |
|--|--|
| 1, rezonanciacső | 6, turbulencia elosztócső és turbulenciacsövek |
| 2, mágnesszelep | 7, forgattyúház szellőzés |
| 3, rezonanciaszelep a depressziós mozgatóval | 8, elosztótartály/rezonanciatartály |
| 4, fojtószelep | 9, kiegyenlítő tartály |
| 5, levegőmennyiségérő | 10 rezonancia szabályzó |

A kis és közepes fordulatszámok tartományában a rendszer rezonanciafeltöltésként funkcionál (a rezonanciaszelep zárva). Kb. 4 100 1/min fordulatszámnál nyit a rezonanciaszelep és innen már lengőcsőfeltöltésként működik.

E motorok további érdekessége, hogy a töltet összetétele, a keverékképzés és égés javítása érdekében a szívócsövekkel és az elosztótartállyal párhuzamosan ún. turbulenciarendszert építettek ki. Ezzel jelentősen javították a belső kipufogógáz-visszavezetés hatásosságát (4.106 ábra).



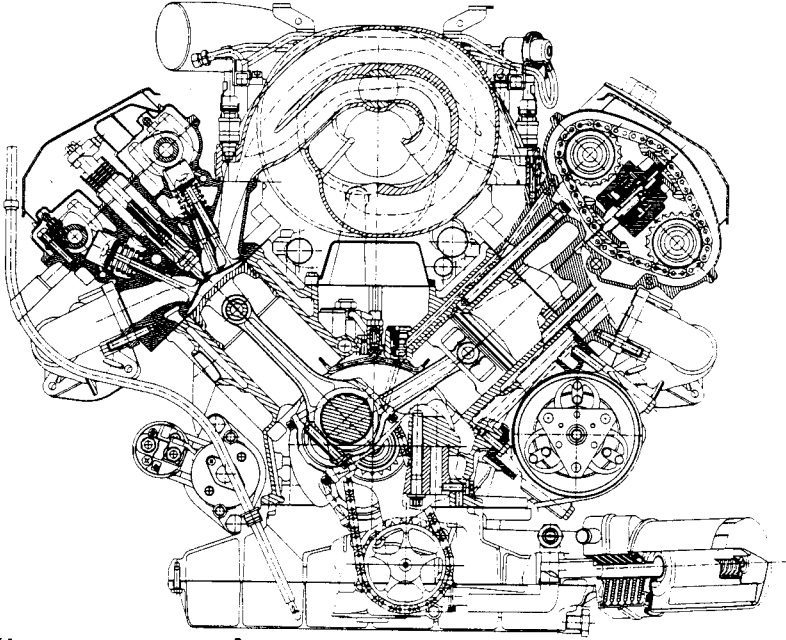
4.106 ábra. A BMW B20, B25 és B28 benzinmotorok szívó- és kipufogórendszerének vázlatja a turbulencia rendszerrel és a kipufogógáz kezelésével

- | | |
|------------------------------------|-------------------------------|
| 1, másodlagos levegőbefúvás a | 4, turbulencia levegőcsatorna |
| 2, belső kipufogógáz-visszavezetés | 5, turbulencia szabályzó |
| 3, motorközeli katalizátor | |

4.8.3.3. Folyamatos szívócsőhossz változtatás állandó szelepelemelésű folyamatos szívó vezérműtengely állítással

Az Audi a Mercedeshez és a BMW-hez hasonló célokat tűzött ki kombinált rendszerének megalkotásakor. Nevezetesen a motor nyomatékát, nyomatékrugalmasságát és maximális teljesítményét kívánták növelni a fogyasztási és emissziós paraméterek szintentartása, ill. csökkentése mellett. Eszközrendszere azonban mindkettőtől eltérő. A 2,8 dm³-es V6-os 142 kW-os maximális teljesítményű és 280 Nm maximális nyomatékú benzinmotoron alkalmazott folyamatos szívócsőhossz változtatással a változtatható paraméterű lengőcsőfeltöltés különböző változatain belül a legkedvezőbb nyomatéki karakterisztika állítható elő (4.6.3. pont). Az ezzel együttműködő folyamatosan változtatható szívószelep vezérléssel pedig a henger maradékgáz-tartalma és ezen keresztül az alapjáratú stabilitás, a részterhelési fogyasztás és emisszió, valamint a

maximális teljesítmény befolyásolható precízen. A szívó vezérműtengely kívánt fáziselállítását a meghajtó lánc eltérő ágainak feszítésével állítják be. A maximálisan állítható szög 22° . A **4. 107 ábrán** a V6-os motor keresztmetszetén a folyamatos szívócsőhossz változtatás és a folyamatosan változtatható szívószelep vezérlés is jól látható.



4. 107 ábra. Az Audi 2,8 dm³-es V6-os benzinmotor keresztmetszete a folyamatos szívócsőhossz változtatással és a folyamatosan változtatható szívószelep vezérléssel.

Az új ötszelepes 2,8 dm³-es motor kétszelepes elődjéhez képest a számítógéppel vezérelt és optimalizált együttműködésű folyamatosan változtatható szívó- és szelepvezérlő rendszernek is köszönhetően, több mint 10 %-kal nagyobb max. nyomatékkal, ill. teljesítménnyel rendelkezik és átlagfogyasztása is 5...8 %-kal csökkent.

5. A FELTÖLTÉS FOLYAMATA ÉS RENDSZEREI

A belsőégésű motorok feltöltése a töltetcsere folyamat jóságát befolyásoló valamennyi követelményre és elvárásra hatással van. A feltöltés úgyis felfogható, mint a töltetcsere folyamat javításának egy igen hatásos eszköze. E felfogás szellemében a feltöltés egy speciális területe a nyomáshullám feltöltési eljárások (lengőcsőfeltöltés, rezonanciafeltöltés, illetve kapcsolt rendszerek), a „Töltetcsere folyamata” c. fejezetben kerültek tárgyalásra (4.6.1., 4.6.2., 4.6.3. és 4.6.4. pontok). E fejezetben a feltöltésnek azok a fontosabb eljárásai és rendszerei kerülnek ismertetésre, amelyeknél a motor hengereibe jutó levegőt külön sűrítőben (feltöltő) sűrítik elő és ennek következtében a töltet nyomása is általában jóval nagyobb (magasnyomású feltöltés), mint a nyomáshullám feltöltéssel elérhető szint.

A feltöltők alkalmazása ott terjedt el először, ahol a nagy hatásfok és fajlagos teljesítmény az igény. Nagy haszonjárműveknél ez, illetve a kis fajlagos tüzelőanyag-fogyasztás, valamint az egyre szigorodó emissziós határértékek betartása, turbófeltöltés nélkül már nem valósítható meg. Napjainkban a korszerű turbófeltöltési rendszerekkel felszerelt személygépkocsi dízelmotorok fogyasztási és emissziós tulajdonságaik miatt egy környezetbarát alternatívát jelentenek a hármas hatású katalizátorral felszerelt benzinmotorokkal szemben. A kis hengertérfogatú, takarékos benzinmotoros személygépkocsik iránti fogyasztói igény, ami egybeesik az üvegházhatást fokozó CO₂ emisszió csökkentésére irányuló és egyre szigorodó törvényi korlátozással, megkívánja a motorgyártóktól új koncepciók megvalósítását is. Ezek közé tartozik a kis hengertérfogatú benzinmotorok feltöltése. Itt a turbófeltöltés mellett már egyéb feltöltési eljárások (pl.: Comprex, mechanikus, stb.) is szóba jönnek, sőt versenyképes alternatívát is jelentenek.

5.1. A feltöltés célja és általános összefüggései

5.1.1. A feltöltés alapgondolata és célja

A feltöltés alapgondolata szerint az égéshez szükséges levegőt még a hengereken kívül előzetesen összesűrítik annak érdekében, hogy a hengerbe jutó töltet tömege és így a henger légfelvétele (feltöltési foka) nagyobb legyen.

Tehát a feltöltött motorokban a levegőt, illetve a tüzelőanyag-levegő keveréket kétszeresen sűrítik: egyszer a hengereken kívül és egyszer a hengerekben.

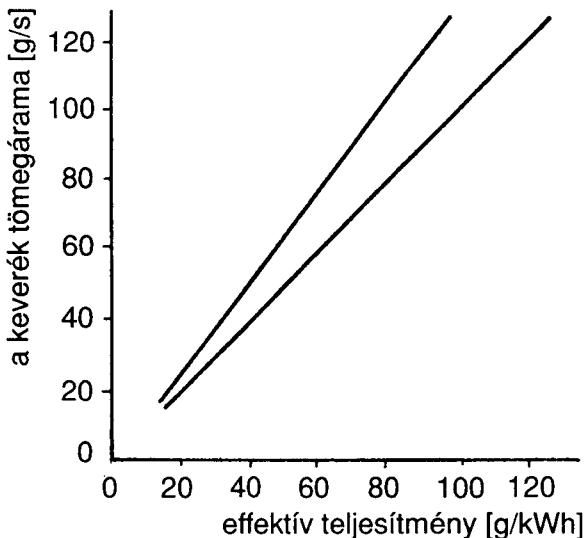
A feltöltés célja a társadalmi és fogyasztói elvárások, illetve a törvényi szabályozás, valamint a feltöltési rendszerek fejlődésével folyamatosan változott, differenciáltabb lett. A kezdeti teljesítménycentrikus időszak után előbb előtérbe kerültek, majd meghatározóbbá váltak az emissziós, komfort és gazdaságossági követelmények, valamint fontosabb fejlesztési célkitűzéssé lépett elő az alacsony fordulatszámokon is nagy nyomatkú és rugalmas, mint a nagy maximális teljesítményű motor kialakítása. Ennek megfelelően a **feltöltés célja** a töltési fok növelésén és a töltetcsere veszteségek csökkentésén keresztül

- az effektív középnyomás és a fajlagos teljesítmény növelése,
- a fajlagos tüzelőanyag-fogyasztás és a CO_2 kibocsátás csökkentése,
- a károsanyag-emisszió csökkentése,
- a jármű üzemeltetési igényeit jobban kielégítő nyomatkú jelleggörbe elérése,
- a motor méreteinek és tömegének csökkentése.

5.1.2. A feltöltött motor fontosabb tulajdonságai és jellemzői

5.1.2.1. A feltöltött motor teljesítménye és nyomatkú

Adott belsőégésű motor főtengeyén nyerhető hasznos teljesítmény a motorba bejuttatott tüzelőanyag mennyiségével arányos. A többlet tüzelőanyag bejuttatását azonban korlátozza az égés, mint kémiai reakció létrejöttéhez és fennma-



5.1 ábra. A belsőégésű motorban az átbocsátott keverék és az effektív teljesítmény összefüggése

radásához kémiailag meghatározott, elméleti — vagy más néven stöchiometrikus — tüzelőanyag-levegő (oxigén) keverési arány. Mivel a teljesítmény nem más mint az időegységre eső munkavégzés, a munkát pedig a motor hengereiben megfelelő mennyiségű levegővel összekevert és elégett tüzelőanyag energiájából nyerjük, könnyen belátható, hogy a **belsőégésű motorok teljesítménye a motor hengereibe időegység alatt bejuttatott tüzelőanyag és levegő keverékének mennyiségével arányos**. Más szóval minél több tüzelőanyag-levegő keverék ég el és minél jobb hatásfokkal, adott idő alatt a motorban, annál nagyobb az indikált és a mechanikai veszteségek függvényében az effektív vagy tényleges teljesítmény. (5.1 ábra)

A kérdés más oldalról is megközelíthető. A belsőégésű motor effektív teljesítményének kiszámítására az alábbi ismert összefüggés szolgál:

$$P_e = \frac{1}{2} p_e \cdot V_L \cdot n \cdot z, \quad (5.1)$$

ha elvégezzük a lökettérfogatra a

$$V_L = A \cdot s,$$

A : a dugattyú keresztmetszete, [m²]
 s : a motor lökete (dugattyú út), [m]

helyettesítést, az effektív teljesítményre az alábbi összefüggés adódik:

$$P_e = \frac{1}{2} p_e \cdot A \cdot s \cdot n \cdot z = \frac{1}{4} p_e \cdot A \cdot c_k \cdot z, \quad (5.2)$$

p_e : az effektív középnyomás, [bar]
 n : a motor fordulatszáma, [1/s]
 z : a motor hengereinek száma, [-]
 c_k : a dugattyú középsebessége. [m/s]

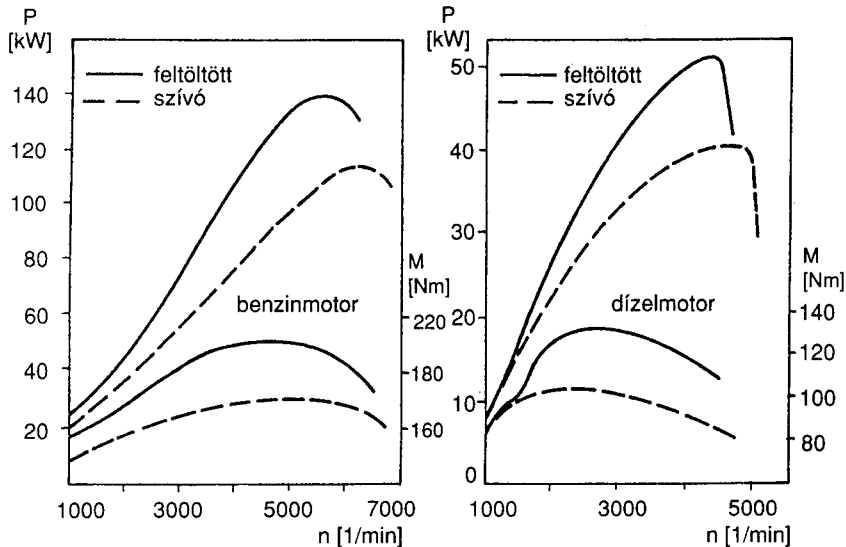
Adott motor esetén a hengerek felfűrésével elérhető hengerkeresztmetszet változás korlátozott hatásától eltekintve, a nagyobb effektív teljesítményt a fordulatszám és az ennek következtében fellépő dugattyú-középsebesség növelésével, vagy az effektív középnyomás, tehát az egységnyi hengertérfogatból nyerhető munka növelésével lehet elérni. A 4. fejezetben megállapításra került, hogy a szériamotorok fordulatszámjai stabilizálódtak, növelésük jelenleg nem fejlesztési irányzat, **az effektív középnyomás növelésének pedig leghatásosabb módja a feltöltés**. A feltöltött motor teljesítmény növelésének ez a módja általában nem növeli, sőt legtöbbször inkább csökkenti a név-

fejlesztési irányzat, az **effektív középnyomás növelésének pedig leg-hatásosabb módja a feltöltés**. A feltöltött motor teljesítmény növelésének ez a módja általában nem növeli, sőt legtöbbször inkább csökkenti a névleges fordulatszámot (**5.2 ábra**). Az effektív középnyomással arányosan növekszik a motor forgatónyomatéka is:

$$M = p_e \cdot V_L \cdot z, \quad (5.3)$$

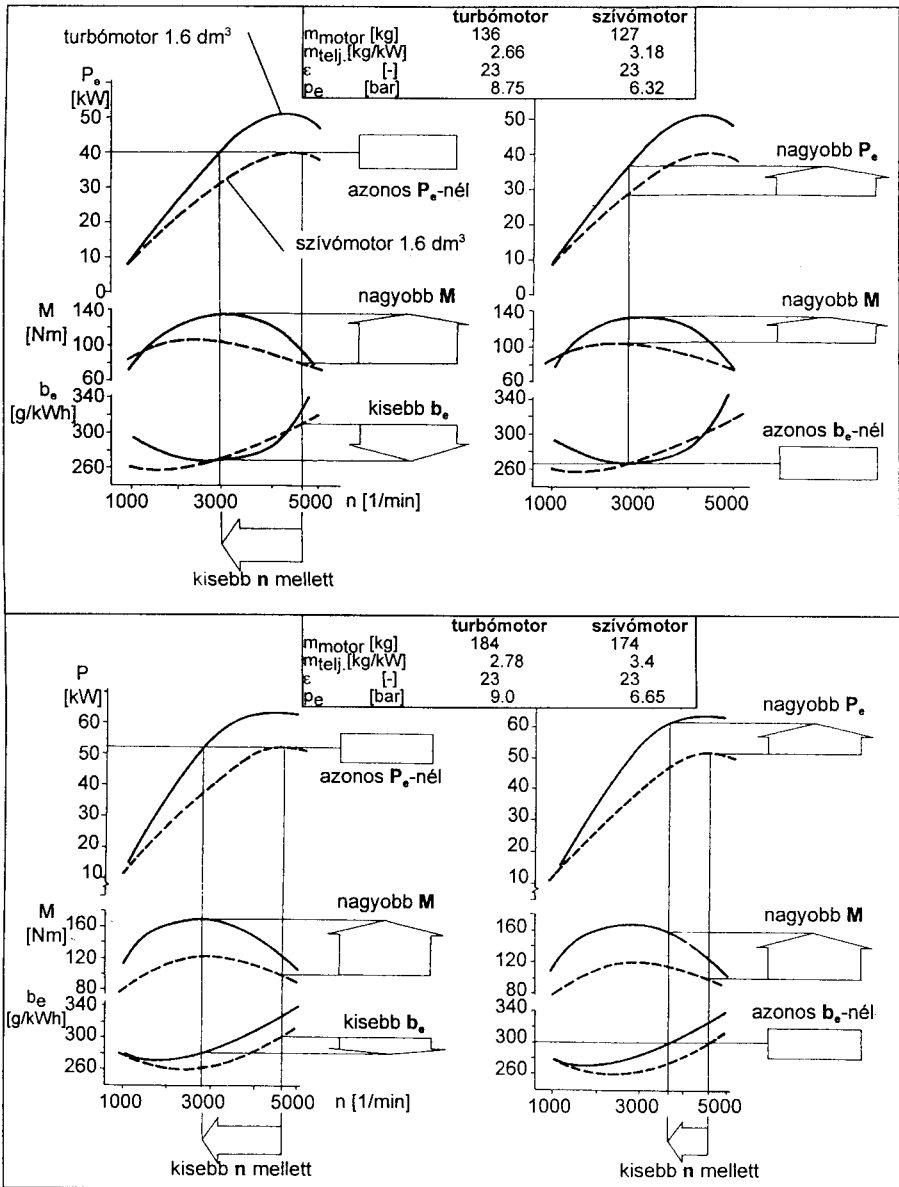
p_e : effektív középnyomás, [bar]
 V_L : a henger lökettérfogata, [m³]
 z : a motor hengerszáma. [-]

A szériagyártású feltöltött motorok nyomatékának növekedése az azonos típusú és lökettérfogatú szívómotorokéhoz képest a 40...50 %-ot is elérheti. Azon motoroknál, amelyeket feltöltésre terveztek a nyomaték növekedés a hasonló szívómotorhoz képest elérheti az 50..100 %-t is. A **5.2 ábrán** jól követhető a szívó és a turbófeltöltött benzin- és dízelmotor esetén a forgatónyomaték és a teljesítmény alakulása, valamint jól látható, hogy mind a turbófeltöltött benzin- és mind a turbófeltöltött dízelmotor a maximális teljesítményét a szívómotorokéhoz képest alacsonyabb fordulatszámon éri el.



5.2 ábra. Szívó- és turbófeltöltött benzin-, valamint dízelmotorok teljes terhelésnél felvett teljesítmény és nyomatéki jelleggörbéi

5.1.2.2. A feltöltött motor fajlagos tüzelőanyag-fogyasztása és hatásfoka



5.3 ábra. Azonos típusú és lökettérfogatú szívó és turbó dízelmotorok gazdaságosságának összehasonlítása.

azonos típusú és lökettérfogatú szívómotorral szemben. A folyamat jól nyomonkövethető a 5.3 ábrán, ahol két-két 1,6 és 2,0 dm³-es lökettérfogatú szívó, illetve turbó dízelmotor teljesítmény, nyomaték és fajlagos tüzelőanyag-fogyasztás jelleggörbéi szerepelnek. Az 5.3b ábrán az is jól nyo-

monkövethető, hogy a 2 dm^3 -es turbómotor magasabban elhelyezkedő fajlagos tüzelőanyag-fogyasztási jelleggörbéje ellenére az azonos teljesítményhez tartozó fajlagos tüzelőanyag-fogyasztás kisebb, illetve a két motor megegyező fajlagos tüzelőanyag-fogyasztása esetén a turbómotor teljesítménye nagyobb.

Célszerű még azt is megjegyezni, hogy a feltöltött motor járműbe építve — még ha az azonos teljesítményekhez tartozó fajlagos tüzelőanyag-fogyasztása nem is alacsonyabb az azonos méretű szívómotorhoz képest —, kedvezőbb útvonalfogyasztást eredményezhet. Ennek oka, hogy

- a magasabb forgatónyomaték, illetve a kedvezőbb alakú nyomatéki jelleggörbe és a nagyobb teljesítmény hosszabb hajtómű áttétel alkalmazását teszi lehetővé, így a motor a fogyasztási jellegmező kedvezőbb tartományai-ban üzemelhet, illetve
- a feltöltött motornak az azonos teljesítményű szívómotorhoz képest kisebb a tömege, és ez a jármű össztömegének csökkenését eredményezi.

A dízelmotorok feltöltéssel (elsősorban turbófeltöltéssel) annyival gazdaságosabban üzemeltethetők, olyan sok előnyös tulajdonsággal rendelkeznek az azonos teljesítményű szívómotorhoz képest, hogy a nehezebb dízelmotorok ma már szinte kivétel nélkül feltöltéses kivitelűek (pl. a Volvo tehergépjármű-vek), illetve egyes gyártók (pl.: BMW) az új fejlesztésű személygépkocsi dízel-motorjaikat csak feltöltős kivitelben gyártják.

5.1.2.3. Feltöltött motor károsanyag emissziója

Feltöltött belsőégésű motorok károsanyag emisszióját, illetve az emisszióknak a hasonló szívómotorhoz képesti alakulását jelentősen befolyásolja az alkalmazott feltöltési eljárás és a feltöltött motor működési módja. Az, hogy benzin-vagy dízelmotort töltenek-e fel, a károsanyag kibocsátás szempontjából jelentős különbséget eredményez:

Benzinmotorok károsanyag emissziójára a feltöltés közvetlenül nincs hatással. Ennek oka, hogy a benzinmotor károsanyag kibocsátása elsősorban a légviszonytól függ, amelyet a benzin-levegő keverék szűk gyulladási tartománya — a feltöltéstől függetlenül — behatárol. A mai korszerű katalizátorral felszerelt motoroknál ez a megállapítás még helytállóbb, mert a katalizátorok az $\alpha=1$ légviszony igen szűk környezetében dolgoznak megfelelően.

A dízelmotorok károsanyag emissziója már sokkal összetettebb képet mutat. E motortípus emissziójára legjellemzőbb a magas NO_x és korom kibocsátás. Mint már említésre került a **nitrogén-oxid emisszió** a munkafolyamat hőmérsékletszintjének ill. az égési csúcshőmérséklet emelkedésével

nő, mert a levegő nitrogéntartalma magas hőmérsékleten oxidálódik. Bár ez a jelenség a feltöltött dízelmotoroknál általános, mégsem mondható, hogy a szívó motorokhoz képest nagyobb lenne a NO_x emissziójuk. Ennek oka, hogy a nitrogénoxid kibocsátás a motor légviszonyának növekedésével csökken és a feltöltés általában nagyobb légviszony alkalmazását teszi lehetővé, ami kompenzálhatja a hőmérséklet emelkedésének hatását. Amennyiben a töltő levegőt is megfelelő mértékben visszahűtik és ezáltal csökkentik a munkafolyamat hőmérsékletet, a **feltöltött motor NO_x emissziója jelentős mértékben csökkenthető** a hasonló szívómotoréhoz képest. A **koromképződés** — mint erről már szintén volt szó — a léghiányos égés következménye. A dízelmotor üzemállapotainak tranziens jellegű változásainál, mint például gyorsításnál, a befecskendezett tüzelőanyag mennyisége a hengerben lévő levegőhöz képest magas, azaz a légviszony alacsony és kb. $\alpha=1,2\dots 1,3$ értéknel (fűsthatár) létrejön a koromkiválás. A feltöltéssel megnövelt légviszony segítségével a tranziens állapotokban is a fűsthatár fölött történik az égés a motorban, ezáltal a **feltöltött motor korom emissziója jelentős mértékben csökkenthető**.

5.1.2.4. A feltöltött motor tömege, teljesítménytömege

Addig, amíg a motorok teljesítmény-növelése, történjen bár fordulatszám-növeléssel, vagy feltöltéssel, azonos teljesítmény növelés esetén egyforma hőterhelés növekedést okoz, a mechanikai igénybevételek a fordulatszám egy bizonyos nagysága felett a feltöltött motor esetében kedvezőbben alakulnak. Ennek oka az, hogy amíg a tömegerők a fordulatszám négyzetével arányosan nőnek, addig a gázerők a töltet növelésével kb. lineárisan változnak. Ennek következtében a feltöltés általában csak a konstrukció megerősítését igényli. A feltöltött motor tömege kb. 5...10 %-kal magasabb a hasonló típusú és lökettérfogatú szívómotoréhoz képest, míg a feltöltéssel elért teljesítmény-növekmény ennél jelentősebb, azaz a teljesítményegységre eső tömeg (kg/kW) csökken, bár a konstrukció robusztusabbá válik.

5.1.3. A feltöltött motor munkafolyamata

5.1.3.1. A munkafolyamat általános jellemzői

E fejezet 5.1.2. pontjában megállapításra került, hogy a feltöltés teljesítmény-növelő hatása a magasabb effektív középnyomásra vezethető vissza, ami viszont elsősorban a magasabb töltési fok és kisebb töltetcsere veszteségek következménye. Célszerű ezért a munkafolyamatot ezen jellemzők hatásának figyelembevételével vizsgálni.

Szivás (feltöltés)

A feltöltött motorba a szívó ütem során az elősűrítés miatt — a szívó motoréhoz képest —, a feltöltési eljárástól függően nagyobb nyomású és nagyobb hőmérsékletű töltet kerül. A nyomásnövekedés sűrűségnövelő és a hőmérséklet-emelkedés sűrűségcsökkentő hatásának eredőjeként **a frisstöltet sűrűsége növekszik**. Nő a frisstöltet által a motor hengereiben elfoglalt térfogat is, mivel nyomásnövekedése következtében, kisebb térfogatra nyomja össze a maradékgázt. Tehát a motor hengereibe jutó **frisstöltet tömege** nemcsak a sűrűségével arányosan, hanem — a maradékgázok kisebb térfogatra történő összenyomása miatt —, ennél **nagyobb mértékben növekszik**, ami töltési fok és közénomás növelő hatású.

A frisstöltet tömegét tovább növelhetjük a maradékgáz nagyobb arányú eltávolításával. Szívómotor esetében, mint ez már említésre került, a kipufogó vezeték nyomása magasabb a szívóvezeték nyomásánál ($p_k > p_{sz}$), ezért a kipufogás végén a dugattyú felső holtpontjában a kompresszióteret kitöltő maradékgáz egy része a hengerben marad. Feltöltés esetén a szívócsőben lévő nyomás általában magasabb a kipufogó vezeték nyomásánál ($p_k < p_{sz}$), ezért a szelepvezérlés megfelelő átalakításával elérhető, hogy a frisstöltet a maradékgázt kitolja (kiöblíti) a hengerből, és a teljes hengertérfogatot ($V_L + V_k$) kitöltse. Feltöltött motornál a szelepösszenyitás szögtartománya jelentős mértékben megnövelhető ($80^\circ \dots 150^\circ$), és így számottevő szelepkeresztmetszet válik egyidejűleg szabaddá. A szelepösszenyitás növelésének vannak korlátai: egyrészt a szelepek nem verhetnek bele a dugattyúba, másrészt a túl nagy szelepösszenyitás csökkenti a nyomatéki rugalmasságot. **Benzinmotoroknál** a szelepösszenyitás mértékét korlátozza a nyitott kipufogószelepen távozni tudó benzin-levegő keverék hatásfok csökkentő hatása, valamint az esetleges belső kipufogógáz-visszavezetés. **Dízelmotoroknál** azonban jelentős méretű szelepösszenyitás alkalmazható és ezzel a megfelelő mértékű kiöblítés érhető el. Itt a növekvő méretű feltöltés hatására — változatlan szelepösszenyítási szög mellett —, a hengerben visszamaradt égésterméken túl a töltőlevegő egy része is eltávozhat.

A szelepösszenyítás, ill. a kiöblítés hatására bekövetkezett frisstöltet és töltési fok növekedés mellett meg kell még említeni, egy járulékos pozitív hatást, a motor legmagasabb hőmérsékleten üzemelő részeinek, a kipufogószelep és környéke hőterhelésének és a kipufogó gázok hőmérsékletének csökkentését. Ez főleg a magasabb hőmérsékleten üzemelő benzinmotorok esetén fontos.

Sűrítés (kompresszió)

A sűrítés vagy kompresszió térfogathatárai feltöltés esetén megegyeznek az

azonos szívómotor térfogathatáiraival, ezért a feltöltött motor sűrítése során a hőmérséklet- és nyomásértékek — a magasabb értékekről indulva — a szívómotornál megismert jelleg szerint változnak. Eszerint a feltöltött motor sűrítési csúcshőmérsékletének és csúcshőmérsékletének értéke annyszor magasabb a hasonló szívómotor értékeinél, ahányszor a szívószelep zárásakor a feltöltött motor hengerében magasabbak a nyomás- és hőmérséklet értékek a hasonló szívómotor értékeihez képest.

Terjeszkedés (expanzió)

A terjeszkedés oka és meghatározó része az **égésfolyamat**. A belsőégésű motorok feltöltése azáltal, hogy megnöveli a sűrítési csúcshőmérsékletet, benzin- és dízelmotoroknál jelentősen, de eltérő módon befolyásolja az égésfolyamatot. A magasabb nyomás- és hőmérsékletszint ellentétes hatást okoz: a benzinmotoroknál nehézségeket jelent, a dízelmotoroknál az égésfolyamatot kedvező irányba befolyásolja.

Benzinmotoroknál a lángfrontsebességet és a még el nem égett keverékben lejátszódó reakciókat célszerű vizsgálni:

- **A lángfront haladási sebességét a feltöltés során kialakuló nagyobb nyomás- és hőmérsékletszint alig befolyásolja.** Azonos légviszony esetén a sűrítés hatása a hatásfokra elhanyagolható, és a feltöltött- és a szívómotor égési csúcshőmérsékletei alig térnek el egymástól. Ebből következik, hogy a feltöltéssel a motorteljesítmény jelentősen növelhető változatlan hatásfokok és fajlagos tüzelőanyag-fogyasztás mellett.
- **A még el nem égett keverékben a lángfront előtt lejátszódó folyamatokat a feltöltés jelentősen befolyásolja.** A feltöltés következtében kialakuló magasabb nyomás- és hőmérsékletszint (ez utóbbi jelentősebben) megnöveli a kopogási hajlamot. Ez a benzinmotor feltöltésének legjelentősebb korlátja.

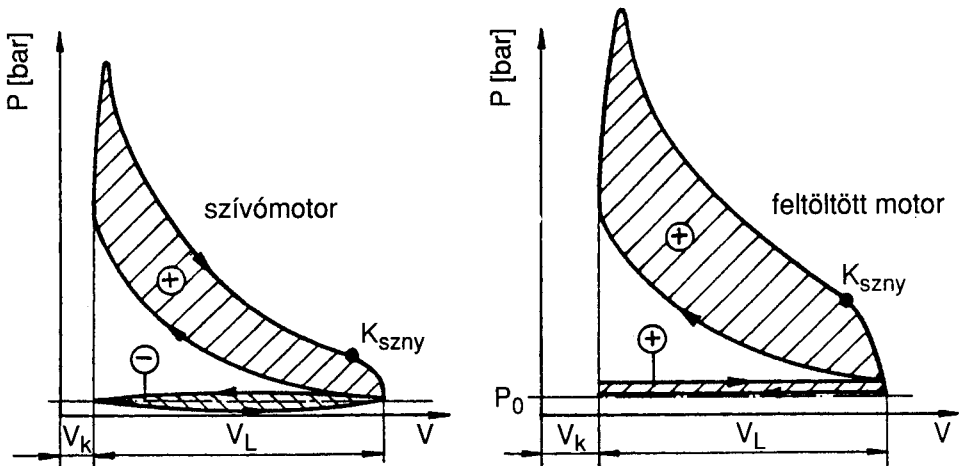
Dízelmotoroknál lényegében ugyanúgy zajlik az égésfolyamat mint a szívómotoroknál. A feltöltött motorok magasabb hőmérsékletszintje kedvezően befolyásolja — a csökkenő gyulladási késedelem révén — a gyulladási és égési folyamatot. A hengerben lévő melegebb levegő esetén a kisebb gyulladási késedelem miatt a nyomásnövekedés mértéke kisebb, vagyis a motor lágyabban jár. Ennek oka az, hogy a kisebb gyulladási késedelem alatt kisebb tüzelőanyag-hányad kerül az égéshez előkészült állapotba és az égés kezdeti szakasza így kevésbé intenzív. **A terjeszkedés végén** a kipufogószelep nyitásánál a folyamat vég és a kipufogás kezdő nyomás és hőmérséklet értékei a szívási és a sűrítési folyamatnál ismertetett gondolat értelmében annyszor

magasabbak a hasonló szivómotor kipufogószelepe nyitásához tartozó értékeihez képest, ahányszor a szívási folyamat végén voltak a nyomás és hőmérséklet értékek magasabbak a szivómotoréhoz képest. Tehát a feltöltött motor főmunkafolyamata során a nyomás és hőmérséklet értékek a feltöltési ill. szívási ütem végén, pontosabban a szívószelep zárásakor a feltöltött motor és a hasonló szivómotor adott értékei között kialakult arány szerint változnak. **A nyomásnövekedéssel arányos az effektív középnyomás (fajlagos munka) növekedése is.**

Kipufogás

A kipufogási folyamat a szíváshoz (feltöltéshez) hasonlóan kevésbé általánosítható, mert jellegét erősen meghatározza a feltöltés fajtája.

A munkafolyamat fent tárgyalt szakaszai jól nyomonkövethetők az **5.4 ábrán**.



5.4 ábra. Azonos méretű maximális terhelés és névleges fordulatszám mellett felvett feltöltött és szivómotor összehasonlító indikátordiagramja.

5.1.3.2. A munkafolyamat feltöltés módjától függő jellemzői

A feltöltött motor munkafolyamatát, illetve a folyamat jellemzőit jelentősen befolyásolja az alkalmazott feltöltési eljárás. Bár a feltöltési rendszereket a következő pontok ismertetik e pont tárgyalásához is szükséges, a járműmotorokban alkalmazott és még nem ismertetett, fontosabb feltöltési eljárások megismerése.

A turbófeltöltés a motor kipufogógázainak energiáját hasznosítja. A motorból a kipufogógáz-vezetéken keresztül távozó nagy sebességű égéstermékek

energiáját felhasználva a turbófeltöltő turbinája hajtja a vele egy tengelyre ékelt kompresszort, ami a friss töltetet beszívja és túlnyomással a hengerbe tolja. Bár a feltöltő a motor forgó részeivel nincs kapcsolatban — a turbina miatt —, a kipufogó-vezetékben megnövekedett nyomástöbblet ellenállásként jelentkezik, és visszahat a motor működésére és teljesítményére. Emiatt nem jelenthetjük ki, hogy a turbófeltöltő teljesítmény-felvétele kizárólag a motor kipufogási (hulladék) energiájából fedeződik.

A mechanikus feltöltéshez közvetlenül a motor főtengelyéről, többnyire megfelelő — esetenként szabályozható vagy lekapcsolható — áttételen keresztül nyerik a működéshez szükséges energiát. A feltöltő beszívja, majd elősűrítve továbbítja a friss töltetet a motor hengereibe. A mechanikus feltöltő nyomásviszonya (a feltöltő utáni és előtti töltetnyomások hányadosa: p_2/p_1) kisebb, mint a turbófeltöltőké. A mechanikus feltöltő által felvett teljesítmény a motor hasznos (effektív) teljesítményét csökkenti.

A Comprex feltöltés a nyomáshullám feltöltéshez hasonlóan, szintén gázdinamikai hatásokat használ fel a töltet sűrítésére és a motor főtengelyéről veszi le a töltő mechanizmusának forgatásához szükséges a csapágysúrlódást és a ventilációs veszteségeket fedező nem jelentős mennyiségű (kb. 1 %) energiát. További nem elhanyagolható energiát igényel a cellás kerék változó motorfordulatszámhoz igazodó felgyorsítása. A Comprex feltöltő már alacsony és közepes motorfordulatszám tartományokban is megfelelő nyomásviszonyt és így megfelelő töltési fokot biztosít.

Töltetcsere folyamat, töltetcsere folyamat munkája

A feltöltött belsőégésű motorok töltetcsere folyamatát vizsgálva megállapítható, hogy bár igen sok tényező (pl. a motor üzemállapota, a feltöltő hangolása stb.) függvénye, alapvető meghatározója az alkalmazott feltöltési eljárás. **Szívómotornál** megállapításra került, hogy a szívó- ill. kipufogó oldali ellenállások, fojtások miatt a töltetcsere-munka általában negatív (a töltetcsere területének körüljárási iránya az óramutató járásával ellentétes). **Feltöltött motornál** a nagyobb szívó oldali feltöltési nyomásból adódó munka nemcsak kiegyenlítheti e veszteségek hatását, hanem kompenzálhatja is azokat, így a töltetcsere munka részben vagy egészben pozitívvá válhat. Ahhoz, hogy az egyes feltöltési eljárások hatása szemléletesen összehasonlítható legyen a **5.5 ábrán** egy dízelmotor elvi töltetcsere folyamata kerül bemutatásra szívómotorként, ill. különböző feltöltési eljárások alkalmazása esetén, azonos 2 000 1/min fordulatszám és teljes terhelés mellett. A feltöltők és a motor együttműködésének optimalizálása is erre a fordulatszámra történt.

Turbófeltöltés esetén a kipufogás nem közvetlenül a szabad levegőbe történik, kitoláskor a dugattyúnak többnyire munkát kell végeznie, mert a henger-

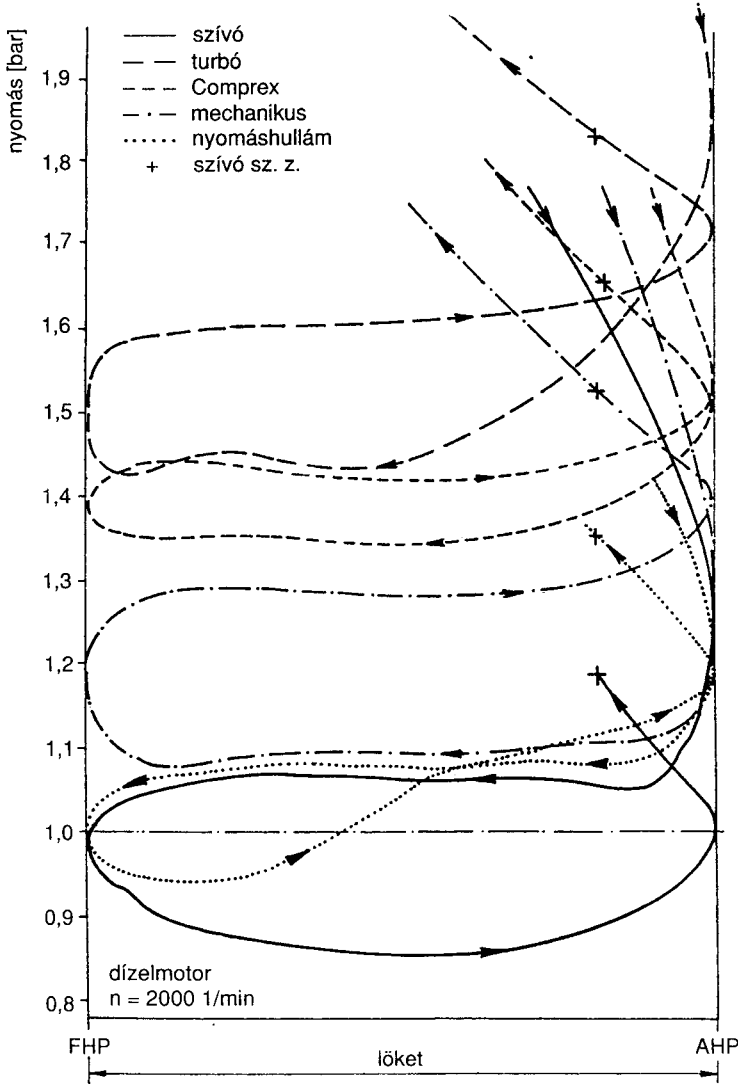
ből kiömlő gáz mozgási- ill. hőenergiája önmagában nem elegendő ahhoz, hogy a turbina akkora teljesítményt szolgáltatson, amekkora a kompresszor hajtásához szükséges. Ezért a kipufogó-vezetékben nő a nyomás, ami viszont visszahat a motorra, mert a dugattyúnak az égéstermék nagyobb nyomás ellenében kell kitolnia. A szívási (töltési) ütem folyamán a feltöltő (kompresszor) által biztosított — a környezeti nyomásnál általában nagyobb — nyomáson jut a töltet a hengerbe. A turbófeltöltő motorhoz illesztésétől (hangolásától) és a motor üzemállapotától függően a töltetcsere-munka lehet negatív, zérus és pozitív. Ha a töltetcsere-munka negatív, akkor a turbófeltöltő működéséhez teljesítményt von el a motortól, ha pozitív, akkor a motor teljesítményét növeli. A turbina minden esetben fedezi a kompresszor teljesítmény-felvételét, de közben több, vagy kevesebb teljesítményt von el a motortól, aminek egy részét a kompresszor visszaadja. E folyamatot vizsgálva is megállapítható, hogy a turbina nemcsak a kipufogógázok, egyébként veszendőbe menő energiáját használja fel. Ahhoz, hogy a töltetcsere folyamat munkája pozitív legyen a kis áramlási veszteségek mellett, a motor munkapontjának a feltöltő jellegmező jó hatásfokú tartományába kell esnie.

Mechanikus feltöltés esetén a kipufogás a szabad levegőbe történik, így az égéstermékek kitolása a kipufogó oldali ellenállások leküzdéséhez szükséges nyomáson történik. Már kis töltőnyomás is elegendő ahhoz, hogy a negatív töltetcsere-munka eltűnjön és pozitívvá váljon. Mivel a mechanikus feltöltő a motor főtengelyéről kapja a meghajtást, a motor legtöbb üzemállapotára a pozitív töltetcsere-munka jellemző.

Nyomáshullám feltöltés esetén az ún. hangolt fordulatszám-tartományban a nagyobb töltet eredményeképpen a munkafolyamat nyomásszintjének növekedése miatt a kipufogási nyomás is kismértékben növekedik a szívómotoréhoz képest. A szívási (töltési) ütem nyomása — a feltöltés jó hatásfokú működési tartományában a „hangolt” fordulatszám(ok) környezetében —, magasabb a szívómotorénál és a löket egy részében, elsősorban a szívószelep zárását közvetlenül megelőző szakaszban a környezeti nyomásnál is. Bár a töltetcsere-munka jellemzően nem válik pozitívvá, de a szívómotorhoz képest a negatív töltetcsere-munka igen csekély. A fentitől eltérő fordulatszám-tartományokban a töltetcsere-munka nagysága hasonló ill. kissé nagyobb, mint a szívómotoré.

Complex feltöltés esetén a kipufogás nem a szabadba történik. A kipufogóvezetékben a végén elhelyezett töltő következtében a nyomásviszonyok hasonlóak a turbófeltöltött motorokéhoz. A szívási (töltési) ütem folyamán a feltöltő a turbófeltöltött motorénál szélesebb fordulatszám-tartományban tud a környezeti levegő nyomásánál nagyobb nyomású levegőt a szívóvezetékbe juttatni. Ugyanakkor a Complex feltöltő hatásossága nagy mértékben függ a hajtás fordulatszám-áttételétől, valamint az ún. celláskerék hosszától, így opti-

malizálása csak egy adott motor fordulatszám-tartományára végezhető el. Ezért a Comprex feltöltő motorhoz történő illesztésétől és a motor üzemállapotától függően a töltetcsere-munka a negatív és a pozitív értékek között változhat, azzal a megjegyzéssel, hogy a szélső értékek közötti eltérés kisebb a turbófeltöltéshez képest és pozitív töltetcsere munkaterületre csak a hangolt fordulatszám környezetében számíthatunk — egyéb feltételek megléte esetén.



5.5 ábra. Dízelmotor elvi töltetcsere folyamatának összehasonlítása teljes terhelés esetén, a különböző feltöltők optimális működési tartományán belüli $n=2000$ 1/min fordulatszám.

5.1.4. A feltöltés motor oldali korlátai

A belsőégésű motorok feltöltésével elérhető teljesítménynövelésnek határt szab a motor, a feltöltő és e kettő együttműködése. A fajlagos teljesítmény növelésével a motor terhelése is nő. Lényeges különbséget jelent azonban, hogy a teljesítménynövekedést a fordulatszám növelésével, vagy a töltési fok, illetve az effektív középnyomás növelésével érték el. A tömegeroőkből származó változó igénybevétel, valamint a súrlódási veszteségek, és így az ebből származó hőterhelések is — mint már említésre került —, a fordulatszám (dugattyú középsebesség) négyzetével arányosak. Feltöltés esetén azonban a fordulatszám általában nem nő — sőt legtöbb esetben csökken —, a motor többletterhelését a frisstöltet megemelt nyomását és hőmérsékletét követő magasabb égési csúcsnyomás és csúcshőmérséklet okozza. A feltöltés megengedhető mértékét a motor oldaláról általában a mechanikus és termikus igénybevételek, valamint gazdaságossági szempontok korlátozzák. Míg a benzinmotoroknál a megnövekedett nyomás és hőmérséklet értékeknek az égésfolyamatra gyakorolt hatása, a kopogásos égés kialakulása a feltöltés növelésének meghatározó motor oldali korlátja, addig dízelmotoroknál a magasabb töltőnyomás esetén a hő- és mechanikai-terhelés, alacsonyabb töltőnyomás esetén az ún. fűsthatár a feltöltés növelésének legjelentősebb motor oldali korlátja.

5.1.4.1. Az égésfolyamatból származó korlátok

Benzinmotor

A legjelentősebb korlát a **kopogásos égés kialakulása**. A kopogási határ szempontjából egyértelmű összefüggés van a **beszívott levegő hőmérséklete és nyomása** között. Amennyiben a beszívott levegő hőmérséklete nő, a kopogásos égés általában úgy kerülhető el, ha a nyomást csökkentjük és fordítva. A töltő levegő visszahűtésével a kopogási hajlam nagymértékben csökkenthető, és így a töltő nyomása és a motor teljesítménye növelhető.

Jelentős hatása van a kopogási határra az **előgyújtási szögnek** is. Amennyiben a töltő levegő hőmérséklete, ill. nyomása meghaladja a kopogásos égés kialakulása szempontjából kritikus értéket az előgyújtás szögének csökkentésével a kopogásos égés elkerülhető. A kopogási határ ily módon történő kitolásának azonban ára van: romlik a feltöltött motor fajlagos fogyasztása. Könnyen belátható a **motor sűrítési arányának** és a kopogási határnak a kapcsolata is, hisz az égési csúcsnyomás és csúcs-hőmérséklet a töltet hőmérsékletének és nyomásának, valamint a motor sűrítési arányának együttes függvénye. A **légvizony** ugyancsak befolyásolja a kopogással elérhető legnagyobb teljesítményt. A nagy légfeszüléssel ($\alpha \geq 1,2$) és a nagy tüzelőanyag-

felesleggel ($\alpha \leq 0,85$) működő motorok kevésbé hajlamosak a kopogásra és így nagyobb töltőnyomások engedhetők meg, e megoldások alkalmazása azonban költséges. Az $\alpha \leq 0,85$ esetben megnő a motor fajlagos fogyasztása, az $\alpha \geq 1,2$ esetben pedig a szegény keverékű üzemmódhoz elengedhetetlen a speciális keverékképzés és gyújtás, valamint a pontos elektronikus motor szabályozás.

Dízelmotor

Általában alacsonyabb feltöltő nyomásoknál, a **füstthatár** jelenti az égésfolyamatból származó korlátot. Azon feltöltési eljárásoknál, amelyeknél a nyomásviszony korlátozott, vagy azoknál, ahol a nyomásviszony megfelelő, de egyes — többnyire alacsony — fordulatszám tartományokban nem kielégítő, a befecskendezett tüzelőanyag szempontjából a füstthatár jelentkezik, mint felső korlát. Ez általában a kis motor-fordulatszám mellett fellépő nagy terhelések esetén jelent problémát.

5.1.4.2. A mechanikai és hőterhelésből származó korlátok

Benzinmotor

A mechanikus- és a hőterhelések a gyakorlatban nem jelentik a feltöltés korlátját, mert a kereskedelemben kapható, és a motorhoz előírt tüzelőanyagok alkalmazása esetén a kopogás előbb jelentkezik, mint a hő- és mechanikus terhelésből származó túlzott igénybevétel.

Dízelmotor

A feltöltés hatására bekövetkező fajlagos teljesítmény növekedéssel ill. a csúcsonomással párhuzamosan nő a mechanikai terhelés és az égésteret határoló falak a dugattyú, dugattyúgyűrűk és a szelepek hőterhelése.

A **mechanikai terhelés** oka a motor hengerében a munkafolyamat során kialakuló maximális nyomás és a munkafolyamat során időegység alatt lezajló periodikus nyomásváltozás. A maximális nyomásból a motor szerkezeti részeiben alakváltozások és mechanikai feszültségek keletkeznek, a nyomásváltozás okozta periodikus terhelés hatására a szerkezeti anyagok fárasztóigénybevételnek vannak kitéve. A feltöltés miatt keletkezett többlet mechanikai terhelések hatására elsősorban a következő alkatrészekben léphetnek fel megengedhetetlen igénybevételek:

- forgattyústengely-csapágyak;
- hengerfejcsavarok, amelyek megnyúlásával a hengerfejtömítés átfújhat;

- hajtórúdszár;
- a felső dugattyúgyűrű (tűzgyűrű) és a hengerfal kopása, de ebben szerepe van a hőterhelésnek is;
- dugattyú csapszeg.

A **hőterhelés** oka a munkaközeg és a motor hengereit határoló falak és alkatrészek közötti hőcsere. A hőterhelés tulajdonképpen hőáramsűrűség ($J/s \cdot m^2 = W/m^2$), vagyis egységnyi felületen időegység alatt átáramló hőmennyiség (energia). A munkafolyamat során a munkaközeg és a motor szerkezeti részei között a hőáram széles tartományon belül változik. Az így kialakult helyi hőterhelések eltérő anyaghőmérsékleteket és anyagon belüli hővezetést, valamint hőtágulásokat és hőfeszültségeket (helyi hőigénybevétel) okoznak. Feltöltés hatására, amennyiben nem hűtik vissza a töltőlevegőt, megnő a munkafolyamat hőmérsékletszintje, az égési csúcshőmérséklet. Az ebből adódó többlet hőterhelés és az ennek hatására fellépő hőigénybevételek magas szintje a motor alábbi szerkezeti részein olyan kritikus értékeket érhet el, amelyek a feltöltés legfontosabb korlátját jelenthetik:

- kipufogószelep — tányérja deformálódhat, tömítőfelülete berepedhet;
- dugattyútető — hőmérséklete alumínium-ötvözet esetén elérheti az ún. lágyulási hőmérsékletet;
- dugattyú felső gyűrűhornya — hőmérséklete elérheti az olaj kokszosodási hőmérsékletet (265...270 °C) és a gyűrű megszorul, a dugattyú besülhet;
- hengerfej gát — a fellépő hőfeszültségek hatására átrepedhet;
- a hengerpersely — magas hőmérséklete hatására (kb. 150 °C felett) megszűnhet az olajfilm, amely kopáshoz és berágódáshoz vezet.

Dízelmotorok feltöltésénél a mechanikai és a hőterhelés alakulását mindig figyelemmel kell kísérni, mivel a feltöltéssel járó többlet terhelésből származó többlet igénybevétel csak egy meghatározott szintig növelhető. A motor teljesítményének esetleges további növelése az élettartam jelentős csökkenésével járhat, illetve a motor tönkremehet.

5.1.5. A töltőlevegő visszahűtése

A különböző feltöltési eljárások alkalmazásával az adott hengertérfogatba jutó frisstöltet mennyiségét (tömegét, sűrűségét) kívánják növelni. A töltet növeléséhez, ha a motor szívóoldali ellenállásai már nem csökkenthetők tovább, nagyobb töltőnyomás szükséges. Mivel azonban a növekvő töltőnyomással arányosan emelkedik a töltőben sűrített levegő hőmérséklete, ebből következik, hogy a levegő sűrűsége a nyomásnövekedésnél kisebb mértékben emelkedik. A töltőt elhagyó levegő hőmérsékletét még jelentősen befolyásolja a feltöltő

hatásfoka is (rossz hatásfok=nagy hőmérsékletemelkedés és fordítva), a motorba bejutó töltetét pedig a motor azon szerkezeti elemeinek hőmérséklete, amelyekkel érintkezik. Végeredményben az így létrejött magasabb hőmérsékleteken a sűrűség növekedése lényegesen kisebb, mint a nyomásnövekedés. Ez a hatás se nem hasznos, se nem kívánatos, ugyanis a feltöltéssel elérhető teljesítmény-növekmény szempontjából nem csak a töltet nyomásnövekménye, hanem sűrűségének nagysága — és ezzel a rendelkezésre álló oxigén mennyisége — is meghatározó, azaz **kisebb teljesítménynövekmény érhető el**. A magas töltési hőmérséklet azonban más okból is káros, mivel a körfolyamat hőmérsékletének szintjét a hengerben lévő sűrítési kiindulási hőmérséklet, azaz elsősorban a töltet hőmérséklete határozza meg, a **motor hőterhelése erősen megnő**. Ez benzinmotornál **növeli a kopogási hajlamot**, aminek ellensúlyozására általában csökkentik a sűrítési arányt ill. az előgyújtást. Összességében a folyamat eredményeképpen **romlik a motor hatásfoka**. A felsorolt hátrányok jelentős mértékben csökkenthetők, ha a feltöltő és a motor közé hűtőt helyeznek el, amin keresztülvezetik a feltöltő által összesűrített és felmelegedett levegőt. Ezt az eljárást a **töltőlevegő visszahűtésének** nevezik. Kísérleti eredmények és gyakorlati tapasztalatok szerint azonos nyomásviszony mellett a töltőlevegő sűrítés utáni minden 10 °C-os hőmérsékletcsökkenésénél a töltet kb. 3 %-os sűrűsége-növekedésével lehet számolni, és ezzel arányosan nő a teljesítmény és javul a hatásfok, valamint a fajlagos fogyasztás is.

A töltőlevegő sűrítés utáni visszahűtésére közúti és mezőgazdasági járműmotoroknál az alábbi módszerek találhatók meg:

- **Folyadékűtés a motor hűtőfolyadékával**, 85...90 °C-os töltőlevegő hőmérséklet érhető el vele.
- **Folyadékűtés önálló hűtőfolyadék-körrel** és levegő-víz visszahűtéssel.
- **Turbóhűtő** a töltőlevegő expanziót végez, hűtő munkafolyamatot valósít meg.
- **Levegővel való hűtés**, ún. levegő-levegő visszahűtéssel 20 °C környezeti hőmérséklet esetén 40...50 °C töltőlevegő-hőmérséklet érhető el.

5.1.5.1. A levegő-levegő visszahűtő

Napjainkban közúti járműmotoroknál a feltöltő utáni töltőlevegő levegő-levegő hőcserélőben történő visszahűtése rohamos léptekben terjed. **Benzinmotornál** ezzel akadályozzák meg a feltöltött motorokat veszélyeztető kopogásos égés kialakulását, **dízelmotoroknál** pedig ezzel érik el a hatásfok javulását, és a fajlagos fogyasztás csökkenését a növekvő teljesítmények mellett.

A megoldás mindkét esetben jótékonyan hat a károsanyag emisszió csökkentésére.

A levegő-levegő visszahűtő az a hőcserélő, ami a technika és technológia mai szintjén széria motoroknál elfogadható árszinten és megfelelő megbízhatósággal a megkívánt 40...70 °C-os hőmérséklet-csökkenést tudja biztosítani a menetszél, a motor hűtőventillátora, vagy egyes esetekben külön ventilátor által biztosított légáram segítségével. Ez utóbbi megoldás előnyei különösen hegymenetben, vagy városi közlekedésben pl. csúcsforgalom idején jelentkezik, amikor a menetszél hűtés hatása alig érezhető. A megoldásból további konstrukciós előnyök is származnak, mert ebben az esetben a töltőlevegő-hűtő a motortérben nagyobb szabadsággal helyezhető el.

5.1.5.2. A töltőlevegő visszahűtésének hatása a motor fontosabb jellemzőire

A töltőlevegő visszahűtését a teljesítmény növelése (sport- és versenymotoroknál), vagy a motor hatásfokának növelése ill. fajlagos fogyasztásának csökkentése (szériagyártású feltöltött motorok) céljából alkalmazzák. Emellett természetesen a töltőlevegő hűtése befolyásolja a feltöltött motor egyéb fontos jellemzőit is. Összegezve, hatására a

- | | |
|-----------------------------------|----------|
| • sűrítés | nő, |
| • töltési fok | nő, |
| • teljesítmény | nő, |
| • forgatónyomaték | nő, |
| • töltőnyomás | csökken, |
| • sűrítő teljesítmény-igénye | csökken, |
| • oktánszám-igény | csökken, |
| • előgyújtás | nő, |
| • fajlagos tüzelőanyag-fogyasztás | csökken, |
| • stabilitás | nő. |

Természetesen a fenti jellemzők nem együtt és nem egyszerre változnak pozitívan, hanem alternatívan, attól függően, hogy mely hatások erősítése céljából hűtöttük vissza a töltőlevegőt. Például a töltőlevegő-visszahűtésével azonos, ill. nagyobb sűrítő nyomásviszony esetén lényeges többleteljesítmény érhető el, vagy ugyanazt a motorteljesítményt alacsonyabb nyomásviszonynál érik el, így csökkenhet a meghajtási teljesítmény. Ez utóbbi turbómotor esetében kisebb turbina használatát teszi szükségessé. Ez a megoldást általában a közúti forgalom számára készített turbómotoroknál alkalmazzák, ahol mind az ala-

csonyabb nyomásviszony, mind a kisebb turbina javítja e motortípus gyenge pontjait, nevezetesen az alacsony fordulatszámoknál jelentkező kis forgatónyomatékokat és a hirtelen gyorsításkor fellépő nagyobb reakcióidőt. A közúti turbómotoroknál e tényezők fontosabbak, mint a csúcsteljesítmény. Közúti benzinmotoroknál sem a teljesítmény növelése a cél. A töltőlevegő hűtésének köszönhető alacsonyabb oktánszámigény lehetővé teszi a sűrítés és az előgyújtási szög növelését. E kettő együtt javítja a feltöltött motor forgatónyomatékát és hatásfokát (csökkenti fajlagos tüzelőanyag-fogyasztását).

5.1.5.3. A töltőlevegő visszahűtésének előnyei

Az eddigiek alapján a töltőlevegő visszahűtésének legjelentősebb előnyei az alábbiakban foglalhatók össze:

- Lehetővé teszi a **feltöltött dízelmotor teljesítményének növelését**, mivel azonos légviszonynál a nagyobb levegőtöltetnek megfelelően több tüzelőanyagot lehet elégetni.
- Lehetővé teszi a **feltöltött benzinmotor teljesítményének növelését**, mivel a töltőlevegő hőmérsékletének csökkenése megengedi a töltőnyomás növelését a kopogási határ elérése nélkül.
- A töltőhőmérséklet csökkenése miatt alacsonyabb a munkafolyamat hőmérséklet-szintje. Az ennek hatására csökkent falveszteségek és a nagyobb teljesítményeknél százalékosan **kisebbs mechanikai veszteségek kisebb fajlagos tüzelőanyag-fogyasztást és hatásfok növekedést** eredményeznek az alkatrészek **alacsonyabb hőterhelése** mellett.
- A **NO_x emisszió csökken** a munkafolyamat alacsonyabb hőmérséklet-szintjén.
- Amennyiben a töltőlevegő visszahűtésével nyert lehetőségeket nem a teljesítmény növelésére, hanem a töltőnyomásviszonyának és méretének (tömegének) csökkentésére, ill. benzinmotor esetében az előgyújtási szög növelésére használják, az a **fajlagos tüzelőanyag-fogyasztás további csökkenését és a hatásfok további javulását** eredményezi a **mechanikai terhelések csökkenő szintje** mellett.

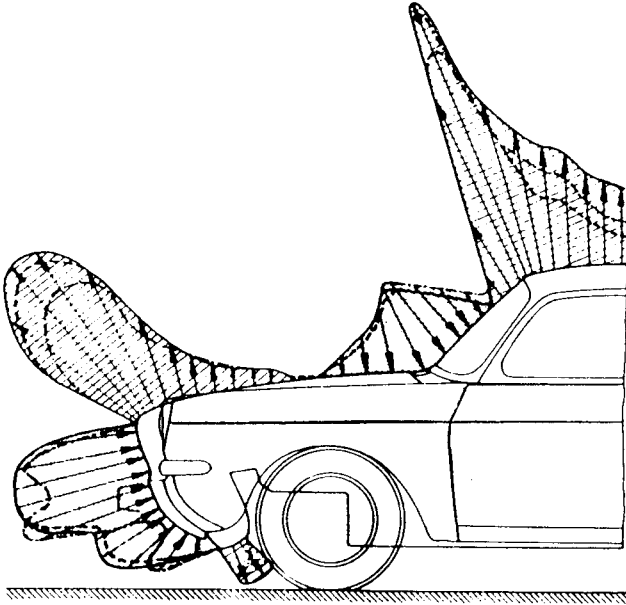
5.1.5.4. A töltőlevegő-hűtők beépítésének általános szempontjai

A legnagyobb nehézséget a töltőlevegő-hűtőnek a jármű motorterében történő olyan elhelyezése okozza, amely kielégíti az alábbi feltételeket:

- biztosítja a hűtőlevegővel történő kedvező körülamlást és
- a megfelelő hűtőtér fogathoz a helyet, valamint

- a rövid és áramlási szempontból kedvező kialakítású légvezetékek alkalmazását.

A levegő-levegő visszahűtő legtöbb esetben a jármű haladása során fellépő levegőáramot használja fel hűtésre. A hűtőhatás arányos a jármű egyes pontjain kialakult torlónyomással, azaz a legnagyobb hűtőhatást ott lehet elérni, ahol a legnagyobb torlónyomás alakul ki (5.6 ábra).



5.6 ábra.
Nyomáeloszlás a személygépkocsi elején

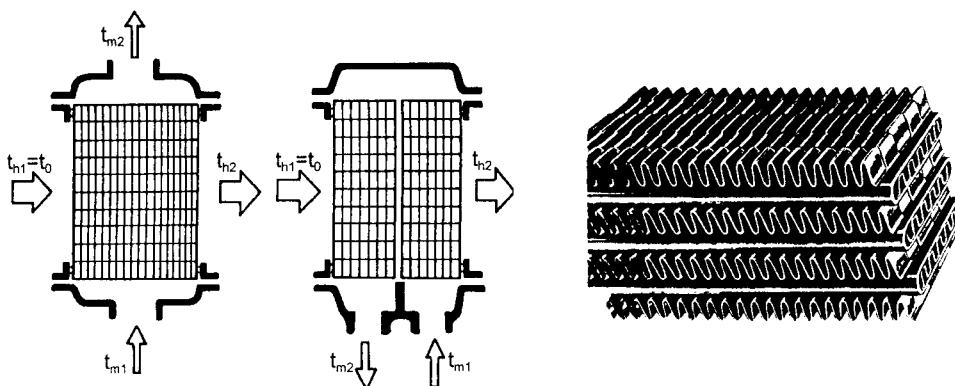
Ennek megfelelően a **töltőlevegő-hűtőt legcélszerűbb a jármű orrszébe** úgy elhelyezni, hogy a beáramló hűtőlevegő szabadon körüljárhassa. Ez utóbbi követelmény azt jelenti, hogy a töltőlevegő hűtőt nem tanácsos egy másik hűtő elé vagy mögé tenni (bár ez tehergépjárműveknél legtöbbször megoldhatatlan), ezért lehetőleg **önállóan vagy egy másik hűtő mellé célszerű beépíteni**. A vezetékek elrendezésénél arra kell tekintettel lenni, hogy a töltőlevegő-hűtő a **motorhoz közel helyezkedjen el**, mivel a rövid légvezetékek csökkentik a nyomásvesztést és javítják a motor reagálását a gázadásra. A vezetékeknek megfelelő flexibilitással kell rendelkezniük, ami lehetővé teszi az általában karosszériára szerelt hűtő és a rugalmasan felfüggesztett motor között (nemritkán több tíz milliméteres) elmozdulásokat.

5.1.5.5. A levegő-levegő visszahűtők felépítése

Amennyiben a töltőlevegő-hűtő tisztán hűtéstechikai szempontok szerint kerülne kialakításra nagy felülete és kis hűtőhálómélység jellemezné, mivel így

lenne biztosítható a legnagyobb mértékű hűtés. Járműveknél a helyszűke, valamint a légellenállásra gyakorolt negatív hatás miatt ezt ritkán lehet a gyakorlatban megvalósítani. Napjainkban a közúti járművekbe általában a viszonylag nagy mélységű kompakt hűtőket építik be, amelyek könnyebben elhelyezhetők. A hűtő mélységének megválasztásakor figyelemmel kell lenni arra, hogy a mélység növekedésével arányosan a hűtés hatásfoka is romlik.

A levegő-levegő visszahűtőknél a töltőlevegő ún. laposcsöveken áramlik át, amelyek a belső oldalukon bordázottak. A csövek között hűtőlevegő-lamellák helyezkednek el. Ezekben a keresztáramlású hűtőkben a töltőlevegő áramlási útja lehet egyszeres, illetve kétszeres (5.7 ábra).



5.7 ábra. Keresztáramlású levegő-levegő visszahűtők elvi és a hűtőrácsok gyakorlati kialakításai

Ez utóbbi elrendezésnél a töltőlevegő be- és kilépése azonos oldalon történik. Ekkor a hőcserélő térfogatának kihasználása hatékonyabb, de az áramlási veszteségek nagyobbak. A keresztáramlású hűtők áramlási veszteségei egyszeres áramlási elrendezésnél kb. 6 %, kétszeres áramlási elrendezésnél kb. 12 % körül alakulnak. A tényleges érték természetesen a hűtő belső geometriájának és szerkezetének számos egyéb részletétől függ.

A levegő-levegő visszahűtőket korábban sárga-, ill. vörösréz-lemezből készítették forrasztásos technológiával. Mára már az alumínium lemezek felhasználása vált általánossá, amelyek összeállításához vákum-keményforrasztást használnak, hasonlóan a motorok vízhűtőjéhez.

5.1.5.6. A töltőlevegő visszahűtő megválasztása

A töltőlevegő hőmérséklete a töltési foktól (nyomásviszonytól) közvetlenül függ. Bár a hűtő a nagyobb töltőlevegő hőmérsékletek esetén a nagy hő-

mérsékletesés miatt hatékonyabban működik, a hatásos hűtéshez természetesen nagyobb hűtőtérfogat szükséges, mint alacsonyabb töltőlevegő hőmérsékletek esetén.

Töltőlevegő hőmérsékletek teljes terheléskor a sűrítő kimenetén:

- versenymotorok 200...250 °C
- sportos közúti motorok 120...160 °C
- közúti motorok 80...120 °C

Az átbocsátott levegő mennyisége még a töltőlevegő hőmérsékleténél is **nagyobb befolyást gyakorol a hűtő méretére**. Tömege a teljesítmény növekedésével arányosan nő. A levegőhűtő nagyságának meghatározásánál 3-4 kg levegő átáramlását veszik figyelembe kW-ként és óránként. Mivel a dízelmotoroknál e levegő-mennyiség nagyobb, mint az azonos teljesítményű benzinmotoroknál, és a dízelmotorral szerelt gépkocsik sebessége általában alacsonyabb, ezért (főleg személygépkocsik esetében) az itt alkalmazott hűtők nagyobbak.

A töltőlevegő-hűtő hatékonyságának vizsgálatára a hűtőbemenet és a hűtőkimenet közötti hőmérsékletkülönbség az ún. töltőlevegő hőmérsékletkülönbség vagyis visszahűtés során a hőmérséklet változás és a töltőlevegő hőmérséklet (hűtőbemenet) és a környezeti levegő hőmérséklete közötti hőmérsékletkülönbség vagyis az elméletileg elérhető hőmérséklet változás hányadosát a **termikus hatékonyságot** (ε) másnéven **visszahűtési fokot** (η_v) használják:

$$\varepsilon = \frac{\Delta t_{\text{visszahűtés}}}{\Delta t_{\text{elméleti}}} = \frac{t_{m1} - t_{m2}}{t_{m1} - t_{h1}}, \quad [-] \quad (5.4)$$

ahol az 5.7 ábra jelöléseivel:

- t_{m1} : a töltőlevegő hőmérséklete a visszahűtő előtt, [°C]
- t_{m2} : a töltőlevegő hőmérséklete a visszahűtő után, [°C]
- t_{h1} : a hűtőlevegő hőmérséklete a visszahűtő előtt ($t_{h1}=t_0$). [°C]

A levegő-levegő visszahűtővel kedvező esetben a környezeti hőmérsékletnél 20...40 °C-al magasabb hőmérsékletűre hűthető a töltőlevegő ekkor $\varepsilon \cong 0,7$. A legtöbb — kevésbé kedvező — esetben a termikus hatékonyság $\varepsilon = 0,4...0,6$ közötti értékű.

A töltőlevegő-hűtő hatékonyságának (jóságának) megítéléséhez nem elegendő kizárólag a termikus hatékonyságot vizsgálni. A hűtőben a hőmérsékletcsökkenés mellett elkerülhetetlenül bekövetkezik a **töltőlevegő nyomásának és sűrűségének csökkenése** is. Ezt magasabb elősűrítéssel kell

kompenzálni, ami viszont több hátrányt von maga után. Ilyen például a sűrítő rosszabb hatásfoka, a magasabb töltőlevegő hőmérséklet.

A leg gondosabb tervezéskor is **fennáll** a két cél, a **lehető legnagyobb hőmérsékletcsökkenés és a lehető legkisebb nyomásvesztés közötti konfliktus**. Célszerű a nyomásvesztés és a hűtés közötti kiegyenlített arányra törekedni. Ha a töltőlevegő hűtését elsősorban a **hatásfok javítására** használjuk a nagyobb fokú sűrítés és a nagyobb előgyújtás előbefecskendezésségével, akkor a lehető **legnagyobb hőmérséklet-csökkenésre** kell törekedni. Azonban a maximális nyomásesés ebben az esetben sem haladhatja meg a teljes hűtőrendszerben a töltőnyomás 20 %-át. Ha azonban a **teljesítménynövelés** a cél, akkor ezt a **minimális nyomáseséssel** (amihez hozzátartozik a kisebb hőmérsékletcsökkenés) tudjuk elérni. Jónak tekinthető a 10 %-os érték.

5.1.5.7. A levegő-levegő visszahűtők számítása

A **keresztáramú rekuperatív hőcserélőben** a töltőlevegő a két közeget elválasztó falon keresztül hőt ad le az áramló hűtőlevegőnek. Ez a **hőátvitel vezetésből és konvekcióból** áll.

A **hőcserélő hőteljesítménye** (az átadott hő mennyisége):

$$\dot{Q} = k \cdot A \Delta t \quad [\text{W}] \quad (5.5)$$

ahol

k : hőátviteli tényező	[W/m ² K]
A : hőátadó felület	[m ²]
Δt : átlagos hőmérsékletkülönbség	[K]

A fenti egyenleten alapuló számítás az **előtervezéshez** jó segítséget nyújt

Eredő hővezető képesség (k·A):

$$\frac{1}{kA} = \frac{1}{\alpha_m A_m} + \frac{\delta}{\lambda_f A_f} + \frac{1}{\alpha_h A_h}, \quad [\text{K/W}] \quad (5.6)$$

ahol:

A : egyenértékű felület,	[m ²]
A_m : meleg oldali hőátadó felület,	[m ²]
A_h : hideg oldali hőátadó felület,	[m ²]
A_f : a két közeg közötti hővezető fal felülete,	[m ²]
α : hőátadási tényező,	[W/m ² ·K]
δ : a hőátadó felület vastagsága,	[m]
λ : hővezetési tényező.	[W/m·K]

Az egyenlet egyes tagjai különböző hőellenállásokat képviselnek a hő áramlási iránya mentén. A δ/λ értéket a szokásos konstrukciójú levegő-levegő visszahűtőknél többnyire elhanyagolják. A levegő-levegő visszahűtőknél a nagyjából azonos nagyságú belső és külső oldali hőátadási tényező (α) értékek alapján $A_m \equiv A_h$, és az eredő ($k \cdot A$) hővezető képességet állandónak feltételezik.

Hőtechnikai számítás ϕ -N módszerrel

Átviteli hányados (N):

$$N = \frac{kA}{\dot{C}_{min}} \quad [-] \quad (5.7)$$

Hőkapacitás áram:

$$\dot{C} = \dot{m} \cdot c_p. \quad (5.8)$$

Hőkapacitás áramok viszonya (R):

$$R = \frac{\dot{C}_{min}}{\dot{C}_{max}} = \frac{(\dot{m}c_p)_h}{(\dot{m}c_p)_m}, \quad \text{ha} \quad (\dot{m}c_p) < (\dot{m}c_p)_m. \quad (5.9)$$

Hatásosság (ϕ) a hőcserélő termikus kihasználtsága; azt mutatja meg, hogy a hőcserélő tényleges átadott hőárama hogyan aránylik a maximálisan lehetséges hőáramhoz.

$$\phi = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}}, \quad (5.10)$$

ahol
$$\dot{Q} = \dot{C}_h(t_{h2} - t_{h1}), \quad \text{vagy} \quad \dot{Q} = \dot{C}_m(t_{m1} - t_{m2}). \quad (5.11)$$

és feltéve, hogy nincs külső hőveszteség

$$\dot{Q}_{max} = \dot{C}_{min}(t_{m1} - t_{m2}). \quad (5.12)$$

A számítás menete:

- 1) $\phi = f(N, R)$ (nem függ a be- és kilépő közeg hőmérsékletétől)
- 2) $\dot{Q} = \dot{C}_{min} \cdot (t_{m1} - t_{m2})\phi$
- 3) $\dot{Q} = \dot{C}_h \cdot (t_{h2} - t_{h1}) \rightarrow t_{h2}$ (5.13)

$$4) \quad \dot{Q} = \dot{C}_m \cdot (t_{m1} - t_{m2}) \rightarrow t_{m2}$$

$$5) \quad A = \frac{N \cdot \dot{C}_{min}}{k}$$

5.1.5.8. A töltési fok feltöltésnél és visszahűtésnél

$$\text{Töltési fok} \quad \lambda = \frac{m_{val}}{m_{elm}}, \quad (5.14)$$

Az m_{val} és m_{elm} értékeket az állapot egyenlettel kifejezve

$$m_{val} = \frac{p_v \cdot V_v}{RT_v}, \quad [\text{kg}] \quad (5.15)$$

$$\text{továbbá} \quad m_{elm} = \frac{p_0 \cdot V_l}{RT_0}. \quad [\text{kg}] \quad (5.16)$$

A valóságos hengertérfogat öblítéskor a lökettérfogat és kompresszió térfogat összege lehet

$$V_v = V_h = V_l + V_k$$

Az elméleti hengertérfogat csak a dugattyú elmozdulásakor jelentkező lökettérfogat V_l .

Így a töltési fok a

$$\lambda = \frac{p_v V_h}{RT_v} \frac{RT_0}{p_0 V_l} = \frac{p_v}{p_0} \frac{T_0}{T_v} \frac{V_h}{V_l}. \quad (5.17)$$

Bevezetve a következő jelöléseket

$$\pi = \frac{p_v}{p_0} \quad \text{a feltöltési nyomásviszony,}$$

$$\lambda_T = \frac{T_0}{T_v} \quad \text{a töltési fok hőmérséklet-tényezője,}$$

$$\lambda_V = \frac{V_h}{V_l} \quad \text{a töltési fok térfogattényezője.}$$

A bevezetett jelölésekkel: $\lambda = \pi \cdot \lambda_T \cdot \lambda_V$

Az egyenlet első tényezője a feltöltési nyomásviszony. A töltési fok tehát a feltöltési nyomásviszonnyal egyenes arányban nő

Az egyenlet második tényezője a hőmérséklet-tényező, visszahűtés nélküli esetben a sűrítőben, ill. a kompresszorban végbemenő valóságos folyamat figyelembevételével írható le.

A valóságos hőmérséklet- növekedés a kompresszorban

$$\Delta T_{val} = \frac{\Delta i_{elm}}{c_p} \frac{1}{\eta_{izk}}. \quad (5.18)$$

Az elméleti entalpiaváltozást a hőmérséklet-változással kifejezve, a következő összefüggést írható fel:

$$\Delta i_{elm} = c_p \Delta T = c_p (T_2 - T_0).$$

Az ismert hőmérsékletet kiemelve, továbbá a hőmérsékletviszonyt a Poisson-egyenlettel, a feltöltési nyomásviszonnyal helyettesítve

$$\Delta i_{elm} = c_p T_0 \left(\frac{T_2}{T_0} - 1 \right) = c_p T_0 \left[\left(\frac{p_2}{p_0} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right]$$

kifejezést kapjuk. A valóságos hőmérséklet-növekedés:

$$\Delta T_{val} = T_0 \left[\left(\frac{p_2}{p_0} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] \frac{1}{\eta_{izk}} = T_0 \left(\pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_{izk}}, \quad (5.19)$$

Ezzel a kifejezéssel a töltési fok hőmérséklet-tényezője:

$$\lambda_T = \frac{T_0}{T_v} = \frac{T_0}{T_0 + \Delta T_{val}} = \frac{1}{1 + \left(\pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_{izk}}}, \quad (5.20)$$

Visszahűtéskor a töltési fok hőmérséklet-tényezője az ábra jelöléseivel:

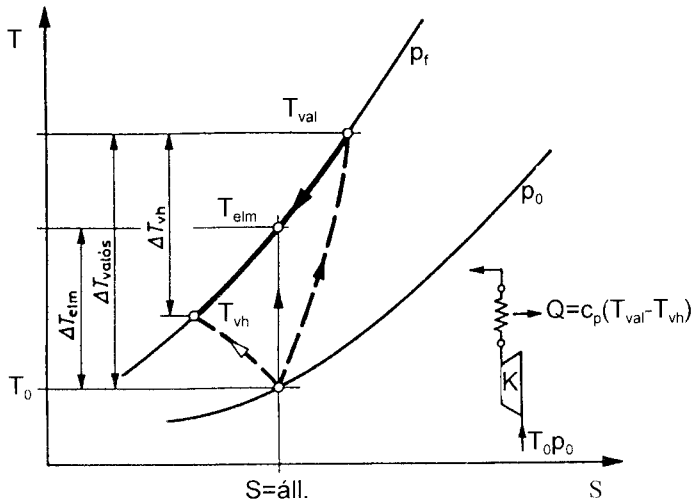
$$\lambda_T = \frac{T_0}{T_{vh}} = \frac{T_0}{T_0 + \Delta T_{valós} - \Delta T_{visszah.}} = \frac{1}{1 + \left(\pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right) \frac{1 - \eta_v}{\eta_{izk}}}, \quad (5.21)$$

A töltési fok harmadik tényezője az öblítés függvénye. Ha nincs öblítés, akkor ennek értéke $\lambda_v = 1$ (mivel $V_h = V_{rel}$), öblítéssel ez a tényező növelhető.

$$\lambda_v = \frac{V_h}{V_l}, \quad (5.22)$$

de $V_h = V_l + V_k$, így

$$\lambda_V = 1 + \frac{V_k}{V_l}. \quad (5.23)$$



5.8 ábra. A sűrités és visszahűtés T-s diagramja

Felhasználva az ismert $\varepsilon = \frac{V_l + V_k}{V_k}$ összefüggést,

$$\varepsilon = \frac{V_l}{V_k} + 1, \quad \text{és} \quad \frac{V_k}{V_l} = \frac{1}{\varepsilon - 1},$$

így
$$\lambda_V = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \quad (5.24)$$

a töltési fok térfogattényezőjét, az öblítési tényezőt kapjuk.

A töltési fok feltöltött motorra, visszahűtés nélkül:

$$\lambda = \pi \cdot \lambda_T \cdot \lambda_v = \pi \frac{1}{1 + \left(\frac{\pi^{\kappa-1}}{\pi^{\kappa} - 1} \right) \eta_{izk}} \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1}. \quad (5.25)$$

A töltési fok feltöltött motorra visszahűtéssel:

$$\lambda = \pi \frac{1}{1 + \left(\frac{\pi^{\kappa-1}}{\pi^{\kappa} - 1} \right) \eta_{izk}} \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1}. \quad (5.26)$$

5.2. A járműmotorokon alkalmazott fontosabb feltöltési eljárások

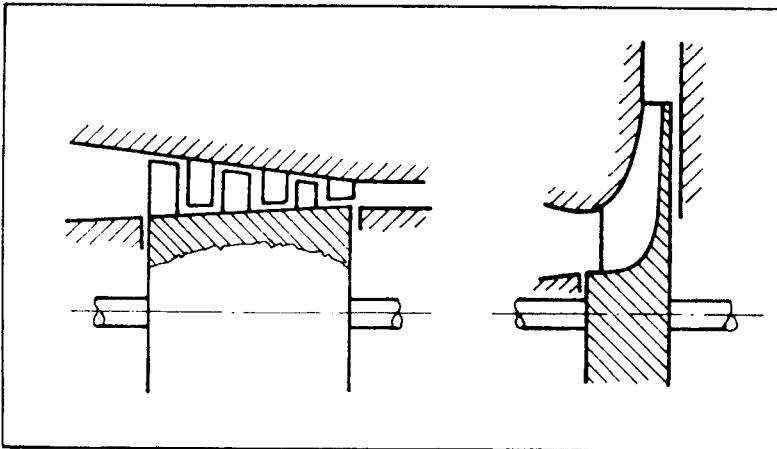
A motorok feltöltéséhez használt eljárások célja ugyan minden esetben egyező, de a megvalósítás módja rendkívül szerteágazó. Különösen igaz ez akkor, ha figyelembe vesszük, hogy még az azonos jellegű szerkezetek is különböznek egymástól, amennyiben a motort használó járművek igényei eltérőek (pl. benzinmotoros személygépkocsi és távolsági autóbusz turbófeltöltője). Ez indokolja, hogy elsősorban az egyes feltöltési rendszerek alaptulajdonságai kerüljenek áttekintésre.

5.2.1. A turbófeltöltés

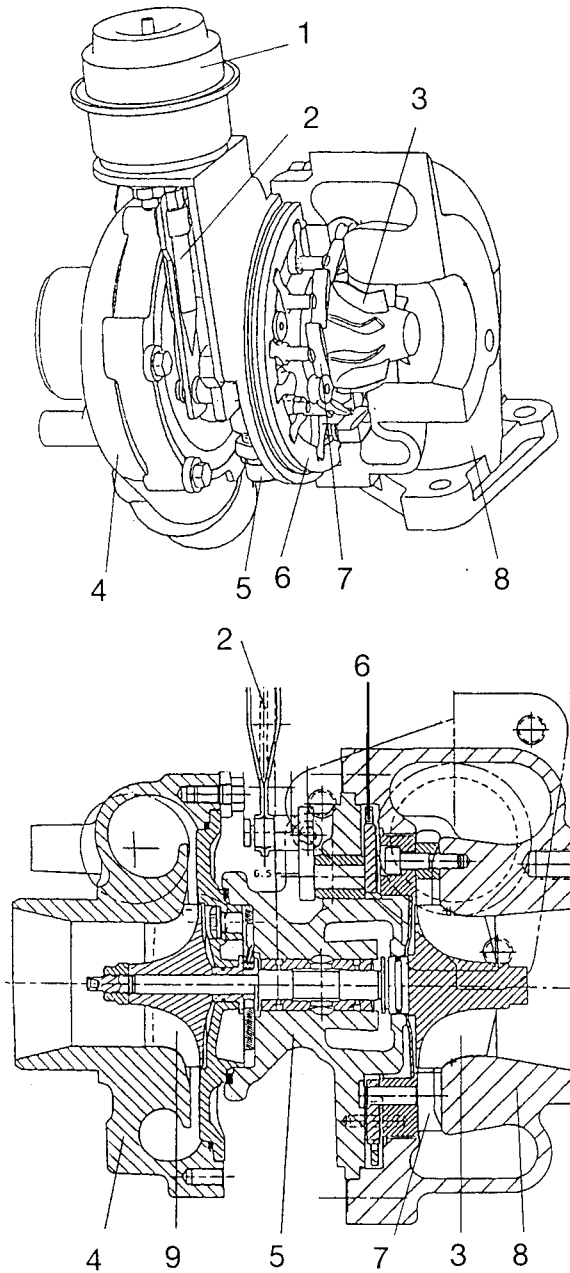
A turbófeltöltők és alkalmazási területük

A turbófeltöltő egy áramlástechnikai elven működő sűrítőből — kompresszorból — és a vele közös tengelyen dolgozó gázturbinából áll. Ez utóbbit a motor kipufogógázai hajtják. Mind a sűrítők, mind a turbinák lehetnek

- axiális (tengelyirányú) átáramlásúak és
- radiális átáramlásúak, ahol a nagyobb nyomású — vagyis a kompresszorból kilépő ill. a turbinába belépő — közeg áramlási iránya a tengelyre merőleges.



5.9 ábra. Axiális és radiális átáramlású turbógép vázlata



5.10 ábra. Turbófeltöltő metszetei (Garrett VNT 15)

- | | | |
|------------------|--------------------|-----------------------|
| 1 - membránkamra | 4 - kompresszorház | 7 - vezetőlapátok |
| 2 - mozgató rúd | 5 - csapágyház | 8 - turbinház |
| 3 - turbinakerék | 6 - állítógyűrű | 9 - kompresszor kerék |

Az axiális sűrítőket igen elvétve alkalmazzák, mert helyigényük, súlyuk nagyobb, mint a radiálisoké, azonban a turbinák között mind a két fajta gép megtalálható. A nagy turbófeltöltőkhöz (vasút-, hajómotorok) axiális turbinákat alkalmaznak túlnyomórészt, a **közúti járművekhez szinte kizárólag a radiális turbinák használatosak (5.9 és 5.10 ábra).**

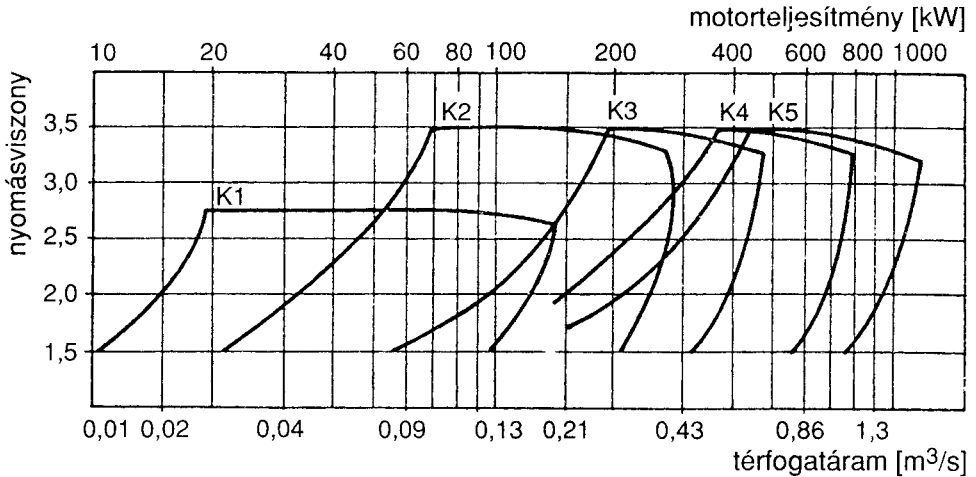
Szinte minden belsőégésű motornál található alkalmazási lehetőség a turbófeltöltésre, legyen az folyadék- vagy léghűtésű, benzin- vagy dízelmotor. A 150 kW teljesítményt meghaladó **dízelmotoroknál**, stacionárius aggregátorknál, hajó- és vasúti motoroknál szinte kizárólag turbófeltöltőt alkalmaznak. Haszonjárműveknél kb. 80 kW feletti teljesítményeknél a turbófeltöltés a kiforrott technikai megoldásokhoz egyértelműen hozzátartozik. Személygépkocsik, kis teherjárművek dízelmotorjainál a turbófeltöltés egyre erősebben terjed, sőt enélkül a közeljövő emissziós határértékeinek betartása nem is lesz lehetséges. Benzinmotoroknál az autós (sőt a motorkerékpáros) versenysportoknál az alkalmazott turbófeltöltők útmutatók voltak a személygépkocsikban való alkalmazás tekintetében. Itt kezdetben csak nagy teljesítményű motoroknál építették be, de a szériaéretté fejlesztett kis turbófeltöltők megjelenése óta a kisebb személygépkocsik turbómotorjai is növekvő mértékben terjednek.

5.2.1.2. A turbófeltöltő és a motor összeépítése

Látszólag nem jelent különösebb nehézséget egy motorra turbófeltöltőt szerelni, legalábbis ami a helyigényt illeti, azonban egy turbófeltöltőt valamely szivómotorra szerelni igen körültekintő megfontolásokat, termodinamikai és áramlástechnikai illesztést kíván. A turbófeltöltő ugyanis csak a levegő- és a kipufogógáz-áram révén kapcsolódik a motorhoz. Ahhoz, hogy feltöltéssel a motor kívánt tulajdonságait — paramétereit — ténylegesen el lehessen érni, a feltöltő kompresszorának és turbinájának különböző változatai közül kell a helyes kombinációt kiválasztani. A turbófeltöltő gyárak ezért egy-egy nagyságkategórián belül is sok változatot gyártanak. Így pl. a KKK (Kühnle, Kopp & Kausch) a K2 jelű feltöltő-sorozatánál 24 kompresszor és 110 turbina változatot gyárt, de például a K2 nagyságon belül a K27 típushoz 12 kompresszor és 51 turbina változatot tud ajánlani. A K2 nagyságon belül még a K24, K26, az említett K27, továbbá a K28 és K29 típusok is tartoznak. Ezek a típusok kb. 30...250 kW közötti motor-teljesítménytartományt fognak át (**5.11 ábra**).

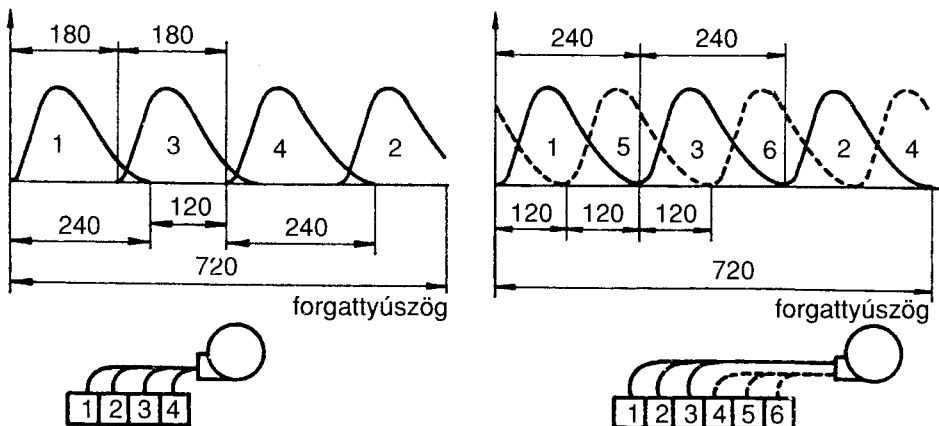
Az említett sok részegység-változat lehetővé teszi, hogy a motorok különböző típusaihoz és ezek eltérő üzemi feltételeihez meg lehessen találni a legjobban illeszkedő kompresszor és turbina összeállítást. A sokféle igény közül csak példaként legyen említve egy négyhengeres és egy hathengeres motorhoz szükséges turbina. Az **5.12 ábrán** a kipufogócsőben lezajló nyomásváltozás

figyelhető meg két forgattyústengely körülfordulás során. Mindkét motornál a kipufogószelep nyitási tartama 240° . A gyújtásközök, vagyis a szelepnnyitások kezdete a négyhengeresnél 180° , a hathengeresnél 120° .



5.11 ábra. Turbófeltöltő típus-sor különböző teljesítményű, ill. légnyelésű motorokhoz (KKK) (6 kg/kW·h fajlagos légnyelés alapulvételével.)

A négyhengeres motornál az egyes kipufogások nem zavarják egymást, mert csak igen kis ideig és csak kis szelepkeresztmetszetek vannak egyidejűleg nyitva. Lényegesen más a helyzet a hathengeres motornál. Közös kipufogócső



5.12 ábra. Négy- és hathengeres motor kipufogócsővében lezajló nyomásváltozás.

esetén itt a gyújtási sorrendben következő hengerből keletkező nyomáscsúcs éppen az előző henger kipufogási folyamatát zavarná, ezért célszerű ill. szükséges, hogy a gyújtócsövek szét legyenek választva. Természetesen ekkor a turbinaháznál is két belépő nyílásnak kell lennie, akkor is ha egyébként a két cső össz-gázárama egyforma. Ugyanezen okból a turbinakerékre is két kerületi részen áramlik a gáz, mert a turbinaház egészen a járókerék kerületéig megosztja a gázáramot.

5.2.1.3. A sűrítő (kompresszor) működés módja

A sűrítőbe tengelyirányban áramló levegő a járókerékben irányt változtat és a közölt energiával, a tengelyteljesítménnyel közel arányosan felgyorsul, azaz sebességi energiája megnő a járókerékből való kilépéskor. Ez a sebességi energia a bővülő keresztmetszetű diffúzorban lefékeződik és nyomássá alakul. A diffúzor többféle szerkezetű lehet, de mindenképpen felismerhető bővülő keresztmetszetű spirális alakjáról, amelyben a megnövelt nyomású levegő áramlik. A sűrítőn történő áramlás közben a lapátokon és a diffúzoron a levegő sűrűsödik és ütközik, továbbá a belső sűrűsödés következtében a levegő fel is melegszik. Minél kisebb mértékűek ezek az említett, veszteséget jelentő felmelegedések, annál jobb hatásfokkal képes a sűrítő a tengelyen bevezetett teljesítményt nyomásnövekedéssé alakítani. Természetesen a sűrítés veszteségmentes esetben is hőmérsékletnövekedéssel jár (különleges hűtés nélkül). Ezt az ideális esetben is fellépő hőmérsékletnövekedést (ΔT_{kid}) a valóságban, tehát veszteségekkel terhelt esetben mérhető ΔT_{kval} hőmérsékletnövekedéshez viszonyítva a **kompresszor hatásfokát** lehet kifejezni.

$$\eta_k = \frac{\Delta T_{kid}}{\Delta T_{kval}}. \quad (5.27)$$

A **kompresszor nyomásviszonya** (P_{kv}/P_{ke}) nem kevésbé fontos jellemző, mint a hatásfok. A kompresszor kilépő csőnkja után mérhető nyomás és a belépő-keresztmetszetben mérhető nyomás viszonya szabja meg elsősorban a motor feltöltésének mértékét. Minél nagyobb a járókerék kerületi sebessége

$$v_k = D \cdot \Pi \cdot n, \quad [m/s]$$

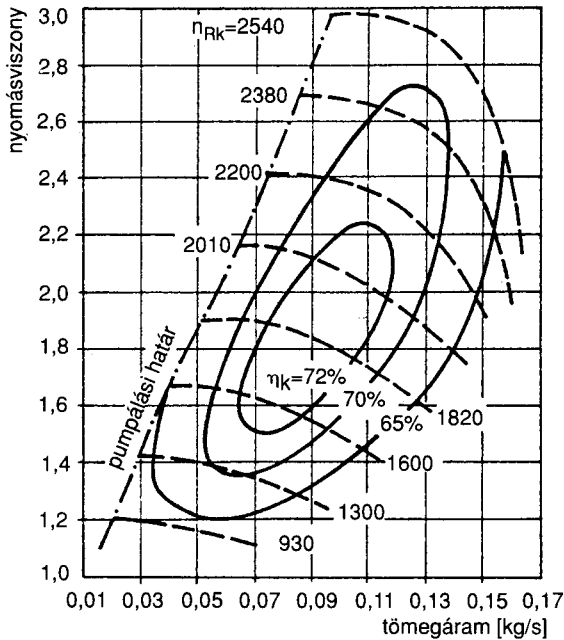
ahol:

$$\begin{array}{ll} D: & \text{a járókerék külső átmérője,} & [m] \\ n: & \text{a fordulatszám,} & [1/s] \end{array}$$

annál nagyobb lehet a létesített nyomásviszony. Természetesen azonban a kerületi sebesség növelésének korlátai vannak. Az egyik az **áramlástan**

korlát, amely egyszerűsítve úgy adható meg, hogy a kilépő sebesség nem érheti el a hangsebességet, mert akkor lökéshullámok keletkezése miatt nagy veszteségek jönnének létre. További korlátot szerkezeti adottságok (**szerkezeti korlát**) jelentenek. Ezen elsősorban a járókerék szilárdsági határát kell érteni, hiszen nemcsak a könnyűfém, mint anyag, hanem a kis falvastagságú bonyolult alak miatti feszültségcsúcsok is a kerületi sebesség mérséklését igénylik. Figyelembe kell venni, hogy a feszültségek a fordulatszám négyzetével arányosan növekednek.

A **kompreszor tömegárama**, vagyis az időegység alatt szállított mennyiség, adott nyomásviszony és fordulatszám esetén a járókerék áramlási keresztmetszeteitől függ. A szállított tömegáram azonban függ attól is, hogy milyen sűrűségű levegő lép be a kompresszorba. Ezért a gyártó megadja, hogy milyen rögzített környezeti viszonyokra érvényesek a kompresszor fontos jellemzői, amelyeket **jellegmező** formájában ábrázol (5.13 ábra).



$$n_{Rk} = \frac{n_k}{\sqrt{T_{ke} / T_0}} \quad [1 / s]$$

$$\dot{m}_{Rk} = \dot{m}_k \sqrt{T_{ke} / T_0} \cdot \frac{p_0}{p_{ke}} \quad [kg / s]$$

5.13 ábra. Kompreszor jellegmező

(m_k : a „0” index-el jelölt szabványos állapottól eltérő belépési állapotokhoz tartozó tömegáram)

A jellegmezőnek három tartománya van. A középső mező-részben láthatók a hatásfok-állandó vonalakkal határolt kagyló alakú zónák, és fordulatszám-állandó görbék. Ez a tulajdonképpen **stabilan használható**, működő mező. Ezt **balról határolja** az ún. **leválási, vagy pumpálási határ**, amikor az áramlás leválik a lapátokról és a működés morgó, majd dübörgés szerű hanghatás mellett instabillá válik. Ezt az állapotot mindenképpen kerülni kell, mert viszonylag gyorsan meghibásodáshoz vezet. Elkerülésére lehetőség, hogy egy lefúvató szelepet működtetnek. **A stabil mezőtől jobbra igen nagy sebességek lépnek fel**. Ha a sebesség egy valamely keresztmetszetben eléri a **hangsebességet**, akkor a sebesség és így a tömegáram, tovább nem tud növekedni, ami úgy hat, mint egy fojtás. Ekkor a fordulatszám erősen növekedik anélkül, hogy a tömegáram érdemlegesen változna.

A kompresszor jellemzőiből viszonylag egyszerűen számítható a **hajtáshoz szükséges teljesítmény**. A stabil jellegmező minden pontjában érvényes ugyanis, hogy

$$P_k = \underbrace{\dot{m}_k \cdot c_p \cdot T_{ke}}_{\substack{\text{légnyelés} \\ \text{időegység alatt} \\ \text{belépő energia: [W]}}} \left[\underbrace{\left(\frac{p_{ku}}{p_{ke}} \right)^{0,28}}_{\text{nyomás-}} - 1 \right] \underbrace{\frac{1}{\eta_k} \frac{1}{1000}}_{\text{hatásfok}} \quad [\text{kW}] \quad (5.28)$$

ahol : c_p : a levegő állandó nyomáson vett fajhője [J/kg/K] (értéke kb: 1 007),
 T_{ke} : a belépő levegő hőmérséklete [K],
 $0,28$: a levegő fajhőjétől függő állandó.

A kompresszor teljesítményfelvételének — vagyis a turbina tengelyen átvitt teljesítménynek — számszerű értéke jó tájékoztatást ad, hogy egy viszonylag kis gép milyen teljesítményekre képes.

Példák: Sport-autó

6 hengeres benzinmotor; $P_e = 220$ kW; $n = 6\,000$ /min

$$\frac{P_{kv}}{P_{ke}} = 2,16 ; \dot{m}_k = 0,26 \text{ kg/s} ; T_o = 293 \text{ K} (= 20^\circ \text{C}) ; \eta_k = 0,67$$

Ezekkel a teljesítmény:

$$P_k = 0,26 \cdot 1,007 \cdot 293 \left[(2,16)^{0,28} - 1 \right] \frac{1}{0,67} = 27,5 \text{ kW}$$

Camion

6 hengeres turbódízel + lev.hűtő; $P = 276 \text{ kW}$; $n = 2\ 100/\text{min}$

$$\frac{P_{ku}}{P_{ke}} = 2,2; \quad \dot{m}_k = 0,45 \text{ kg/s}; \quad T_o = 293 \text{ K}; \quad \eta_k = 0,67$$

Ezekkel a kompresszor teljesítmény-felvétele:

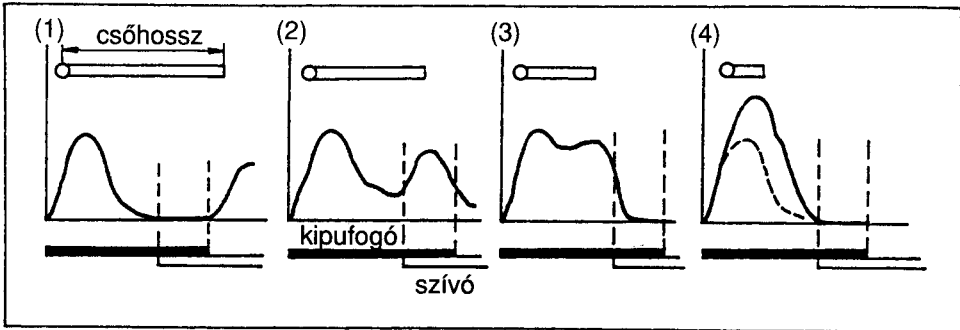
$$P_k = 0,45 \cdot 1,007 \cdot 293 \left[\left(2,2^{0,28} - 1 \right) \right] \frac{1}{0,67} = 49 \text{ kW}$$

5.2.1.4. A turbina működésmódja

A radiális turbinákban a jelenségek közelítőleg éppen fordítottan játszódnak le, mint a kompresszorokban. A kipufogógáz a gyújtócső(vek)ben nagy hőmérsékleten (dízelmotornál: kb. 200...700 °C; benzinmotornál 300...1 000 °C) érkezik a turbinához beömlő keresztmetszetébe. A **kipufogócsövet** lehetőleg **rövidre és kis térfogatúra készítik** (az egészen nagy motorok kivételével), mert így a szelepen nagy sebességgel kiáramló gáz sebességi energiájának jó részét megtartja. Ebben az esetben a turbina járókereke előtti szűkülő keresztmetszetben már csak kisebb mértékben kell felgyorsulnia, hogy a két sebesség összeadódásával a járókerékbe nagy impulzussal érkezzen és ott nagy impulzus változás révén lehetőleg nagy teljesítményt hozzon létre. Mint az az **5.12 ábrán** látható, a gáz periodikusan lüktetve érkezik a turbinához, ezért ezt a rendszert **lüktető turbófeltöltési rendszernek** nevezik, szemben az ún. **állandó nyomású rendszerrel**. Ez utóbbinál a kipufogócsövek egy viszonylag nagy térfogatú közös tartályba csatlakoznak. Az ide beáramló gáz sebességi energiája lefékezéssel egyidejűleg elörvénylik és csak a tartályban lévő gáz hőmérsékletét növeli meg kis mértékben. A tartályban lévő gáznak a turbina járókereke előtt fel kell gyorsulnia a kellő impulzus létrehozása érdekében. A lefékezés és az újra felgyorsulás természetesen energiavesztéssel jár, aminek következtében a turbina teljesítménye kisebb lesz, mint a lüktető rendszernél.

A **járműmotoroknál** gyakorlatilag **csak lüktető rendszert alkalmaznak** a hengersizámától függetlenül. Az ilyen rendszerrel nemcsak a már említett hatások szabják meg a kipufogócsövek elrendezését és méreteit, hanem — éppen a lüktető rendszer működésmódjából következően — a csövekben lejátszó gázdinamikai jelenségek, nyomáshullámok is. Az **5.14 ábra** alapján belátható, hogy a turbinát lehetőleg a hengerfej kipufogó csatornához közel célszerű elhelyezni. Ezt a legtöbb turbófeltöltött motornál a gyakorlatban is tapasztalni lehet, mert a turbina általában a hengersor szimmetria-vonalában ta-

lálható. Az ilyen elhelyezésnek azonban további előnye is van: a rövidebb cső hővesztése kisebb, kevésbé melegíti a környezetét a motortérben és a rövidebb vezeték kisebb hőtágulásából is kevésbé jön létre hőfeszültség.



5.14 ábra. Nyomásváltás a kipufogócső kezdeténél különböző csőhossz esetén. A turbinaoldali csővégről visszaverődő nyomáshullám:

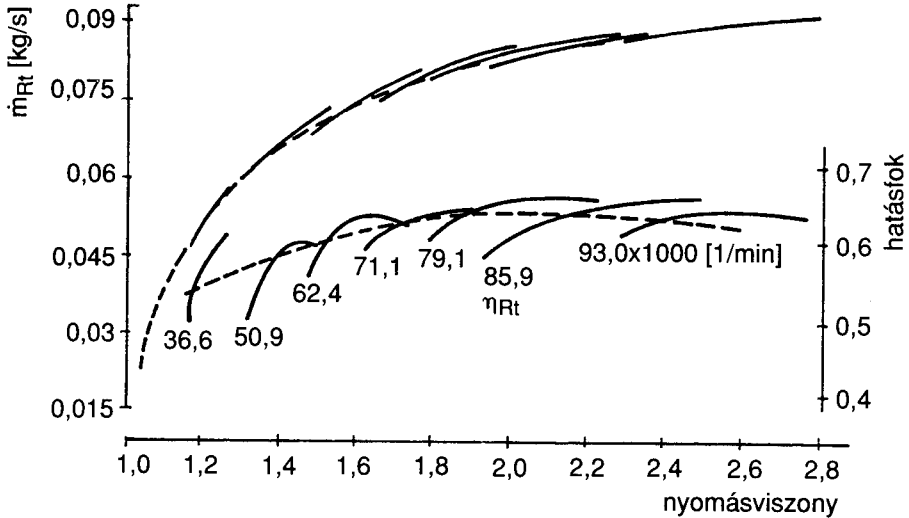
1. a hosszú cső miatt a kipufogószelep zárása után érkezik vissza;
2. rövidebb cső esetén a visszaverődő nyomáshullám a kipufogószelep zárása előtt a szeleptárfedési fázisban érkezik vissza, ezáltal gátolja a henger kiürülését ill. az öblítést;
3. még rövidebb csőhossznál a visszaérkező nyomáshullám növeli a dugattyú kitolási munkáját;
4. igen rövid kipufogócsőnél a visszavert nyomáshullám szinte összegződik az első kipufogási nyomásemelkedéssel, csökkenti ezzel az előkipufogás alatti hangsebességű veszteséges áramlás időtartamát, így növekszik a turbinára jutó és ott hasznosuló energiahányad.

A **turbina hatásfoka** a kompresszorhoz képest fordított működésmódja következtében közelítőleg úgy határozható meg, hogy a benne fellépő valószínű mérhető ΔT_{tval} hőmérsékletcsökkenéshez viszonyítjuk a veszteségmentes ideális esetben ugyanazon teljesítmény létrehozásához szükséges ΔT_{tid} hőmérsékletcsökkenést:

$$\eta_t = \frac{\Delta T_{tid}}{\Delta T_{tval}}$$

A **turbina tömegárama**, vagyis a rajta időegység alatt átáramló gáztömeg főként a nyomásviszonytól és a gáz hőmérsékletétől függ; a fordulatszám nem olyan jelentősen befolyásoló tényező, mint a kompresszornál (5.15 ábra). A gyártók egy turbina-sorozathoz (Pl.: KKK K2-es sorozat) általában egyfajta turbina járókereket készítenek és a felhasználói igények szerinti turbina-tulajdonságokat a turbinaház (sokszor „csigaház”-nak nevezett rész) változataival állítják be. A turbinaház beömlési keresztmetszete a hozzá illeszkedő spi-

rális alakú gázelosztó csatorna kialakításával szabályozható. Ha a beömlő keresztmetszet egy viszonyítási állapothoz képest kisebb lesz, akkor a turbina járókerékre áramló gáz sebessége, impulzusa nagyobb és így a turbina fordulatszáma is nagyobb lesz. Mindehhez az energiatöbbletet a motor kitolási munkája fedezi, vagyis a turbina több teljesítményt vesz le a motorról.



5.15 ábra. Radiális turbina jellegmezője (GARRETT)

$$\dot{m}_{Rt} : \text{redukált tömegáram} = \dot{m}_t \sqrt{T_{te} / T_o} \cdot p_o / p_{te} \quad [\text{kg/s}]$$

$$n_{Rt} : \text{redukált fordulatszám} = n_t \sqrt{T_o / T_{te}} \quad [1/\text{min}]$$

A feltöltő turbínájának igen nehéz feltételek mellett kell megbízhatóan működni. Így pl. egy 80 mm átmérőjű turbinakerék fordulatszáma 120 000/min és így kerületi sebessége 500 m/s körül alakul, amikor a turbinaházból az érkező gáz hőmérséklete az 1 000 °C-t, sebessége pedig mintegy 600 m/s, azaz 2 160 km/h-t is elérhet.

A turbina jellemzőiből viszonylag egyszerűen számítható a tengelyen átadott teljesítmény:

$$P_t = \underbrace{\dot{m}_t}_{\substack{\text{tömegáram} \\ \text{az időegység alatt} \\ \text{belépő energia [W]}}} \cdot \underbrace{c_{pg}}_{\substack{\text{nyomás-} \\ \text{viszony}}} \cdot T_{te} \left[1 - \left(\frac{p_{tu}}{p_{te}} \right)^{0,23} \right] \cdot \underbrace{\eta_t}_{\substack{\text{hatásfok}}} \cdot \frac{1}{1000} \quad [\text{kW}] \quad (5.29)$$

ahol : c_{pg} : a kipufogógáz állandó nyomáson és T_{ie} hőmérsékletnél vett fajhő
je, [J/kg/K]
 T_{ie} : a turbina előtti gázhőmérséklet, [K]
0,23: a kipufogógáz fajhőjétől függő állandó. [-]

Az összefüggés szerint számított teljesítmény természetesen egy állandósult állapotra érvényes, de a turbina előtti lüktető áramlás következtében minden egyes tényező és így a teljesítmény is pillanatról-pillanatra változik. Ezt a változást csak speciális műszerekkel lehetne mérni, ezért gyakorlatilag csak az időbeli átlagos értékekkel számolnak.

Az a körülmény, hogy a turbófeltöltő kompresszorát a vele közös tengelyen lévő turbina hajtja, azt a természetes következményt eredményezi, hogy a **turbina leadott és a kompresszor hajtásához felvett teljesítmény megegyezik:**

$$P_t = P_k$$

Hasonló megfontolás alapján kézenfekvő, hogy a tömegáramok között is fennáll általában a következő összefüggés:

$$\dot{m}_t = \dot{m}_{motor} = \dot{m}_k + \dot{m}_{tüza}$$

A motor és a feltöltő együttműködése bizonyos esetekben — amelyek később még külön tárgyalásra kerülnek — szükségessé teszi, hogy a turbina és/vagy a kompresszoron átáramló közeg mennyiségét külön is szabályozzák, amikor a fenti egyenlőség szigorúan véve már nem érvényes.

5.2.1.5. A turbófeltöltéses motor középnyomását befolyásoló tényezők

A motorok fontos jellemzőire vonatkozó alapösszefüggések egymásba kapcsolásával a középnyomást befolyásoló tényezőkre szemléletes képet lehet kapni. Ugyanis:

$$p_e = \frac{c}{V_L}; W_e = H_i \cdot m_{tüza} \cdot \eta_e; m_{tüza} = \frac{1}{\alpha \cdot m_{elm}}, \quad (5.29)$$

ahol : $m_{elm} = 1$ kg tüzelőanyag tökéletes elégetéséhez elméletileg szükséges levegő tömege.

A nyíl irányokban az egyes helyettesítéseket elvégezve kapható, hogy

$$p_e = \frac{1}{V_L} H_i \frac{m_{lev}}{\alpha \cdot m_{elm}} \eta_e.$$

Vagy ugyanezt másként rendezve:

$$p_e = \frac{H_i}{m_{elm}} \frac{1}{\alpha} \frac{m_{lev}}{V_L} \cdot \eta_i \cdot \eta_m. \quad (5.30)$$

1 2 3 4 5

Az 1-el jelzett tényezőbe a feltöltéssel nem lehet beavatkozni, az csak a tüzelőanyag összetételétől függ.

A 2-vel jelzett tényező azt mutatja, hogy a légviszony csökkentése a középnyomás növelése irányába hat. Ezt **benzinmotoroknál** a gyulladás határa, a fogyasztás romlása, továbbá az emisszió növekedése ill. a katalizátor szabályozása korlátozza. **Dízelmotoroknál** a légviszonyt általában nem tartják ugyanolyan értéken, mint egy szívómotornál, hanem inkább kissé megnövelik. Ez ugyan nem a középnyomás növelése irányába hat, azonban így a motor hő- és mechanikai terhelése kevésbé növekszik és főleg az emisszió csökkentése irányában nyílnak jobb lehetőségek, továbbá nem elhanyagolható hatása van a hatásfok javulásában.

A 3-al jelzett tényező a feltöltés alapvető célját fejezi ki, vagyis, hogy a motor adott lökettérfogatába nagyobb tömegű (sűrűségű) levegőt juttatva arányosan több tüzelőanyaggal nagyobb munkát lehessen egy ciklusból nyerni.

A 4-el jelzett tényező turbófeltöltésnél növekszik, mert elméletileg bizonyíthatóan és a gyakorlatban igazoltan a motor hűtésébe menő energiahányad csökken, míg a veszteségek nagyobb hányada a kipufogásba tevődik át. Így a kipufogógázok viszonylagosan nagyobb energiahányadát a feltöltésre hasznosítva, annak egy része nem minősül veszteségnek. Ugyancsak növeli az η_i -t a gázcseréhez szükséges munka: kedvező esetben (jó turbófeltöltő hatásfokoknál) a gázcseré legalább részben pozitív munkát szolgáltat.

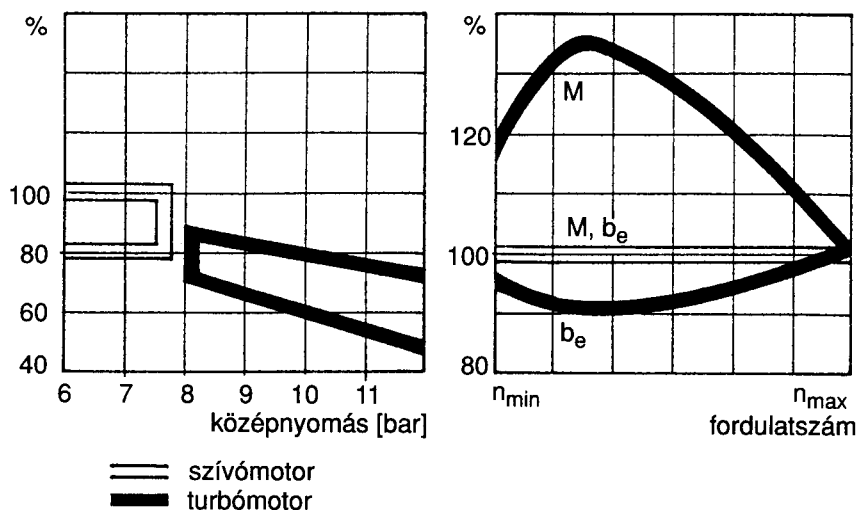
Az 5-el jelzett tényező — a mechanikai hatásfok — mint minden középnyomás-növekedést eredményező esetben, turbófeltöltéskor is javul. Ennek oka korábban már kifejtésre került.

5.2.1.6. A turbófeltöltés előnyei és hátrányai

A **teljesítménytömeg** [kg/kW] tekintetében igen előnyös a turbófeltöltött motor az azonos teljesítményű szívómotorhoz képest. Ez egyben azt is jelenti, hogy **azonos teljesítmény mellett a turbómotor helyigénye** — tér-

fogata — **is kisebb**. Több lehetőség marad így a motortérben az egyébként szükséges és a járműhöz tartozó berendezések elhelyezésére. A kisebb súly és a térfogat természetesen hozza azt a további — egyáltalán nem elhanyagolható —, gyakorlati előnyt, hogy a **gyártás olcsóbb**.

A turbómotor kedvezően kibővíti egy már meglévő szívómotor **alkalmazási területét**. A szívómotor-változatokat járulékosan különböző teljesítményfokokban és nyomaték rugalmassággal turbómotorként lehet az ajánlati táblán szerepeltetni.



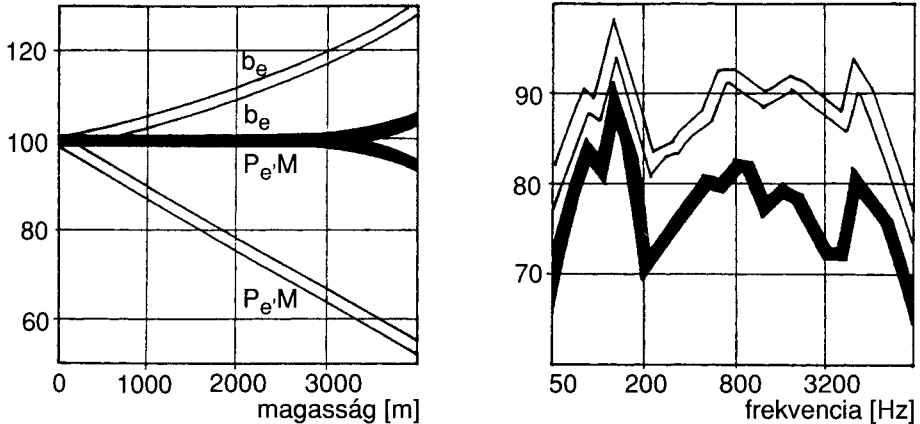
5.16 ábra. A turbódízelmotor teljesítménysúlyának, nyomatékának és fajlagos fogyasztásának alakulása a szívómotorhoz képest

A turbófeltöltött dízelmotor **fajlagos tüzelőanyagfogyasztása jóval kedvezőbb**, mint egy azonos teljesítményű szívómotoré. Ez különösen a nagyobb haszonjárműveknél szembetűnő, ahol a jármű sebességfokozatainak jó megválasztásával az **útvonalfogyasztás** igen gazdaságossá tehető (5.16 ábra).

Mint azt már részletesebben is kifejtésre került, a **dízelmotorok emisszió csökkentésénél** a turbófeltöltés a motoroldali beavatkozások eszköze.

Különösen érdekes előnyt jelent a turbófeltöltés a motorok **magassági viselkedése** tekintetében. Egy szívómotornak nagyobb tengerszint feletti magasságban a levegő sűrűség-csökkenése következtében jelentős teljesítményvesztése van. A turbófeltöltő turbinája viszont éppen a környezeti nyomás — vagyis az ellennyomás — csökkenése révén nagyobb teljesítményt képes a

kompresszor hajtására fordítani. Így a beáramló sűrített levegő mennyisége csak kis mértékben csökken és a motor teljesítménye közel állandó marad (5.17 ábra).



5.17 ábra. A turbódízelmotor magassági teljesítményének, fogyasztásának és zajszintjének alakulása a szívómotorhoz képest

Egy **turbómotor** többnyire **halkabb** járású, mint egy azonos teljesítményű szívómotor. Ez egyrészt annak tulajdonítható, hogy a dízelmotornál turbófeltöltés esetén a gyúlási késedelem csökken, emiatt az égési zaj kisebb; másrészt általában a turbófeltöltés révén kisebb méretű motornál a zajt sugárzó felületek kisebbek, azonkívül pedig a turbina maga olyan hatású, mint egy járulékos hangtompító. A turbófeltöltés előnyei jól mutatkoznak, ha példaként egy adott motor háromféle változatának jellemzői mennyiségileg is kifejezett értékei alapján kerülnek összehasonlításra. Az 5.18 ábra egy és ugyanazon hathengeres soros dízelmotor, ugyanazon befecskendező rendszerrel és egy jellemző fordulatszámnál a terhelés függvényében mutatja a tömegemissziók eltérését szívó, turbófeltöltött és turbófeltöltéses levegővisszahűtött változatban. A szívóváltozatnál a terhelés (középnomás) határáként a füstölés ún. Bosch-szám szerinti BSZ = 2 értékét vették alapul, ami 2 000/min fordulatszámnál 8 bar középnomásnál adódott a terhelés szerint optimált előbefecskendezésnél.

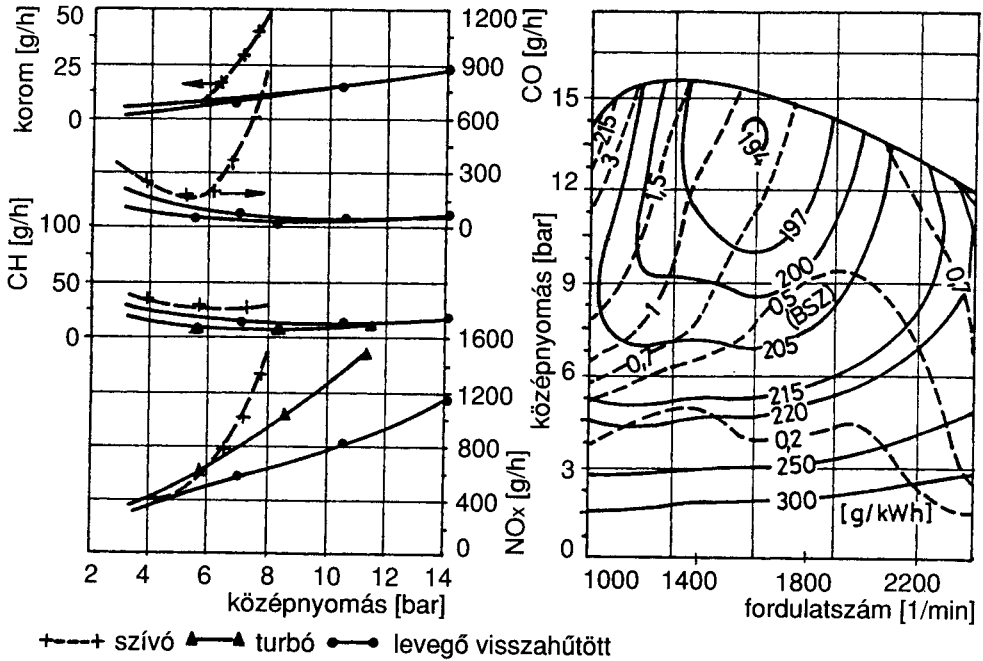
Ugyanezen középnomásnál

- a feltöltött motor BSZ = 0,5 és
- a levegővisszahűtött BSZ = 0,4

füstölési értéket mutatott.

Ha 8 bar középnomás és 2 000/min fordulatszámnál (ami ennél a motornál 88 kW teljesítményt jelent) a

- a szivómotor NO_x emissziója 1.400 g/h;
- a turbófeltöltötté 950 g/h;
- a levegővisszahűtötté 650 g/h.



5.18a-b ábra. Hathengeres, soros 6,6 literes dízelmotor jellemzői 2000/min fordulatszámánál

a/ károsanyag emissziók a középnomás függvényében

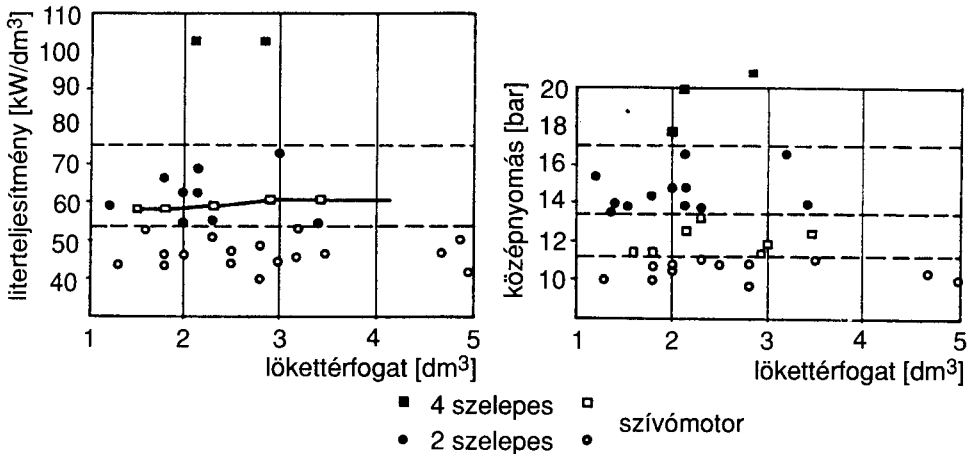
b/ fajlagos fogyasztás és füstölés a levegővisszahűtéses turbófeltöltésnél

Ugyanekkor a szivómotor CO emissziója szemben mindkét turbófeltöltéses változattal mintegy 9-szeres, a füstkibocsátás mintegy 4-szeres és a CH emisszió mintegy 2-szeres.

Az **5.18a ábra** egyébként azt is mutatja, hogy azonos hengertérfogat és NO_x emisszió esetén a szivómotor és turbófeltöltött levegővisszahűtéses motor középnomásai mintegy 7:14 arányban viszonylanak egymáshoz. Ez a szivómotor 77 kW teljesítményéhez képest a levegővisszahűtéses motornál 154 kW teljesítményt jelent, ami szerint a szivómotornak kétszer akkora hengertérfogatra van szüksége. Ez a beépítési térfogatot és a motorsúlyt is majdnem megkétszerezi, ami nemcsak a jármű hasznos terhelhetőségének csökkenésével, hanem a gyártási költségek növekedésével is jár.

Az **5.18b ábrán** látható, hogy egy közepes nagyságú haszonjármű dízelmo-

tor turbófeltöltéssel és levegővisszahűtéssel 15,7 bar középnyomást tud teljesíteni, nyomaték rugalmassága 30 %, és még a láthatóság határán lévő füstölés mellett az egyébként igen kedvező 200 g/kW/h fajlagos fogyasztást egy jelentősen nagy működési tartományban tudja biztosítani.

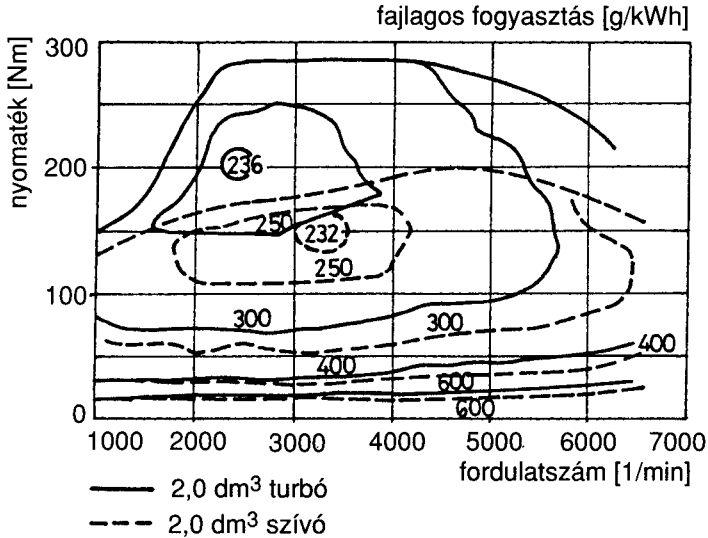


5.19 ábra. Szívó- és turbófeltöltött benzinmotorok összehasonlítása két- és négyselepes kivételnél (4, 5, 6 és 8 hengeres motorok)

Benzinmotorok turbófeltöltése csak a felső, ill. sportos járműkategóriáknál nyert teret. Mindenesetre előnyt jelent, hogy az eredetileg szívómotorhoz alkalmazott forgattyús hajtómű említésre méltó változtatások nélkül képes elviselni a jelentősen nagyobb középnyomással járó feltöltést. A nagyobb hőterhelésnek kitett alkatrészeket azonban igényesebb konstrukcióval szükséges védeni. Ide sorolhatók a dugattyú hűtése a belső felületre fecskendezett olajjal, a molibdénbevonatú dugattyú-gyűrűk, a keményfémbevonatú szívó- és a nátriummal hűtött kipufogószelep.

A kétszelepes turbómotor komoly konkurenciát jelent a négyselepes szívómotornak. Ha a korszerű két- és négyselepes benzinmotorok literteljesítményeit szívó és feltöltött változatokban összehasonlítjuk (5.19 ábra), akkor látható, hogy a négyselepes szívómotorok a feltöltött kétszelepes motorok közepmézőnyében helyezkednek el.

A **középnyomás** tekintetében azonban élesebb az elhatárolódás, mert ugyan a négyselepes szívómotorok literteljesítménye eléri a kétszelepes turbómotorokét, azonban legnagyobb középnyomásuk — és ezzel nyomatékuk — alulmarad.

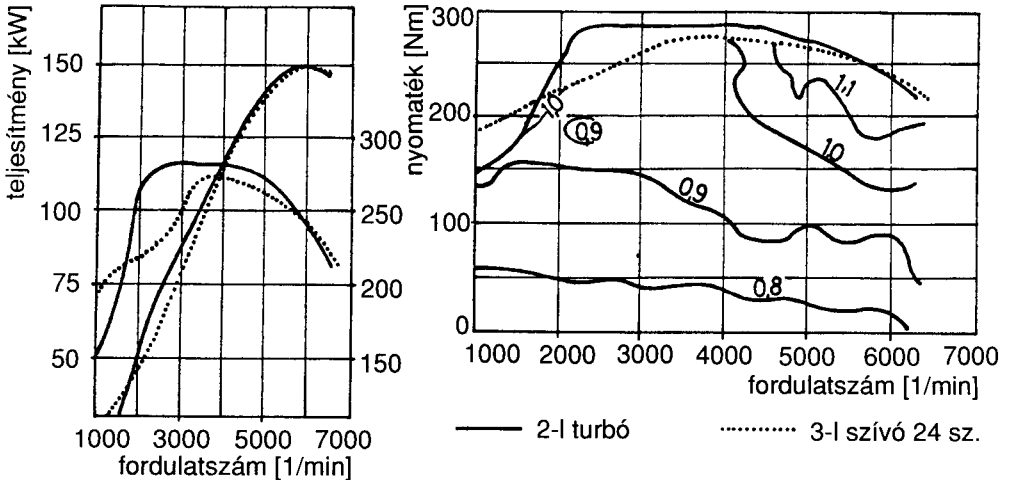


5.20 ábra. Turbófeltöltött és szívó benzinmotor fajlagos fogyasztási jellemzőjének összehasonlítása

Igen érdekes összehasonlításra ad lehetőséget a turbómotor gondos tervezésnél kihasználható jó tulajdonságaira az Opel Calibra motorja. A négyszelepes turbómotor az ugyancsak kétliteres, négyszelepes, hasonló szívómotorhoz képest 42 %-kal, ill. 36 %-kal nagyobb nyomatékot, ill. teljesítményt ért el anélkül, hogy a fajlagos fogyasztása érdemlegesen romlott volna (**5.20 ábra**).

Egy turbómotor kialakításánál igen fontos, hogy a feltöltőt a levegőhűtővel és a kipufogórendszerrel összehangoltan fejlesszék. Magas igényeket is kielégítő turbómotor kialakításánál a következő szempontok alapulvétele célszerű:

- a szívó- és kipufogórendszer, valamint a vezérlési idők jó összehangolásával nagy nyomaték;
- kedvező égéster kialakítás középen elhelyezett gyújtógyertyával;
- kis nyomásveszteségek a motor előtt, a motorban és a motor után;
- kis mennyiségű közeg (gáz) a kipufogó-gyújtócsőben és a turbinában rövid vezetékek;
- olyan katalizátor, amelyik már viszonylag alacsony hőmérsékleten is hatékony;
- nagy energiájú gyújtórendszer;
- pontosan és megbízhatóan a gyújtássorrend szerint működő (szekvenciális) benzinbefecskendező rendszer;
- megbízható kopogásérzékelés az elektronikus gyújtásszabályozáshoz;
- elektronikus töltőnyomás-szabályozás.



5.21 ábra. P_e , M_e és relatív fogyasztás a 2 dm³-es turbó-/3 dm³-es szivómotornál

Az Opel fejlesztett ki dinamikusan hangolt szivórendszerrel egy hathengeres 3 literes négyzelepes motort (Omega Senator), amelynek maximális teljesítménye és fordulatszáma teljesen megegyezik az előzőekben említett Calibra motoréval. Az 5.21 ábrán jól látható, hogy 1.800/min fordulatszámig a nagyobb térfogatú szivómotor, e felett azonban egészen a teljes terhelés fordulatszámaig a turbómotor nyomatéka jelentősen meghaladja a szivómotorét. Különösen érdekes az összehasonlításnál, hogy a relatív fogyasztás jelentős előnyöket mutat a turbómotor javára. Csak a nagy fordulatszámu és teljesítményű jellegmező-részben előnyösebb a szivómotor fogyasztása, míg a nagyobb gyakoriságú üzemállapotokban a turbómotor fogyasztása 10...20 %-kal kedvezőbb.

Az 5.21 ábrán bemutatott nyomatéki görbék arra is rámutatnak, hogy a turbófeltöltő napjainkban már egy jól kipróbált feltöltő szerkezet, és a motornak, valamint a feltöltőrendszernek átgondolt és egyidejű fejlesztése esetén ma már, legalábbis benzinmotorok egyes típusainál, a korábban oly gyakran elmarasztalóan emlegetett „turbó-lyuk” (a turbófeltöltött motor nyomaték-lemaradása gyorsításkor) gyakorlatilag nem érezhető.

A turbófeltöltés hátrányai közé elsőként azokat a körülményeket lehet sorolni, amelyeket minden fajta feltöltéshez általában. Ezek a megnövekvő hő- és mechanikai terhelések, amik azonban nem csak a feltöltés következményei lehetnek. Ugyanis, ha egy szivómotor nyomatékát, tehát középnyomását pl. egy nagyobb torkú karburátorral javítjuk, akkor is hasonló módon növekednek az említett terhelések.

A turbófeltöltött motorok egyik leggyakrabban hangoztatott hátrányos tulajdonságaként a **csökkent gyorsulóképességet** említik. Ennek oka, hogy

- a turbófeltöltő forgórészének tehetetlenségi nyomatéka arányában a fordulatszám-növekedéshez bizonyos időre van szüksége, így a motor „gázadása” következtében a turbinán jelentkező többletteljesítmény egy része a forgórész gyorsítására fordítódik;
- a feltöltő fordulatszám-lemaradása miatt a motorba kevesebb levegő kerül, így a turbina gyorsításához is csak kisebb energia áll rendelkezésre.

A gyorsulóképesség megítélése tekintetében azonban jelentősen eltérő szempontokra kell figyelemmel lenni, hiszen elsősorban a jármű gyorsulása az, amely a felhasználót közvetlenül érinti. Túlságosan felületes a turbómotort általánosságban úgy minősíteni, hogy „rosszul gyorsul”, aminek ellenkezője éppen az előző **5.21 ábrával** kapcsolatban is említésre került. Ezért érdemes felsorolni azokat az alkalmazásokat, amelyek a turbófeltöltés tekintetében eltérő igényeket jelentenek:

- benzin, vagy dízelmotor;
- automata, vagy mechanikus sebességváltó
- személygépkocsi, vagy haszonjármű;
- távolsági, vagy városi autóbusz;
- egyszerű, vagy szabályozott feltöltési rendszer stb.

Minden turbófeltöltéses rendszernél (de a Comprex rendszernél is) egyaránt problémát jelent a **motortér megnövekedett hőmérséklete**. Ezt egyrészt a kipufogó vezetékek, másrészt a turbinaház által sugárzott hő eredményezi. Kézenfekvő, hogy ezek közelében műanyag, vagy egyéb hőre érzékeny anyagot elhelyezni nem szabad, ami a konstrukciónál külön körütekintést igényel. A kérdéses nagy hőmérsékletű részeket szigetelni nem ajánlatos, mert így a szerkezeti anyagok tűrőképessége erősen csökken. Helyette általában a hősugárzás ellen védő lemezeket alkalmaznak. Ugyancsak nehézséget jelent a motorházban való elhelyezés tekintetében a **levegővisszahűtő és a hozzátartozó vezetékrendszer helyigénye**. Megjegyzendő azonban, hogy ez nem a turbófeltöltési rendszer sajátos hátrányos tulajdonsága, hiszen a sűrített levegő visszahűtése minden más rendszernél is használatos.

Benzinmotorok turbófeltöltésénél jelentkezik egy sajátos hátrányos körülmény: ha egy nagy teljesítményű üzemállapotból **hirtelen gázelvételnél** kényszerűresjárat (motorfék) állapotba kerül a motor, akkor a turbófeltöltő tehetetlensége következtében fordulatszáma és ezzel nyomásviszonya csak lassan csökken, így a **kompresszor működési pontja a jellegmező instabil részébe kerül**. Ez az ismétlődések során károsodáshoz vezet, ami ellen szabályozással kell védekezni (ld. később).

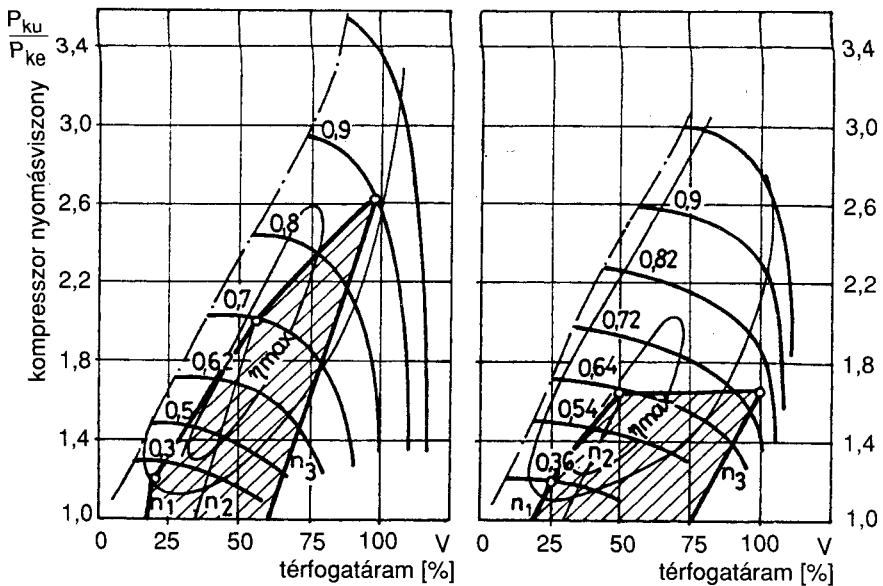
5.2.2. A turbófeltöltő és a motor együttműködése

Viszonylag egyszerűen belátható, hogy feltöltéskor olyan gépeknek, berendezéseknek kell egymással szoros kapcsolatban működni, amelyeknek külön-külön általában **jelentősen eltérő alaptulajdonságaik** vannak. A legjobb példa erre a turbófeltöltés. Itt:

- a motor térfogatáramok közt periodikus nyomásváltozású ciklusokkal működik;
- a turbófeltöltő folytonos áramlású, állandó nyomású közeggel dolgozik.

Mivel a motor és a feltöltő, az ezeket összekötő vezetékek és a működésüket meghatározó egyéb berendezések együtt alakítják az általuk képzett rendszer tulajdonságait, ezért a „rendszert” csak együttes működésük alapján lehet megítélni. Ehhez figyelembe kell venni a rendszer minden egyes részének lényeges jellemzőjét, amelyek az együttes működést befolyásolják. A turbófeltöltő és a motor együttműködésének legáltalánosabb magyarázatához a kompresszor jellegzőjét használják. Mivel a tárgyalás keretébe tartozó motorokhoz az áramlástechnikai kompresszorok közül a centrifugál kompresszorok használatosak, ezért jellegzőjüket szükséges ismerni.

Az együttműködés ábrázolása a kompresszor jellegzőjében



5.22 ábra. „a” turbófeltöltött haszonjármű motor működési vonalai
„b” turbófeltöltött személygépkocsi motor működési vonalai
 n_1 - legkisebb teljes terhelési fordulatszám
 n_2 - maximális nyomatéknál n_3 - névleges teljesítménynél

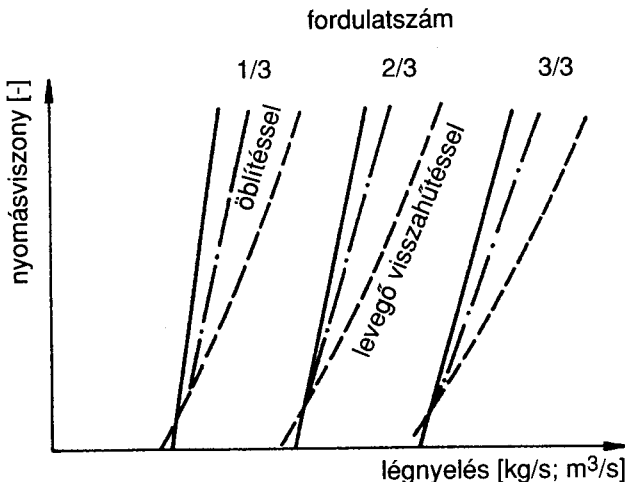
Az n_1 ; n_2 és n_3 légnyelési vonalak magyarázatára a következőkben kerül sor.

Az **5.22 ábra** a legáltalánosabb ábrázolásban mutatja egy dízelmotor és egy benzinmotor együttműködési tartományát egy turbókompresszorral. Az n_1 ; n_2 és n_3 vonalak a motor három nevezetes u.n. nyelési vonalát (görbéjét) jelentik. Ezeknek felső végpontjai a kérdéses üzemállapothoz tartozó ill. megengedhető legnagyobb tüzelőanyag-mennyiségnek megfelelő u.n. külső jelleggörbék, vagyis a motor teljes terhelését jelentő görbén fekszenek.

5.2.2.1. A turbófeltöltő és a benzinmotor együttműködése

Mint azt már az előzőekben említésre került, a benzinmotorok turbófeltöltése elsősorban a nagy teljesítménykategóriájú és a sportos járművek motorjainál használatos, ahol a **nagy sebesség** (200...250 km/h) vevői elvárás. Az igények közé tartozik az igen jó **gyorsulóképesség**, aminél feltételként jelentkezik a már **kisebb fordulatszám-tartományban is nagy nyomaték**, természetesen az **emissziók határértékeinek** és főleg újabbban az **útvo-nalfogyasztás** értékeinek betartása ill. csökkentése is.

A motor és a feltöltő együttműködése szabja meg nagyrészt a felsorolt tulajdonságok kedvező értékeit. Ennek egyik alapvető vizsgálata és szemléltetése **a motor ún. légnyelési görbéinek** és **a feltöltő jellegmezőjének** együttes diagramja segítségével lehetséges. **A feltöltött motor légnyelésén** a rajta időegység alatt átáramló levegő mennyiségének (tömegének vagy normál állapotú térfogatának) a szívószelep előtti nyomás függvényében való változását értjük. Általában nem a nyomás abszolút értékét, hanem a környezeti nyomáshoz viszonyított értékét, a nyomásviszonyt veszik alapul az ál-



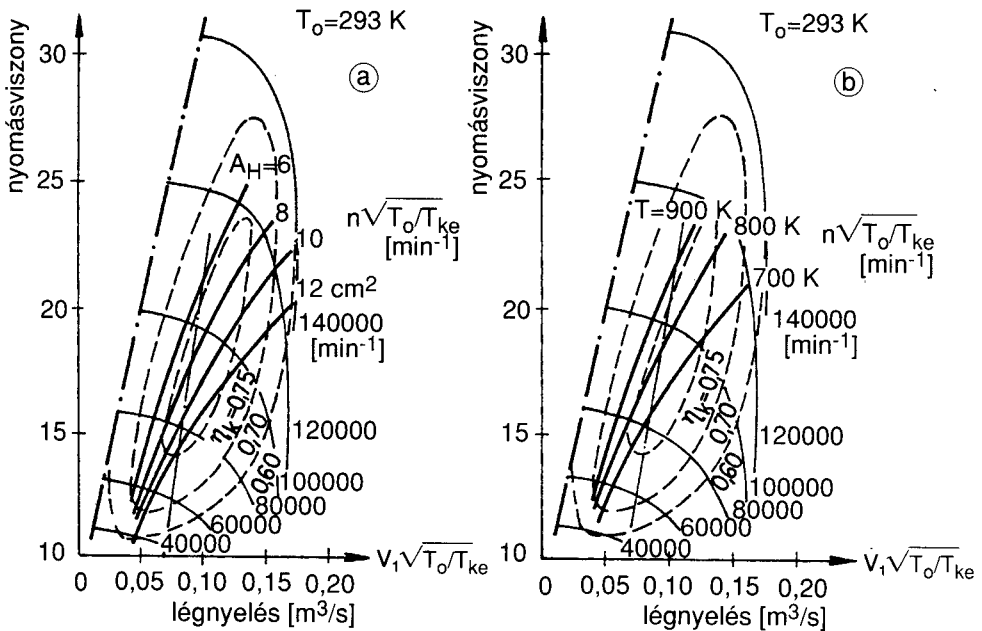
5.23 ábra.

Egy motor légnyelési görbéi egyszerű, öblítéssel és levegő visszahűtéssel.

talánosítás érdekében. Ennek értelmében kézenfekvő, hogy a **levegő-visszahűtés és az öblítés a légnyelés növekedése irányában hat (5.23 ábra)**. Az ábrában az is megmutatkozik, hogy azonos nyomásviszonynál a légnyelés a fordulatszámmal arányosan növekszik.

A motorgyártók nem közlik egy-egy típusukra az említett diagramokat. A feltöltőket gyártók a kompresszorok jellemzőjében azonban általában feltüntetik azokat a vonalakat, amelyek a motorok hengertérfogatától, fordulatszámától és légfelvételi tényezőjétől függően várható légnyelést jellemzik. Ezzel megkönnyítik a motor légnyeléséhez illeszkedő kompresszor kiválasztását.

A turbófeltöltő működését, vagyis a kompresszor által létesített nyomásviszonyt és légnyelést természetesen a **turbina tulajdonságai** (amiket jelleggörbéi szemléltetnek), valamint a motor kipufogógáz állapota és mennyisége befolyásolja. Az **5.24 ábra** a turbina keresztmetszetének és a gáz hőmérsékletének hatását mutatja a turbófeltöltő működésére.



5.24 a-b ábra. Motor-töltő együttműködési vonalai:

a - különböző turbina keresztmetszeteknél, ha $T = \text{áll}$

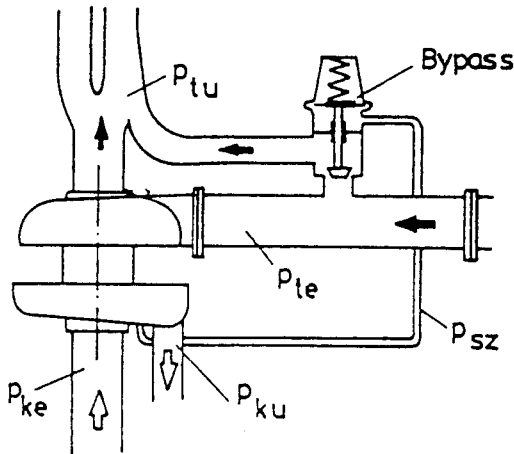
b - adott turbófeltöltőnél, ha T kipufogógáz-hőmérséklet változó

Az **5.24a ábrán** látható, hogy egy példaképpen berajzolt légnyelési görbével jellemzett motornál **kis turbina keresztmetszetnél nagyobb nyomásviszonyt** lehet elérni, mint ugyanakkora turbina előtti (T_3) hőmérséklet

esetén a nagyobb turbina keresztmetszetnél. Ekkor ugyanis a turbina torlasztó hatása következtében növekszik a turbina nyomásviszonya. Az **5.24b ábrán** az ugyancsak berajzolt légnyelési görbe mutatja, hogy adott turbina és kompresszor esetén **a turbina előtti nagyobb hőmérsékletnél nagyobb nyomásviszony** érhető el. Ezek a megállapítások összhangban vannak a 5.2.1.4. pontban a turbina teljesítményére felírt összefüggéssel.

Az előzőekből levonható az a **következtetés**, hogy ha egy motorhoz **kis turbina keresztmetszetű** feltöltőt alkalmaznak, akkor **kis motorfordulatszámoknál kedvező** nagy nyomatékot lehet elérni, viszont nagyobb fordulatszámoknál túlságosan nagy lesz a nyomása és a hőmérséklete a hengerbe jutó levegőnek, ami a kopogási és hőterhelési határok gyors túllépéséhez vezet. Ha **nagy a turbina keresztmetszete**, akkor az a **kis fordulatszámoknál nem kedvező**, mivel csak kis motor-nyomaték érhető el, ami a feltöltést szinte értelmetlenné teszi személgépkocsi motoroknál.

A benzinmotorok turbófeltöltése hosszú ideig nem tudott általánosan elterjedni, mert igazán csak a névleges fordulatszám közelében tudott érdemleges nyomatékot biztosítani. A **kipufogó-oldali megcsapoló-szelep** (by-pass-szelep, waste-gate szelep) alkalmazásával azonban lehetővé vált az alsó fordulatszám-tartományokban is a motor nyomatékának növelése és ezzel kielégítő felgyorsulási viszonyok elérése, mert így jóval kisebb feltöltővel ill. turbínával lehetett a motort felszerelni.



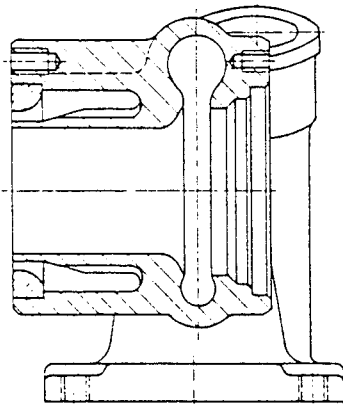
5.25 ábra.
Töltőnyomás szabályozás a kompresszor nyomásával vezérelt turbina előtti megcsapoló (by-pass) szeleppel.

Az **5.25 ábrán** bemutatott megcsapoló szelepvezérlési módnak több hátrányos tulajdonsága is van. A nagy fordulatszámú részterheléseknél, ahol a motor fojtószelepe részben zárt, a kompresszor után a fojtószelep előtt szükségtelenül nagy nyomás áll elő. A turbina ugyanis a nagy tömegáram követ-

keztében képes a szükséges teljesítmény fedezésére. Mindezek következménye:

- viszonylagosan növekszik a turbina előtti nyomás, vagyis a motor kipufogási ellennyomása és ezzel a gázcsere-munka;
- viszonylagosan növekszik a motorba jutó levegő hőmérséklete, ami a kopogási hajlamot növeli;
- a nagyobb kipufogási ellennyomás miatt a maradékgáz hőmérsékletének és mennyiségének növekedése szintén erősíti a kopogási hajlamot.

A turbina megcsapolásával hasznosítatlanul távozó energia részbeni „visszanyerését” teszi lehetővé, ha a megcsapolt gázmennyiséget a turbina kilépő csomkjának speciális kiképzésébe vezetik (5.26 ábra).

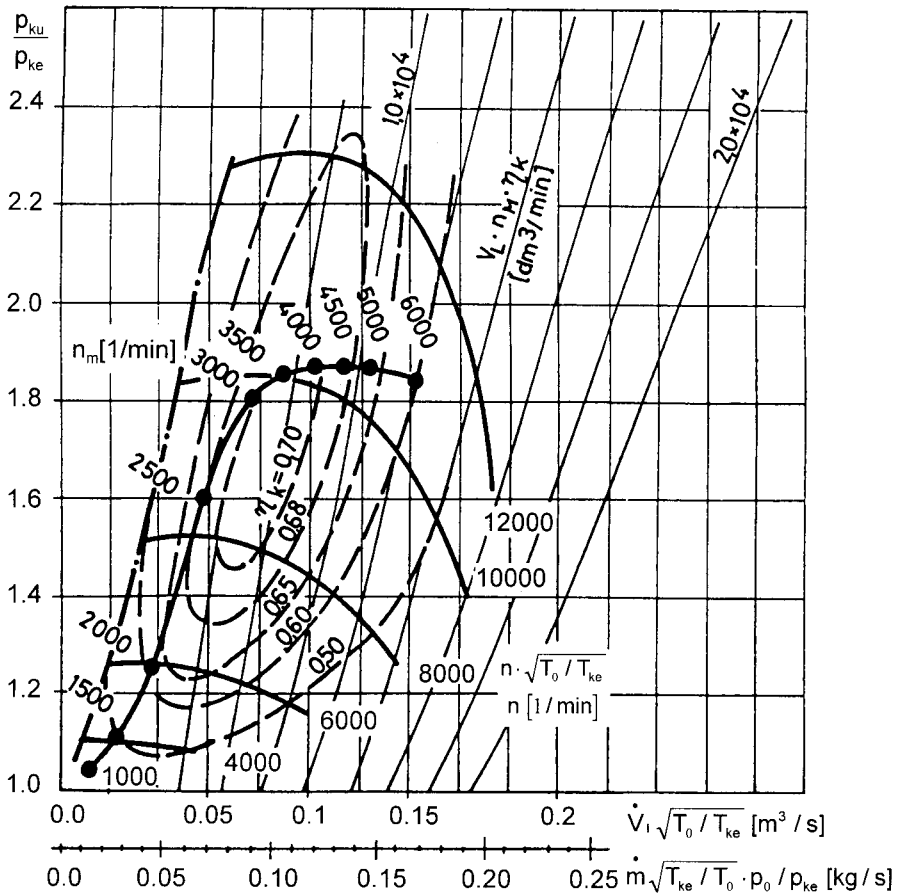


5.26 ábra.

Ejektorral kiképzett turbinaház (KKK)

Ha a megcsapolt gáz energiája nem szelepen való átáramlással csökken, hanem a turbina kilépő vezetékében kiképzett ejektor-szerű csatornába vezetve egy nagysebességű párhuzamos gázáram létrehozására hasznosul, akkor a turbina utáni nyomás jelentősen lecsökken. Ez az **ejektor-hatás** — miután a turbina nyomásviszonyt érzeke —, egyidejűleg a turbina előtti, vagyis a **motor utáni nyomás csökkenését** eredményezi.

Az 5.27 ábrán egy 2 literes motor teljes terhelési ún. együttműködési vonala látható. Ugyanitt a $V_L \cdot n_M \cdot \eta_k$ jelű dm^3/min légnyelési vonalak is fel vannak tüntetve. Az együttműködési vonal a jellegmezőt két jellegzetes nyomásviszonytartományra osztja. A baloldali görbeszakasz a meredeken emelkedő nyomásviszonnyal, egyedül a motor és feltöltő eredeti illesztésétől (párosításától) függ. Itt a kipufogógáz teljes energiája a levegő sűrítésére szolgál, a motor kipufogóvezetékében a turbina előtt elhelyezett **megcsapoló szelep** teljesen zárt helyzetben van.

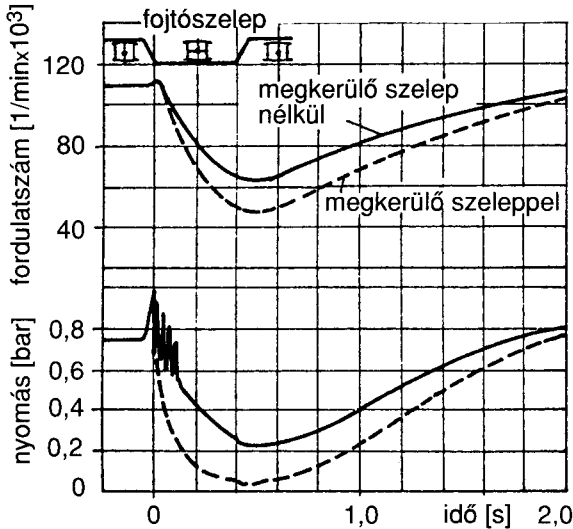


5.27 ábra. Teljes terhelési együttműködési görbe a kompresszor jellegmezőjében. (Porsche-KKK)

A viszonylag kis turbófeltöltő ebben a levegő- és kipufogógáz-tartományban jó hatásfokkal dolgozik és az együttműködésnek megfelelő fordulatszámot a forgórész kis tehetetlenségi nyomatéka következtében gyorsabban eléri. A másik tartományban a nyomásviszony vonala laposan fut. A feltöltő nyomásviszonyát itt lehatárolja a turbina előtti megcsapoló szelep nyitása következtében a turbínától elvont — és így hasznosítás nélkül a kipufogócsövön a szabadba távozó — energia. Ezen a szakaszon az együttműködés vonalát a megcsapoló szelep nyitási keresztmetszet-változása szabja meg.

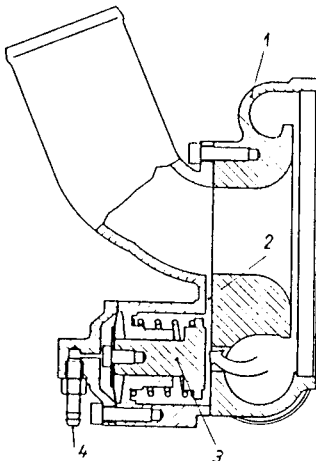
Benzinmotoroknál gyakran előforduló üzemállapot a **fojtószelep hirtelen zárása** (teljes gáz - alapjárat). Turbófeltöltött motornál ilyenkor a **kompresszor munkapontja az instabil zónába**, a pumpálási határtól balra

vándorol. Ez a fellépő erős nyomásingések miatt jelentősen veszélyezteti a kompresszor járókerékét, a csapágyakat és különösen az elektronikus benzin-befecskendező rendszer áramlásmérő részeit. Az **5.28 ábra** egy jellegzetes időbeli folyamatot mutat a hirtelen fojtószelep zárást és nyitást követően. Mivel ez a folyamat minden egyes sebességváltáskor fellép, feltétlenül **gondoskodni kell a kompresszornál egy gyors működésű megkerülőszelep beiktatásáról**, lehetőleg minél közelebb a kompresszor kilépő csomójához. Erre mutat példát az **5.29 ábra**.



5.28 ábra.
Hirtelen fojtószelep zárást követő fordulatszám-változás és nyomásváltozás a feltöltő kompresszornál

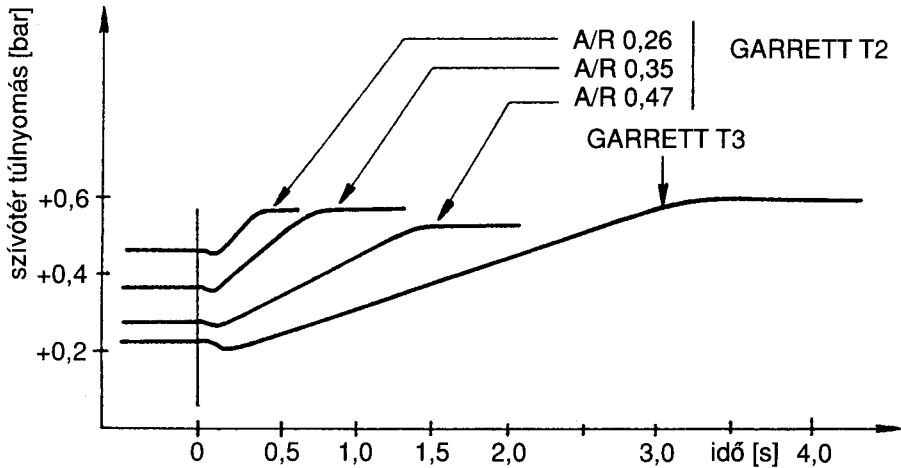
Közismert, hogy a járművek **gyorsulóképessége** egy minősítési kritérium. Különös figyelem kíséri ezt a tulajdonságot a sportos jellegű, nagy teljesítőképességű személygépkocsi motoroknál. Mint az előzőekben már említésre került, ehhez a kis keresztmetszetű turbina úgy járul hozzá, hogy a kis fordulatszámoknál is viszonylag nagy nyomatékot tud biztosítani. más beáll.



5.29 ábra.
Kompresszorházba integrált megkerülőszelep (Opel Calibra Turbo)

- 1 - kompresszor spirálház
- 2 - átömlő csatorna
- 3 - megkerülőszelep (nyitva)
- 4 - csatlakozás a szívócsőnyomáshoz

Az **5.30 ábra** arra mutat példát, hogy eltérő keresztmetszetű és járókerék méretű turbinák milyen időkülönbséggel gyorsulnak fel. Az összehasonlítás mértékéül egy 1,6 literes benzinmotornál 2 000/min fordulatszámról a fojtószelep hirtelen teljes nyitásával történő felgyorsulása szolgál, illetve az az idő, amikor a stabil szívótérnyomás beáll.



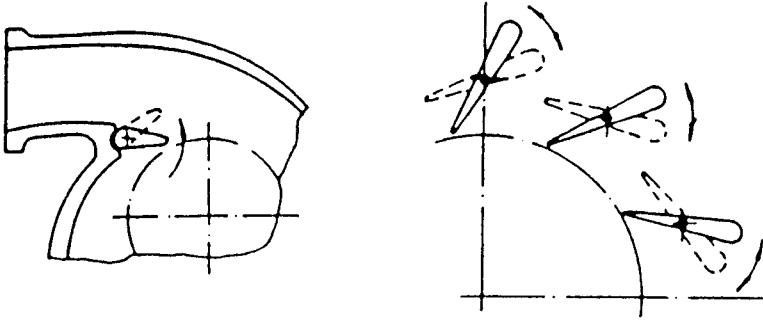
5.30 ábra. Turbófeltöltők összehasonlítása teljes terhelési gyorsításnál 2.000/min fordulatszámról.

- A: a turbinaház beömlő keresztmetszete
- R: a beömlő keresztmetszet középvonalának távolsága a középponttól.
- A T3 jelű turbina nagyobb mint a T2 jelű
- A T2-nél a forgórész tehetetlenségi nyomatéka állandó

A gyorsulóképesség javítása érdekében igen sokféle megoldás, ill. erre vonatkozó javaslat jelent meg a szakirodalomban, melyek közül egyesek már széria kivitelben is megjelentek, mások kísérleti állapotban vannak. A legtöbb elképzelés a turbina geometriájának különféle kialakítására irányul. Ezek közül rendkívül figyelemreméltó a **szabályozottan változtatható turbina-geometria** (VNT, VTG). Ennek két gyakorlati kivitele terjedt el: a **spirálház keresztmetszetének szűkítésével** (pl.: Garrett VAT 25) és az **álítható vezető lapátokkal** (pl.: Garrett VNT 15). Az elvi vázlatuk az **5.31 ábrán** látható. Részletes tárgyalásukra az 5.2.2.3. pont tér vissza.

Elektronikus szabályozórendszer nélkül egy turbófeltöltött benzinmotor nem tudná teljesíteni sem a motor, sem a jármű igényeit. A motor és a feltöltő több jeladójától jövő információkat egyidőben képes feldolgozni és ezek alapján a rendszer „agyába” előre beírt kimenő-jelkkel a szükséges beavatkozó szerveket a megfelelő mértékben működtetni. Ha egy motor ill. egy jármű olyan

általános felügyeletet és vezérlést ellátó berendezéssel van felszerelve, amely a működést minden lényeges külső hatást megbízhatóan képes biztosítani, akkor „**motor management**” elnevezéssel szokás a rendszert illetni.



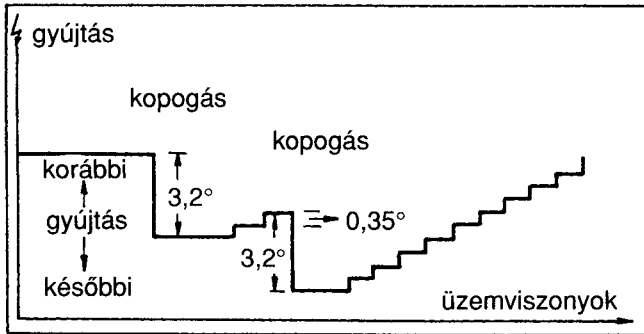
5.31 ábra. A spirálház keresztmetszetének szűkítésével és állítható vezető lapátokkal szabályozottan változtatható turbinageometria elvi vázlata

A benzinmotorok turbófeltöltött kategóriájánál, de minden más feltöltésnél is benzinbefecskendező-rendszert és katalizátort alkalmaznak. Ezek a körülmények már egymagukban is kényszerítik valamilyen fokú **elektronikus szabályozó-vezérlő egység** alkalmazását. A nagy teljesítmény-kategóriájú turbófeltöltött motorok kizárólag ilyen rendszerrel működnek. Ezek természetesen egyes részletekben eltérnek, de közülük nem hiányozhatnak olyan jeladók (szenzorok, érzékelők) és jeleiket feldolgozó egységek, majd megfelelő beavatkozást végrehajtó szervek, amelyek ilyen motoroknál semmiképpen nem nélkülözhetők. Fontossági sorrendjüktől eltekintve ezek a következők:

- **Kopogásérzékelő** a turbófeltöltött motoroknál általában nem is egy helyen, hanem sokszor több helyen, sőt hengerenként alkalmazott. A nagy fajlagos teljesítményre törekvés azt hozza magával, hogy az előgyújtást minden üzemállapotnál lehetőleg a kopogási határhoz kis biztonsági távolsággal állítsák be. Ha bármely okból akár csak egy hengerben is tartós kopogás lépne fel, azt rövid idő alatt súlyos károsodás követné. A jeladó rendszerint a hengertömb kísérletileg meghatározott részén érzékeli a rezgéseket, amelyeket az égéstérben előálló nyomáshullámok idéznek elő. Ilyenkor a vezérlő egység a gyújtást későbbre (az FHP-hoz közelebb) helyezi át, mert ez a leghatékonyabb mód a kopogásos állapot megszüntetésére.

A kopogásérzékelő által szolgáltatott jel hatására a vezérlőegység az **5.32 ábra** példája szerint 3,2 fokkal (forgattyúfokkal) későbbre állítja a gyújtást. Rövid szünetidő múlva 0,35 fokos lépésekkel ismét korábbra kezdi állítani a gyújtást. Ha ismét kopogás-jelzés érkezik, akkor ismét 3,2 fokkal későbbre

szabályoz. Ezt követően 0,35 fokként közelít a korábbi gyújtásidőponthoz. Ha 8 másodpercnél hosszabb idő alatt a gyújtáskésleltetés 20 fokot meghalad, akkor a töltőnyomást kell csökkentenie a vezérlő rendszernek.



5.32 ábra. Gyújtásszabályozás a kopogásérzékelő hatására (VW)

- **Töltőnyomás érzékelő** a szívócsőben, lehetőleg a hengerfejhez közeli nyomást érzékeli, hogy kifejezetten a hengerbe jutó levegő nyomásának megfelelő jelet továbbítsa a vezérlő egységnek. Ez általában villamos távadó, de egyes esetekben hajlékony tömlővel kötik össze a mérőhelyet a vezérlő egységben elhelyezett nyomásmérővel. A töltőnyomás növekedése a megengedett érték fölé egyben a teljesítmény okozta hőterhelés fokozott emelkedését is okozza, így súlyos károsodáshoz vezet.

A töltőnyomás csökkentését a turbina megkerülő szelep nyitásával úgy biztosítják sok esetben, hogy a kompresszor utáni nyomás közvetlenül vezéri a megkerülő szelepet (lásd. 5.25 ábrát). A jelenleg leginkább alkalmazott rendszereknél a vezérlő egység mágnesszelepet működtet, amely a turbófeltöltő kompresszorából vett levegővel, mint segédenergiával működteti a megkerülő szelepet. Így pl. lehetővé válik az is, hogy egy igen rövid időre bizonyos mértékben meg lehet növelni a töltőnyomást és ezzel a nyomatókat. Ha pedig a töltőnyomás csökkentése szükséges, akkor is a vezérlőegység ad jelet a megkerülő szelep nyitására.

- **Kipufogógáz-hőmérséklet mérő** elsősorban a turbina védelmét szolgálja, amely túlzottan nagy hőmérsékletnél gyorsan veszít szilárdsági értékeiből, fokozottan deformálódik és érintkezésbe kerül a forgórész a turbinaházzal. Ez természetesen igen rövid időn belül üzemképtelenné teszi az egész feltöltőt. A túlzottan nagy kipufogógáz-hőmérséklet a turbina csapágyazásra is kihat, az olaj gyantás kicsapódása, ráéégése miatt a csapágyházak megváltoznak és továbbra a csapágyazás már nem képes feladatát ellátni.

Az említett fontosabb jeladók mellett természetesen az elektronikus vezérlőegység lényegesen több információt kap a jeladóktól, és megfelelően szélesebb körű vezérlési feladatot lát el. Így egyebek mellett megemlítendő:

- a lambda-szonda jeleinek feldolgozása, esetleg a katalizátor előmelegítésének vezérlése;
- a motor megengedhető legnagyobb fordulatszámának korlátozása;
- a tengerszint feletti magasság ill. a környezeti nyomás abszolút értéke szerinti korrekciók beállítása;
- a gyors gázélvételnél (sebességváltás) a kompresszor megkerülő szelep vezérlése;
- az alapjáratú fordulatszám stabilizálása, vagyis a segédberendezések teljesítményfelvételétől függetlenül állandó értéken tartása (pl. világítás, klíma stb.);
- a szabályozható turbina-beömlés szerkezeteinek beállítása;

és még a keverékszabályozás mellett is több funkció.

Ugyancsak fontos motor-védelmi feladat, hogy ha bármelyik fontos rendszerésznél hibát észlel a vezérlő egység, akkor ún. szükség-üzemre áll, ami csökkentett teljesítmény mellett még továbbhaladást tesz lehetővé, a vezető részére pedig riasztó-jelzést ad. A korszerű rendszerek az üzem során adatokat gyűjtenek az esetleg a tűréshatárokon kívül eső jelekről, ezeket tárolják és a szervíz speciális lekérdező műszere segítségével megkönnyítik a hibafeltárást és főleg gyorsabbá, eredményesebbé teszik a karbantartást.

5.2.2.2. A turbófeltöltő és a dízelmotor együttműködése

A turbófeltöltéses dízelmotorok rendkívül **nagy teljesítménytartományt** és nagyon **sok alkalmazási területet** foglalnak el. A több tíz megavattos erőművi- és hajómotoroktól a közepes nagyságú hajókhoz használt pár ezer kW-os motorokon, a páncélos katonai eszközökön és sokféle telepített áramfejlesztőkhöz használt 1...2 ezer kW-os motorokon át az 1...2 dm³ személygépkocsi motorokig terjed a választék. A továbbiakban itt is elsősorban a közúti járművekben való alkalmazás kerül tárgyalásra.

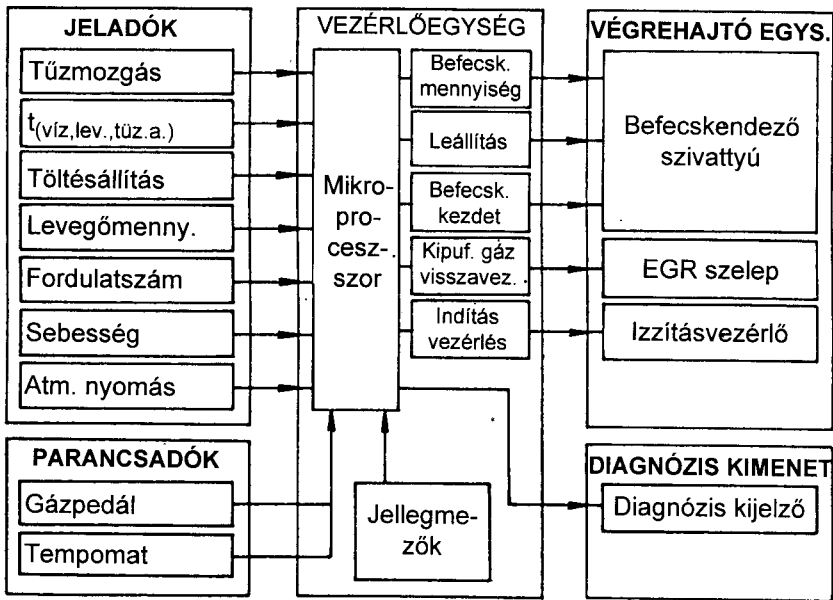
A turbófeltöltött dízelmotoros személygépkocsik egyre nagyobb keresletnek örvendenek. Minek tulajdonítható ez a közelmúltban még elképzelhetetlennek tartott változás? Az egyik lényeges összetevője ennek a **feltöltők műszaki fejlettsége** és **árának csökkenése**, valamint az ilyen motorok **kedvező tüzelőanyag-fogyasztása**. Ez egyrészt a fajlagos fogyasztásra érvényes, másrészt azonban az **útvonalfogyasztásban** mutat-

kozik meg igazán, hiszen részterheléskor a dízelmotorok a nagy légfeszültség hatásfoknövelő hatásával, a benzinmotor fojtásos szabályozása következtében kedvezőtlen helyzete áll szemben. Ha ehhez még a **tüzelőanyag árát** is hozzávesszük (ami a legtöbb európai országban olcsóbb), akkor a **100 km-re jutó költségek** még kedvezőbbé teszik a felhasználó előtti képet. A kisebb útvonalfogyasztás magával hozza az összes CO₂ kibocsátás csökkenését is.

Érdekes módon az emissziós korlátozások hozták magukkal a turbófeltöltés gyorsabb elterjedését a személygépkocsi dízelmotoroknál, és pedig azért, mert nélküle sokkal nehezebben, vagy egyáltalán nem lennének betarthatók a határértékek. Az előnyös tulajdonságok itt is — akárcsak a benzinmotoroknál — csak elektronikus szabályozó-vezérlő rendszerekkel érhetőek el.

Az **5.33 ábra** egy elektronikus dízelmotor szabályozó rendszer vázlatát mutatja be. Dízelmotorokhoz először 1987-ben alkalmazott a BMW ilyen „**digitális dízel elektronikát**”, amit azóta is **DDE** rövidítéssel nevez meg.

A **DDE** kifejlődése mind a személygépkocsik, mind a nehezebb dízelmotorok tulajdonságainak szinte **forradalmi változtatási** lehetőségét eredményezte. Mivel ennek révén a dízelmotorok is elektronikus „agy” segítségét kaphatták, már nemcsak a szigorúan vett motor-vezérlési funkciókat lehet erre bízni, hanem egyéb feladatok ellátását is. Ezek közé tartozik pl. a motorfelfüggesztés üzemállapot-függő csillapítási tulajdonságainak vezérlése, vagy a hirtelen gáz-



5.33 ábra. Az elektronikus dízelmotor szabályozás általános rendszerelemei (Bosch)

pedál-mozgatást ill. sebességváltást követő „rángatás” automatikus csillapítása stb., amelyek már a komfort-érzet javítását szolgálják. Ezért is jogosult az ilyen rendszereknél a „**motor management**” megnevezés.

A befecskendezés pontos szabályozási lehetőségein kívül nagyban hozzájárult a fejlődéshez mind a fogyasztás, mind az emissziócsökkentés irányában, hogy a **befecskendezési nyomást** már **1 000...2 000 bar** nagyságrendben képesek biztosítani.

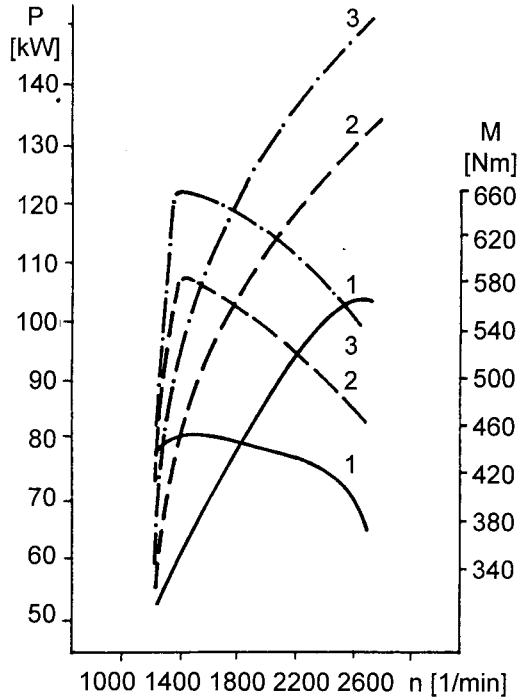
A turbófeltöltő elektronikus szabályozása csak teljessé teszi a DDE-t. Nemcsak a befecskendezés kezdetét, a befecskendezett tüzelőanyag mennyiségét is a motor többi fontos szabályozott értékét tartalmazzák az üzemállapotok szerinti jellegzők a vezérlőegység memóriájában, hanem a turbófeltöltő szabályozásához szükséges beállítási adatokat is. A vezérlőegység jellegzőjének minden részéhez egy feltöltőnyomás-érték tartozik. A töltőnyomás érzékelőjétől a szívócső tényleges nyomásának megfelelő elektromos jelet kap a vezérlőegység. Ez összehasonlításra kerül a tárolt értékkel és az eltéréstől függően működtet egy kétutas mágnesszelepet. A szelep állásától függően megfelelő mértékben nyílik, vagy záródik a turbina megkerülő szelepe. Így biztosítva van, hogy a maximálisan megengedett töltőnyomást semmilyen motorvagy környezeti állapot esetén se lehessen túllépni.

A töltőlevegő hőmérséklet érzékelője a levegő visszahűtő kilépésénél van elhelyezve. Az innen érkező jelnek megfelelően a befecskendező szivattyú korrigálja a tüzelőanyagmennyiséget, pl. ha a levegő melegebb, mint a jellegzőben (ROM-ban) előírt, akkor csökkenti azt.

A biztonságos működés alapvető fontosságú feltétel, amit egy bonyolult mechanikus, elektromos analóg és digitális részekből összetett rendszerrel csak megfelelő biztonsági tartalékokkal — redundanciával — lehet kielégíteni.

Anélkül, hogy a DDE sok funkciója megemlítésre került volna, a megbízhatóság tekintetében is csak utalunk a rendszer tulajdonságaira:

- minden érzékelő által adott jelet a vezérlő egység felülbírál, azonosítja a hiba helyet és kijelzi;
- a motor, vagy fontos részek károsodásához vezető hibák esetén leállítja a motort;
- a vezérlőegységbe integrált tesztelő program nemcsak az érzékelőket, hanem a beavatkozó rendszereket is felügyeli és az esetleg fellépő hibák megfelelő kódjait tárolja;
- egy hiba-kiolvasó műszer hozzákapcsolásával a vezérlőegység tárolójából az események rekonstruálhatók és a karbantartás gyorsan végezhető, nyilvántartásuk számítógépen egyszerűen megoldható.



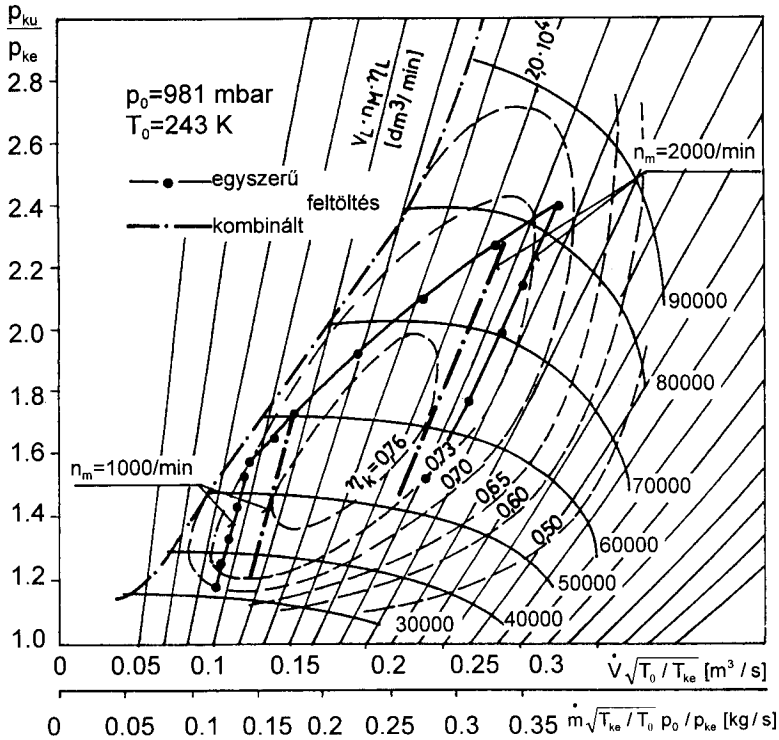
5.34 ábra. Hat hengeres azonos típusú $5,86 \text{ dm}^3$ hengertérfogatú turbófeltöltött dízelmotorok teljesítmény és nyomaték görbéi.

- 1 - alacsony feltöltésű (IVECO)
- 2 - egyszerű feltöltésű
- 3 - levegővisszahűtéses

A turbófeltöltéses dízelmotorok haszonjarművekben és buszokban kizárólagos alkalmazást nyertek. Ezt főleg kedvező fogyasztásuknak és nagy egységteljesítményüknek köszönhetik. Nem utolsó sorban kell azonban említeni, hogy a motor jelleggörbéit a turbófeltöltéssel igen jól lehet a jármű igényei szerint beállítani. Erre jellegzetes példát mutatnak az **5.34 ábrán** látható teljesítmény- és nyomaték görbék. Jól megítélhető a görbékből, hogy egy áruterítő járműhöz a rakodótér, illetve a terhelhetőség szerint jól kiválasztható a motor, melyhez természetesen további változatokat jelenthet a hajtáslánc célnak legjobban megfelelő kiválasztása.

A haszonjarművekben és buszokban egyaránt nagyon kedvező nyomatéki jelleggörbékhez és járműtulajdonságokhoz vezet a kombinált feltöltés. A kis fordulatszámra hangolt rendszer tulajdonsága, hogy a fordulatszám-tartomány mintegy 25 %-ában éri el a motor a maximális nyomatékot. A **légfelvételi tényező** ebben a tartományban viszonylag nagy, a nagy fordulatszámok irányában csökken, míg végül is kisebb, mint az egyszerű feltöltés

esetén lenne. Ez viszont azt is jelenti, hogy a motor légnyelési tartománya keskenyebb lesz az egyszerű turbófeltöltésű motoréhoz képest (**5.35 ábra**). Ez a tulajdonság **kisebb feltöltő** alkalmazását teszi lehetővé, amelynél így a forgórész tehetetlenségi nyomatéka kisebb és a motor **gyorsulóképessége javul**.



5.35 ábra. Egyszerű és kombinált turbófeltöltésű motor légnyelési görbéi és együttműködési vonal teljes terhelésnél.

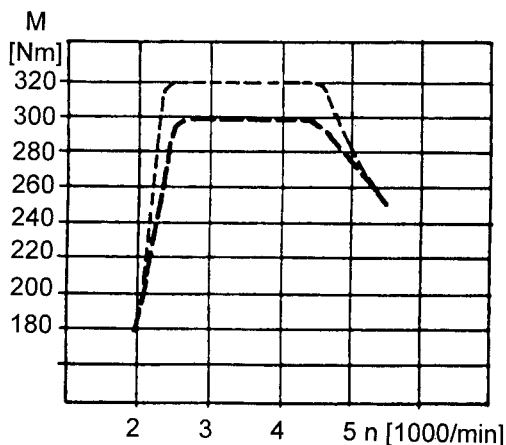
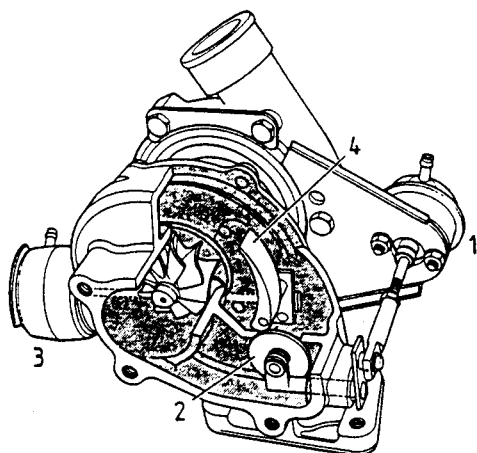
5.2.2.3. A változtatható turbina geometriájú turbófeltöltő és a motor együttműködése

Mint az az 5.2.2.1. pontban is kifejtésre került, különösen személygépkocsi turbómotorokkal szemben alacsony fordulatszámokon is követelmény a jó gyorsuló képesség és a jó tranzien viselkedés. Ahhoz, hogy ez teljesíthető legyen elengedhetetlen a legalsó fordulatszám-tartományban is rendelkezésre álló és megfelelő nagyságú nyomaték illetve effektív középnyomás. Már említésre került, hogy a járműmotorokon alkalmazott centripetális turbinák belső teljesítménye döntően a járókerékbe (a turbina-lapátózásba) belépő közeg se-

bességétől és irányától függ. Adott kipufogógáz sebesség esetén ezt a turbínaház szűkülő geometriájú (konfuzor) spirális csatornája határozza meg. Kis fordulatszámokról történő intenzív gyorsításkor kicsi a kipufogógáz sebessége, nagyok az átáramlási keresztmetszetek, illetve térfogatok és általában nagy a töltő tehetetlensége, így lassan épül fel a szükséges töltőnyomás.

A jelenség megszüntetésére az egyik szériaérett és eredményesen alkalmazott eljárás a **kisebb töltő** (szűkebb áramlási keresztmetszetek, kisebb tehetetlenségű forgórész) és a maximális megengedett töltőnyomás közelében nyitó turbina **megkerülő (by-pass) szelep** alkalmazása, amelynek pozitív hatása már ismert. Meg kell azonban jegyezni, hogy a feltöltők mérete ahhoz nem csökkenthető elegendő mértékben, hogy a legalsó fordulatszám-tartományban is a kívánt töltő nyomás álljon rendelkezésre, valamint nagy gázáramlásoknál itt is nagy lesz a kipufogási ellennyomás és ekkor nő a töltéscsere munka.

Ezek a hátrányok is kiküszöbölhetők a **szabályozottan változtatható turbina geometria** alkalmazásával, amelynek két sorozatban gyártott típusa közül az **egyik** a turbina spirálházát szűkíti, egy a beáramlást szabályozó nyelv segítségével (5.36 ábra), a **másik** állítható vezetőlapátokkal biztosított szűkülő-táguló „csatornák” segítségével befolyásolja a lapátkoszorúba belépő levegő sebességnek nagyságát és irányát. Ez utóbbi megoldás rohamosan terjed és egyértelműen fejlettebb konstrukciónak tekinthető, ezért a továbbiakban ez kerül részletes ismertetésre.

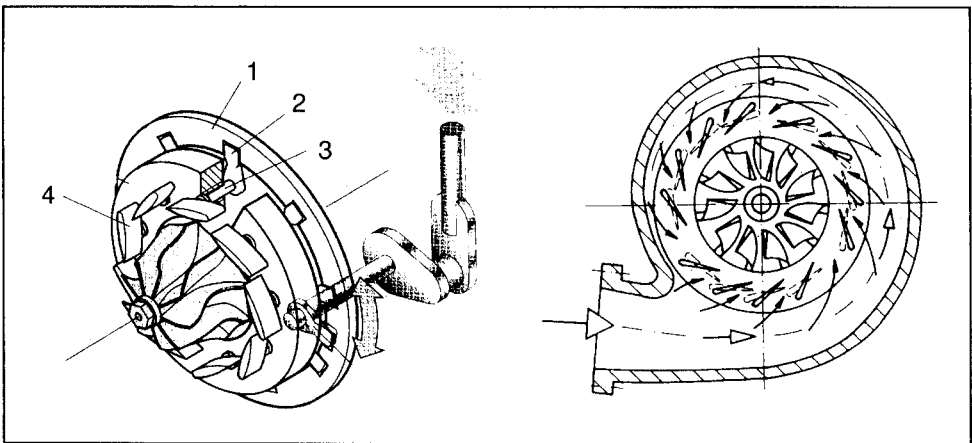


5.36 ábra. A turbina spirálház változtatható szűkítése (Garrett VAT 25) és az alkalmazásával elérhető nyomatéki görbe (Peugeot 405 T16)

1. Megkerülő szelepet működtető membrán
2. Elforduló szelep
3. Spirálház szűkítőt működtető membrán
4. Spirálház szűkítő nyelv

Hosszú és költséges fejlesztőmunka előzte meg a szériaérett, hosszú élettartammal rendelkező üzembiztos és elegendően kisméretű **állítható vezetőlapátos turbina** sorozatgyártását (5.37 ábra). Természetesen az állítható vezetőlapátokat és a feltöltőket is intelligens motorelektronika szabályozza.

Az állítható vezetőlapátos turbina működése az 5.37 és az 5.38 ábrák segítségével követhető nyomon. Az 5.38 ábra felső képén a vezetőlapátok alaphelyzetben láthatók, ez egyben a nagy fordulatszámoknak megfelelő helyzet. A **meredekebb szögben álló vezetőlapátok** alig jelentenek ellenállást, a nagy átáramlási rések (1) pedig kis gázsebességeket tesznek lehetővé. Ennek hatására a **kisebb kipufogási ellennyomás** mellett fő előnyként a **töltő** fordulatszáma és így **nyomása sem nő meg túlzott mértékben**. A vezérlés meghibásodása esetén is ez a lapáthelyzet áll be, mert ekkor a korlátozott töltőnyomás jelenti a biztonságos működési feltételt a motor számára.

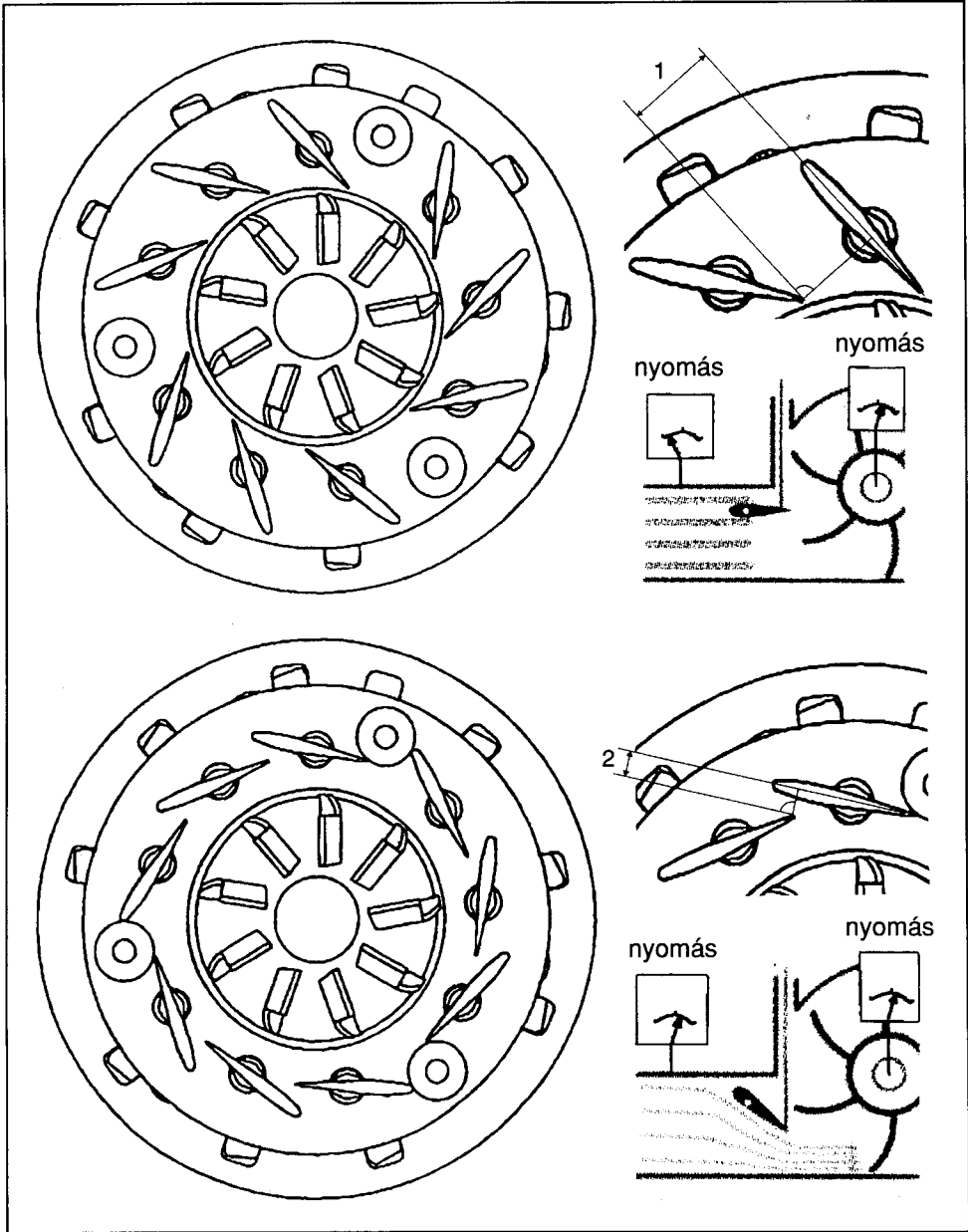


5.37 ábra. Állítható vezetőlapátos turbina

- | | |
|------------------|------------------------------------|
| 1) állító gyűrű | 3) vezetőlapát és a -csap tengelye |
| 2) vezető csapok | 4) vezetőlapát |

Az 5.38 ábra alsó képén a **hegyesebb szögben álló vezetőlapátok** a kipufogógázt keskeny fúvóka szerű keresztmetszeteken (2) keresztül juttatják a turbinalapátokra. Ez a kis motor-fordulatszámokhoz tarozó lapáthelyzet, egyrészt torlasztja (fojtás) a **kipufogógázt** a turbina előtti gyűjtőcsőben, aminek hatására annak **nyomása megnő**, másrészt a kialakult nagyobb nyomás és a szűk áramlási keresztmetszetek **megnövelik** a turbina lapátokra érkező **kipufogógáz sebességét és mozgási energiáját**. Így a jelentősen nagyobb fordulatszámmal forgó **feltöltő nagyobb nyomást tud biztosí-**

tani a motor számára. A motor elektronika e két szélső helyzet között szabályoz a teljes motor jellegmezőben az elvárt motorkarakterisztikának és motortulajdonságoknak (emisszió, tüzelőanyag-fogyasztás, stb.) az elérése érdeké -

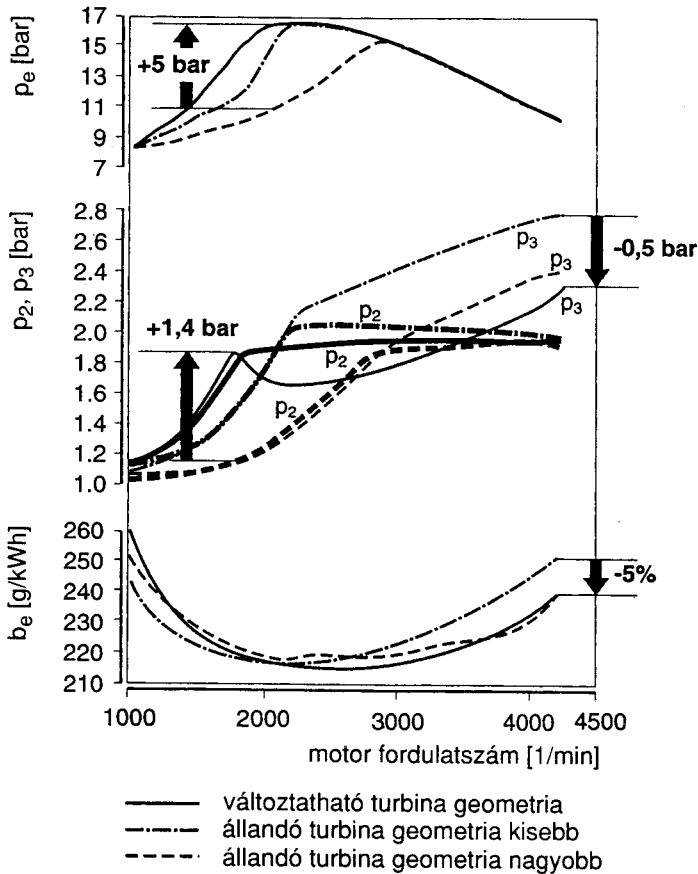


5.38 ábra. Az állítható vezetőlappozású turbina működése

ben. Ilyen töltőket alkalmaz pl. legújabb motorjain a BMW (5.10 ábra), az Audi, a VW, a Honda, stb.

Az **állítható turbina-vezetőlapátozású turbófeltöltő és a motor együttműködése** egy $2,0 \text{ dm}^3$ -es négyütemű dízelmotor példáján keresztül jól nyomon követhető. Az 5.39. ábrán a változtatható turbina geometriájú töltővel szerelt motor egy kisebb és egy nagyobb állandó turbina geometriájú töltővel szerelt, de minden más paraméterében azonos, motorral került összehasonlításra.

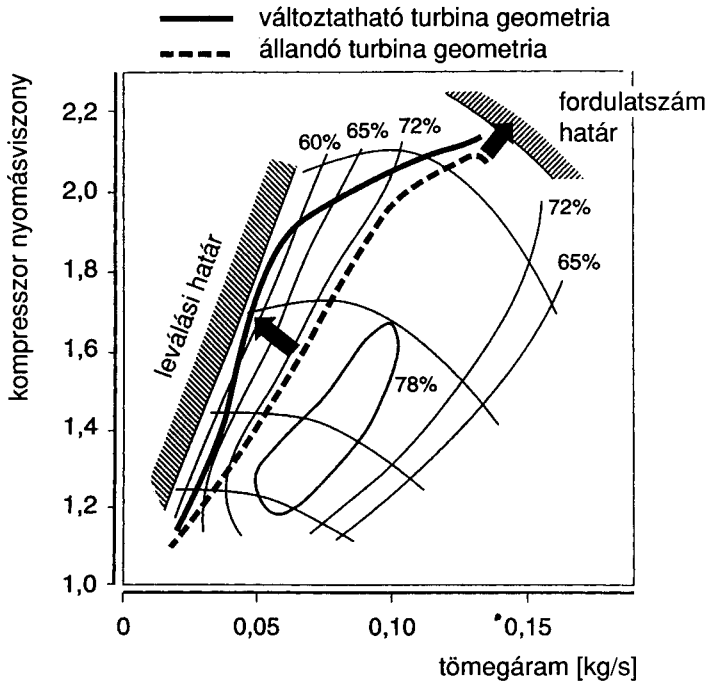
Bár az $n=1\ 000 \dots 2\ 200$ 1/min fordulatszámok között még a kisebb állandó turbina geometriájú turbófeltöltővel szemben is jelentős a töltőnyomás és a motor effektív középnyomásának növekedése, de ezt az $n=1\ 000 \dots 2\ 000$ 1/min tartományban a kipufogórendszer nagyobb ellennyomása (p_3) és a nagyobb töl-



5.39 ábra. Változtatható és állandó turbíngometriájú turbótöltőkkel szerelt $2,0 \text{ dm}^3$ négyütemű dízelmotor teljes terhelés mellett felvett jelleggörbéinek összehasonlítása

tetcsere veszteség hatására bekövetkező fajlagos tüzelőanyag-fogyasztás csökkenése némileg ellensúlyozza. Az $n > 2\,000$ 1/min esetén azonos effektívközépnnyomás mellett egyértelmű a fogyasztás-előnye a változtatható turbinageometriájú töltővel szerelt motoroknak. A nagyobb állandó turbinageometriájú töltővel szerelt motor effektív középnnyomása csak kb. 2 800 1/min fordulatszámnál éri utol a másik kettőét, és szintén e fordulatszám-tól fogyasztása hasonló a változtatható turbinageometriájú töltővel szerelt motoréhoz.

A változtatható turbinageometriájú töltő egy további előnye is megfigyelhető a közepes és a nagy fordulatszámok tartományában. Itt a turbina nagyobb gáznyelése lehetővé teszi nagyobb mennyiségű kipufogógáznak a turbinán történő "átvezetését". Ennek következtében a turbina előtt az ellen nyomás (p_3) és ennek következtében a fajlagos tüzelőanyag-fogyasztás is csökken. Ez lehetőséget teremt a **by-pass szabályozás elhagyására** is.



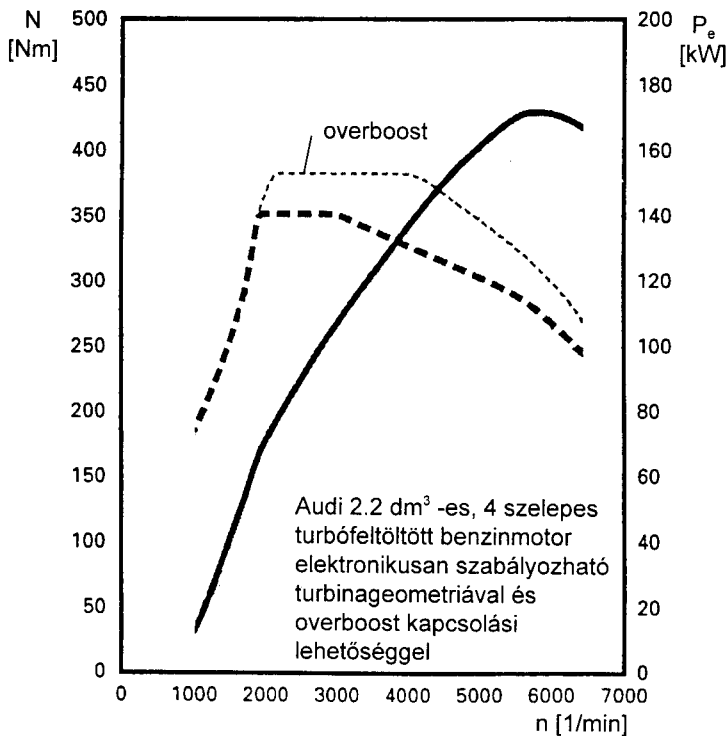
5.40 ábra. Változtatható és állandó turbinageometriájú töltővel szerelt 2,0 dm³-es dízelmotorok teljes terhelési együttműködési görbéi

Az **5.40 ábrán** változtatható és állandó turbinageometriájú turbótöltővel szerelt azonos dízelmotorok és a feltöltők együttműködési görbéi láthatók a kompresszor jellegmezőben. Jól megfigyelhető, hogy a motor alsó fordulatszám-

tartományában a **megnövelt töltetnyomások a motor teljes terhelés melletti együttműködési görbéjét a kompresszor jellegzőben a leválási határ irányába tolják el.** Ez szélesebb jellegzőjű, kisebb sűrítők alkalmazását követeli meg. Emiatt jelenleg e töltőtípus fejlesztésénél a kompresszorok jelentik a korlátot.

A stacionárius motorüzemben tapasztalható előnyök mellett a változtatható turbinageometriájú töltőkkel szerelt **motorok tranziens viselkedésében is jelentkezik javulás.** Kis és közepes fordulatszámoknál az állítható tereplőlapátok biztosította nagysebességű és nagy mozgási energiájú kipufogógáz a turbinát rövidebb idő alatt gyorsítja fel, aminek hatására a nagyobb töltőnyomás és a motor nagyobb effektív középnyomása is gyorsabban épül fel.

A változtatható turbinageometriájú töltők kompresszorainál jelentkező korlát például alacsony motor-fordulatszámra hangolt nyomáshullám feltöltést alkalmazó **kombinált feltöltéssel** is csökkenthető. Ezzel a kritikus alacsony motorfordulatszámok mellett nagyobb töltetnyomások kisebb kompresszor nyomásviszonyok mellett is elérhetők, ami nem igényli a szélesebb kompresszor jellegzők alkalmazását.



5.41 ábra. Az Audi 2,2 dm³-es turbófeltöltött benzinmotorjának teljes terhelés mellett és overboost kapcsolás esetén felvett nyomatéki jelleggörbéje

Előnyök:

- nagy effektív középnyomás és forgatónyomaték elsősorban alacsony fordulatszám tartományban,
- gyors töltőnyomás-felépülés, kedvező instacioner viselkedés,
- kisebb kipufogási ellennyomás és töltetcsere munka, közepes és nagy fordulatszámoknál,
- a by-pass szabályozás elhagyható,
- csökkenő fajlagos tüzelőanyag-fogyasztás,
- kisebb kipufogógáz emisszió igen alacsony fordulatszámok mellett is.

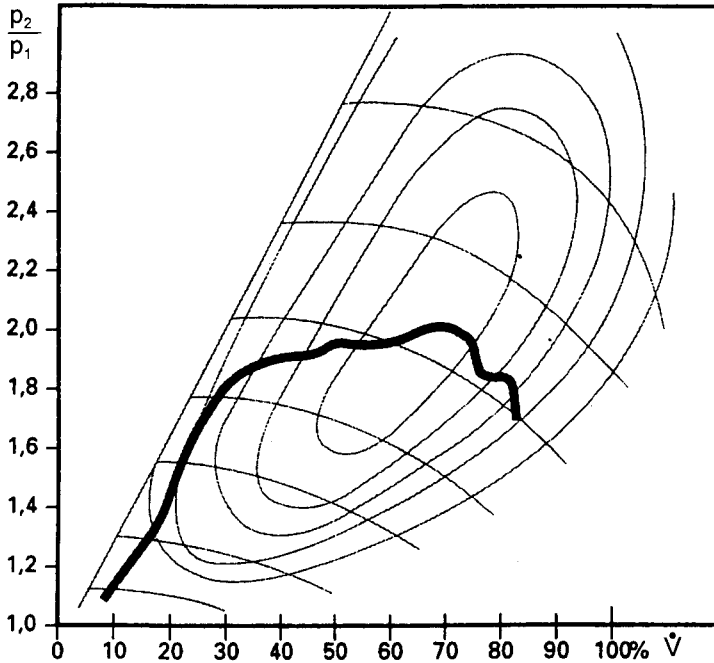
Az elektronikus motor management irányításával működő változtatható turbinageometriájú feltöltők lehetővé teszik a töltőnyomás és ezen keresztül a motor nyomatékának rövid idejű ($t < 1$ min.), a deklarált csúcsertékeket meghaladó mértékű növelését a motor (átmeneti) túlterhelés árán is. Természetesen a szabályozó elektronika ekkor valamennyi motor-beállítást ennek az egyébként **overboost**-nak nevezett funkciónak rendel alá. Ezt a lehetőséget egyre több motorgyártó használja ki a gyorsító képesség javítására. E területen az egyik úttörő a Peugeot volt (**5.36 ábra**). Az overboost alkalmazásával a nyomaték 45 másodperc időtartamra 13 %-al növelhető.

Ilyen kapcsolási lehetőséggel rendelkezik például az Audi 2,2 dm³-es négyszepes turbófeltöltött benzinmotorja is, amelynek teljes terhelés melletti nyomatéki karakterisztikája az **5.41 ábrán** látható.

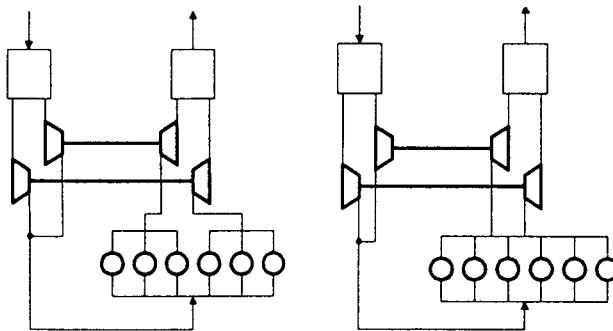
5.2.2.4. A biturbó rendszer

A hat-, illetve többhengeres turbófeltöltött személygépkocsi motorokon különöse V elrendezésnél egy turbófeltöltő helyett egyre gyakrabban alkalmaznak kettőt. Ez a megoldás biturbó néven vált ismertté. Amennyiben egy nagyobb töltő helyett két kisebbet alkalmaznak, csökken a töltők tehetetlenségi nyomatéka és rövidebbek lehetnek a turbináig tartó kipufogógáz-utak, ami a töltő gyors nyomásfelfutásának kedvez. Természetesen itt is megjelennek mindazok az előnyök amelyek a kisebb méretű turbina alkalmazásánál jelentkeznek és már ismertetésre kerültek. Ezek közül azonban feltétlen említést érdemel a zárt by-pass szelepek mellett már kis kipufogógáz tömegáramoknál is rendelkezésre álló nagy turbina teljesítmény, amely a kompresszor jellegében meredeken emelkedő együttműködési görbét eredményez (**5.42 ábra**).

A biturbó a V-motorok mellett a soros hathengeres motorokon is terjed (pl. BMW). Itt eltérő koncepciók is megvalósíthatók (**5.43 ábra**). A biturbó megoldásnál is alkalmazhatók a változtatható turbinageometriájú feltöltők és egyre gyakoribb a két töltőlevégő visszahűtő alkalmazása is.



5.42 ábra. Az Audi S4 2,7 dm³-es V6 hengerelezésű ötszelepes biturbó motorja teljes terhelési együttműködési görbéje a kompresszor jellegmezőben



5.43 ábra. Soros hathengeres motorokon alkalmazható biturbó elrendezési koncepciók

5.2.3. A mechanikus feltöltés

5.2.3.1. A mechanikus feltöltők és alkalmazási területük

A feltöltőrendszerekkel szemben támasztott széleskörű követelményrendszer ismeretében meg kell állapítani, hogy nem létezik olyan optimális feltöltő-

rendszer, amely az eltérő motornagyságok és motortípusok igényeit, valamint a széleskörű felhasználói igényeket egyaránt kielégítené. Különösen igaznak tűnik e megállapítás a széles fordulatszám-tartományon üzemelő, kis henger-térfogatú (1,0...3,0 dm³) személygépkocsi vagy kistehergépjármű motorok esetében. Ebben a kategóriában hangsúlyosabban jelentkeznek olyan követelmények, mint például a

- nagy forgatónyomaték, alacsony fordulatszám-tartományban is,
- nagy nyomatéki rugalmasság,
- megfelelő mértékű és a gázadás után azonnal jelentkező gyorsító képesség (gyors nyomaték felfutás),
- alacsony zajszint, még a közvetlen befecskendezésű dízelmotoroknál is,
- alacsony károsanyag emisszió,
- kis fogyasztás stb.,

amelyeknek egy részét a turbófeltöltés nem megfelelő mértékben, vagy csak korlátozott fordulatszám-tartományokban tudja kielégíteni.

Ez is indokolja, hogy a kategória számára széleskörű kutatómunkával igyekezzenek olyan, a turbófeltöltéstől elvileg is különböző, feltöltési eljárásokat kifejleszteni ill. továbbfejleszteni, amelyek a fenti elvárásoknak jobban megfelelnek. Ilyen feltöltő rendszer a már sorozatban gyártott személygépkocsi motorokban is alkalmazott mechanikus feltöltés (például: VW, Mercedes, Jaguar) és a Comprex feltöltés (Mazda).

5.2.3.2. A mechanikus feltöltés fontosabb jellemzői, előnyök és hátrányok

Járműmotorok mechanikus feltöltésére u.n. forgó mozgású (bolygó mozgású) térfogatkiszorítási elven működő töltőket (térfogati töltők) alkalmaznak. E töltők **fordulatonként közelítőleg azonos mennyiségű (térfogatú) levegőt szállítanak**. Amennyiben ilyen töltőt a motor forgattyústengelyéről állandó áttétellel hajtanak meg, akkor az a motor minden fordulatahoz kb. azonos mennyiségű levegőt szállít, függetlenül a fordulatszámtól. Ez azt jelenti, hogy minden motorfordulathoz a szívómotorhoz képest arányosan megnövelt effektív középnyomás érhető el. Más szavakkal a mechanikusan feltöltött motor hasonlóan viselkedik, mint egy nagyobb lökettérfogatú szívómotor, de könnyebb annál.

Tüzelőanyag-fogyasztás és hatások

Mivel a mechanikus feltöltőt a motor forgattyústengelye hajtja és a tüzelőanyaggal bevezetett energia így kétszeres átalakításon megy keresztül

($W_{\text{mech}} \rightarrow W_{\text{nyomás}} \rightarrow W_{\text{mech}}$), ami természetesen veszteséggel jár, **ezért a motor hatásfokának növekedése nem várható**. Ugyanakkor a feltöltő teljes munkafelvétele nem vonódik le a motor teljesítményéből, mivel annak jelentős része a pozitív gázceremunka révén visszatérül, valamint általában javul a mechanikai hatásfok és javulhatnak a termikus viszonyok is. Ezen tényezők együttes hatása és kedvező terhelési állapotok (nagy motor középnyomás) fennállása esetén a motor hatásfokának csökkenése elhanyagolható mértékű. Megfelelő hatásfokú feltöltő és töltőlevegő visszahűtő alkalmazásával elérhető, hogy a mechanikusan feltöltött motor **fajlagos tüzelőanyag-fogyasztása a szivómotoréhoz hasonlóan** alakuljon. Ezt nagyban elősegíti, ha a mechanikus feltöltőt szabályozással látják el (pl. változtatható áttétel, lekapcsolható hajtás stb.). Ez azért szükséges, mivel a töltő teljesítményfelvétele független a motor középnyomásától, és kisebb középnyomásoknál relatíve nagygyá válik, a motor fajlagos tüzelőanyag-fogyasztása romlik.

Effektív középnyomás, nyomaték és teljesítmény

A mechanikus feltöltés e jellemzőinek vizsgálatánál nem a csúcsértékek nagysága a legfontosabb, hanem a jelleggörbék alakja, a csúcsértékek helye. A mechanikus feltöltés legjelentősebb előnyei éppen itt jelentkeznek: az alacsony fordulatszámokon is rendelkezésre álló magasabb effektív középnyomás és nyomaték (különösen megfelelő szabályozás esetén), a mechanikus motor-kapcsolat révén igen jó instacioner viselkedés, ill. a megfelelő szabályozással elérhető jó nyomaték-rugalmasság. E karakterisztikák alakját nagyban befolyásolja a szabályozás módja és jellege.

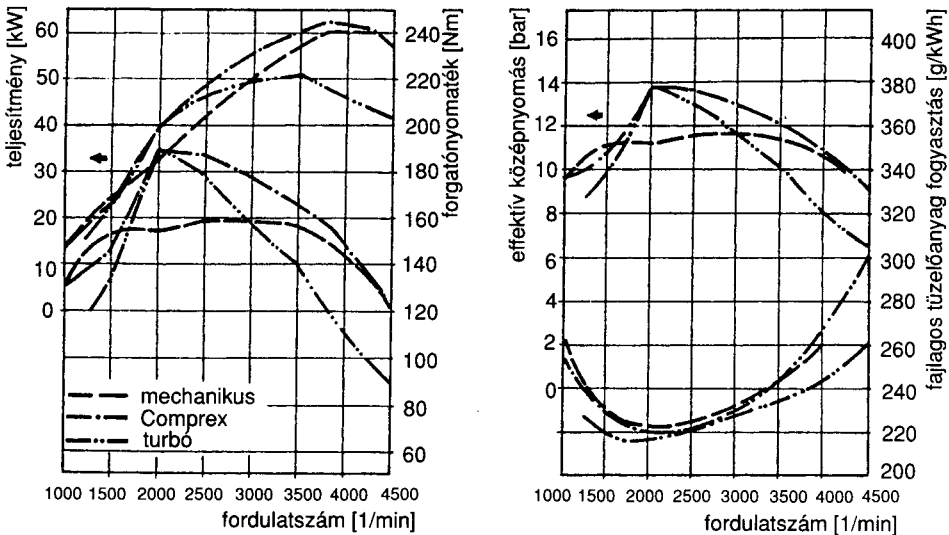
A mechanikus feltöltés előnyei és hátrányai

Amikor egy feltöltési eljárás előnyeiről és hátrányairól beszélünk, kimondatlanul, vagy kimondva, de általában más feltöltési eljárásokhoz képest tesszük ezt. Különösen igaz ez olyan eljárásoknál, mint a mechanikus feltöltés és a Comprex feltöltés, amelyeknél a fejlesztés és alkalmazás egyik motivációja — az egyébként igen előnyös tulajdonságokkal rendelkező —, turbófeltöltés egyes járműkategóriákban és felhasználói területeken hangsúlyosabbá váló hátrányos tulajdonságai. Ismeretes, hogy a kis hengertérfogatú széles fordulatszám-tartományban üzemelő elsősorban személygépkocsi benzinmotoroknál alakult ki tényleges verseny e három feltöltési eljárás között, ezért az előnyök és hátrányok ismertetésénél e terület tapasztalatai előtérbe kerülnek.

Az alábbiakban egy azonos Volkswagen személygépkocsi motorral elvégzett összehasonlító vizsgálat eredményei kerülnek ismertetésre, amelynek kere-

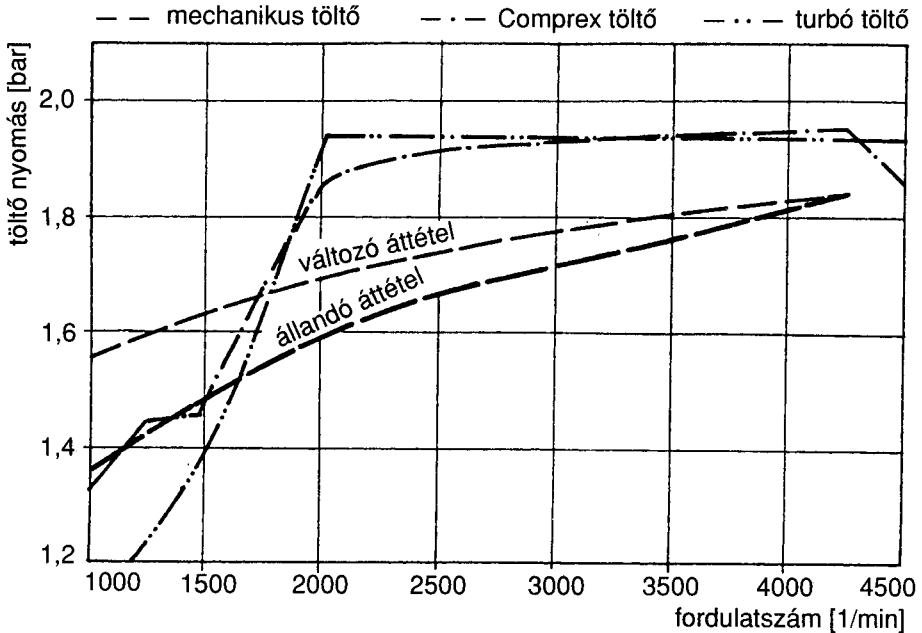
tében turbó-, mechanikus és Comprex feltöltési eljárások hatásait vizsgálták teljesen azonos feltételek között. Mivel kis hengertérfogatú személygépkocsi motorról volt szó, az e kategóriában hangsúlyos gyorsítási követelmények miatt a turbófeltöltőt és a Comprex feltöltőt az $n=2\,000$ 1/min motorfordulatszámra optimalizálták (hangolták), és a mechanikus feltöltőt állandó áttétellel hajtották a motorról.

Az **5.44 ábrán** a különböző eljárásokkal feltöltött dízelmotor teljes terhelés mellett felvett teljesítmény, nyomaték, effektív középnyomás és fajlagos tüzelőanyag-fogyasztás jelleggörbéi láthatók. A karakterisztikákból jól látható, hogy bár a turbófeltöltőt szokatlanul alacsony fordulatszámra hangolták, az e kategóriában fontos kis motorfordulatszámról történő gyorsítást biztosító nyomaték értékei 1.700 1/min fordulattig a többieké alatt marad, és a mechanikus feltöltés itt a Comprexet is megelőzi. A mechanikusan feltöltött motor nyomatéki karakterisztikája hasonló, mint egy azonos teljesítményű nagy szívómotoré. A turbófeltöltő, bár igen magas nyomatéki csúcsértéket produkált, a hangolt fordulatszámánál nagyobb fordulatszám-értékeknél meredek csökkenésnek indul, ami a maximális teljesítmény jelentős csökkenéséhez vezet. A Comprex feltöltő alkalmazása a forgatónyomaték és az effektív középnyomás jelentős növelését tette lehetővé, azonos névleges teljesítmény mellett. A fajlagos tüzelőanyag-fogyasztásokat vizsgálva megállapítható, hogy a hangolt fordulatszám környezetében a turbófeltöltött motoré a legkedvezőbb, de ezt a magasabb fordulatszámoknál jelentkező igen magas értékek jelentősen lerontják.



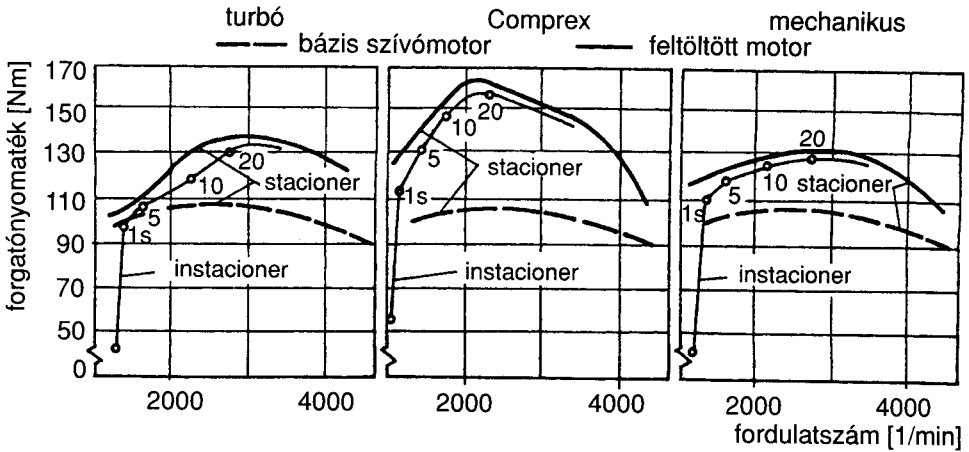
5.44 ábra. A turbó, a Comprex és a mechanikus feltöltés hatása azonos alpmotor külső karakterisztikájára a turbó és a Comprex feltöltés $n=2000$ 1/min motorfordulatszámra történt hangolása mellett

Az **5.45 ábrán** a különböző feltöltési rendszerek nyomás-alakulása látható a motor fordulatszámának függvényében. Az ábrába berajzolásra került az a karakterisztika is, amely a változtatható áttétellel hajtott mechanikus feltöltő nyomásának alakulását mutatja. Ennek hatása a motor legfontosabb jellemzőire a későbbiekben kerül ismertetésre.



5.45 ábra. Töltőnyomás alakulása a motor fordulatszámának függvényében különböző feltöltési rendszereknél

Járműmotoroknál, főleg személygépkocsi motoroknál különösen fontos a feltöltött motor instacioner magatartása. Ez követhető nyomon az **5.46 ábrán**, ahol az azonos alap (szívó) motor nyomatékához képest kerültek berajzolásra a különböző eljárással feltöltött motorok teljes terhelés mellett felvett stacioner nyomatékai, és e motorok toló üzemből maximális töltettel történő gyorsítása során felvett instacioner nyomatéki jelleggörbék. Az ábrát vizsgálva szembe-tűnik, hogy a turbófeltöltő alkalmazásakor kb. 2,5 sec szükséges ahhoz, hogy a szívómotor nyomatékát elérjék, míg ezalatt a másik két motor azt jelentősen meghaladja, valamint több mint 5 sec kell, hogy elérje azokat a nyomatéki értékeket, amelyeket a Compress és a mechanikusan feltöltött motor 1 sec alatt elér. Ebből az következik, hogy pl. a városi közlekedésre jellemző rövid gyorsításoknál (4 sec alatt) a turbófeltöltött motornál csak a szívómotor nyomatéka áll rendelkezésre, míg a többiek jelentős többlettel rendelkeznek.



5.46 ábra. Különböző feltöltési rendszerek instacioner magatartása

A fentiek alapján az alábbiakban foglalhatók össze a mechanikus feltöltés előnyei és hátrányai.

Előnyök:

- Kedvező viselkedés instacioner állapotban: a gázadást gyors nyomatékfelfutás követi.
- Terjedelme lineárisan emelkedik a szállított mennyiséggel.
- Nem igényel hőálló és nehezen megmunkálható anyagokat.
- Egyszerűbb beépíthetőség.
- Alacsony hőmérséklet szint.
- Nem befolyásolja a kipufogórendszert, így az emisszió szabályozását sem.

Hátrányok:

- A motorról történő hajtás ill. e hajtás szabályozásának igénye.
- Viszonylagosan nagyobb méretek.
- Nagyobb zajszint.
- A konstrukcióból adódó mechanikai problémák (tömítés, súrlódás).

5.2.3.3. A járműmotorok mechanikus feltöltéséhez használható feltöltők

Mint említésre került, belsőégésű járműmotorok mechanikus feltöltésére a forgó mozgású (bolygó mozgású), de nem áramlástechnikai elven működő u.n. térfogati töltőket alkalmaznak. (Megemlítendő, hogy mechanikus hajtású centrifugálkompresszorok alkalmazásával is folytatnak kísérleteket.) E töltőket működésük jellege szerint két csoportba lehet sorolni: a **belső sűrítés nélküli**

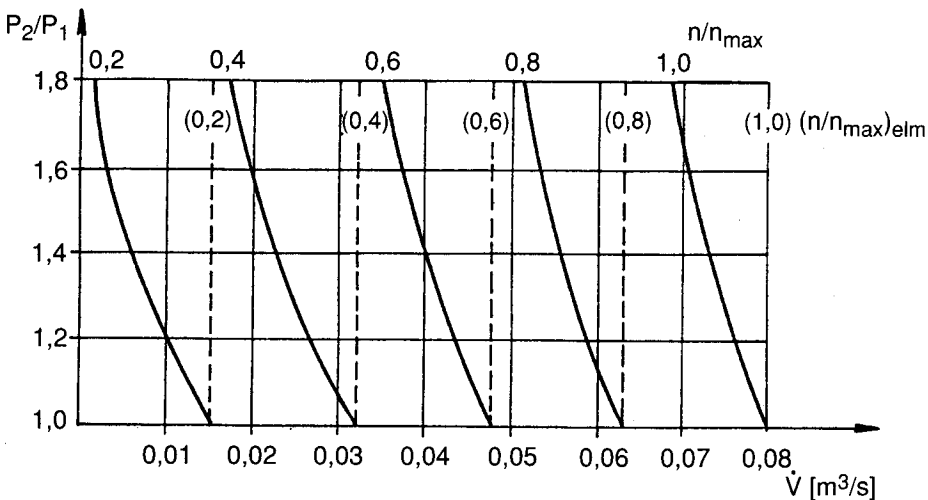
töltőkre, és a **belső sűrítésű töltőkre**. Mielőtt azonban ezek részletes ismertetésre kerülnének, a könnyebb érthetőség kedvéért célszerű megismernedni a térfogat kiszorítási elven működő feltöltők (sűrítők) karakterisztikáival.

A térfogati töltők karakterisztikája (jellegmezője)

A térfogati töltők karakterisztikáján a töltő nyomásviszonyát ábrázolják a térfogatáram függvényében, azaz $p_2/p_1 = f(\dot{V})$, paraméter a töltő fordulatszáma (n), vagy relatív fordulatszáma (n/n_{\max}). A levegő térfogatáramát (\dot{V}) mindig a környezetből a sűrítőbe lépő állapotra vonatkoztatják.

Abban az esetben, ha a sűrítő töltési foka $\lambda_s \rightarrow 1$ -hez és a nyomott és a szívott terek között a tömítés tökéletes lenne, akkor a nyomásviszonytól függetlenül a sűrítő levegő-szállítása a fordulatszámmal lenne arányos (5.47 ábrán függőleges szaggatott vonal). A valóságban a növekvő nyomásviszonnyal a szállított levegő térfogatárama csökken (5.47 ábra folytonos vonal).

A nyomásviszony csak közvetve, a volumetrikus hatásfokon keresztül befolyásolja a térfogatáramot. A töltő hatásfokánál kis fordulatszámoknál a résvesztések a döntőek (adott töltő részvesztései csak a rendelkezésre álló időtől és a nyomáskülönbségtől függenek, a fordulatszámától nem), nagy fordulatszámnál a mechanikai veszteségek a meghatározóak. A térfogati töltő jellegmezőjébe további görbéket is fel szoktak tüntetni, mint pl. a töltő-hatásfok kagylógörbéit, a töltő teljesítményfelvételét, vagy a töltőlevegő hőmérsékletét.

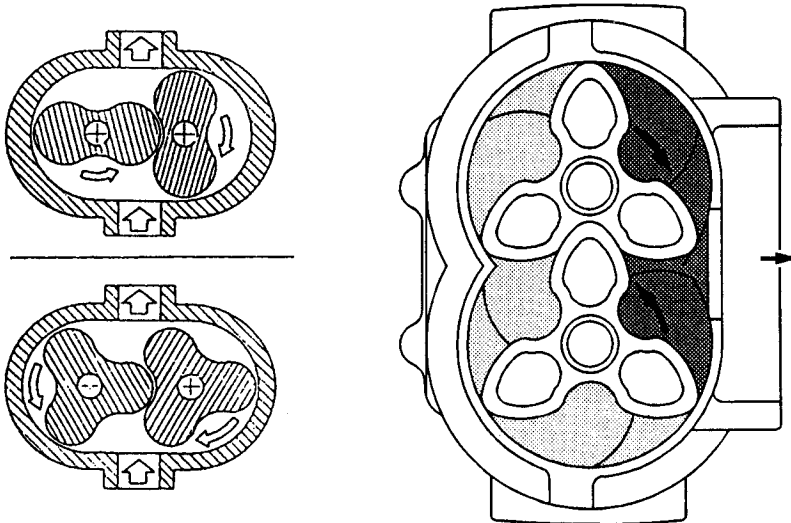


5.47 ábra. Térfogati töltő karakterisztikája, paraméter a töltő relatív fordulatszáma

5.2.3.4. Belső sűrités nélküli töltők

Jellemzőjük, hogy belsejükben sűrités nincs. A különböző szerkezeti megoldású töltők a belső kisnyomású térből csak áttolják a közeget a hengerekhez vezető nagynyomású térbe. Ott a sűritést a már előzetesen odaszállított közeg végzi. Eközben — konstrukciótól függően különböző mértékű — visszaáramlás történik a töltőbe. Ez olyan veszteséget okoz, ami magából a működési elvből következik, és növekszik a nyomásviszony emelkedésével.

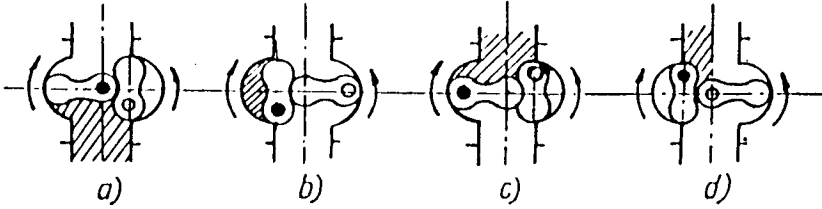
Roots-fűvő lényegében egy különleges fogazású fogaskerékszivattyú (5.48 ábra), amelynél a "fogazás" tolja át a közeget a kisnyomású térből a nagynyomású térbe.



5.48 ábra. Roots-fűvő elvi és gyakorlati kialakítása

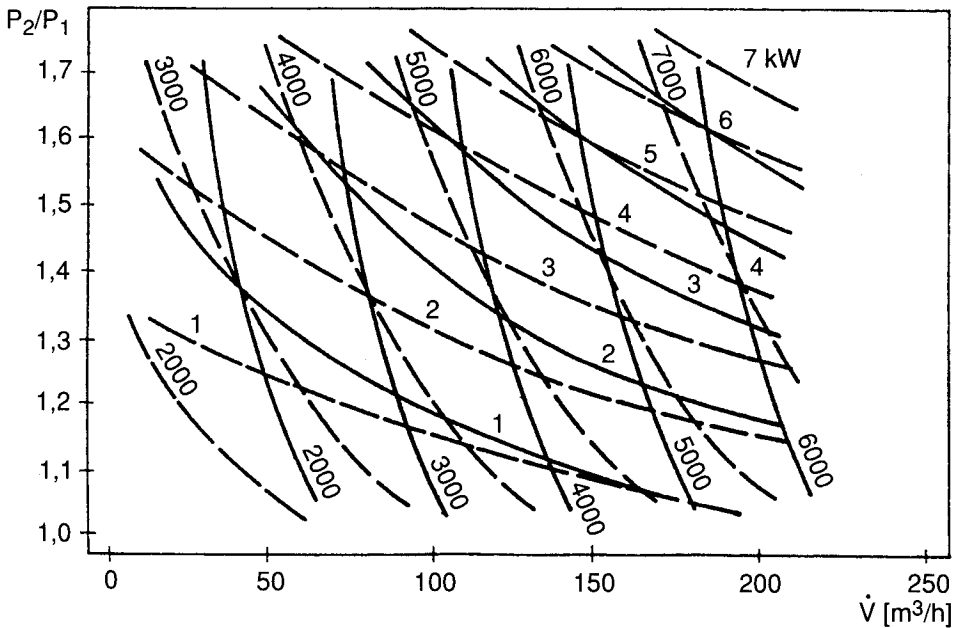
A Roots-fűvő munkafolyamata, az 5.49 ábra jelöléseit felhasználva, a következő: A szívási helyzetben (5.49a ábra) a közeg állandó nyomáson megtölti a fűvő szívóterét. A következő ütemben a forgódugattyú elzárja a fűvő szállítóterét a szívóvezetékétől (5.49b ábra). További elfordulásakor a szállítóteret összeköttetésbe kerül a nyomótérrel (5.49c ábra). Ekkor abból a közegből, amely már a nyomócsőben volt, visszaáramlás tapasztalható a fűvő szállítóterébe, amíg az előzőleg beszívott tartalom egyidejű sűritésével a nyomás ki nem egyenlítődik. A negyedik ütemben a fűvő állandó nyomáson kitolja a közeget (5.49d ábra).

Az 5.50 ábrán két darab Roots-fűvő karakterisztikája látható. Mindkét feltöltő méretei azonosak, de az egyik teflonbevonatú (a karakterisztikán folytonos vonallal jelzett). Az ábra a nyomásviszony (p_2/p_1) függését mutatja a beszívott



5.49 ábra. A Roots-fűvő munkafolyamata

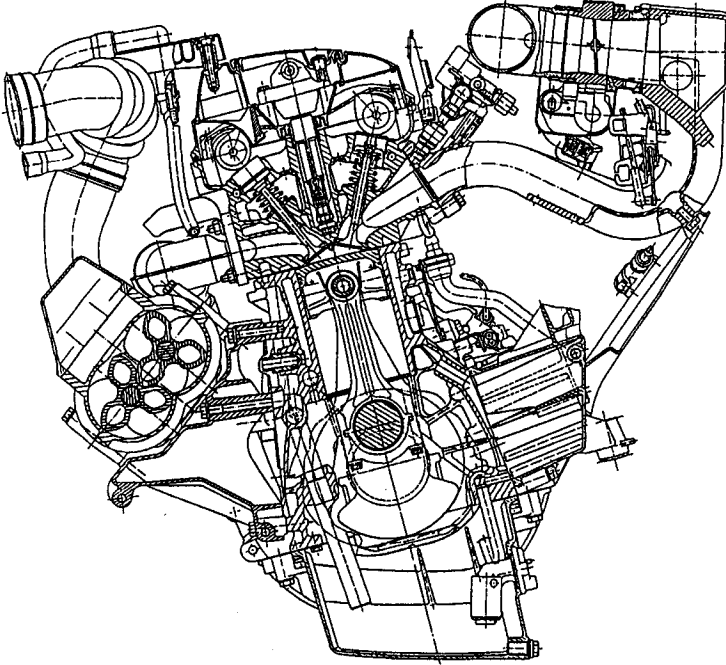
levegő térfogatáramától, rögzített környezeti hőmérséklet és környezeti nyomás mellett 2 000...6 000 1/min fordulatszámoknál. A diagramon látható még a töltők teljesítményvétele.



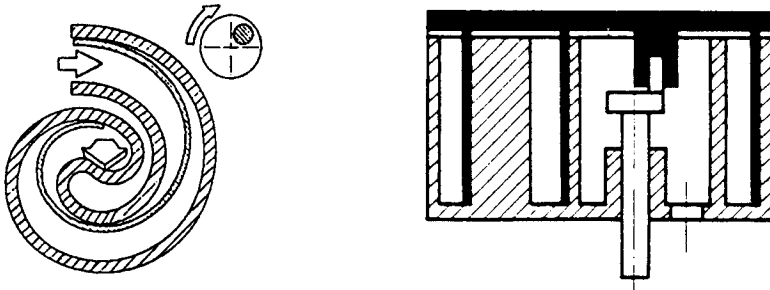
5.50 ábra. Roots-fűvő karakterisztikák

A karakterisztikán jól nyomonkövethető, hogy nagyobb nyomásviszonynál (növekvő ellennyomásnál) a tömegáram a visszaáramlás következtében viszonylag gyorsan csökken, ennek következtében jelentősen romlik a volumetrikus, és ezen keresztül az összhatásfok is. Az ábrán ez a laposabb karakterisztikában jelentkezik. A Roots-fűvők hatásfoka 1,2-es nyomásviszony körül a legjobb. Jellemzőjük a nagy kerületi sebesség, de ehhez magasabb zajszint is párosul. A résvesztések miatt pontos gyártást, szigorúbb tűrések alkalmazását igényli. Újabban a **berágódásveszély**, a **résvesztés csökkenté-**

sére különböző (pl. teflon) **bevonatokat alkalmaznak**. A teflonréteggel bevont töltők teljesítményigénye mintegy 20 %-kal kisebb, volumetrikus és összhatásfokuk valamint zajemissziójuk is javul. Bevonatos Roots-fűvókat alkalmaz a Mercedes több (pl. C280, C320, C36 AMG) benzinmotorján.



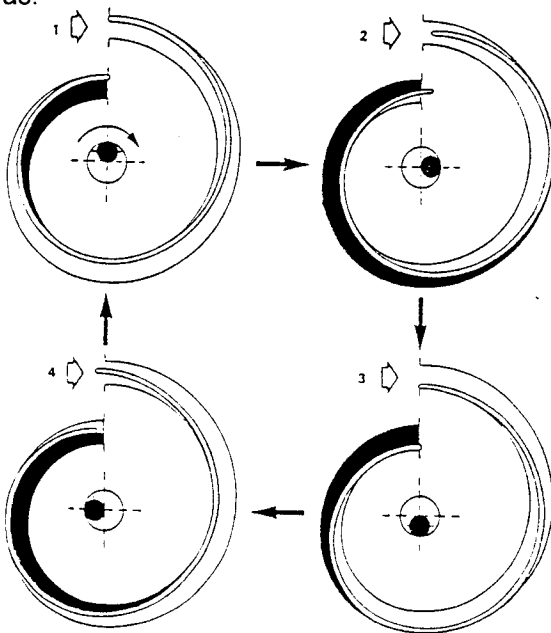
5.51 ábra. Roots-fűvó elhelyezése a Mercedes C280-as benzinmotoron



5.52 ábra. A G töltő

A **G-töltőt** a Volkswagen cég fejlesztette ki kis hengertérfogatú személygépkocsi motorok mechanikus feltöltésére. Működési elve egy 1905-ben az USA-

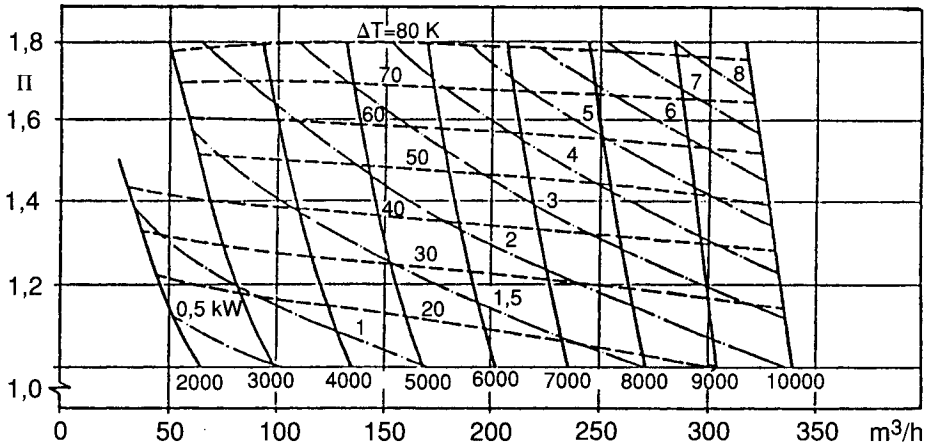
ban megjelent szabadalmi leíráson alapul. Nevét a G betűhöz hasonló, spirális kamrákkal ellátott házról kapta. Ezekben a kamrákban végez a meghajtó tengelyről excenterrel mozgatott, szintén G betűhöz hasonló alakú kiszorító test legördülő mozgást (5.52 ábra). Elvi működése az 5.53 ábra segítségével követhető nyomon. Az ábrán jól látható, hogy a töltőnek — a kiszorítónak a falon való felfekvése miatt — két (belső és külső) kamrája van, azaz kettős működésű. A szívás a spirál külső végén, a kiszorítás a belső végén történik. Az ábrán az első ütemben a külső kamra teljesen lezárt, a következő pillanatban már elkezdődött a szívás. A második ütemben a külső kamrában a kiszorítás, a belsőben a szívás zajlik. A harmadik ütemben a külső kamrában egyrészt végéhez közeledik a kiszorítás, másrészt a spirál külső végén elkezdődött a szívás, a belső kamra zárt, a következő pillanatban kezdődik a kiszorítás. A negyedik ütemnél a belső kamrában zajlik, a külső kamrában a végéhez közeledik a kiszorítás, a külső kamra mellett a belsőben is megkezdődött a szívás.



5.53 ábra.
A G-töltő működése

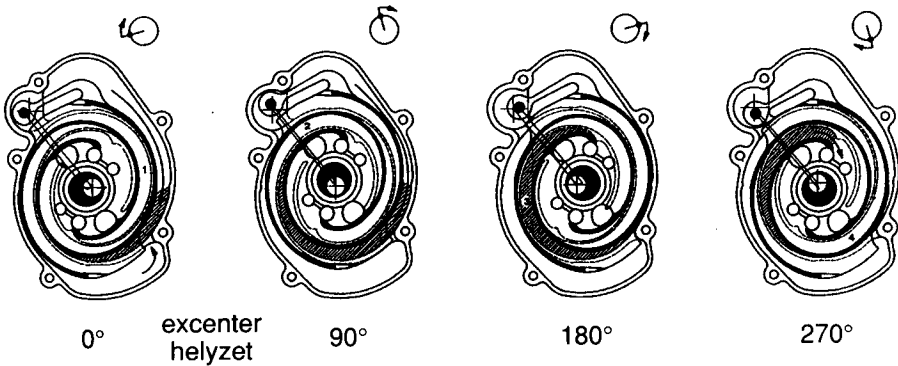
Az 5.54 ábrán egy G-töltő karakterisztikája látható, amelyet először az 1 300 cm³-es VW motorhoz fejlesztettek ki. Itt a nyomásviszony-térfogatáram összefüggés mellett még a töltő teljesítménye és a szállított közeg hőmérséklet emelkedése is fel van tüntetve. A karakterisztika meredek, amit döntően a jobb volumetrikus hatásfok okoz. Ennek oka, hogy a kiszorítóelem és a ház között kicsi a relatív sebesség, ezért egyszerűbb a tömítés megoldása, kicsi a résvesztés és a visszaáramlás. Kedvező a töltő viszonylag alacsony hőmérséklete. Kicsi a tömege a mozgó kiszorító résznek, ez lehetővé teszi egy olyan

kapcsoló alkalmazását, amelyet a fogyasztás optimalizálása érdekében, részterhelési üzemmódjában a töltőt lekapcsolja a motorról.



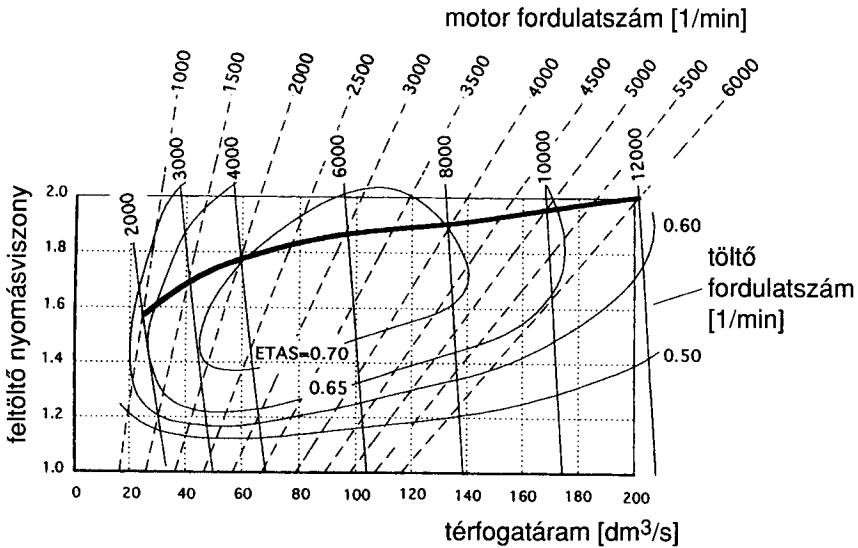
5.54 ábra. A G-töltő karakterisztikája

Szintén a spirál-eljárást alkalmazza a jelenleg még fejlesztés alatt álló ECODYNO töltő is amelynek működése hasonlít a G töltőére (5.55 ábra)



5.55 ábra. Az ECODYNO töltő működése

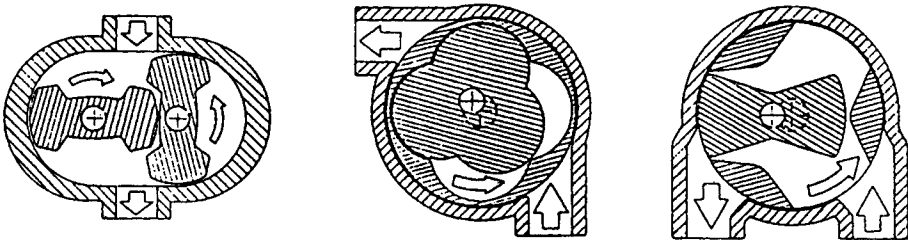
Újdonságot jelent a spirál alakú szállítókamrák felületének bevonata, amely nagyban hozzájárult a töltőnél már alacsony fordulatszámnál jelentkező meredek jelleggörbék kialakulásához. A tömítést oldalirányban tömítőszegélyekkel, sugárirányban puha tömítő masszával biztosították. A tömítő massa alkalmazása lehetővé teszi nagyobb gyártási tűrések alkalmazását is a hatásfok romlása nélkül. A töltő karakterisztikája az 5.56 ábrán látható.



5.56 ábra. Az ECODYNO töltő karakterisztikája

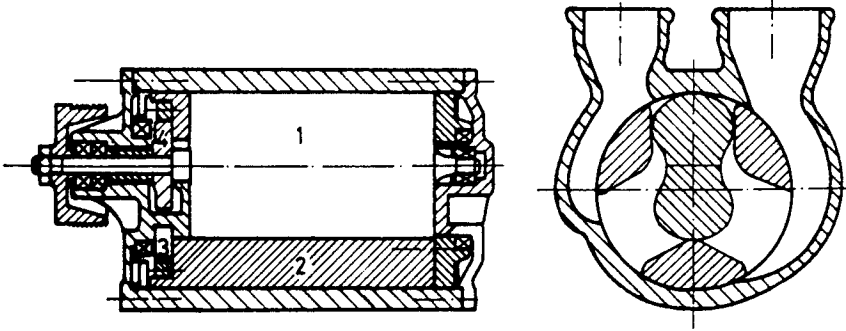
5.2.3.5. Belső sűrítésű térfogatati töltők

A belső sűrítésű töltők sűrítik a közeget, mielőtt a nagynyomású térbe szállítanák, így jelentős részben kiküszöbölik a belső sűrítés nélküli töltőknél tárgyalt visszaáramlási veszteséget. Ez az előnyük nagyobb nyomásviszonynál fokozódik. Egyik csoportja a Wankel elven működő **forgódugattyús töltők** családja, amelynek igen sok variációja létezik. Az 5.57 ábra ezekből hármat

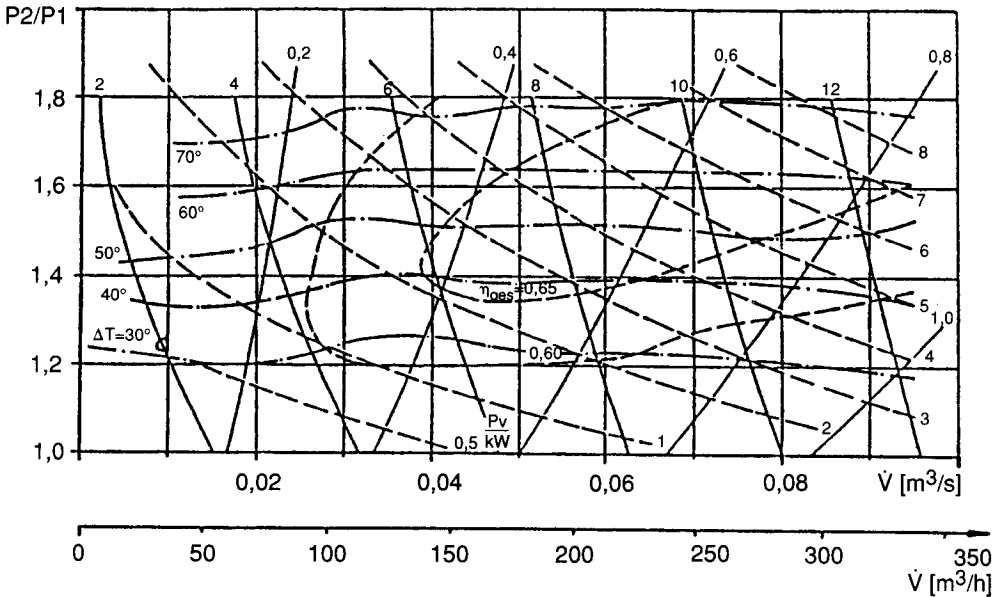


5.57 ábra. A Wankel elven működő forgódugattyús töltők

mutat be. Az ábrán az utolsó feltöltő a **Ro-töltő**, amelyet a Kühnle, Kopp & Kausch cég (KKK) fejlesztette ki kis teljesítményű motorok feltöltésére. Keresztmetszeti rajza az 5.58 ábrán látható. A belső tengelyes forgódugattyús feltöltő belül elhelyezkedő hajtott forgódugattyúja (1) 3:2 áttétellel kapcsolódik a hengeres külső forgórészhez, amelynek három vezetőeleme (bütyök) van (2). A két forgórész szinkronizálását egy homlokfogaskerékpár biztosítja a hajtó oldalon.



5.58 ábra. A Ro-töltő

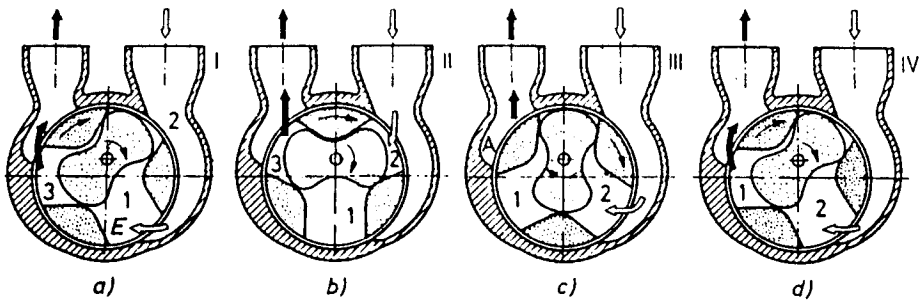


5.59 ábra. A Ro-töltő karakterisztikája

A Ro-töltőnek a relatív építési méretei igen kicsik, vagyis a szállító térfogat/beépítési térfogat 1:1,42 arányú, ami igen kedvező. Maximális fordulatszáma szokatlanul magas, mintegy 12 000 1/min. A forgórészek fogaskerékekkel kapcsolódnak és érintkezés nélkül mozognak el egymás mellett és a gondos illesztés következtében rész-tömítéssel zárnak. A homloklfelületeken a tömítést dugattyúgyűrűkkel oldották meg.

Az 5.59 ábrán a Ro-töltő karakterisztikája látható. A diagramon a nyomásviszony-térfogatáram összefüggés mellett a töltő teljesítményfelvétele, hatásfoka és a közeg hőmérsékletemelkedése található a fordulatszám függvényében.

Karakterisztikája meredek, amelyet döntően a megfelelő volumetrikus hatások okoz.



5.60 ábra. A Ro-töltő működése

A Ro-töltő működését az 5.60 ábra segítségével követhetjük nyomon:

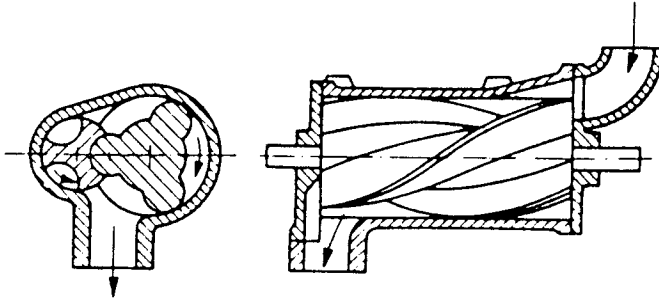
Az a ábrán a belső forgórész által szabaddá tett (1) kamrába áramlik a levegő. Az (E) jelű beáramlóél helyzete szabja meg a kamrák feltöltődésének mértékét. Ebben a helyzetben (2) kamrában töltés kezdődik, a (3)-ban pedig kitolás.

A b ábrának megfelelő helyzet elérésekor az (1) kamrában a lehetséges legnagyobb a térfogat. Ekkor a (2) kamrában további töltés, a (3) kamrában további kitolás zajlik.

A c ábrának megfelelő helyzetben az (1) kamra térfogata a belső forgórész behatolása következtében csökken. A bentlévő közeg ennek megfelelően lesz sűrítve. Az (A) jelű kilépőél helyzete megszabja a belső sűrítés nagyságát. A (2) kamrában tovább folyik a töltés, a (3) kamrában pedig befejeződött a kitolás.

A d ábrán látható helyzetben az (1) kamrában a kiáramlási, illetve a kitolási folyamat kezdődik. A belső forgórész a közeget áttolja a nyomóoldalra. Eközben a (2) kamrában az a ábrán bemutatott kamra folyamata ismétlődik. A Ro-töltőnek fordulatonként három szállítási folyamata van. Előnye a Roots-fúvóval szemben az 1,5...1,6-os belső sűrítési viszony és a kisebb mértékű pulzálás. Az (A) és az (E) jelű vezérlőélek eltolása révén lehetőség van a változtatható belső sűrítés létrehozására.

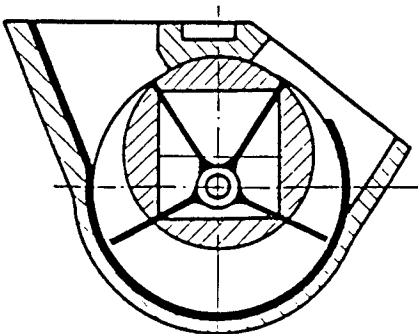
A csavarkompresszoroknál a forgókiszorítóelemek nem érintik sem egymást sem a ház falait (hasonlóan a Roots-fúvókhoz). A levegő nyomása addig nő a csavarhornyokban, amíg el nem éri a vezérlő kiömlőét a nyomócsonknál (5.61 ábra). A gépjármű technikában legismertebbek a Sprintex csavarkompresszorok, ilyet alkalmaznak például a Jaguar motorokon.



5.61 ábra. Csavarkompresszor

A csavarkompresszorok hátránya a pontos gyártás, a minimális hézagok biztosításának igénye, aminek következtében drágák.

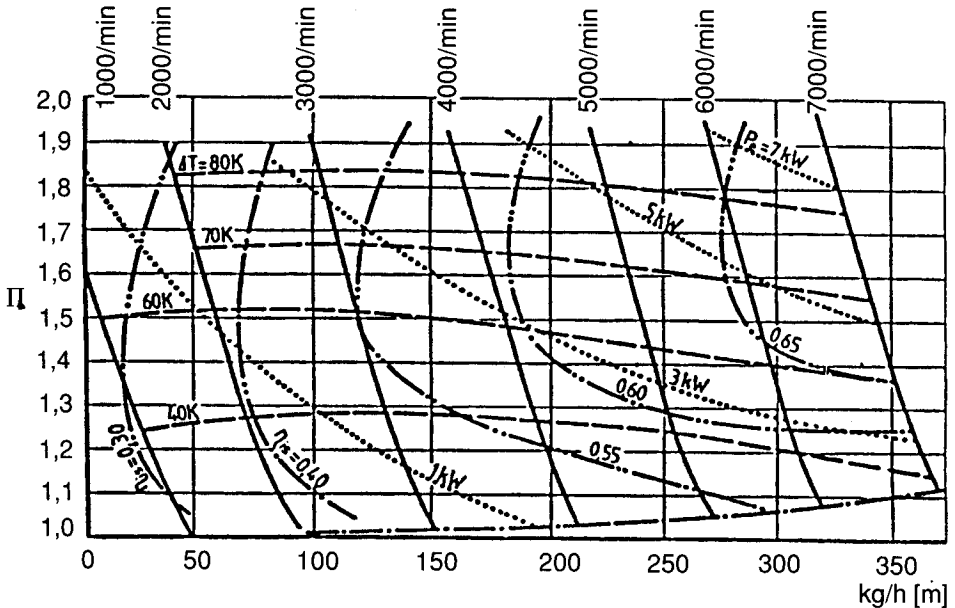
Szárnylapátos töltő fejlesztésével több cég is foglalkozik. Elvi működése az 5.62 ábra segítségével könnyen megérthető: a házhoz képest középpontosan elhelyezkedő meghajtó tengelyhez csatlakoznak a szárnylapátok, amelyek négy cellára osztják a munkateret. Szintén a meghajtó tengelyhez csatlakozik, de excentrikusan helyezkedik el a sűrítőelem (rotor), amely eltolt tengelyű forgómozgást végezve, a szárnylapátokon sugárirányban kifelé elcsúszva, fokozatosan csökkenti a szívás után a cellák térfogatát, azaz sűrítik a közeget. Ez konstrukciótól függően mintegy 180 °C-ig tart, amikor is a cellát határoló egyik szárnylapát eléri a töltő nyomónyílását és az összesűrített közeg a nyomócsonkba áramlik.



5.62 ábra. Szárnylapátos töltő

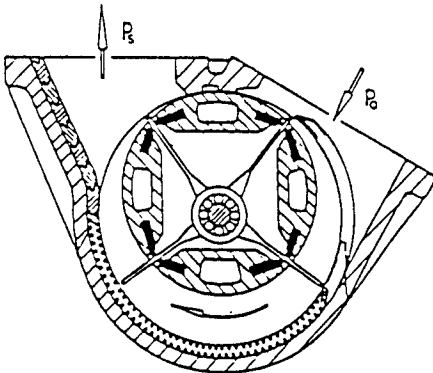
Az 5.63 ábrán egy szárnylapátos töltő karakterisztikája látható, amelyet a Pierburg cég fejlesztett ki kis lökettérfogatú ($1,3 \text{ dm}^3$) motorokhoz. A diagramon a nyomásviszony-tömegáram összefüggés mellett a töltő teljesítménye és a közeg hőmérsékletemelkedése látható, a fordulatszám függvényében. A karakterisztika meredeksége megközelíti a G-töltőt, amit itt is döntően a kis visszaáramlás, a jobb volumetrikus hatásfok okoz. A meredek áramlási karak-

terisztika és a viszonylag jó hatásfok ellenére a motor feltöltésére történő alkalmazást az élettartamot megrövidítő mechanikai problémák (súrlódás, tömítés stb.) nehezítik.



5.63 ábra. A szárnylapátos töltő karakterisztikája

Szintén a Pierburg cég kísérletezett ki egy a szárnylapátos töltők szabályozását jól megoldó, és a mechanikus töltőket jellemző hatásfok romlást csökkentő, érdekes szárnylapátos kompresszort (5.64 ábra).



5.64 ábra.
Szabályozható szárnylapátos töltő

Az 5.64 ábrán látható szárnylapátos töltő a belépési oldalon egy változtatható vezérlőel segítségével, a betöltőn átármaló közeg mennyiségén keresztül

szabályozza — részterhelési üzemmódban — a motor töltését. Emiatt a motor szokásos fojtásos szabályozása részterhelési állapotban elhagyható. A feltöltő ebben az üzemállapotban expanziós gépként üzemel: a belépésnél környezeti nyomás, a kilépésnél pedig szívócső depresszió lép fel. A motor fojtási vesztesége ennek során részben pozitív mechanikai munkává alakul át, és a töltő hajtásán keresztül ismét a forgattyústengelyre jut. A veszteségeket tovább csökkentheti, hogy így a motor valamennyi üzemállapota egyetlen szabályzószervvel szabályozható. Elvi lehetőség van arra is, hogy a kipufogó-oldali vezérlővel a belső sűrítést szabályozzák, így nagyobb feltöltési nyomásnál javulhat a hatásfok.

Ezzel a töltővel jelentősen kibővíthető a kedvező fajlagos tüzelőanyag-fogyasztás tartománya a szívó és a turbófeltöltött motorokhoz képest. Ennek, valamint a kis motorfordulatszámnál jelenkező jelentős nyomaték-növekedésnek az előnyei különösen városi forgalomban jelentősek.

A töltők összehasonlítása jellegmezők alapján

Amennyiben a töltők jellegmezőit hasonlítjuk össze a térfogati töltők alábbi jellegzetes (általánosítható) tulajdonságai figyelhetők meg:

- **nincs instabil tartomány a jellegmezőben**, azaz a diagram teljes területe kihasználható,
- **meredek jelleggörbék**, azaz nagyobb nyomásviszonynál csak kismértékben csökken a térfogatáram,
- **a nyomásviszony lényegében független a fordulatszám-tól**, azaz kis térfogatáram esetén is lehet nagy nyomásviszonyt előállítani,
- **a térfogatáram jó közelítéssel egyenesen arányos a fordulatszám-mal**, azaz állandó áttétel esetén, a töltő szállítása arányos a motor fordulatszámával.

5.2.3.6. A mechanikus feltöltő és a motor együttműködése

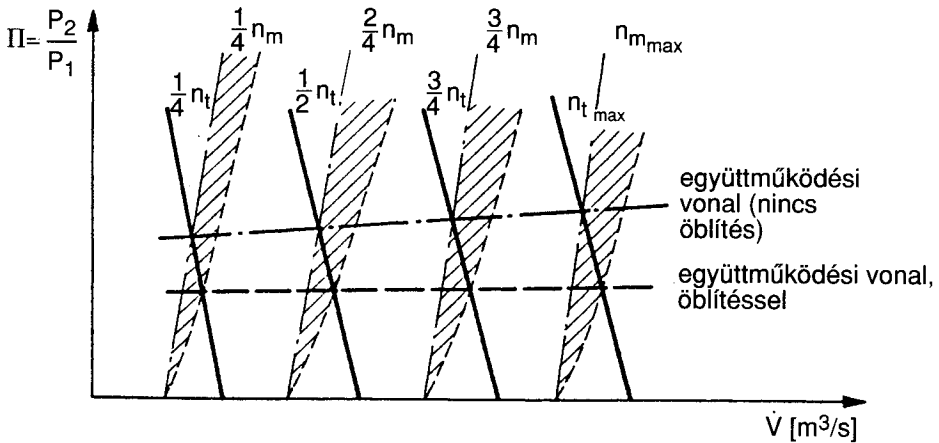
Megállapításra került, hogy a mechanikus feltöltéssel kapcsolatos kutató tevékenység és alkalmazási gyakorlat hangsúlyosan a kis hengertérfogatú járműmotorok területén tapasztalható. Ennek oka az e járműkategória már ismertezett speciális igényeit jól kielégíteni képes töltők széles választéka (ami egyelőre inkább a gyárak fejlesztőműhelyeire, mintsem a kereskedelmi kínálatra jellemző), és a megfelelő szabályozással kialakítható kedvező motor-töltő

együtműködés. A mechanikus töltő és a motor együtműködésétől elsősorban a gyors nyomatékfelfutást, a kis fordulatszámon is rendelkezésre álló magas nyomatékot, a jó nyomaték-rugalmasságot, a teljesítmény növekedését, a fogyasztás- és a károsanyag emisszió csökkenését, illetve ezek valamely kompromisszumon alapuló együttesét várják.

Az együtműködés ábrázolása feltöltő-jellegmezőben

A motor és a feltöltő együtműködése esetén a motor adott nyomásviszony melletti légnyelése megegyezik a töltő ezen nyomásviszony melletti levegőszállítással (5.65 ábra).

Minél nagyobb az öblítés (szelep-összenyitás) mértéke, annál nagyobb a motor légnyelése (jobbra dőlnek az $n_m = \text{áll.}$ vonalak) és — állandó fordulatszám áttétel esetén — az együtműködés annál alacsonyabb nyomásviszonynál jön létre.

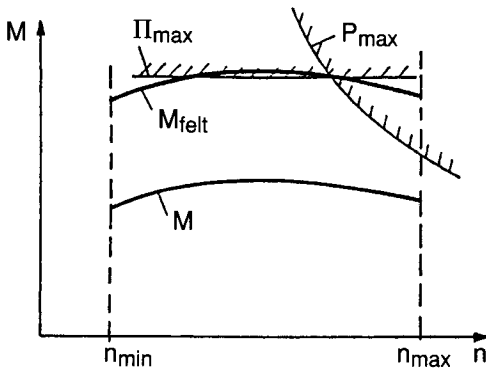


5.65 ábra. Motor és a feltöltő együtműködése állandó áttétel esetén a feltöltő jellegmezőben ábrázolva. Az ábrán a jobbra dőlő vonalkázott sávok, az öblítés (szelepösszenyitás) mértékétől függő motor légnyelési vonalak összességét jelentik.

Különböző motortípusok és a mechanikus feltöltő együtműködése

A mechanikus feltöltő és a benzinmotor, ill a mechanikus feltöltő és a dízelmotor együtműködése között a vizsgált kategóriában az elvi tárgyalás szempontjából nincs olyan mértékű eltérés, ami indokolná szétválasztásukat. Alkalmazási területükön a motorokkal szembeni elvárások hasonlóak, eltérés az együtműködés motor oldali korlátaiban van. Itt vissza kell utalni a benzinmotoroknál részletesen tárgyalt kopogásos égéstől származó korlátokra (a nyo-

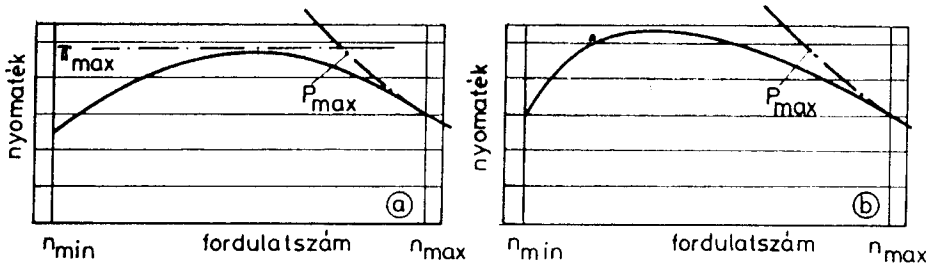
másviszony és így a motor nyomatéka korlátozott, ill. a maximális teljesítmény és fordulatszám is behatárolt), valamint a dízelmotorok a hő- és mechanikai igénybevételektől származó korlátaira (maximált teljesítmény és fordulatszám). Ahhoz, hogy az együttműködésnek a szabályozással szemben támasztott igényei könnyebben megérthetők legyenek az **5.66 ábrán** bemutatásra kerülnek egy motor külső karakterisztikába berajzolva az együttműködés motor oldali korlátai. Mivel az ábra csak az elvi megértést szolgálja, megengedhető az egyszerűség kedvéért, az az egyébként csak véletlenszerűen teljesülő feltétel, hogy a benzinmotornál és a dízelmotornál a maximális teljesítményből és a maximális fordulatszámból származó korlátok azonosan helyezkednek el.



5.66 ábra.
Az együttműködés motor oldali korlátainak elvi ábrázolása szabályozás nélküli (állandó áttételű) mechanikusan feltöltött motor külső karakterisztikájában a szivómotorhoz viszonyítva

Ha az elvárások és a korlátok feltételrendszeréből kialakuló elvárható nyomatéki karakterisztikákat vizsgáljuk, célszerű a benzin- és dízelmotorokat külön-külön tárgyalni.

A **benzinmotor nyomatéki karakterisztikája** a nyomásviszony a max. teljesítmény és a max. fordulatszám kopogási határ miatti korlátozott volta következtében az **5.67a ábra** szerinti jelleget ölti, ami egy jó hatásfokú töltővel szabályozás nélkül is ill. a töltőlevegő visszavezetésével és a töltő lekapcsolásával történő szabályozással is előállítható.



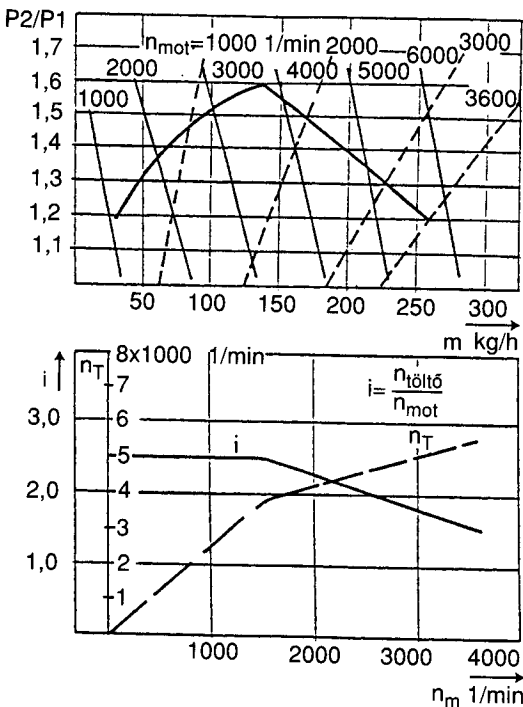
5.67 ábra. Benzin- és dízelmotor elvárható nyomatéki karakterisztikája

A **dízelmotor nyomatéki karakterisztikája** a benzinmotorhoz képest kevesebb korlát miatt (P_{\max} , n_{\max}) növekvő felhasználói igényeknek tud megfelelni és az **5.67b ábra** szerinti jelleget ölti, ami a töltő fordulatszámának szabályozásával (változtatható áttétel) oldható meg legjobban. Szóbajöhető megoldás még a töltőlevegő visszavezetése.

A kis hengertérfogatú széles motor fordulatszám-tartományú motorokkal szemben támasztott elvárások és a fellépő korlátok által meghatározott kompromiszsumként kialakított nyomatéki karakterisztikák az **alábbi szabályozásokkal** állíthatók elő:

Változtatható áttétel

Elvileg a motor és a töltő közötti áttétel fokozat nélküli változtatása mutatkozik a szabályozás legelőnyösebb módjának. Ez lehetővé teszi a töltőnyomás tetőszögleges beállítását bármely üzemi állapotban, ami gyors nyomaték-felfutást és jó nyomatéki rugalmasságot biztosít és a fajlagos tüzelőanyag-fogyasztás és a hatásfok javulását eredményezik.



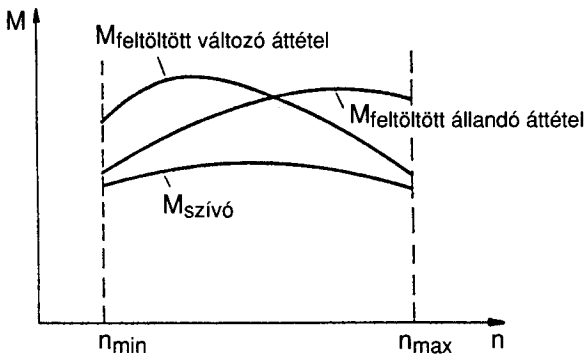
5.68 ábra.
Változtatható áttétel hatása egy
dízelmotor és egy mechanikus
feltöltő együttműködési karak-
terisztikájára.

A változtatható áttétellel szabályozott töltő és egy dízelmotor együttműködése, és a töltő- valamint a motor fordulatszáma közötti kapcsolat (az áttétel függése

a motor fordulatszámától) látható az **5.68 ábrán**. Amennyiben a motor és a feltöltő közötti áttételi viszonyt megváltoztatjuk, a töltő megváltozott fordulatszámához tartozó szállítási görbékkel metszük el és így kapjuk meg az együttműködési vonalat (**5.68 felső ábra**).

A változtatható áttételű töltő-hajtáshoz elterjedten alkalmazzák az ékszíjhajtást, amellyel a karakterisztikák széles skálája állítható elő, jól kielégítve a motor igényeit. Még jobb lehetőséget teremthet egy elektronikusan vezérelhető áttétel, amelynél a vezérlési feladatokat az a központi egység látja el, amely a benzinbefecskendezést és a gyújtást is vezérli. Jelenleg e megoldás fejlesztése kísérleti stádiumban van, gazdaságossága még vitatható.

Az **5.69 ábrán** változtatható áttétel egy lehetséges hatása látható a motor külső karakterisztikájára. Ez döntően részterhelési üzemben működő járműben előnyös, ahol fontos a kis fordulatszámnál jelentkező nagy nyomaték és a nagy nyomatékrugalmasság. Ezzel a megoldással a nagy fordulatszám és a nagy terhelés együttes fellépésénél jelentkező nem megengedhető hő- és mechanikai terhelések elkerülhetők.

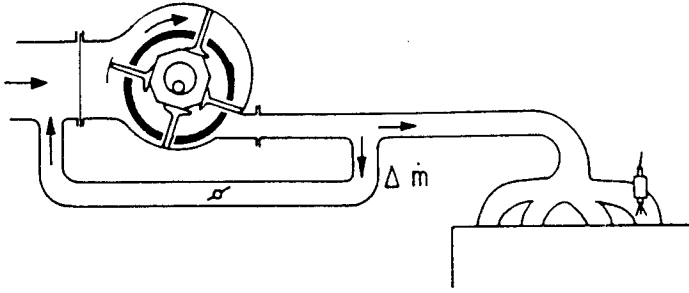


5.69 ábra.

A változtatható áttétel hatása a motor külső karakterisztikájára. A diagramba berajzolásra került a szívómotor és az állandó áttételű mechanikus feltöltés nyomatéki jelleggörbéje is.

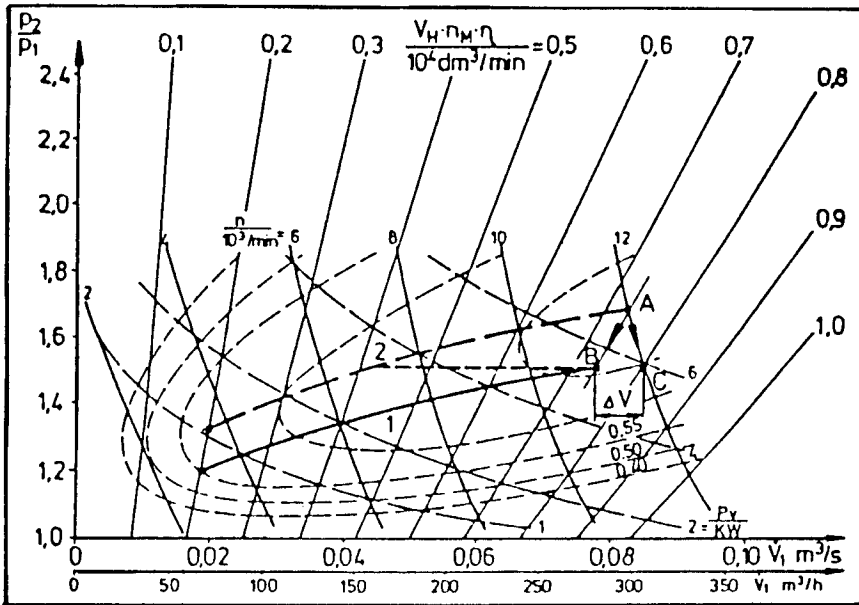
A töltőlevegő visszavezetése

A töltőlevegő visszavezetését a töltőnyomás és ezen keresztül a motor és a mechanikus feltöltő együttműködésének szabályozására elsősorban nagy fordulatszámmal forgó töltőknél (pl. Ro-töltő, G-töltő) alkalmazzák. E feltöltőket a motorokról viszonylag nagy állandó áttétellel hajtják, így módon megnövelve a nyomásviszonyukat és a szállított levegő térfogatáramát. Magasabb motorfordulatszámoknál, amikor a töltő nyomásviszonya megközelíti a motor oldali korlátok által megszokott maximális töltőnyomás értékét, nyit a megkerülő szelep és a töltőlevegő egy része a szívócsatornába jut vissza (**5.70 ábra**).



5.70 ábra. A töltőlevegő visszavezetésének elvi vázlata

A töltőlevegő visszavezetésének hatása a motor és a feltöltő együttműködési karakterisztikájára az 5.71 ábrán követhető nyomon.

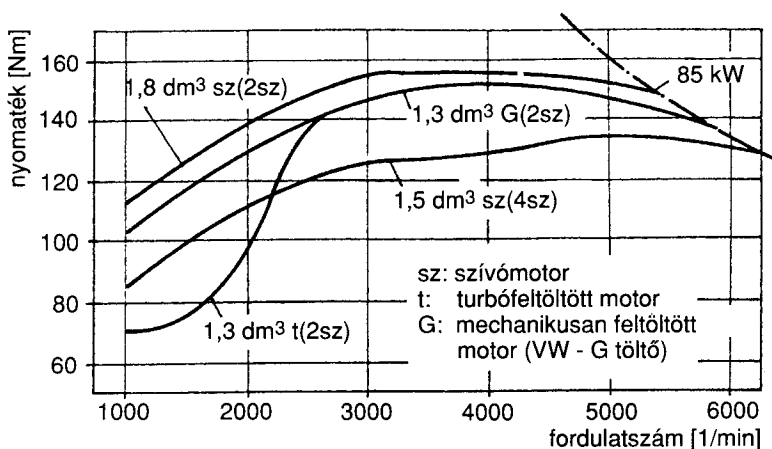


5.71 ábra. 1,6 dm³-es dízelmotor és a Ro-töltő együttműködése töltőlevegő visszavezetése esetén.

Az ábrán 1,6 dm³-es dízelmotor és a Ro töltő két együttműködési vonala látható. A "B" pont a motor névleges üzemállapotát jelöli, ide fut be az 1 jelű görbe. Amennyiben az együttműködés e vonal mentén történik, akkor a kis motorfordulatszámok tartományában alacsonyabb a töltőnyomás és a motor nyomatéka is. Amennyiben az együttműködés a 2 jelű görbe mentén történik, akkor kis motorfordulatszámánál nagyobb lesz a töltőnyomás és javulnak a nyomatéki vi-

szonyok, de a magasabb motorfordulatszámoknál a megengedhető érték feletti lesz a hő és a mechanikai terhelés. Ha nem avatkozunk be szabályozással, a névleges üzemállapot az „A” pontba helyeződik át. A fellépő nagy hő és mechanikai terhelések miatt a névleges üzemállapot pontját a motor saját légnyelési vonalán a „B” pontba kell juttatni a töltőlevegő ΔV térfogatának a szívócsatornába történő visszavezetésével. Az „A” pontban alkalmazott szabályozás az egész jellegmezőben alkalmazható, így a 2 jelű görbéből a szaggatott vonallal is eljuthatunk a „B” pontba, ezáltal egy a hő- és mechanikai terhelésekből származó korlátokat is figyelembevevő kedvező nyomatéki karakterisztikát nyerhetünk, ami jobban megfelel e motorkategóriát használó járművek igényeinek.

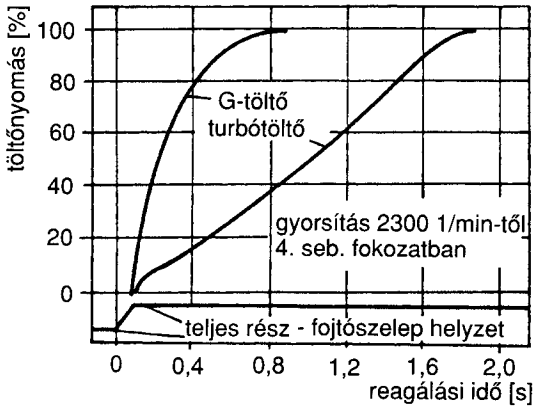
Az 5.72 ábrán a G-töltővel feltöltött és töltőlevegő visszavezetéssel szabályozott 1,3 dm³-es VW benzinmotor nyomatéki karakterisztikája került összehasonlításra hasonló teljesítményű szívó- és turbófeltöltött benzinmotorokkal.



4.72 ábra. 1,3 dm³-es G-töltővel feltöltött és töltőlevegő visszavezetéssel szabályozott VW benzinmotor nyomatéki karakterisztikájának összehasonlítása.

Az állandó áttételű hajtás áttétele $i = 1,72$, ami a motor 6 000 1/min fordulatszámánál 10 320 1/min töltő fordulatszámot eredményez. Látható, hogy a jármű igényeinek a mechanikusan feltöltött 1,3 dm³-es motor az 1,5 dm³-es hengerenként 4 szelepes szívómotoroknál és az 1,3 dm³-es turbófeltöltött motoroknál is jobban megfelel.

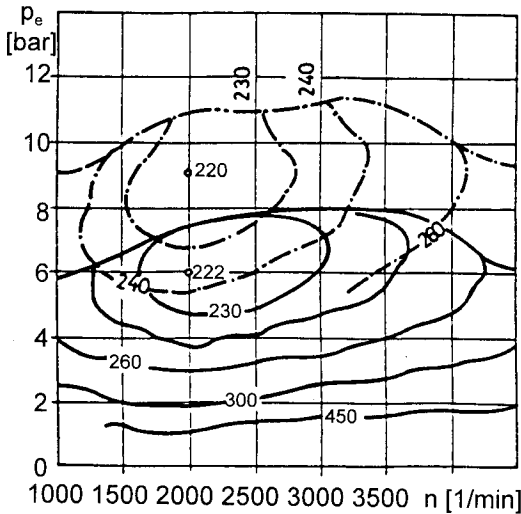
Az 5.73 ábrán a fenti G-töltővel feltöltött és töltőlevegő visszavezetéssel szabályozott VW benzinmotor 2 300 1/min fordulatszámánál bejuttatott teljes töltet hatására létrejött nyomaték-felfutása látható azonos, de turbófeltöltött motorral összehasonlítva.



5.73 ábra.
1,3 dm³ G-töltővel feltöltött és töltő levegő visszavezetéssel szabályozott VW benzinmotor és hasonló, de turbófeltöltött benzinmotor nyomaték felfutásának összehasonlítása.

Állandó áttétel lekapható hajtással

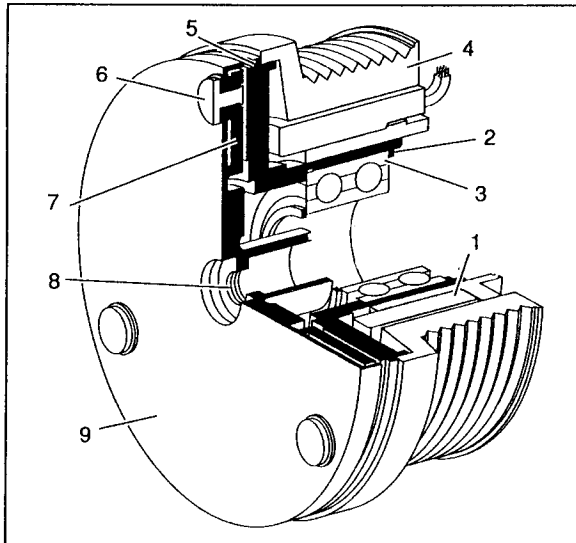
A feltöltők teljesítményfelvétele nem igazodik a motor középnyomásához, hanem nagyrészt független attól, ezért kisebb középnyomásoknál (5-6 bar) már relatíve jelentős a töltő teljesítményfelvétele, a motor fogyasztása romlik. Azokban az üzemiállapotokban tehát, amelyekben a megkívánt nyomatékot a motor feltöltő nélkül is szolgáltatni tudja, célszerű a feltöltőt lekapcsolni. Ez a megoldás mind a belső sűrítés nélküli, mind a belső sűrítésű töltőknél eredményre vezet. A gyakorlati tapasztalatok szerint a vizsgált jármű kategóriában a mechanikus feltöltő az üzemidőnek csak mintegy 20...40 %-ában van összekapcsolva a motorral, de akkor állandó áttétellel.



5.74 ábra.
Kis hengertérfogatú dízelmotor effektív középnyomása és tüzelőanyag-fogyasztási jellegzője feltöltővel együttműködő motor és a feltöltő lekapcsolása (szívómotor) esetén

A megvalósításnál gondoskodni kell megfelelően vezérelt megkerülő vezeték-ről, mivel a töltők forgása nélkül „szívó üzem” nem jöhet létre. Továbbá e meg-

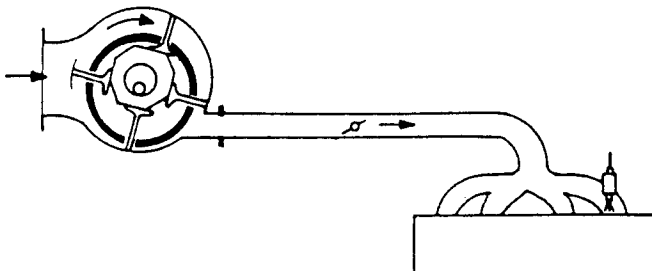
oldás elengedhetetlen feltétele a rövid kapcsolási idő, amit csak kis tehetetlenségi nyomatékú forgórészekkel lehet megvalósítani. Az **5.74 ábrán** egy kis hengertérfogatú dízelmotor effektív középnyomása és tüzelőanyag-fogyasztási jellegmezője látható, feltöltővel együttműködő motor és a feltöltő lekapcsolása esetén.



5.75 ábra. A Mercedes Roots fűvót lekapcsoló szerkezete

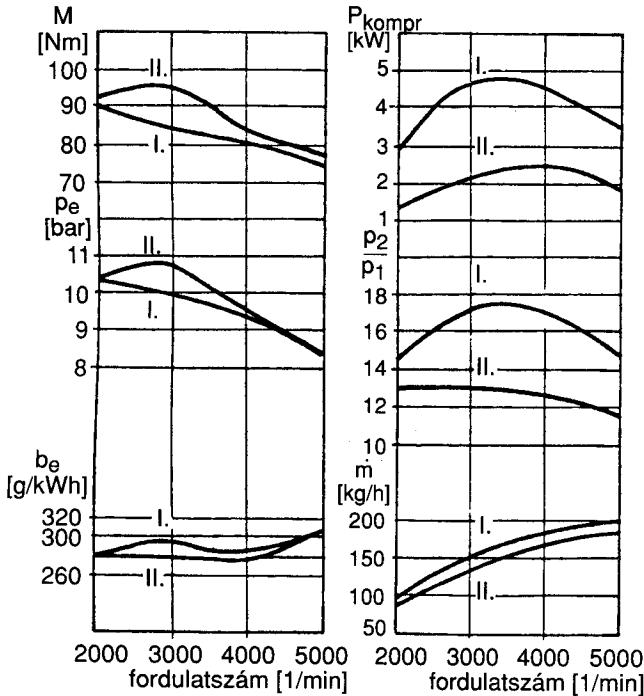
- | | |
|--------------------|-------------------------------|
| 1) mágnes-tekerecs | 6) szegecskötés |
| 2) biztosító gyűrű | 7) mágnesmag csúszóbevonattal |
| 3) gördülő csapágy | 8) menet |
| 4) ékszíj tárcsa | 9) műanyag tárcsa |
| 5) forgórész | |

Az **5.75 ábrán** a Mercedes Roots fűvót a motor tehelése és fordulatszáma függvényében le-, illetve bekapcsoló szerkezet tekinthető meg.



5.76 ábra. Állandó fordulatszám-áttételű mechanikus töltők szabályozása fojtással

A fojtással történő töltő-szabályozásnál a mechanikus töltő által előállított nyomás és a motorba jutó levegő nyomása jelentősen eltér, ezért a töltő karakterisztikáján az együttműködési vonal lejjebb helyezkedik el.



5.77 ábra.

A mechanikus feltöltő fojtással (I. görbe) és töltőlevegő visszavezetéssel (II. görbe) történő szabályozásának összehasonlítása

Ez kisebb nyomásviszony mellett alacsonyabb szállítást jelent, azaz a munkapont a motor légnyelési görbéjén úgy helyezkedik el, mintha egy alacsonyabb töltőfordulathoz tartozó szállítási görbe metszené ki. Ehhez képest azonban a fojtás és a töltő közötti nagyobb ellennyomás rontja a töltő hatásfokát, és növeli teljesítményfelvételét. A fojtásos szabályozás hátrányos tulajdonságai mind a töltő jelleggörbéin, mind a motor külső karakterisztikáján nyomonykövethető és különösen szembeűnő más pl. a töltőlevegő visszavezetéssel történő szabályozáshoz képest (5.77 ábra).

5.2.4. A Comprex feltöltés

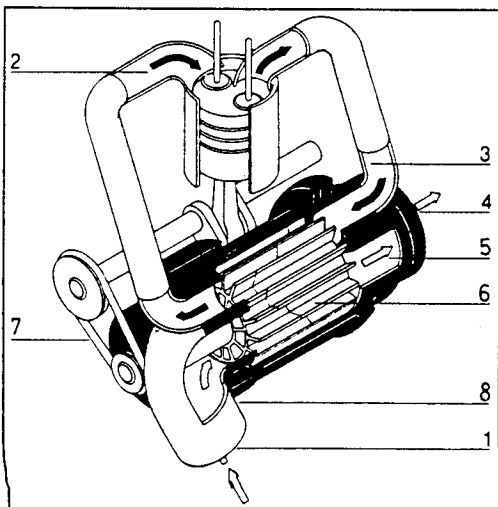
E feltöltési rendszer alkalmazását is azok a mechanikus feltöltésnél már ismertetett kis hengertérfogatú és széles fordulatszám-tartományban üzemelő, elsősorban személygépkocsi és kistehergépjármű motorok esetében hangsúlyos követelmények indokolják, amelyeket a turbófeltöltés nem, vagy nem megfelelő mértékben tud kielégíteni (pl. kedvezőtlen gyorsulási viszonyok, gyengébb nyomatéki rugalmasság, a turbótöltők méretéből adódó alacsonyabb hatásfok).

Ahhoz, hogy a Comprex feltöltő működését vizsgálhassuk, célszerű előbb megismerkedni azzal az elvvel, amelyen a **Brown Boveri** cég által kifejlesztett és jogutódja az **ABB** által gyártott feltöltő működése alapszik.

5.2.4.1. A Comprex feltöltés működési elve

A Comprex feltöltés működése az alábbi fizikai jelenségeken alapszik:

- A keletkezett nyomáshullámok — a gáz sebességének többszörösével —, hangsebességgel haladnak. Ha a kipufogógáz egy nyomáscserélőben nyugalomban lévő friss levegővel találkozik, akkor a levegőben a találkozásnál keletkezett nyomáshullám tovább terjed, aminek következtében a levegő nyomása és áramlási sebessége is nő. Tehát a nyomáscserélőben a kipufogógázban kialakult nyomásnövekedés, illetve nyomáscsökkenés a gyakorlat szempontjából elhanyagolható idő alatt megjelenik a levegő oldalon. A nyomásváltozás által létesített energia-cserétől eltér a kipufogógáz hőenergiájának átadása, ami a kipufogógáz haladásával, azaz sebességével, arányos.
- **Reverberáció** az a jelenség, amelynél egy csőben haladó nyomáshullám zárt csővégről nyomáshullámként, depresszióhullám pedig depresszióhullámként verődik vissza.
- **Inverzió** az a jelenség, amelynél egy csőben haladó nyomáshullám nyitott csővégről (pl. szabad levegő) depresszióhullámként, a depresszióhullám pedig nyomáshullámként verődik vissza.



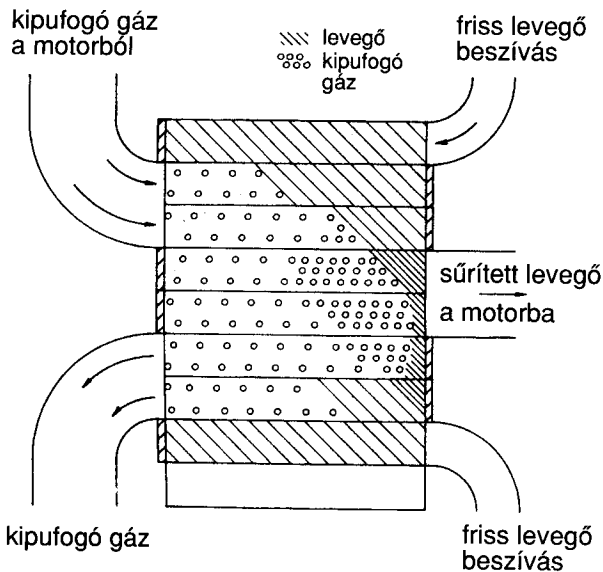
5.78 ábra.
Comprex feltöltő vázlatos felépítése

- 1 - Friss levegő belépés
- 2 - Sűrített levegő a motorhoz
- 3 - Kipufogógáz a motortól a töltőbe
- 4 - Kipufogógáz kilépés
- 5 - Kipufogógáz gyújtó
- 6 - Celláskerék
- 7 - Hajtósíj
- 8 - Levegő gyújtó

A Comprex feltöltőben a levegő összesűritéséhez szükséges energiacsere a motor kipufogógáza és a friss levegő között rövid idejű, közvetlen kapcsolat során nyomáshullám segítségével adódik át. Ez az energiacsere a hengszerűen kialakított és — a jelenlegi gyakorlat szerint motorról hajtott —, forgó celláskerék (rotor) egyes csatornáiban játszódik le. Ennek során a kisnyomású friss levegő a kipufogócsőből belépő nyomáshullám hatására összenyomódik, majd az elforduló celláskerékből a motor szívóvezetékébe jut. (5.78 ábra)

5.2.4.2. A Comprex feltöltő működése

A feltöltő működését egy cellára és a könnyebb érthetőség kedvéért előbb ideális működési feltételeket (állandó fordulatszám, állandó terhelés) feltételezve ismertetjük.



5.79 ábra.
A Comprex feltöltő elvi működése

Működés ideális feltételek mellett

A Comprex feltöltő működése a 5.79 ábrán követhető nyomon, amelyen a cellás kerékben végbemenő folyamatok síkba fejtett keréken történő ábrázolása látható.

1. fázis: A celláskerék forgása során szabaddá teszi a kipufogógázok beáramlását lehetővé tevő vezérlőrést, amelyen keresztül az áramló kipufogógáz bejut a nyugvó friss levegőt tartalmazó cellába. A mozgási energiával rendelkező kipufogógáz és a nyugvó levegő találkozásánál hangsebességű nyomáshullám indul a cella hosszában a celláskerék másik vége felé. A nyomáshullám felgyorsítja és összesűriti a levegőt, miközben a kipufogógáz-levegő határ

csak részben halad tovább a cellában.

2. fázis: A celláskerék tovább forog és röviddel azelőtt, hogy a vezérlőrés nyitja a cellát a nyomáshullám a cella jobb oldali végéről a ház faláról visszaverődik (reverbeál). Amíg a nyomáshullám hangsebességgel halad balra, a cellából a sűrített levegő a jobb oldali töltővezetékbe áramlik. A kipufogógáz-levegő határ jobbra halad.

3. fázis: A cella bal oldali végére érve a nyomáshullám a nyitott beömlő vezérlőrésről depresszióhullámként verődik vissza (inverzál). A depresszióhullám jobbra terjed és nyomásesést okoz a cellában. A kipufogógáz-levegő határ mozgási energiája lecsökken. A celláskerék továbbforgásával záródik a bal oldali beömlő vezérlőrés. Ekkor a cellának kb. 2/3-a van kipufogógázzal kitöltve. Mielőtt a kipufogógáz elérné a cella jobb oldali végét és a töltővezetékbe juthatna, záródik a jobb oldali vezérlőrés. A zárt cellában a kipufogógáz és a levegő nyomás alatt nyugalomban helyezkedik el.

4. fázis: A celláskerék továbbforgásával a cella bal oldala eléri a kipufogógáz kiömlését lehetővé tevő vezérlőrést (kiömlő nyílást) és depresszióhullám indul balról jobbra a cellába. A cellában lévő kipufogógáz a kiömlőcsatornába áramlik.

5. fázis: A depresszióhullám eléri a cella jobb oldali zárt végét, a cellában lévő kipufogógáz és levegő nyomása megegyezik a vezérlőrésnél levő nyomással. A depresszióhullám visszaverődik és balra terjed, a cella nyomása csökken. A visszaverődés után közvetlenül nyit a levegő beáramlását lehetővé tevő vezérlőrés (szívónyílás), ennek hatására friss levegő áramlik be a szívócsatornából.

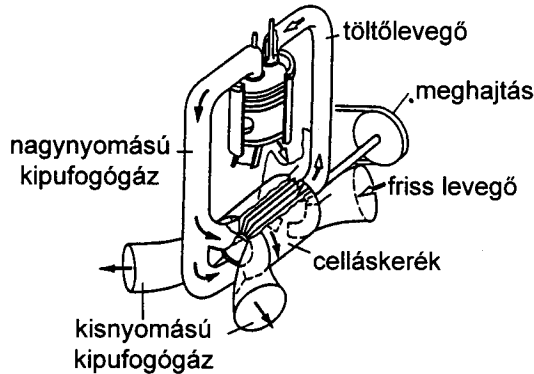
6. fázis: A celláskerék továbbfordultával a depresszióhullám nyomán a cellában lévő kipufogógáz és az érintkezési zónában lévő kipufogógáz-levegő elegy a kiömlőcsatornába áramlik. Előbb a beömlő, majd a kiömlő vezérlőrés záródik a lehűlt cellát újra nyugalomban lévő friss levegő tölti meg.

Működés valóságos feltételek mellett

Az ismertetett működés természetesen csak több gyakorlati probléma megoldása mellett valósulhat meg.

A **hőterhelés** a házat a fenti működés esetén igen egyenlőtlenül éri és az ebből eredő deformációk miatt a celláskerék csak nagy hézagokkal illeszthető. Ezért a ház szimmetrikus felmelegedése és az ennek következtében alkalmazható kisebb illesztési hézagok miatt a celláskerék celláinak számát meg-

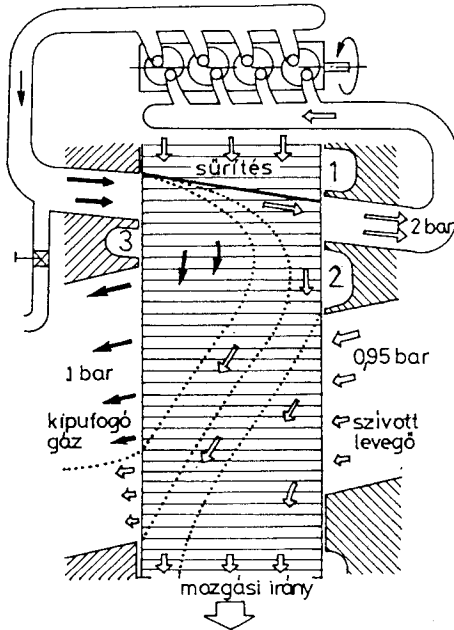
kétszereztek (5.80 ábra), így a cellák fordulatonként kétszer érintkeznek mind a kipufogógázokkal, mind a levegővel. E megoldással amellet, hogy a forgórész termikus- és a csapágyak mechanikai igénybevételei szimmetrikusak lettek, szerkezeti hosszt is megtakarítottak.



5.80 ábra. Hőterhelés szempontjából kiegyenlített „kettős működésű” Comrex feltöltő

A celláskerék fordulatszámát, és ezzel a be- és kiáramló keresztmetszetek nyitvatartási idejét, a hullám haladási sebessége (hangsebesség) határozza meg. A hullámsebesség azonban a közeg hőmérsékletének függvénye. Mivel a kipufogógázok hőmérséklete nem a motor fordulatszámával, hanem nyomatékával arányos, ezért a motor és feltöltő közötti fordulatszám áttételnek és a celláskerék hosszának optimalizálása csak egy adott fordulatszámra végezhető el. Az 5.81 ábrán látható, a ház homlokfelületén a töltővezeték kiömlő nyílása előtt elhelyezett egy vagy több mélyedéssel ún. „zsebbel” (1) elérték, hogy állandó áttételek esetén is a töltő a motor egész fordulatszám-tartományában működik. Ha az ábra szerint a soronkövetkező cella bal oldali vége eléri a kipufogógáz beömlőrését, a cellában lévő levegő egy része a kipufogógáz nyomására a mélyedésen („zseben”) keresztül a mögötte lévő cellába áramlik és az ott lévő levegőt elősűríti.

A motor alacsony terhelésénél jelentősen csökken a kipufogógáz feltöltési hatása. Ennek kiküszöbölésére, azaz jó feltöltési eredmények széles terhelési tartományban történő elérése érdekében további mélyedéseket („zsebeket”) helyeztek el a töltővezeték kiömlő nyílása és a friss levegő beömlő nyílása (2), valamint a kipufogógáz beömlő nyílása és kiömlő nyílása (3) között (5.81 ábra). Ha a cellás kerék forgócellái elérik ezeket a nyílásokat (2 - gázhorony, 3-expanzióhorony) a kipufogógáz gyorsan beáramlik a szomszéd cellákba és gyorsítja a kipufogógáz kitolást.



5.81 ábra. Ideális működési elvtől való eltérés

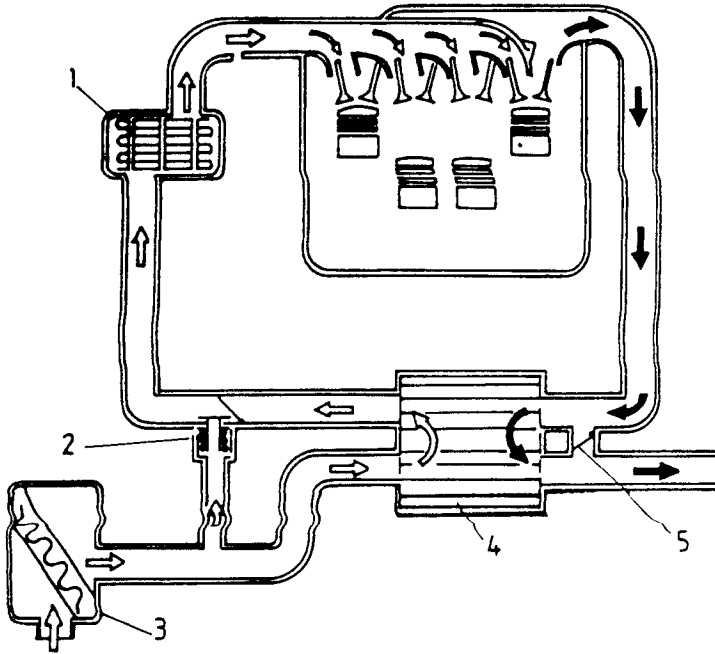
5.2.4.3. A Compress feltöltési rendszer

Ahhoz, hogy a Compress feltöltő — bármilyen jól is hangolták a motorhoz —, együtt tudjon vele működni, néhány kiegészítő szerkezeti elem alkalmazása szükséges. Ezek a Compress feltöltés elvi ábráján (5.82 ábra) láthatók. Az ábrán a töltőn és a csövezetékeken kívül a levegővisszahűtő, az indítószelep, a levegőszűrő és a töltőnyomás szabályozószelepe (by-pass) látható. Az utóbbi két elem alkalmazási oka elég egyértelmű, a levegővisszahűtő és az indítószelep funkciója némi ismertetést kíván.

Az **indítószelep** alkalmazása elengedhetetlen, mivel indításkor a feltöltő alig forog és így öblítése az alacsony motorfordulatszám és az alacsony kipufogógáz hőmérséklet miatt nem kielégítő, és a kipufogógáz ömlik be a levegőoldalra. E jelenséget egy megkerülő szelep alkalmazásával küszöbölik ki, amely az indítás fázisában rövidre zárja a feltöltőt és friss levegőt enged a motorhoz. Amint a motor megindult, a Compress által szállított levegő nyomása automatikusan zárja a megkerülő szelepet.

A **levegővisszahűtő** alkalmazását a már előzőekben ismertetett és más feltöltési eljárásoknál is jelentkező nagy nyomásviszony okozta töltet hőmérséklet emelkedésen és az ennek hatására bekövetkező teljesítményvesztés-

gen túl, az e feltöltési eljárásnál speciálisan jelentkező, a töltőlevegőnek a kipufogógázzal történő közvetlen érintkezése is indokolja. Gyakorlati tapasztalatok szerint 2-es töltő nyomásviszonynál, ill. felette visszahűtik a töltőlevegőt.



5.82 ábra. A Comrex feltöltés elvi ábrája

- | | |
|----------------------|--|
| 1 - levegővisszahűtő | 4 - Comrex feltöltő |
| 2 - indítószelep | 5 - töltőlevegő nyomás-
szabályzó szelepe |
| 3 - levegőszűrő | |

A **kiegyenlítő tartály** (receiver) nem látható a **5.82 ábrán**, de a **Comrex feltöltés elengedhetetlen tartozéka**. Feladata: a kipufogógáz egyenletes áramlásának biztosítása a celláskerek irányába. E megoldással biztosítják, hogy a hullámfolyamatok csak a cellákban induljanak. Tapasztalatok szerint a nagyobb tartály kedvezőbb, de a méreteket a rendelkezésre álló hely erősen korlátozza. A gyakorlatban a motor hengertérfogatának 0,5...2,0 -szeres méretű kiegyenlítő tartályokat alkalmaznak.

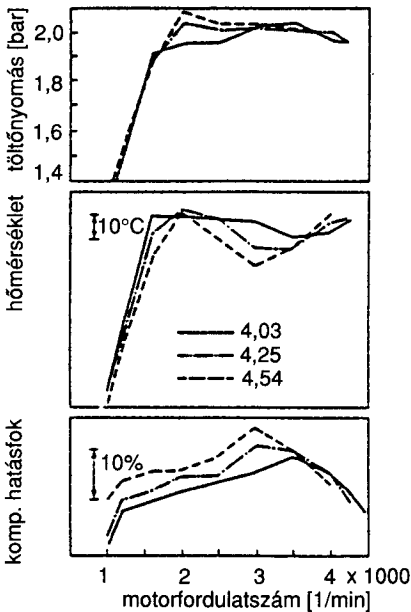
Az áttételi viszony meghatározása

A Comrex feltöltő celláskereke és a motor közötti fordulatszám-áttétel meghatározása igen összetett feladat. Az áttételi viszony jelentősen befolyásolja a

- töltő hatásfokát, a
- töltő nyomását, a

- töltőlevegő hőmérsékletét, a
- motor teljesítményét, a
- nyomatéki görbe alakját, a
- maximális motorfordulatszámot, a
- motor megbízhatóságát és a
- motor élettartamát.

A megválasztás során döntő, hogy a töltőlevegő nyomása széles fordulatszám-tartományban magas legyen és a töltőlevegő hőmérséklete megfelelően alacsony maradjon (**5.83 ábra**).



5.83 ábra.

A Comprex feltöltő áttételi viszony változásának hatása a feltöltési nyomásra, a töltőlevegő hőmérsékletre és a kompresszor hatásokra, a motorfordulatszám függvényében (Mazda 626)

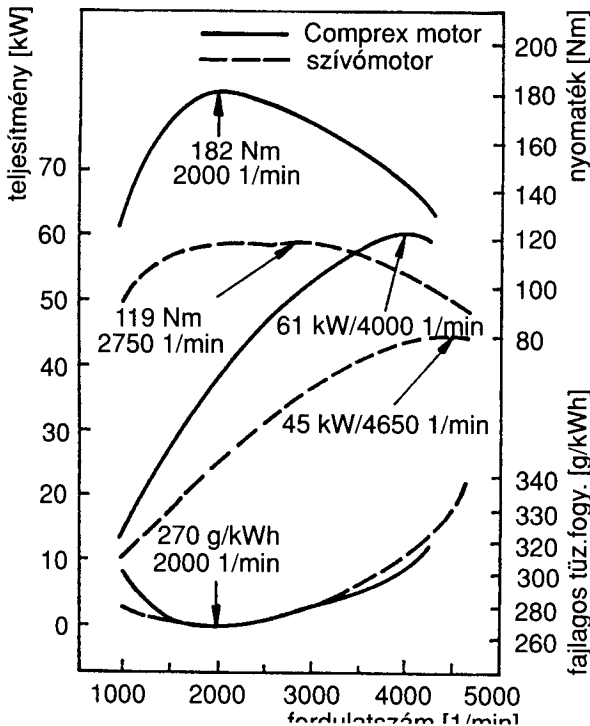
Több neves autógyár is kísérletezik az ABB (ASE Brown Boveri) cég által kifejlesztett **külső hajtás nélküli Comprex** feltöltővel. Az eljárás azt a már ismertetett jelenséget használja ki, hogy a hullámsebesség a kipufogógáz hőmérsékletének függvénye, tehát nem a motor fordulatszámával, hanem annak nyomatékával arányos.

E felismerésből adódott a kézenfekvő megoldás: a Comprex feltöltő **cellás-kerekét a motor kipufogógáza forgatja**. A gyakorlatban ez azt jelenti, hogy stacioner állapotban a töltő a kipufogógáz sebessége által meghatározott fordulatszámmal forog, gyorsításkor azonban az égési hőmérséklet emelkedésével és az azt követő kipufogógáz hőmérséklet emelkedéssel párhuzamosan

nő a Comprex-ben a hullámsebesség, aminek nyomán mind a töltőbe bejutott levegő mennyisége, mind a cellákban a sűrítési nyomás emelkedik. Ennek hatására a töltő már azt megelőzően — és nagyon rövid idő alatt —, több és magasabb nyomású levegőt szállít a gyorsításhoz, mielőtt a növekvő motorfordulatszámot és a kipufogógáz hőmérsékletet követő emelkedő kipufogógáz sebességet a celláskerék fordulatszáma is követni tudná. Az indítás (felpörgetés) problémáját egy külső egyenáramú motorral oldották meg, amely a celláskereket 2 000...3 000 1/min fordulatszámra gyorsítja fel. Ez a folyamat nem igényel több időt, mint amennyi az izzítás időszükséglete egy hidegen indított dízelmotornál.

A motorról történő meghajtás elmaradásának egyértelmű előnye mellett, további előnyként jelentkezik a feltöltő elhelyezésének nagyobb szabadsága és az a tapasztalati tény, hogy bár a gázadásra a feltöltő celláskerekének fordulatszáma csak viszonylag nagy késlekedéssel reagál (a kipufogógáz sebességével arányosan), de a motor nyomatékfelfutásának gyorsasága nem romlik, sőt, e tulajdonság javuló tendenciát mutat.

5.2.4.4. Fontosabb jellemzők, előnyök és hátrányok



5.84 ábra.

Mazda 2.0 dm³-es Comprex feltöltött dízelmotor és az alapmotor teljesítmény, forgatónyomaték és a fajlagos tüzelőanyag-fogyasztás jellemzőgörbéi teljes terhelés mellett.

A Comprex feltöltési eljárásnak a motor teljesítményére, forgatónyomatékára és fajlagos tüzelőanyag-fogyasztására gyakorolt hatását a nagy sorozatban gyártott Mazda 626 típusú személygépkocsiba épített 2,0 dm³ hengertérfogatú Comprex feltöltött dízelmotor és a feltöltés nélküli, de egyébként azzal mindenben megegyező ún. alampmotor külső karakterisztikájának összehasonlításával kerül bemutatásra.

Az **5.84 ábrán** jól követhető, hogy gyakorlatilag azonos fajlagos tüzelőanyag-fogyasztás mellett a feltöltéssel a maximális nyomaték 1,53 szorosára, a maximális teljesítmény 1,36 szorosára emelkedett, emellett mindkét maximális értékhez tartozó fordulatszám jelentősen csökkent, és a motor nyomatéki rugalmassága is javult.

Előnyök és hátrányok

A Comprex feltöltés fő előnyei alacsony és közepes fordulatszámokon jelentkeznek, és különösen járművekbe épített dízelmotoroknál nagyon kedvezőek.

Előnyök:

- jól reagál a gázadásra, a gyors töltőnyomás-növekedés következtében a „turbólyuk” elmarad,
- alacsony motorfordulatszámon is megfelelő töltőnyomás
- kedvező nyomatéki karakterisztika,
- jó gyorsítóképesség,
- alacsony fajlagos tüzelőanyag-fogyasztás,
- kedvező károsanyag emisszió,
- csökken a motorzaj,

Hátrányok:

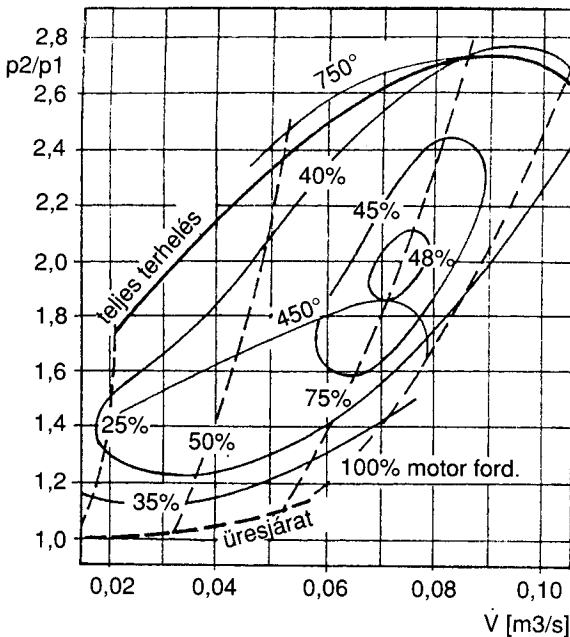
- optimalizálási problémák miatt elsősorban szűkebb fordulatszám tartományban működő motorokon (dízelmotor) alkalmazható,
- a turbótöltőhöz képest nagyobb helyigény,
- a töltőlevegő kényszerű hűtése
- nagyobb géptéri hőmérséklet.

5.2.4.5. A Comprex feltöltő és a motor együttműködése

Említésre került, hogy előrehaladott kísérletek folynak külső hajtás nélküli Comprex feltöltők alkalmazásával, de a jelenlegi ismert megoldások, így a nagy sorozatban gyártott MAZDA 626-os feltöltőjének celláskerekét is a motor főtengelyéről állandó áttételű hajtással forgatják. Ezért a töltő fordulatszáma és ennek következtében a be- és kiáramló keresztmetszetek nyitvatartási ideje

nem a hullám haladási sebességének, valamint az azt meghatározó kipufogógáz hőmérsékletnek, hanem a motor fordulatszámának a függvénye. Ezért a hajtás (fordulatszám) áttételének és a celláskerék hosszának optimalizálása csak egy adott fordulatszámra végezhető el. Bár a ház homlokfalán elhelyezett bemélyedésekkel, ún. „zsebekkel” elérték, hogy állandó áttétel esetén is a töltő szélesebb fordulatszám-tartományban együtt tudjon működni a motorral, ennek ellenére ez jelenti a motor és a Comprex feltöltő együttműködésének legjelentősebb korlátját. Elsősorban emiatt korlátozódik e feltöltési rendszer alkalmazása a benzinmotoroknál szűkebb fordulatszám-tartományban üzemelő dízelmotorokra.

Az együttműködés ábrázolása a feltöltő jellegzőiben



5.85 ábra.
Az ABB CX 93-as Comprex
töltő és egy dízelmotor
együttműködése

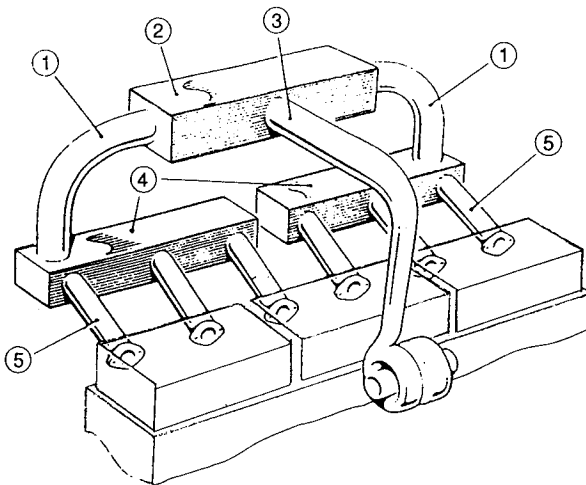
Nehéz a Comprex feltöltő jelleggörbéit egy turbótöltő, vagy egy mechanikus feltöltő karakterisztikájával összehasonlítani, mivel a töltőről jellegmezőt csak motorra épített kivételről — azaz csak együttműködési karakterisztikákat — publikálnak. Ennek oka az, hogy a töltő szállítása és nyomásviszonya a kipufogógáz hőmérsékletétől ill. állapotától, azaz a motortól függ. Az **5.85 ábrán** a Brown Boveri CX 93-as töltő és egy dízelmotor együttműködése látható.

A diagramban az állandó összhatásfok vonalak, a különböző motorfordulatszámhoz tartozó légnyelések, valamint a kipufogógáz hőmérsékletek kerültek

berajzolásra. Továbbá a jellegmezőben található még a motor és a Comprex feltöltőnek a teljes terheléséhez és az üresjárathoz tartozó együttműködési vonala (határgörbék).

5.2.5. A kombinált feltöltés

A kombinált feltöltés valamely célszerűen kialakított rezonanciafeltöltés és a turbófeltöltés együttes alkalmazásával jön létre. (lásd **5.86 ábra**). A hengerfej szívócsonkjához közel elhelyezett rezonátortartályban előálló nyomáslengések maximális amplitúdójának fázishelyzete a szívólöketek gerjesztési frekvenciájától függ. A rezonancia fordulatszám és környékén a turbótöltő nyomásánál nagyobb nyomást képes létrehozni a szívószelep zárása közelében. A magasabb fordulatszám-tartományokban a rendszernek a motor töltési fokára gyakorolt negatív hatását (3...5 %) az ekkor már jó hatásfokkal működő és megfelelő nyomásviszonyt biztosító turbótöltő kompenzálhatja nagyobb töltő alkalmazása esetén.



5.86 ábra. Kombinált feltötés elvi kialakítása hathengeres motornál

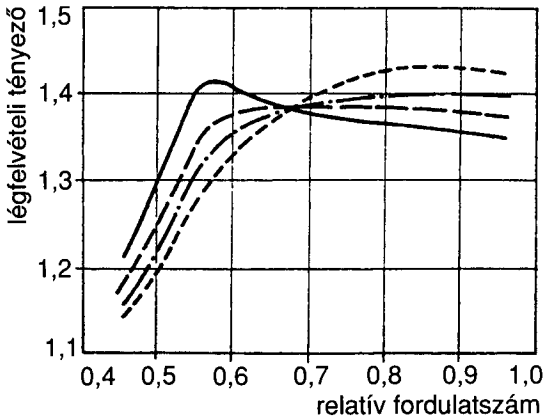
- | | |
|------------------------|-----------------------|
| 1) rezonanciacső | 4) rezonancia tartály |
| 2) kiegyenlítő tartály | 5) szívócső |
| 3) levegőbevezetés | |

Megfelelő méretezéssel elérhető, hogy

- a töltési fok (légfelvételi tényező) kis fordulatszámoknál, a **rezonanciahely környezetében lényegesen nagyobb**, mint a szokványos turbófeltöltött motoroknál, ugyanakkor **nagy fordulatszámoknál csökken**;

- a **gázcseremunka csökken** a rezonancia fordulatszám feletti tartományban;
- kis fordulatszámoknál csekély az öblítéssel elveszített levegőmennyiség, míg nagyobb fordulatszám-tartományban egyre növekszik az öblítés hatásossága, és ezzel a **kipufogószelep hőmérséklete csökken**.

Az a körülmény, hogy a motor légfelvétele kis fordulatszámoknál növekszik, nagy fordulatszámoknál pedig csökken, előnyös abból a szempontból, hogy a motor és a turbófeltöltő együttműködése (lásd az 5.2.2 pontvab) a kompresszor kedvező hatásfokú tartományába kerül. A nagy fordulatszámoknál csökkenő légfelvétel azzal a további előnnyel is jár, hogy **csökken az égési csúcsnyomás**, mégpedig éppen abban a tartományban, ahol egyébként legnagyobb szokott lenni. Ezáltal nemcsak a forgattyús mechanizmus **mechanikai igénybevétele**, hanem a kritikus alkatrészek **hőigénybevétele** is csökken.

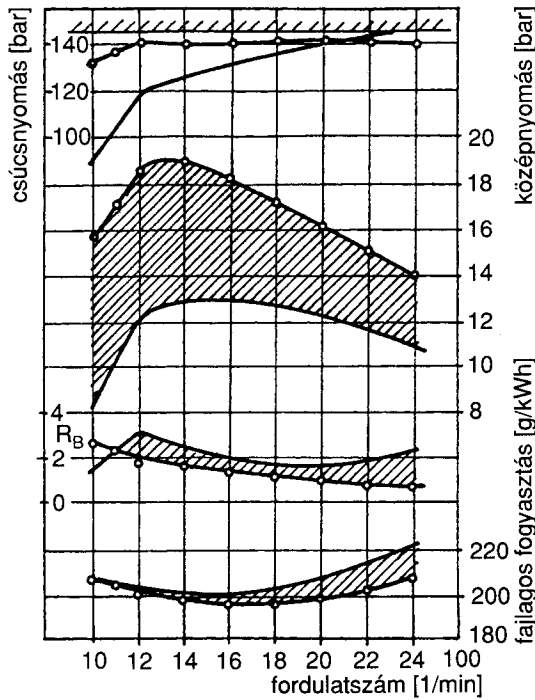


5.87 ábra.
A légfelvételi tényező változása különböző rezonátor térfogat- és csőhosszviszonyú kombinált feltöltési rendszereknél
 $n_{rel} = \text{ford.szám} / \text{névleges ford.szám}$

Egy haszonjármű-dízelmotor egyszerű és egy kombinált feltöltésű változatának összehasonlítását mutatja az **5.88 ábra**. A turbófeltöltött motor kompresszióviszonya 16, a kombinált feltöltésű változaté 15.

Az **5.88 ábrán** jól megfigyelhető, hogy a kombinált feltöltéses motor középnyomása — és ezzel nyomatéka — elsősorban a kisebb fordulatszám-tartományokban jelentősen nagyobb, mint egyszerű feltöltéssel. A csúcsnyomás maximális értéke kisebb a kombinált feltöltéses esetben, bár 2 000/min fordulatszám alatt mindenhol meghaladja a turbófeltöltött motorét. Ez érthető is a mintegy 50 %-al nagyobb középnyomás következtében. Mindezek mellett fi-

gyelemreméltó, hogy a füst-kibocsátás gyakorlatilag a teljes fordulatszám-tartományban kisebb a kombinált feltöltés esetében.



5.88 ábra. Levegő-levegővisszahűtéses turbófeltöltött és kombinált feltöltésű haszonjármű dízelmotor jellemzői.

A kombinált feltöltésű motorral rendelkező jármű menettulajdonságai lényegesen kedvezőbbé válhatnak a rugalmasabb motor-nyomaték következtében. Ha pl. a jármű 200 kW teljesítményt igényel, ezt egyszerű turbófeltöltésnél mintegy 2 200/min fordulatszámnál érheti el, míg a kombinált feltöltésű motorral ez mintegy 1 250/min fordulatszámot kíván csak, ahol a fajlagos fogyasztás jóval kisebb és ami a motor élettartamára is kedvező hatású. Az említettek együttesen azt eredményezik, hogy a **jármű országúti átlagfogyasztása nagyobb arányban javul, mint a motor fajlagos fogyasztása** és elérhet 20...25 %-os javulást is a jármű átlagsebességének és menetdinamikájának romlása nélkül.

6. MOTOR MUNKAFOLYAMATOK SZIMULÁCIÓS MODELLEZÉSE

A műszaki gyakorlatban a **modellalkotás** mind a szemlélet fejlesztése, a jelenségek jobb megértése, mind pedig a mennyiségi összefüggések pontosítása szempontjából jelentős mértékben hozzájárult a fejlődéshez. A hasonlóság elméleten alapuló fizikai és analóg modellek ma is nagyon sok modellképzésnél alkalmazásra kerülnek, de napjainkban a digitális modellek használata rohamosan fejlődik.

A 70-es 80-as években a motor munkafolyamatok gépi számítását — szimulációját —, vagy a végeselemek módszerét, még a szakma vezető helyein dolgozó mérnökök is megbízhatatlannak, körülményesnek, túl drágának ítélték, nem utolsó sorban tekintélyükkel alátámasztott véleményükkel lassítva, hátráltatva a fejlődés kibontakozását. A 90-es években ez a tendencia szerencsére megszűnt és pl. éppen az európai legtekintélyesebb motorteknikai szaklap, az MTZ kiadója, R. van Basshuysen a GDI motor komplex folyamataival kapcsolatban azt írja, hogy az ezzel kapcsolatos **keverékképzési és égési fejlesztések feltétlenül megkívánják „a matematikai szimuláció és a modern méréstechnika bonyolult interaktív együttműködését”** „. Ehhez a lehetőséget a **számítástechnikai teljesítmények** — hardware és software oldalról is — végbemenő növekedési üteme biztosítják, amik **az utóbbi 10 évben mintegy 8...10 nagyságrenddel növekedtek**, hasonlóan növelve a méréstechnikai teljesítményeket.

A szimulációs motor modelleket sokféle célból alkalmazhatják, így pl.

- a motorgyártók, kihasználva a fejlesztési folyamat gyorsítására;
- a feltöltőgyártók, a motorgyártók igényeinek teljesítéséhez, ajánlatuk kidolgozásához;
- speciális fejlesztési feladatok megoldásához, mint pl. szélsőséges klimatikus viszonyok figyelembevételére;
- tapasztalatszerzésre, demonstrációra, a paraméterek változtatása hatásának bemutatására, pl. oktatásnál stb.

A szimuláció alkalmazásával a következő **előnyöket** lehet említeni:

- a modell készítése, változtatása és a vele történő vizsgálatok révén **megismerhetők** a valóságos rendszer viselkedését befolyásoló tényezők; olyanok is amelyek **közvetlen vizsgálattal** (méréssel)

nem, vagy csak nehezen hozzáférhetők.;

- a rendszer viselkedése különböző feltételek mellett meghatározható még a „**valóságos rendszer**” létrehozása, tervezése előtt is;
- a modell felépítésének és **paramétereinek változtatása könnyen és olcsón végrehajtható;**
- a vizsgálat eredményei jól, zavaró külső hatások nélkül biztosan **reprodukálhatók;**
- a modell „üzemeltetése” és karbantartása **lényegesen olcsóbb,** mint a valóságos rendszer hasonló költségei.

A fent említett tulajdonságokat **példaként egy járműmotor** különböző alkalmazási területekre szolgáló módozatainál lehet hatékonyan felhasználni:

- autóbuzsmotor városi közlekedésre;
- ugyanez a motor, de távolsági közlekedésre;
- tehergépkocsi motorként;
- ugyanez a motor feltöltött változatában;
- mezőgazdasági, vagy földmunka gépekben való alkalmazáshoz;
- állandó üzemi fordulatszámot igénylő aggregátok motorjaként.

A fenti példából látható, hogy az eltérő felhasználás esetén a jármű igényelt tulajdonságai következtében a motor üzemállapot gyakorisága a jellegmező más és más pontjában kívánja egyes jellemzők — nyomaték, teljesítmény — optimális értékeit. Ennek érdekében a modellnél pl. a vezérlés, a befecskendező rendszer és beállítása, a feltöltő stb. lehetséges változatainak szimulációjával **meg lehet közelíteni a jellemzők kívánt optimumát,** nem utolsósorban pedig ezeknek az üzemállapottól függő beállítási (szabályozási) értékeit.

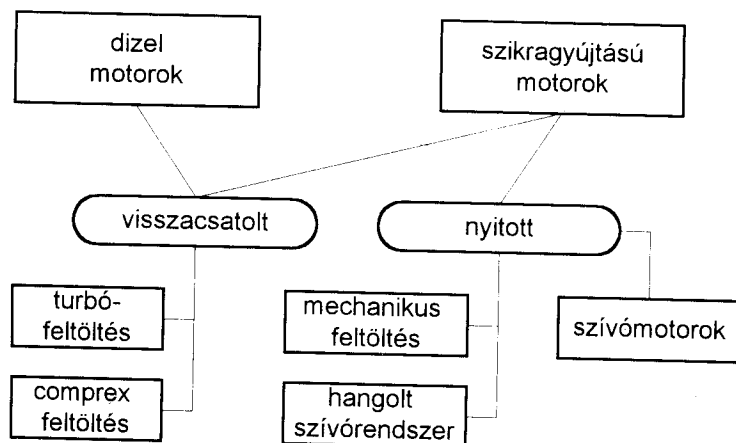
Természetesen a szimulációs modell **csak a fejlesztés, tervezés egyik eszköze,** létrehozása és alkalmazása kellő ismereteket kíván a valóságos rendszer alapvető tulajdonságairól. Így pl. nem használható egy motor új égérendszerének kifejlesztéséhez, vagy egy új feltöltő kompresszor kialakításához, hanem ezek tulajdonságainak ismeretében lehet egy motor szimulációs modelljét kialakítani és működtetni a különböző változások hatásának megismerésére.

Szükségesnek látszik meghatározni a jelen fejezetben tárgyaltakhoz, hogy mit is kell értenünk a motor munkafolyamatán, amely valójában rendkívül komplex módon összefüggő bonyolult jelenségek sorozata. **Munkafolyamaton itt a motor mechanikai rendszerében lévő munkaközeg (gáz) állapotváltozásait,** illetve ezek közül azokat a jelenségeket értjük, ame-

Ilyek a mérnöki gyakorlatban alkalmazott általános fejlesztési eszközökkel mérhetők. Ilyenek pl. a fékpedali mérések, az indikálás, az áramló közegek mennyiségmérése, a hőmérséklet. és nyomás mérés stb. Ezért a munkafolyamat szimulációja során is csak ilyen mélységeig kíséreljük meg a jelenségek modellezését ebben a fejezetben.

6.1. A munkafolyamat-szimulációs modellek fontosabb típusai

A szimuláció célját tekintve sok esetben nem a teljes munkafolyamat, hanem annak csak egy-egy vizsgálathoz szükséges folyamatrészlete képezi a modellezés tárgyát. (ezek a fejezetek további pontjai között is megtalálhatók.) Már a szokványos motoroknál is bizonyos mértékben eltérnek a számítás módszerei, bár alapvetően az egyenletek és azok kezelése hasonló. Így pl. a következő 6.1 ábrán szereplő felosztásban a **nyitott rendszer** szerint számíthatók azok a folyamatok, amelyeknél a kimenő jellemzők nem hatnak vissza a bemenő jellemzőkre. A számítást azonban nem elegendő egyszer elvégezni, hanem a kezdeti feltételekben definiált módon és mértékben a kezdeti és végértékeknek egyezniük kell, ami fizikailag a munkafolyamat záródását jelenti.



6.1 ábra. A belsőégésű motorok fontosabb munkafolyamat-szimulációs modelljeinek rendszere

A **visszacsatolt rendszereknél**, mint a nevük is utal erre, a bemenő jellemzők egyszer kezdeti érték szerint számítottak, majd egy ciklus után a kimenő jellemzők jelentősen módosítják a következő ciklusszámítás bemenőit. Ez utóbbinál nem csak a cikluson belül vannak iteratív részek, hanem a rendszer

bonyolultságától függően az egész ciklus is többszöri (4...12) iteráció tárgyát képezi.

6.2. A munkafolyamat-modell általános alapegyenletei

A szimulációs modell felépítésénél egyszerűsítő feltételeket kell lerögzítenünk annak érdekében, hogy a modellben szereplő egyenletek, differenciálegyenletek megoldhatók legyenek, és hogy a változók száma ne növekedjen túl nagyra. Az egyszerűsítéseket indokolja az is, hogy egyes jellemzők tulajdonságait még nem tudjuk olyan matematikai formában leírni, amelyet a szimulációs program fel tudna használni. A megfelelő egyszerűsítések, elhanyagolások használatával a számítás időigénye és a számítógép kapacitása iránti igény — különös tekintettel az összetettebb modelleknél nem nélkülözhető iterációk számára — még gazdaságos keretek között tartható.

Az egyszerűsítő feltételek, elhanyagolások:

- a hengertérben, valamint a szívó- és kipufogóoldali vezetékekben, gázterekben az állapotjelzők homogén eloszlásúak;
- a közegecsere ideje alatt a beáramló közeg a hengerben levővel azonnal tökéletesen keveredik;
- a munkaközégek ideális gázelegyek, amelyek követik az ideális gáz állapotegyenletét, fájhóik a hőmérséklettől és az anyagi minőségtől függenek és nem disszociálnak (nagy hőmérsékletek nagy nyomásokkal párosulnak) ;
- az állapotjelzők számításánál a közegek teljesen lefékezett állapotban vannak;
- a levegő csak N_2 -ből és O_2 -ből álló keverék ;
- a szelep áramlási keresztmetszetek kísérleti adatokból számítva, dimenzióatlanítva jelentkeznek ;
- a nyomásvesztések a nyitott rendszerek csővezetékeiben az áramlási sebességgel arányosak.

A henger modelljének alapegyenleteiként

az energia mérleg,
a tömeg mérleg és
az állapotegyenlet

szolgálnak.

A termodinamikában konvencionálissá vált gyakorlatban egy rendszernél —

esetünkben a munkafolyamatot végző gáznál —

- az elveszett hő és
- a bevezetett munka negatív,
- a bevezetett hő és
- az elvezetett munka pozitív.

Figyelembe véve, hogy a közeg a munkaciklus során változik, valamint hogy a belső energia a hőmérséklet függvénye, továbbá feltételezve, hogy a munkaközeg minden időpontban levegő és égéstermék valamilyen összetételű keveréke, a (2.1) és a (2.2) egyenlethez hasonló megfontolások alapján írható, hogy:

$$\frac{dT}{d\varphi} = \left[m_{fr} \cdot \left(\frac{du}{dT} \right)_{fr} + m_{ét} \cdot \left(\frac{du}{dT} \right)_{ét} \right]^{-1} \cdot \left(-p \cdot \frac{dV}{d\varphi} - \frac{dQ_f}{d\varphi} + \frac{dQ_e}{d\varphi} + \frac{dm_b}{d\varphi} \cdot h_b - \frac{dm_k}{d\varphi} \cdot h_k - u \cdot \frac{dm}{d\varphi} \right) \left[\frac{K}{ft^\circ} \right]$$

$$c_{v,fr} = \left(\frac{du}{dT} \right)_{fr} \quad c_{v,ét} = \left(\frac{du}{dT} \right)_{ét} \quad \left[\frac{J}{kg \cdot K} \right]$$
(6.1)

ami egyben **az első alapegyenlet**.

A tömegmérleg egyenletét szintén φ független változó szerint felírva jutunk a **második alapegyenlethez**.

$$\frac{dm}{d\varphi} = \frac{dm_b}{d\varphi} - \frac{dm_k}{d\varphi} + \frac{dQ_e}{d\varphi} \cdot \frac{1}{H_u} - \frac{dm_{tóm}}{d\varphi} \quad \left[\frac{kg}{ft^\circ} \right]$$
(6.2)

ahol a jobboldal harmadik tagja, amely keveréket szívó motoroknál hiányzik, a tüzelőanyag már elégett részét, a negyedik tag pedig a dugattyú tökéletlen tömítése következtében távozó gáz mennyiségét veszi figyelembe.

Az állapotegyenlet képezi a **harmadik alapegyenletet**:

$$p = m \cdot \frac{R_s \cdot T}{V} \quad [Pa]$$
(6.3)

ami a hengerben uralkodó nyomásértékeket szolgáltatja.

6.2.1. A térfogatváltozás számítása

A motor jellemző méretei a hengerfurat, a forgattyúsugár, a hajtórúdhossz, a kompresszióviszony és a motorfordulatszám segítségével meghatározható a lökethossz, a hajtórúdvizony, a henger lökettérfogat, a henger össztérfogat, a dugattyú középsebesség. A további jellemzők számításához fel kell használnunk a φ forgattyú szögelfordulást is, mivel a pillanatnyi dugattyúelmozdulás, a térfogatváltozási sebesség, a pillanatnyi hengertérfogat mind függ a forgattyú szöghelyzetétől.

$$s(\varphi) = r \cdot (1 - \cos \varphi) + l \cdot \left(1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \varphi}\right) \quad [m] \quad (6.4)$$

$$\frac{dV}{d\varphi} = \frac{D^2 \cdot \pi}{4} r \cdot \left(\sin \varphi + \frac{\lambda \cdot \sin \varphi \cdot \cos \varphi}{\sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \varphi}} \right) \quad \left[\frac{m^3}{f^\circ} \right] \quad (6.5)$$

$$V(\varphi) = \frac{D^2 \cdot \pi}{4} \cdot s \cdot \left(\frac{1}{\varepsilon - 1} + \frac{1 - \cos \varphi}{2} + \frac{1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \varphi}}{2 \cdot \lambda} \right) \quad [m^3] \quad (6.6)$$

$$\lambda = \frac{r}{l}; \quad s = 2 \cdot r \quad [m]$$

Az alapegyenletekben szereplő kifejezések számítási módja szabja meg a modell tulajdonságait, ezért ezeket külön, részletesebben is szükséges tárgyalni.

6.3. A munkaközeg állapotfüggvényeinek számítási módja

Az égéstérben lévő munkaközeg többkomponensű ideális gázelegy. Az égés kezdete után — az égés előrehaladásának megfelelően — a hengerben lévő levegő és tüzelőanyag egy része égéstermékke alakul és az égés befejeződése után a hengerben égéstermék és $\alpha > 1$ esetén levegő keveréke található.

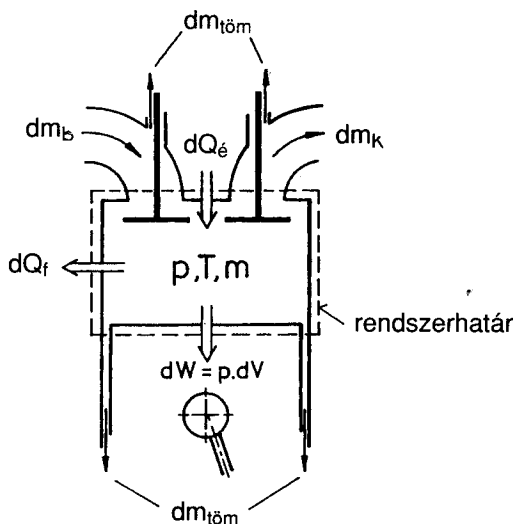
A levegőt nitrogén és oxigén megfelelő arányú keverékének, míg az égéstermékét általában nitrogén, oxigén, széndioxid és vízgőz keverékének tekintjük.

6.3.1. A keveréket szívó motorok állapotfüggvényeinek számítása

(Meseha M.R. [6.12] és Dohány T. [6.5] munkájának felhasználásával)

A keveréket szívó motoroknál — tehát általában a szikragyújtású motorokban — a friss gáz nem levegő, ellentétben a dízel motorokkal. A hengerfej szívóoldali csatlakozó felületén, amelyet a rendszer határfelületének

$$\begin{aligned}
 & \text{lev. : } 21\text{f}\% \text{ O}_2 + 79\text{f}\% \text{ N}_2 \\
 m_{M,\text{lev}} &= 0,21 \cdot 32 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}} + 0,79 \cdot 28 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}} = 28,84 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}} \\
 m_{M,C_8H_{18}} &= 114 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}} \\
 \alpha &= 1 \\
 K_{LV} = K_{LO} &= \frac{12,5 \cdot 32 + 47,0238 \cdot 28 \text{ kg}}{114 \text{ kg}} = 15,0585 \frac{\text{kg sz.lev}}{\text{kg C}_8\text{H}_{18}} \\
 & \text{Reakcióegyenlet :} \\
 & \text{C}_8\text{H}_{18} + 12,5\text{O}_2 = 8\text{CO}_2 + 9\text{H}_2\text{O} \\
 & \text{Friss keverék :} \\
 1\text{kmol C}_8\text{H}_{18} + 12,5\text{kmol O}_2 + 47,0238\text{kmol N}_2 &= 60,5238\text{kmol} \\
 114\text{kg} + (12,5 \cdot 32)\text{kg} + (47,0238 \cdot 28)\text{kg} &= 1830,6664\text{kg} \\
 m_{M,\text{fr}} &= \frac{1830,6664\text{kg}}{60,5238\text{kmol}} = 30,247 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}} \\
 1\text{kmol friss keverék} &= \begin{cases} 0,01652\text{kmol C}_8\text{H}_{18} \\ 0,20653\text{kmol O}_2 \\ 0,77695\text{kmol N}_2 \end{cases} \\
 & \text{Égéstermék :} \\
 8\text{kmol CO}_2 + 9\text{kmol H}_2\text{O} + 47,0238\text{kmol N}_2 &= 64,0238\text{kmol} \\
 (8 \cdot 44)\text{kg} + (9 \cdot 18)\text{kg} + (47,0238 \cdot 28)\text{kg} &= 1830,6664\text{kg} \\
 m_{M,\text{ét}} &= \frac{1830,6664\text{kg}}{64,0238\text{kmol}} = 28,5935 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}} \\
 1\text{kmol égéstermék} &= \begin{cases} 0,12495\text{kmol CO}_2 \\ 0,14057\text{kmol H}_2\text{O} \\ 0,73448\text{kmol N}_2 \end{cases}
 \end{aligned}
 \tag{6.7}$$



6.2 ábra. Határfelület szívómotor modelljéhez

tekintünk (6.2 ábra) már homogén tüzelőanyag-levegő keverék átáramlik be. Ezt a keveréket is, mint azt az egyszerűsítő feltételek tartalmazták, ideális gázként kezeljük. Az **ideális gázkeverék** jellemzői az alkotó gázok molhányadai alapján tevődnek össze, mint ahogy azt a (6.7) képlet mutatja.

Benzinmotoroknál feltételezve $\alpha=1$ légviszonyt és tüzelőanyagként C_8H_{18} izooktánt a 6.7 képlet számítási egyenletei mutatják a friss keverék és az égéstermék összetételét.

Ha a légviszony $\alpha \neq 1$, akkor az 1 kg tüzelőanyagból keletkezett égéstermék tömege az égés reakcióegyenletei alapján

$$c \frac{11}{3} \text{ kg } CO_2 + h \cdot 9 \text{ kg } H_2O + s \cdot 2 \text{ kg } SO_2 + (\alpha - 1) \cdot m_{Lst} \cdot 0,232 \text{ kg } O_2 + \alpha \cdot m_{Lst} \cdot 0,768 \text{ N}_2 \quad [\text{kg}]$$

Az ideális gázkeverékek jellemzői az alkotó gázok mol-hányadai alapján tevődnek össze. A mol-hányad a hengertérben levő friss keverék és égéstermék tömegeiből és kilomol-tömegeiből számítandó.

A (6.8) egyenlet X_f és $X_{ét}$ értékei az égés fázisában folytonosan, az égésfüggvény által meghatározott mértékben változnak. Természetesen a frissgáz és az égéstermék mol-tömegeinek számszerű értékei a tüzelőanyag összetételétől és a légviszonytól függően a képletben szereplőhöz képest eltérőek lesznek, de a számítás során ezek nem változnak.

$$X_f = \frac{m_{friss}}{m_{friss} + m_{égéstermék}} = \frac{30,247}{30,247 + 28,5935}$$

$$X_{ét} = 1 - X_f$$

$$m_{M. \text{ gázkeverék}} = X_f \cdot 30,247 + X_{ét} \cdot 28,5935 \quad \left[\frac{\text{kg}}{\text{kmol}} \right] \quad (6.8)$$

Az **állandó térfogaton vett molhő** számítása három hőmérsékleti intervallumban az egyes komponensekre külön-külön 4-ed fokú polinomokkal történhet, amelyekkel a táblázatos értékeket [6.5] közelítjük.

$$c_{v_{mi}} = C_1 + C_2 \cdot T + C_3 \cdot T^2 + C_4 \cdot T^3 + C_5 \cdot T^4 \quad \left[\frac{\text{J}}{\text{kmol} \cdot \text{K}} \right]$$

$$u_{mi} = \int_{T_s}^T c_{v_{mi}} \cdot dT =$$

$$= C_1 \cdot (T - T_s) + \frac{C_2}{2} \cdot (T^2 - T_s^2) + \frac{C_3}{3} \cdot (T^3 - T_s^3) +$$

$$+ \frac{C_4}{4} \cdot (T^4 - T_s^4) + \frac{C_5}{5} \cdot (T^5 - T_s^5) \quad \left[\frac{\text{J}}{\text{kmol}} \right]$$

$$T_s \cong 293\text{K}$$

$$R_{mol} \cong 8314 \frac{\text{J}}{\text{kmol} \cdot \text{K}} \quad (6.9)$$

$$c_{p_{mi}} = c_{v_{mi}} + R_{mol} \quad \left[\frac{\text{J}}{\text{kmol} \cdot \text{K}} \right]$$

$$h_{mi} = u_{mi} + R_{mol} \cdot (T - T_s) \quad \left[\frac{\text{J}}{\text{kmol}} \right]$$

Ezek a polinomok a molhő értékeit a szükséges hőmérsékleti intervallumokban 0,2 %-nál kisebb eltérésekkel adják meg. A polinomok T hőmérséklet szerinti határozott integráljával nyerhetők az egyes komponensek moláris belső energia értékei, ahol az alsó integrálási határ a tüzelőanyag fűtőértékének számításakor figyelembe vett hőmérséklet — jelen esetben $T_s = 293\text{ K}$ —, a felső határ pedig az aktuális hőmérséklet. Az állandó nyomáson vett molhő és a moláris entalpia számítása az univerzális gázállandó segítségével történik a már kiszámított kalorikus jellemzőkből (6.9 képlet). A polinomok együtthatóit az egyes alkotók és hőmérsékleti intervallumok szerint a 6.1 táblázat tartalmazza.

Alkotó	Hőmérséklet interv. [K]	C ₁	C ₂	C ₃	C ₄	C ₅
C ₈ H ₁₈	273-3000	-14,30001	0,7719994	-4,2 E-04	8,879E-08	0,0
O ₂	273-773	0,245E 02	-0,361E-01	0,115E-03	-0,122E-06	0,458E-10
	773-1873	0,125E-02	0,301E-01	-0,241E-04	0,953E-08	-0,144E-11
	1873-3000	0,320E 02	-0,960E-02	0,731E-05	-0,194E-08	0,185E-12
N ₂	273-773	0,209E 02	0,762E-03	-0,131E-04	0,365E-07	-0,212E-10
	773-1873	0,162E 02	0,951E-02	0,187E-06	-0,209E-08	0,523E-12
	1873-3000	0,686E 01	0,289E-01	-0,157E-04	0,401E-08	-0,395E-12
CO ₂	273-773	0,873E 01	0,940E-01	-0,112E-03	0,815E-07	-0,262E-10
	773-1873	0,149E 02	0,606E-01	-0,423E-07	0,148E-07	-0,208E-11
	1873-3000	0,227E 02	0,390E-01	-0,207E-04	0,536E-08	-0,559E-12
H ₂ O	273-773	0,277E 02	-0,267E-01	0,841E-04	-0,842E-07	0,326E-10
	773-1873	0,283E 02	-0,153E-01	0,348E-04	-0,179E-07	0,307E-11
	1873-3000	0,480E 01	0,410E-01	-0,170E-04	0,368E-08	-0,328E-12

6.1 táblázat. A fajhők számításához használt polinom-együtthatók

A komponensek kalorikus jellemzőiből a keverék kalorikus jellemzőit az ideális gázok keverékeire érvényes összefüggésekből kapjuk (6.10 képlet). Így a keverék kalorikus jellemzői a hőmérséklet függvényében a pillanatnyi összetételtől függően rendelkezésre állnak polinom formájában. A pillanatnyi gázsűrűség az állapotegyenletből számítható.

6.3.2. A levegőt szívó motorok állapotfüggvényeinek számítása

(Antal J. munkájának [6.2] felhasználásával)

A levegőt szívó motorok — általában a dízelmotorok — esetében a friss-gáz levegő, amit az egyszerűsítések érdekében száraz levegőnek tekintünk. Feltéve továbbá, hogy dízelmotornál mindig csak $\alpha > 1$ esetre kell számítani és a tüzelőanyag összetétele is csak kevésbé különbözik, az állapotfüggvények

számítása egyszerűbben is végezhető, mint azt a 6.3.1 pontban leírtak mutatják. Ebben az esetben a 6.8 képlethez hasonlóan a molhányadok a 6.11 képlet szerint.

Gázkeverékek :

$$x_i \Rightarrow \text{Az } i. \text{ alkotórész molhányada} \Rightarrow \sum x_i = 1$$

$$c_{v_m} = \sum x_i \cdot c_{v_{mi}} \left[\frac{J}{\text{kmol} \cdot K} \right]$$

$$c_{p_m} = \sum x_i \cdot c_{p_{mi}} \left[\frac{J}{\text{kmol} \cdot K} \right]$$

$$u_m = \sum x_i \cdot u_{mi} \left[\frac{J}{\text{kmol}} \right]$$

$$h_m = \sum x_i \cdot h_{mi} \left[\frac{J}{\text{kmol}} \right]$$

$$M = \sum x_i \cdot M_i \left[\frac{\text{kg}}{\text{kmol}} \right]$$

$$R_s = \frac{R_{mol}}{M} \left[\frac{J}{\text{kg} \cdot K} \right]$$

$$\kappa = \frac{c_{pm}}{c_{vm}}$$

$$\rho = \frac{p}{R_s \cdot T} \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$$

(6.10)

$$X_l = \frac{\frac{m_l}{28,84}}{\frac{m_l}{28,84} + \frac{m_{ét}}{28,91}}$$

$$X_{ét} = 1 - X_l$$

$$m_{M.kev} = X_l \cdot 28,84 + X_{ét} \cdot 28,91 \left[\frac{\text{kg}}{\text{kmol}} \right]$$

(6.11)

A dízelmotoroknál a fentiek értelmében csak két komponensből tevődnek össze a gázkeverék állapotfüggvényei. Így a levegőre és az égéstermékekre felírt polinomok a molhők értékeit megadják, majd a keverék molhőjét a polinomok együtthatóinak súlyozott értékeiből képezett együtthatókkal felírt újabb polinommal lehet megkapni. A levegő és az égéstermék táblázatos molhő értékeinek megfelelő polinom együtthatói:

- **levegőre** : $a_1(1); a_1(2) \dots a_1(i)$ $i = 8$;
- **égéstermékre**: $a_{ét}(1); a_{ét}(2) \dots a_{ét}(i)$ $i = 8$;

amelyekkel a keverék polinomjának együtthatói:

- **keverékre**: $a_k(i) = 28,84 \cdot X_i \cdot (a_1(i) + 28,91 \cdot X_{ét} \cdot a_{ét}(i)); i = 1 \dots 8.$

$$\begin{aligned}
 c_{pM.kev} &= T^3 \cdot a_k(7) + T^2 \cdot a_k(6) + T \cdot a_k(5) + a_k(4) + \\
 &+ \frac{1}{T} \cdot a_k(3) + \frac{1}{T^2} \cdot a_k(2) + \frac{1}{T^3} \cdot a_k(1) \quad \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kmol} \cdot \text{K}} \right] \\
 c_{vM.kev} &= c_{pM.kev} - R_M = c_{pM.kev} - 8,3144 \quad \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kmol} \cdot \text{K}} \right] \\
 \kappa &= \frac{c_{pM.kev}}{c_{vM.kev}} ; R = \frac{R_M}{m_{M.kev}} \quad \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \right] \\
 &\text{illetve tömegegységre:} \\
 c_p &= \frac{c_{pM.kev}}{m_{M.kev}} \quad \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \right] \quad \text{és} \quad c_v = \frac{c_{vM.kev}}{m_{M.kev}} \quad \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \right] \\
 h_{M.kev} &= \int_{T_0}^T c_{pM.kev} \cdot dT + a_k(8) \\
 h_{M.kev} &= \frac{T^4}{4} \cdot a_k(7) + \frac{T^3}{3} \cdot a_k(6) + \frac{T^2}{2} \cdot a_k(5) + T \cdot a_k(4) + \\
 &+ \ln T \cdot a_k(3) - \frac{1}{T} \cdot a_k(2) - \frac{1}{2 \cdot T^2} \cdot a_k(1) + a_k(8) \quad \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} \right] \\
 h &= \frac{h_{M.kev}}{m_{M.kev}} \quad \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right] ; u = h - R \cdot T
 \end{aligned}
 \tag{6.12}$$

ahol :

h_{Mkev} : egyenletében az $a_k(8)$ konstanssal azt érjük el, hogy az entalpia 0°C -on 0 értékű legyen.

A kérdéses a_i és $a_{ét}$ jelű együtthatók értékei:

$a_i(1)$ -től $a_i(8)$ -ig:

:	+, 1449735404E9,	-, 1410060609E8,	
:	+, 1535776939E6,	+, 3858942068E3,	+, 9963414349,
:	-, 4559499767E-3;	+, 7805249702E-7,	-, 1902378601E6

$a_{ét}$ (1)-től $a_{ét}$ (8)-ig:

:	+, 2359355555E10,	-, 3902952972E8,	
:	+, 2452839741E6,	+, 2588263771E3,	-, 1247176098E1,
:	-, 5461288011E-3,	+, 9080162243E-7,	-, 24072443401E6,

Az a_k (i) keverék-együtthatókkal az állandó nyomáson vett fajhő és ebből a további állapotfüggvények: a (6.12) képlet szerint kaphatók

6.4. Az égési folyamatot leíró egyenletek szikragyújtású motoroknál

A munkafolyamat hatásfokát a motor geometriai mérete és az égés kezdetének időpontja mellett az égés törvényszerűsége szabja meg. Az égés törvényszerűségét az égés időtartama és az égés során az időegység alatt felszabaduló hő mennyisége jellemzi. A munkafolyamatok számításához az égési folyamat matematikai leírása különböző felépítésű modellekkel lehetséges. A modellek a valós égési folyamatot eltérő pontossággal közelítik. Az **égési modellek**nek két fő csoportja ismeretes. Az egyik az égési folyamatot fekete doboznak tekinti, és a dobozba bemenő és a dobozból kijövő jellemzők hatásán keresztül vizsgálja azt. Ez a modell figyelmen kívül hagyja az égés során bekövetkező belső állapotok változását, és ezek leírásával nem foglalkozik. Ezt a modellt **égési alapmodell**nek lehet nevezni. Használata a mai motor-technikában általános. Ezzel a hengertérben az időben változó nyomást és hőmérsékletet lehet meghatározni, helyi értékek ezzel nem számíthatók.

A másik modellcsoport a lángfront terjedéséhez fűződő, időben és térben különböző folyamatokból állítja elő a hőfelszabadulás sebességét. Ezek a modellek **kétfázisú**, vagy **többfázisú**, esetleg háromdimenziós megnevezéssel találhatóak a szakirodalomban. A többfázisú modellekhez a fizikai-, reakciókinetikai ismeretek és a modellekkel szerzett tapasztalatok még korlátozottak ezért a gyakorlatban csak kivételesen alkalmazottak.

Alapmodellel egy adott geometriájú motorhoz és adott kezdeti feltételekhez (kezdő nyomás, kezdő hőmérséklet, motorfordulatszám), az égés kezdetének,

időtartamának és jellegének megválasztásával a munkafolyamat hatásfoka, a motor mechanikai és hőterhelése vizsgálható.

Az égési alapmodellek közül a **Vibe által felírt hőbeviteli egyenlet** alkalmazása a legelterjedtebb a számítógépi szimulációs programhoz a számítási igények terjedelme tekintetében. Az égés során ft° -ként bekerült hő a relatív égési sebesség segítségével az összes bekerülő tüzelőanyag, az égéstartam és a fűtőérték paraméterében adódik. (6.13 képlet) Az elégett tüzelő-

$$\frac{dQ_e}{d\varphi} = \frac{dx}{dy} \cdot m_{\text{tüz.}\phi} \cdot H_i \cdot \frac{1}{\varphi_e} \left[\frac{J}{ft^\circ} \right] \quad (6.13)$$

anyag-hányad és a relatív égési sebesség — mind a kettő dimenzió nélküli — három változóval kifejezhető függvény (6.14 képlet). A három változó: a relatív égéstartam (y), a Vibe-féle formaparaméter (m) és a sebességi paraméter (a). Ezek közül az m paraméter határozza meg a függvény (a hőbevezetés) kezdeti meredekségét és súlypontjának helyzetét. A sebességi paraméter hatása a legenyhébb, és nagysága jellemzi, hogy a hengertérbe bejutott tüzelőanyag hányad része alakul át égésterméké. Az $a = 7$ feltevéssel — ami általánosan elfogadott — a bejutó tüzelőanyag 99,9 %-a ég el.

$$\begin{aligned} x &= \frac{m_{\text{tüz.}}}{m_{\text{tüz.}\phi}} = 1 - e^{-a \cdot y^{m+1}} \\ \frac{dx}{dy} &= a \cdot (m+1) \cdot y^m \cdot e^{-a \cdot y^{m+1}} \end{aligned} \quad (6.14)$$

6.4.1. Az égési függvény üzemállapotfüggő változása

Az előzőekben ismertetett alapösszefüggésekre épül a Csallner-Woschni [6.4] kutatásai alapján kifejlesztett módszer. Ennek lényege, hogy motorokon végzett kísérletek, mérések során egy referencia munkapontban meghatározzák az égési folyamat jellemzőit. Ezek a következők: a formaparaméter, a gyújtási pont, a gyútláskésedelem és az égéstartam. (6.15 képlet) Továbbá szikragyújtású motorokra — benzinmotor, gázmotor — kidolgozták a motorjellemzők

$$\begin{aligned} m &= m_0 \cdot \frac{\frac{750}{n} + 0,625}{\frac{750}{n_0} + 0,625} \\ y &= \frac{\varphi - \varphi_{VA}}{\varphi_{VE} - \varphi_{VA}} \end{aligned} \quad (6.15)$$

hatását az égési függvény jellemzőire. (6.16 képlet)

$$\begin{aligned}
 \varphi_{VA} &= \varphi_{VA0} + \varphi_{ZZP} - \varphi_{ZZP0} + \Delta\varphi_{ZV0} \cdot (f_\alpha \cdot f_{ZZP} \cdot f_T \cdot f_M \cdot f_p \cdot f_n - 1) \quad [ft^\circ] \\
 \Delta\varphi_{ZV} &= \Delta\varphi_{ZV0} \cdot (f_\alpha \cdot f_{ZZP} \cdot f_T \cdot f_M \cdot f_p \cdot f_n) \quad [ft^\circ] \\
 \varphi_{VA} &= \varphi_{ZZP} + \Delta\varphi_{ZV} \quad [ft^\circ] \\
 \varphi_{VE} &= \varphi_{VA} + \Delta\varphi = \varphi_{VA} + \Delta\varphi_0 \cdot (g_\alpha \cdot g_T \cdot g_M \cdot g_p \cdot g_n) \quad [ft^\circ]
 \end{aligned} \tag{6.16}$$

Az egyes indexek jelentései: 0 - a referencia pontban; ZZP - gyújtási pont;
VA - égés kezdet; ZV - gyútláskésedelem.; VE - égés vége.

A φ_{ZZP} gyújtási pontot a felső holtponttól számított előgyújtási szögeként értelmezzük. A modellben az előgyújtás értékei egy előre megadott jellegmező szerint állíthatók be. A jellegmező paraméterei a motorfordulatszám és a terhelés (pillangószelep állás). A jellegmezőt egy külön számítógépi programmal lehet előkészíteni, és adatállományban elhatárolni. Így a szimulációs program ebből az adatállományból veszi az értékeket, és egy felületi interpoláció végrehajtásával a motor bármely munkapontjában az előgyújtás érték rendelkezésre áll.

$$\begin{aligned}
 f_\alpha &= \frac{2,2 \cdot \alpha^2 - 3,74 \cdot \alpha + 2,54}{2,2 \cdot \alpha_0^2 - 3,74 \cdot \alpha_0 + 2,54} = 1 \\
 f_{ZZP} &= \frac{430 - \varphi_{ZZP}}{430 - \varphi_{ZZP0}} \\
 f_T &= 2,16 \cdot \frac{T_{0,300}}{T_{300}} - 1,16 \\
 f_M &= 0,088 \frac{M}{M_0} + 0,912 \\
 f_p &= \left(\frac{p_{300}}{p_{0,300}} \right)^{-0,47} \\
 f_n &= \frac{1 + \frac{400}{n} - \frac{8 \cdot 10^5}{n^2}}{1 + \frac{400}{n_0} - \frac{8 \cdot 10^5}{n_0^2}}
 \end{aligned}$$

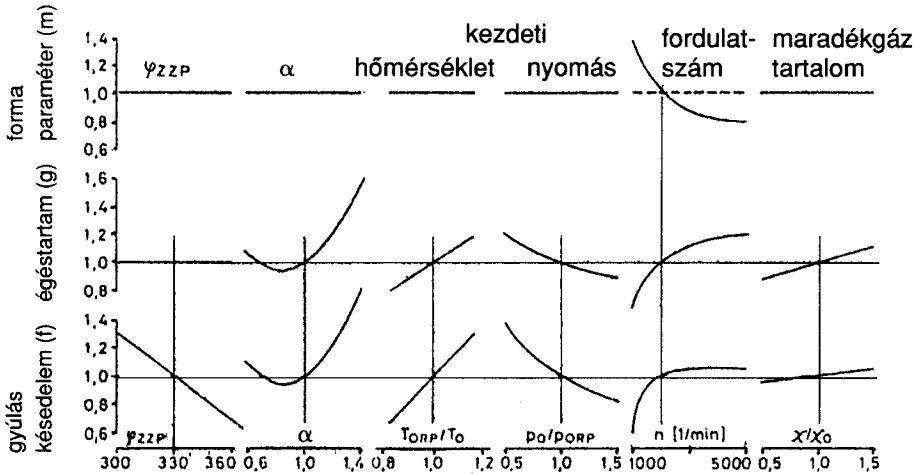
(6.17)

$$\begin{aligned}
 g_\alpha &= \frac{2 \cdot \alpha^2 - 3,4 \cdot \alpha + 2,4}{2 \cdot \alpha_0^2 - 3,4 \cdot \alpha_0 + 2,4} = 1 \\
 g_T &= 1,33 \cdot \frac{T_{0,300}}{T_{300}} - 0,33 \\
 g_M &= 0,237 \frac{M}{M_0} + 0,763 \\
 g_p &= \left(\frac{p_{300}}{p_{0,300}} \right)^{-0,28} \\
 g_n &= \frac{1,33 + \frac{660}{n}}{1,33 + \frac{660}{n_0}}
 \end{aligned}$$

(6.18)

A figyelembevett motorjellemzők: az α légviszony a φ_{ZZP} gyújtási időpont, a T_{300} hőmérséklet a hengerben 300 ft^o-nál, az M maradékgáz tényező, a p_{300} nyo-

más a hengerben 300 ft° -nál és a motorfordulatszám. A formaparaméter csak a motorfordulatszámmal, a gyúléskésedelem mindegyik jellemzővel (6.17 képlet), az égéstartam pedig a gyújtási pontot kivéve mindegyik jellemzővel kapcsolatban van. (6.18 képlet) Ezeknek a birtokában a motor bármely üzemiállapotához tartozó munkapontban számíthatjuk a hőbeviteli függvényt.



6.3 ábra. A gyúléskésedelmet, az égéstartamot és az égésfüggvény alaktényezőjét befolyásoló jellemzők

6.4.2. Kétfázisú égési modell szikragyújtású motorokhoz

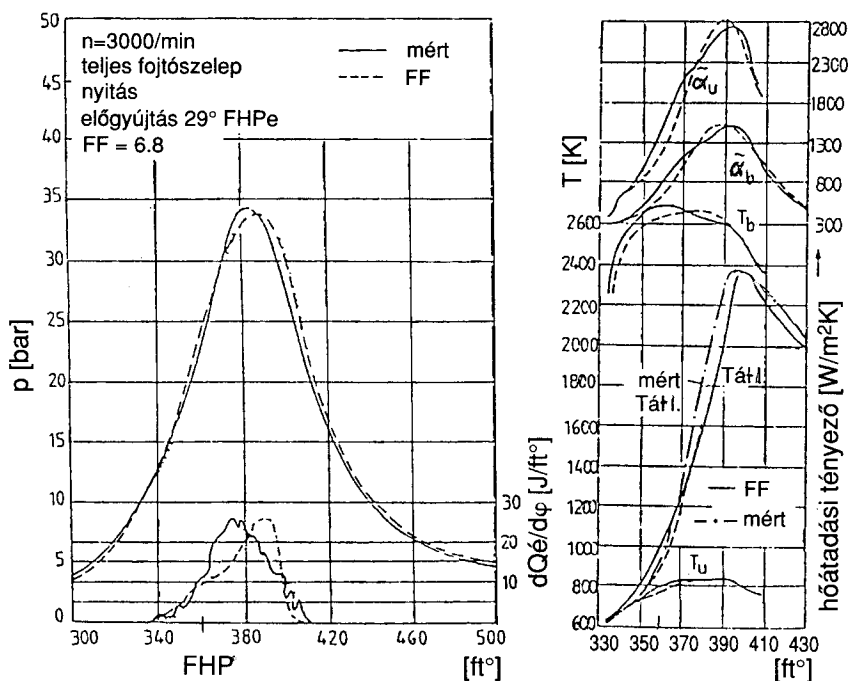
Az előzőekben tárgyalt egyfázisú égési modellek egyszerűsége abban állt, hogy az égéstérben a gáz hőmérséklete eloszlása homogén és helyi hőmérséklet különbségeket nem vettek figyelembe. Valójában azonban különösen az égés folyamán ez a feltétel hamis, hiszen a holtpont közelében pl. a már elégett és a még el nem égett gázzónák között több mint $1\ 000 \text{ }^\circ\text{C}$ különbség is fellép. Ezért kézenfekvőnek tűnik, hogy az égésteret a lángfront által elválasztott két zónára bontsuk, amelyek közül az egyik zóna a már elégett, a másik zóna a még el nem égett gázzónákat foglalja magában.

A fentiek figyelembevételéhez a következő feltételeket kell tenni:

- az említett két zónát egy végtelenül vékony lángfront választja el ;
- mindkét zónában, minden egyes pillanatban homogén eloszlású de természetesen a két zónában eltérő hőmérsékletű gázok találhatók;
- a nyomás mindkét zónában adott pillanatban azonos nagyságú, hiszen adott teret kitöltő gázok nyomása a tér minden pontjában azonos;
- a két térrészben lévő gázok állapotfüggvényei mind az anyagi minőség,

mind a hőmérséklet szerint — kémiai egyensúlyt feltételezve — az állapotok megváltozásának pillanatában azonnal felveszik új értéküket.

Az előző feltételekkel történő számítás önmagában még nem jelentene különösebb nehézséget. Mindenképpen meghatározó fontosságú azonban két körülmény. Az egyik nélkülözhetetlen ismeret ehhez a lángfront haladási sebességének számíthatósága. Tudvalevő, hogy a lángfront sebesség meghatározása nem tartozik az egyszerűen számítható jelenségek körébe. Még akkor is nehézségeket okoz ez a körülmény, ha a lángfrontot a szikra helyétől félgömb alakban terjedőnek képzeljük. A másik, nem kevésbé nehézkes megoldást igénylő feladat az égéster alakjának analitikai leírása a térfogatváltozás során, valamint azoknak a felület hányadoknak a meghatározása, amelyeket forró gáz, vagy el nem égett keverék nedvesít, különös tekintettel a határoló falrészlet hűtő hatására.



6.4 ábra. A mért indikátor diagram és égésfüggvény, valamint a kétfónás modell használatával nyert jellemzők

—— mérésből
"b" - égési zóna;

-----modellből
"u" - még el nem égett keverék zónája

A fentiekkel kapcsolatos feladat megoldásáról számoltak be [6.11;6.12] egy viszonylag egyszerű tárcsa alakú égéster esetére. A kétfónás modellel végzett szimuláció eredményeit összehasonlították mérési eredményekkel. Az illesztett

Így az égés kezdetének számítása:

$$\varphi_{ék} = \varphi_{ad.kezd.} + \Delta\varphi_h + \Delta\varphi_{gyk} \quad (6.19)$$

A $\Delta\varphi_{gyk}$ számítása a következő összefüggés ad jól használható értéket []:

$$\Delta\varphi_{gyk} = \left(\tau_{fiz} + e \frac{E}{T} \left(c_1 (p \cdot 10^{-5})^{-n_1} + c_2 (p \cdot 10^{-5})^{-n_2} \right) \right) 10^{-3} \cdot 6 \cdot n \quad [ft^\circ] \quad (6.20)$$

ahol: τ_{fiz} : az ún. **fizikai gyúléskésedelem**, amely a befecskendező rendszer

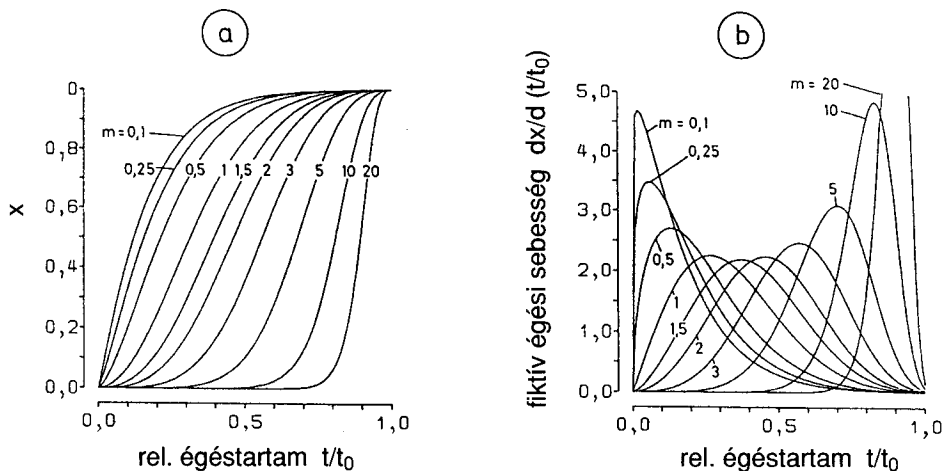
és a tüzelőanyag tulajdonságaitól függ és jellemzi a sugár kialakulásához, cseppekre való bomlásához és a befecskendezett mennyiség egy részének elpárolgásához szükséges időt (közelítő értéke 0,4...0,5)

E : az aktiválási energia, amely számértékileg $E = 3.930$, de megjegyzendő, hogy értéke növekvő cetánszám (CSZ) esetén közel lineárisan csökkenő

$$c_1 = 0,135; \quad c_2 = 4,8; \quad n_1 = 0,7; \quad n_2 = 1,8.$$

6.5.2. Az égésfüggvény üzemállapot függő változása

Az égés kezdete után az égési függvényt **Vibe egyenlete** írja le (lásd 6.14 képlet), melynek változó paraméterek szerinti diagramjait a **6.5 ábra** mutatja.



6.5 ábra. Vibe-féle függvények integrális (a) és differenciális (b) alakja

Változó üzemi állapotban az égés jellegét egyrészt az „m” paraméter változásával, másrészt a gyúlési késedelem és az égéstartam számításával lehet követni. **Változó üzemi állapotban azonban legalább egy üzemi pontban ismerni kell annak a motornak az égési jellemzőit, amelynek változását meg kívánjuk határozni.** A motor-állapot változását a fordulatszám, a szívóoldali (esetleg környezeti) nyomás és hőmérséklet, valamint a légfeszesség tényező szabja meg.

Ha a kérdéses motor állapotait egy tetszőleges munkapontban ismerjük mérési adatokból és ezeket a jellemzőket „0” indexszel jelöljük, [6.23], akkor:

$$\begin{aligned} \Delta \varphi_{\dot{\epsilon}} &= \Delta \varphi_{\dot{\epsilon}o} \left(\frac{\alpha_o}{\alpha} \right)^{0,6} \cdot \left(\frac{n}{n_o} \right)^{0,5} & [ft^\circ] \\ m_v &= m_{vo} \left(\frac{\Delta \varphi_{gyko}}{\Delta \varphi_{gyk}} \right)^{0,5} \cdot \left(\frac{n_o}{n} \right)^{0,3} \cdot \left(\frac{p_b}{p_{bo}} \cdot \frac{T_{bo}}{p_{bo}} \right) \end{aligned} \quad (6.21)$$

Az összefüggések különösen hasznosak a változott üzemi állapot égési jellemzőinek követésére, ha a fordulatszám, a terhelés, vagy a feltöltés és a visszahűtés (lásd 4. fejezet) változik.

6.5.3. A kétfázisú égési függvény használata

A közvetlen befecskendezésű motoroknál, különösen a nem kellően összehangolt égéstéri töltetmozgások esetén, az égés nagy intenzitással indul a gyúléskésedelem ideje alatt befecskendezett és égésre előkészült tüzelőanyag hányad következtében (lásd **2.73 ábra**). Ez az égésfüggvényben jellegzetes kettős maximumot mutató alakban jelenik meg. Ilyen esetekben az égésfüggvény számításánál a befecskendezésből célszerű kiindulni. A **befecskendezési karakterisztika** és a gyúléskésedelem ($\Delta \varphi_{gyk}$) ismeretében meghatározható az az $m_{tüza1}$ tüzelőanyag tömeg, amely a gyúléskésedelem ideje alatt a hengerbe jutott. Ennek egy része, ami égésre előkészült: $C_1 \cdot m_{tüza1}$. Ez a tüzelőanyag-hányad képezi **az égés első fázisában** közölt hőmennyiséget.

Az égés második fázisában felszabadult hőmennyiséget az összes bevitt tüzelőanyag mennyiség már meghatározza:

$$m_{tüza} = m_{tüza1} + m_{tüza2} \quad [kg] \quad (6.22)$$

Mindkét fázis Vibe-függvény szerinti égéssel írható le, de először a teljes $\Delta \varphi_{\dot{\epsilon}}$ égéstartamot kell meghatározni. Hasonlóan, mint az a 6.5.2. pontban már említésre került, itt is szükséges, hogy egy méréssel meghatározott referencia

pontban az égésfüggvény rendelkezésre álljon. Ennek alapján iterációval (próbákkal) meghatározva a második fázis m forma paramétereit, a mért függvény nyeregpontjából adódik az első fázis $\Delta\varphi_{é1}$ tartama.

Ekkor

$$\frac{dm_{tíza1}}{d\varphi} = \frac{dm_{tíza1} \cdot C}{\Delta\varphi_{é1}} a_{v1} (m_{v1} + 1) \cdot y_1^{m_{v1}} \cdot e^{-a_{v1} \cdot y_1^{m_{v1}+1}} \left[\frac{kg}{ft^\circ} \right]$$

a második fázisra

$$\frac{dm_{tíza2}}{d\varphi} = \frac{dm_{tíza2}}{C_1 \cdot \Delta\varphi_{é2}} \cdot a_{v2} (m_{v2} + 1) \cdot y_2^{m_{v2}} \cdot e^{-a_{v2} \cdot y_2^{m_{v2}+1}} \left[\frac{kg}{ft^\circ} \right] \quad (6.23)$$

meg kell jegyezni, hogy az újonnan fejlesztett közvetlen befecskendezésű dízel motoroknál nem jelentkezik jellegzetesen a fentiek szerint említett két égési fázis és így egyszerűbb elegendő közelítésként a számítást a 6.5.2 pontban leírtak szerint végezni.

6.6. A gáz és a határoló falak közötti hőátmenet számítása

A munkafolyamat során a gáz és a határoló felületek közötti hőátmenet időben és helyileg változó. A hőátmenet **konvekcióval** és **sugárzással** — gáz- és lángsugárzással — jön létre. Kézenfekvő, hogy a gáz hőmérséklete és sebessége változó, de természetesen a hőátmenetet befolyásoló felületek nagysága és hőmérséklete is változik. Figyelmet érdemel továbbá az a körülmény, hogy a hőátmenet iránya is változik a munkafolyamat során. Hiszen pl. a friss töltet a melegebb falak hatására felmelegszik, viszont az égés során a gáz és a fal közötti hőmérsékletkülönbség akár 2 000 °C-t is elérhet.

A munkafolyamat számításánál a felveszteséget kifejező $\frac{dQ_f}{d\varphi} - t$ az egyes

felület elemeken — pl. dugattyútetőn — fellépő hőmérséklet elvonás alig befolyásolja. Az alkatrészek hőterhelését és főleg hőfeszültségét viszont elsősorban a hőmérséklet helyi eloszlása határozza meg. A munkaciklus ideje alatt viszont a felületeken előálló hőmérséklet ingadozás szinte elhanyagolhatóan

csékély és az is legfeljebb csak az anyag mélységének 1...2 mm vastag rétegében fejt ki hatását.

Az előzőek értelmében a falveszteség számításánál a **felületek átlag hőmérsékletét** célszerű figyelembe venni és egy üzletállapoton belül ezt állandónak lehet tekinteni. Indokolt azonban, hogy a hengerfej és a dugattyútető átlagos hőmérséklete egymástól eltérő legyen, továbbá hogy a hengerpalást hossza mentén valamely — pl. lineáris — hőmérsékleteloszlást feltételezzünk. A felületek méretének és hőmérsékletének ismeretén kívül a **hőátadási tényező** számítása jelenti a nehezebb kérdést a falveszteség meghatározásában.

$$\begin{aligned}
 \frac{dQ_{\text{átadás}}}{d\varphi} &= \alpha \cdot A \cdot \frac{d\tau}{d\varphi} \cdot \Delta T_{kf} \quad \left[\frac{J}{ft^\circ} \right] \\
 [A, \Delta T_{kf}] &: \text{hengerfej, dugattyú, hengerfal} \\
 A_{\text{hengerfal}} &= D \cdot \pi \cdot s(\varphi) \quad [m^2] \\
 \Delta T_{kf} &= T_{\text{közeg}} - T_{\text{fal}} \quad [K] \\
 \frac{d\tau}{d\varphi} &= \frac{1}{6 \cdot n} \quad \left[\frac{s}{ft^\circ} \right]
 \end{aligned}
 \tag{6.24}$$

$$\frac{dQ_f}{d\varphi} = \frac{dQ_{\text{hengerfej}}}{d\varphi} + \frac{dQ_{\text{dugattyú}}}{d\varphi} + \frac{dQ_{\text{hengerfal}}}{d\varphi} \quad \left[\frac{J}{ft^\circ} \right]
 \tag{6.25}$$

6.6.1. A konvektív hőátadási tényező a hengerben

A gázoldali konvektív hőátadási tényező meghatározása már hosszú ideje a kutatások egész sorozatának célja volt. A nagyon nagy számban közlésre került ilyen empirikus, vagy félempirikus képletekhez fűződő megfontolások részletezése helyett jelen esetben csak a gyakorlatban legjobban bevált összefüggések ismertetése látszik célszerűnek. Az a megkülönböztetés, hogy melyik vált be legjobban, úgy értelmezhető, hogy a mérésekkel leginkább egyező eredményeket adó szimulációs modelleknél is ezeket használták. megjegyzendő azonban, hogy ennek ellenére sem szabad a falveszteségek számításánál nagy pontosságot, helyesebben nagy megbízhatóságot elvárni.

Mindkét ismertetésre kerülő egyenlet esetében a **hőátadási tényező a turbulens csőáramlásra vonatkozó hasonlósági kritériumok alapján épül fel, amely szerint a Nusselt szám**

$$\boxed{Nu = \frac{\alpha \cdot d}{\lambda} = konst. Re^{0,786}} \quad (6.26)$$

ahol: λ : a gáz hővezetési tényezője $\left[\frac{W}{m \cdot K} \right]$

α : hőátadási tényező $\left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$

d : jellemző hossz [m]

Mindkét egyenlet a hőátadási tényezőre kísérleti úton megállapított konstansokat használ, azon kívül a Re szám sebességi tényezőjét a dugattyú közepsebességével, a lineáris méretre jellemző értéket pedig a henger átmérőjével hozza kapcsolatba a mérési eredmények alapján való kiegészítésekkel. Sitkei [6.17] szerint:

$$\boxed{\alpha_{konv} = 1,163 \cdot 0,033(1+b) \frac{p^{0,7} \cdot c_k^{0,7}}{T^{0,2} \cdot D_e^{0,3}} \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]} \quad (6.27)$$

ahol: p : a pillanatnyi nyomás

D_e : az egyenértékű hengerátmérő $D_e = H \frac{V}{A} = \frac{2Dh}{D+2h}$ [m]

b : 0,00 ...0,15 közvetlen befecskendezés, kis perdülettel

b : 0,15 ...0,30 örvénykamrás motoroknál

b : 0,25 ...0,40 előkamrás motoroknál

$$1,163 \rightarrow 1 \frac{kcal}{h} = 1,163W$$

Woschni [6.21] szerint:

$$\boxed{\alpha_{konv} = 130 \frac{p^{0,8}}{D^{0,2} \cdot T^{0,53}} \left[C_1 \cdot c_k + C_2 \frac{V_L \cdot T_1}{p_1 \cdot V_1} (p - p_o) \right]^{0,8} \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]} \quad (6.28)$$

ahol: $C_1 : 6,18+0,417 c_u/c_k$ gázcserénél

$C_1 : 2,28+0,308 c_u/c_k$ a nagynyomású fázisban

$C_2 : 3,24 \cdot 10^{-3} \left[\frac{m}{s \cdot K} \right]$ közvetlen befecskendezésű motorban

$C_2 : 6,22 \cdot 10^{-3} \left[\frac{m}{s \cdot K} \right]$ előkamrás motorban

p_o :nyomás a hengerben égés nélkül [bar]

p_i, V_i, T_i : gázállapotok a sűrítés kezdetén

V_L : lökettérfogat [m³]

A 6.28 egyenletben zárójelben lévő második tag az égés által létesített járulékos légmozgások figyelembevételét célozza, amelyben a $(p-p_o)$ az égéses és az égés nélküli üzemállapotban fellépő nyomások különbsége. Az állapotjelzők melletti „1” index a gáz állapotára utal a sűrítés kezdetén, amellyel a feltöltéskor előálló nagyobb nyomásszint hatása mutatkozhat meg.

6.6.2. A sugárzásos hőátadás számítása

A konvekción kívül a forró gázok sugárzás útján is közölnek hőt a falakra. Szikragyújtású motorokban, amelyekben homogén keverék égése zajlik, csaknem tisztán **gázsugárzás** lép fel, amelynek hatása csekély mértékű. Dízelmotorokban azonban ennek többszörösét kitevő **lángsugárzás** már általában az összes falveszteségnek 15...40 %-át is elérheti. Ennek oka egyrészt, hogy a **világító láng** rétegvastagsága következtében hasonlóan sugároz, mint a fekete test. A világító láng tulajdonképpen a lángban izzó részecskék — elsősorban korom — izzása révén jön létre, ezért ezt **koromsugárzásnak** is nevezik.

A sugárzással átadott energiát a rétegvastagságon kívül, a sugárzás módja, valamint a gáz és a fal közötti kölcsönös emissziós és abszorpciós tulajdonságok szabják meg. Ezt az emissziós tényezőkkel veszik figyelembe a Stefan - Boltzmann törvény sugárzási állandója alapján, amely az abszolút fekete testre

vonatkozik és értéke $C_s = 5,768 \left[\frac{W}{m^2 \cdot K^4} \right]$.

A lángsugárzás útján a határoló felületekre átadott hő:

$$\frac{dQ_{fs}}{dp} = C_s \cdot \varepsilon \cdot A \cdot \left[\left(\frac{T_L}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_f}{100} \right)^4 \right] \cdot 6 \cdot n \cdot \left[\frac{J}{ft^\circ} \right] \quad (6.29)$$

ahol: T_L : a lánghőmérséklet $\approx 2\,300 \dots 2\,500$ [K] a terheléstől függően,

T_f : a falhőmérséklet; [K]

$\varepsilon = \varepsilon_{láng} \cdot \varepsilon_{fal} \rightarrow \varepsilon_{fal} \approx 0,9$;

$\varepsilon_{láng} = \varepsilon_0 (1 - e^{-k \cdot p \cdot l})$;

ε_0 : a végtelen vastag lángréteg emissziós tényezője (ε_0 gázolaj $\approx 0,8$);

k : a láng elnyelési tényezője (kísérletileg : 0,3 ... 0,6); $\left[\frac{m}{N} \right]$

$l = 3,6 \frac{V}{A}$ a sugárzás közepes úthossza; [m]

p : nyomás; [bar]

6.7. A töltetcsere folyamat számítása szívómotornál

A töltetcsereát szívási áramlás irányában több olyan szerkezeti elem befolyásolja, amely a 6.2 ábra ellenőrző felületén kívül helyezkedik el. Ezek hatásának figyelembevétele eredményezi a hengerbe áramló közeg állapotát, ami első sorban az üzem viszonyoktól függő nyomásvesztésben jelentkezik. Ilyen elemek pl. a levegőszűrő, a szívóvezeték, a fojtószelep, amelyek felépítő nyomásvesztések az áramlási sebességnégyzetével arányosak. Ez utóbbit a tömegáram, a vezeték keresztmetszete és a közeg sűrűsége határozza meg.

$$\Delta p = \zeta \cdot \frac{\rho_0}{2} \cdot c^2 = \zeta \cdot \frac{1}{2 \cdot \rho_0} \cdot \left(\frac{\dot{m}}{A_{vez}} \right)^2 \quad [Pa] \quad (6.30)$$

ahol: ρ_0 : a környezeti levegő sűrűsége $\left[\frac{kg}{m^3} \right]$;

\dot{m} : a tömegáram, amely a számítás kimenő eredménye, ezért a ciklus iteráció után nyer reális értéket $\left[\frac{kg}{m^3} \right]$;

ζ : az egész vezeték összevont ellenállás tényezője, amelyet egy mérési pont eredményeként, vagy hasonló vezetékek értékeiből nyerhetünk.

A hengerbe beáramló és kilépő tömeg számításához szükséges a szelepek tényleges (A_{eff}) átáramlási keresztmetszete, amely a geometriától és a szelepnitítás-zárás törvényszerűségétől függ. Ezt a következő összefüggés veszi figyelembe (lásd 4. fejezet):

$$A_{eff} = \mu \cdot A_{geom} = \mu \cdot \sigma \cdot \frac{d_{sz}^2 \cdot \pi}{4} \quad [m^2] \quad (6.31)$$

A képlet utolsó kifejezéséből elegendő ismerni $\mu\sigma = f(\varphi)$ kapcsolatot, amelyet közelítő függvénnyel (polinómmal) adatként lehet a számító programba vinni.

6.7.1. A gázcserét leíró egyenletek

A hengerben lévő közeg mennyiségének változását a szelepeken való átáramlás következtében az alapegyenletek $dm/d\varphi$ és $dm/d\varphi$ tagjai fejezik ki.

Mindkét tag kiszámítására az összenyomható közeg kiömlési egyenlete használatos a fellépő nyomásviszonyok miatt. Felírásuknál célszerű olyan általános jelölést használni, amely független attól, hogy szívásra vagy kipufogásra vonatkozik. Így „1” index az áramlás kiinduló állapotára, a „2” index pedig annak a térnek (helynek) az állapotára utal, ahová az áramlás irányul. Mindkét tag kiszámítása ugyanazon egyenletekkel történhet, csak a megfelelő helyettesítési értékekre kell ügyelni. Ezek szerint $p_1 > p_2$ mindig érvényes az egyenletek szempontjából. Ha azonban pl. a szívócsatornában $p_b < p$, vagy a kipufogó vezetékben $p_k > p$, akkor az áramlás a funkcionális „be”- ill „ki” iránnyal ellentétesé válik és a $dm/d\varphi$ -t tartalmazó tagokat az egyenletekben ellenkező előjellel kell ellátni, ameddig a fenti egyenlőtlenségek fennállnak. A kipufogószelepnél a legszűkebb keresztmetszetben hangsebesség is felléphet. Az átáramló tömeget ekkor másképpen kell számítani, ezért először is azt kell megvizsgálni, hogy a nyomásviszony meghaladja-e a kritikus értéket, majd ettől függően a (6.32) vagy a (6.33) egyenletből számítani a tömegváltozást.

$$\frac{p_2}{p_1} \leq \left(\frac{2}{\kappa_1 + 1} \right)^{\frac{\kappa_1}{\kappa_1 - 1}}$$

$$\frac{dm}{d\varphi} = A_{eff} \cdot p_1 \cdot \frac{1}{6 \cdot n} \cdot \sqrt{\frac{\kappa_1}{R_1 \cdot T_1} \cdot \left(\frac{2}{\kappa_1 + 1} \right)^{\frac{\kappa_1 + 1}{\kappa_1 - 1}}} \quad \left[\frac{kg}{ft^{\circ}} \right] \quad (6.32)$$

$$\frac{p_2}{p_1} > \left(\frac{2}{\kappa_1 + 1} \right)^{\kappa_1}$$

$$\frac{dm}{d\varphi} = A_{eff} \cdot p_1 \cdot \frac{1}{6 \cdot n} \cdot \sqrt{\frac{1}{R_1 \cdot T_1} \cdot \frac{2 \cdot \kappa_1}{\kappa_1 - 1} \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\kappa_1} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\kappa_1 + 1} \right]} \left[\frac{kg}{ft^\circ} \right] \quad (6.33)$$

A hengerben előálló tömegváltozást a szelepeken átáramló tömegen kívül egyéb tényezők is befolyásolják. Így pl. **dízelmotoroknál** a zárt szelepeknél befecskendezett tüzelőanyagból az **égés során közegtöbblet** keletkezik, amelyet a (6.2) egyenlet harmadik tagja fejez ki. Ez 3...5 % körüli tömegváltozás összességében, azonban hatása elsősorban csak az égés fázisában mutatkozik, megoszlása pedig éppen az égésfüggvény szerint alakul.

Lényegesen kisebb hatása van a (6.2) egyenletben szereplő negyedik tagnak, amely a dugattyú és a henger közötti **részvesztés**et fejezi ki. Ez az ún. „kartergáz” normális állapotú motornál a tömegáram 0,5...1 %-át teszi ki. Az emissziós előírások ennek elszívását kötelezővé teszik és nem jól kialakított rendszer esetén előállhat a forgattyúház túlzott megszívása. Ennek modellezésénél már célszerű a részvesztéséget a (6.34) egyenlet szerint számítani, ahol $K_{töm}$ tényező a veszteség százalékából számítandó.

$$\frac{dm_{töm}}{d\varphi} = K_{töm} \cdot (p - p_0) \cdot \frac{1}{6 \cdot n} \left[\frac{kg}{ft^\circ} \right] \quad (6.34)$$

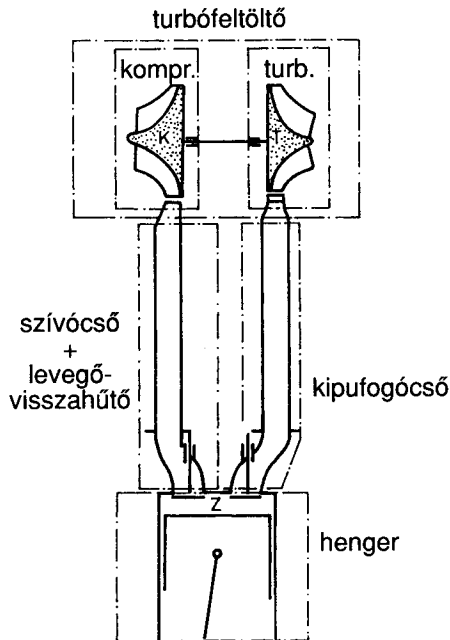
A **kipufogógáz visszavezetést** szintén szükséges figyelembe venni a dm_{b-t} tartalmazó egyenleteknél, elsősorban pedig a gázösszetételt és az állapotfüggvényeket számító (6.8), (6.9), (6.10) ill. (6.11) és (6.12) egyenleteknél. Ez azonban a modell struktúrájának kisebb megváltoztatását is kívánja, mivel a frissgáz hőmérsékletének és összetételének is a ciklus iterációban kell szerepelnie.

6.8. A turbófeltöltéses motorok szimulációja

A feltöltött motor modellje részrendszerekből tevődik össze. Így maga a modell a részrendszerek modelljeiből és az ezeket egymáshoz kapcsoló feltételrendszerből áll. A rendszer egységeinek kapcsolódásaitól és az egységek egyedi tulajdonságaitól (karakterisztikáitól) függően sokféle modell is képezhető és így általános modellt egyszerűen leírni nem lehetséges. A turbófeltöltéses motor

állandósult üzemállapotának következő egyszerűsített modellje is feltételezi az alábbi részekből álló rendszer első három egységének időtől függő változó tulajdonságait. A részrendszerek a következők (6.6 ábra):

- a henger modellje;
 - a kipufogócső modellje;
 - a turbina modellje;
 - a kompresszor modellje;
 - a levegő visszahűtő modellje.
-] nem stacionárius modellek



6.6 ábra. Turbófeltöltött motor modelljének részrendszerei

Az öt részrendszer modelljét a természetes fizikai rendszernek megfelelő feltételek kapcsolják össze. Ezek:

- a tömegáramok mindegyik részrendszer találkozásánál ellenkező előjelűek és egyenlők;
- a turbina és a kompresszor teljesítménye megegyezik;
- a kipufogó dobba belépő és kilépő tömegáram eredményezi az állandó térfogatú dobban lévő közeg állapotát;
- a kipufogódobból kilépő tömegáram megoszlik a turbina belépő és az esetleges megkerülő szelep tömegárama között;

- a hengerbe irányuló tömegáram megegyezik a kompresszorból, ill. a levegő visszahűtőből kilépő közeg tömegáramával, miközben nyomásvesztés és entalpia változás kerül számításra;
- a részrendszerek között a tényleges anyagi minőségnek megfelelő anyagok áramlanak; levegő, vagy levegő és tüzelőanyag, ill. égéstermék keveréke.

Az öt részrendszert összekapcsoló feltételeknek a modell helyes működése esetén teljesülniük kell. Ezeknek a teljesülése egyben azt is jelenti, hogy a **lépésenként számított ciklus** (négy ütem) végállapotai a rendszer minden részében megegyeznek a kezdő állapotokkal.

6.8.1. A kipufogócső modellje

A kipufogócső (dob) külön modellrészként szerepel és az alapegyenletekhez hasonló megfontolások alapján írhatók fel a csőmodell egyenletek:

$$\frac{dm_d}{d\varphi} = \frac{dm_{kip}}{d\varphi} - \frac{dm_t}{d\varphi} - \frac{dm_{tk}}{d\varphi} \quad \left[\frac{kg}{ft^\circ} \right]$$

$$\frac{dT_d}{d\varphi} = \frac{1}{m_d \cdot c_{v,d}} \cdot \left(\frac{dm_{kip}}{d\varphi} \cdot h_{kip} - \frac{dm_t}{d\varphi} \cdot h_d - \frac{dm_{tk}}{d\varphi} \cdot h_d - \frac{dm_d}{d\varphi} \cdot u_d \right) \quad \left[\frac{K}{ft^\circ} \right]$$

$$p_d = \frac{m_d \cdot R_{sd} \cdot T_d}{V_d} \quad [Pa]$$

$$\frac{dm_t}{d\varphi} = \frac{dm_t}{d\tau} \cdot \frac{d\tau}{d\varphi} = \dot{m}_t \cdot \frac{1}{6 \cdot n} \quad \left[\frac{kg}{ft^\circ} \right]$$

$$\dot{m}_t = f(\delta_t; T_d) \quad \left[\frac{kg}{s} \right]$$

$$T_d \equiv T_{t,e}$$

$$\delta_t = \frac{p_d}{p_{t,u}} = \frac{p_{t,e}}{p_{t,u}}$$

(6.35)

Az egyenleteket az alapegyenletekkel azonos módon és azonos lépésközönként kell megoldani. Az így felírt egyenletek egy gyakran alkalmazott megoldásnak, az ún. „**feltöltődés-leürülés**” módszernek felelnek meg. Ez azt jelenti, hogy a hengerből kilépő tömeg, ill. entalpia és az ezzel egyidejűleg a

kipufogócsőből kilépő tömeg és entalpia eredőjeként változik az állandó térfogatú kipufogócsőben lévő gáz állapota.

6.8.2. A turbina modellje

A feltöltött motor szimulációs modelljének helyes működésmódja szempontjából az egyik legfontosabb feltétel, hogy megbízhatóan ismertek legyenek a turbina tulajdonságai. Az esetek igen nagy többségében azonban a turbina minden tulajdonságát leíró teljes jellegmezők — lehetőleg a digitális modellben jól kezelhető formában — nem állnak rendelkezésre, mert a feltöltő gyárak ilyenekkel vagy nem rendelkeznek, vagy nem hozzák azokat nyilvánosságra kellő részletességgel.

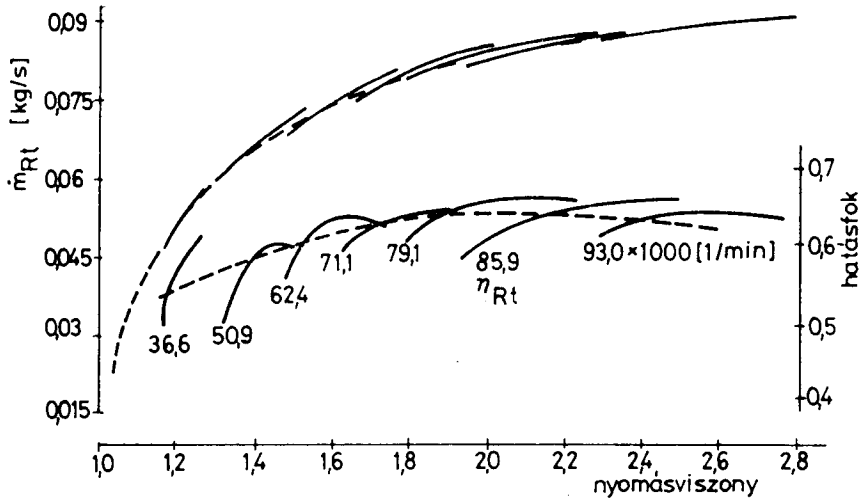
A turbina modellje a kipufogócső kilépő állapotainak megfelelően lüktető feltöltési rendszert vesz figyelembe, ilyen esetben pedig a turbina jellemzők időbeli változását is számítani kell. A turbina jelleggörbéiből kell meghatározni a számítás minden lépéséhez a pillanatnyilag átáramló gázmennyiségeket és hatásfokot.

6.8.2.1. Az egyszerű jelleggörbék szerint működő parciális beömlésű turbina modellje

Parciális beömlésű turbina jelen esetben azt jelenti, hogy többhengeres motornál a turbina két része osztott spirálházának egy-egy beömlési csatornájába csak egymást nem zavaró kipufogási hullámok érkeznék.

A jelleggörbék az előkészítés során függvény alakban kerülnek a programba. A (6.35) egyenletekben szereplő dm_i (és ha megkerülő vezeték van, a dm_{ik}) ismeretéhez szükséges a turbina modell használatából nyerhető \dot{m}_i értéke is. Ez a következő cikluson belüli iterációval nyerhető az alábbiak szerinti sorrendben :

- meg kell határozni a turbina utáni vezeték rész nyomásértékét a (6.30) képlethez analóg módon, induló adatként becsült gázhőmérséklet, vagy sűrűség értékekkel;
- ebből adódik a turbina utáni nyomás;
- a kipufogódob p_d nyomásából képezhető a turbina nyomásviszonya;
- a (6.36) ; (6.37) egyenletek a turbina karakterisztika felhasználásával szolgáltatják a ciklus iterációhoz szükséges értékeket a (6.35) egyenlet számára



$$\dot{m}_{Rt} : \text{redukált tömegáram} = \dot{m}_t \sqrt{\frac{T_{te}}{T_o}} \cdot p_o / p_{te} \quad [\text{kg / s}]$$

$$n_{Rt} : \text{redukált fordulatszám} = n_t \sqrt{\frac{T_o}{T_{te}}} \quad [1 / \text{min}]$$

6.7 ábra. Radiális turbina jelleggörbéi

A (6.37) egyenlet segítségével nyerhető a **turbina munkája** a lépéstávolságnak megfelelő időtartamon belül. Végül a kipufogószelep nyitvatartásának idejére összegzett elemi munkáknak és az időegységre jutó ciklusszámnak megfelelően adódik a **turbina teljesítménye**.

$$T_{turbina.u} = T_{turbina.e} \cdot \left[1 - \eta_{turbina} \cdot \left(1 - \delta^{\frac{1-\kappa_{ét}}{\kappa_{ét}}} \right) \right] \quad [K]$$

$$T_{turbina.e} \equiv T_{dob} \quad [K]$$

$$\eta_t = f(\delta_t) \quad (6.36)$$

$$\frac{dW_t}{d\varphi} = \frac{dm_t}{d\varphi} \cdot (h_{t,e} - h_{t,u}) \cdot \eta_{iz.t} \cdot \eta_{mech} \quad \left[\frac{J}{f^\circ} \right]$$

$$h_{t,e} = T_{t,e} \cdot c_{p.köz,T=T_{t,e}} \quad \left[\frac{J}{kg} \right]$$

$$h_{t,u} = T_{t,u} \cdot c_{p.köz,T=T_{t,u}} \quad \left[\frac{J}{kg} \right]$$

$$\eta_{iz.t} \cdot \eta_{mech} = \eta_t$$

$$\eta_t = f(\delta_t) \quad (6.37)$$

A turbina teljesítményéből a motor, ill. a kompresszor tömegáramának ismeretében kell meghatározni a munkapontot a kompresszor karakterisztikájában.

6.8.3. A kompresszor modellje

A turbófeltöltők kompresszoraihoz gyári jellegmező általában mindig rendelkezésre áll (lásd pl. 5. fejezet). A számítógép bemenő adatainak két tömbje tartalmazza a π nyomásviszony, az \dot{m}_{kred} redukált tömegáram és az η_k izentrópiikus hatásfok összetartozó értékeit diszkrét helyeken. A közbenső helyeken lévő értékek interpolációval nyerhetők. A kompresszor ezen adatmezőjéből a turbínával és egyúttal a motorral való együttműködés pontját a turbina és a kompresszor teljesítményének azonosságát alapul véve, a következő módon lehet megtalálni:

- a szívási ütem alatt a hengerbe kerülő m_b levegő időegységre átszámított összes tömegének (\dot{m}_k) és a kompresszor előtti levegőállapotnak ismeretében adódik a kompresszor redukált tömegárama;
- ezt követően a kompresszor nyomásviszonyát iterációval kell meghatározni: \dot{m}_{kred} -hez felvett π nyomásviszony és az ehhez tartozó kompresszor hatásfokból számított kompresszor teljesítménynek mintegy 10^{-3} pontossággal meg kell egyeznie a turbina teljesítményével. A meg egyező értéket π újbóli (többszöri) felvételével kell elérni;
- ha a teljesítmények egyezése beállt, meg kell határozni a kompresszor utáni hőmérsékletet is, mert ez lesz az újabb közelítő ciklusszámítás induló hőmérséklete.

$$T_{kompr.u} = T_{kompr.e} \cdot \left(\frac{\pi^{\kappa_{lev}-1} - 1}{\eta_{kompr}} + 1 \right) [K] \quad (6.38)$$

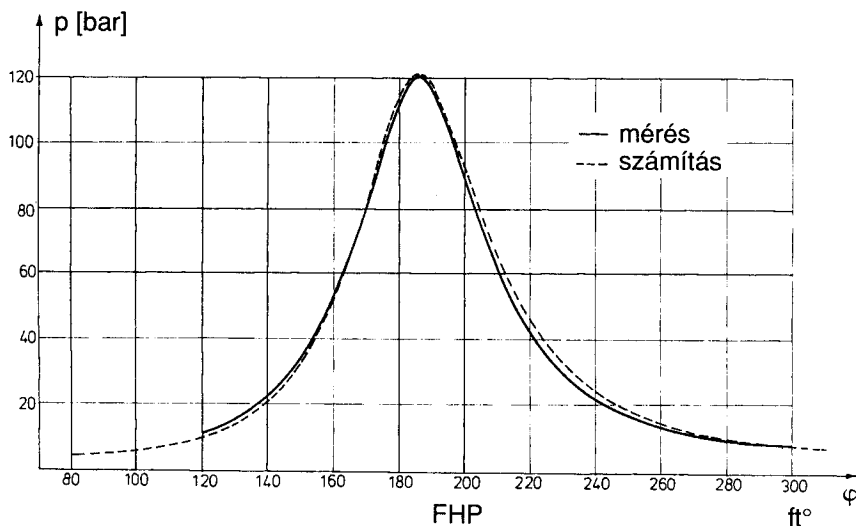
Ha levegő visszahűtő is tartozik a rendszerhez, akkor egyrészt a kompresszor és a hűtő közötti nyomásvesztéséget a 6.30 összefüggéshez hasonlóan is számítani kell, másrészt még a hűtő és az utána következő vezeték nyomásvesztése is hozzáadódik.

A visszahűtő számítása a hűtő tulajdonságaitól és a hűtőközegtől (levegő, folyadék, menetszél, ventilátor, stb.) függ. Ezek számítása, vagy inkább gyártói adatokból származó értékei eredményezik a motor szívóoldali állapotjelzőit.

6.9. A szimulációs motormodellek alkalmazásának egyes eredményei

A 6. fejezetben ismertetett szimulációs módszer általában alapot ad egy modell kialakítására. A modellt leíró lineáris differenciálegyenlet rendszer megoldására, integrálására használt módszerek közül a **Runge-Kutta módszerek** mutatkoznak alkalmasnak elsősorban mert ú.n. önindítóak, pontosságuk és stabilitásuk kiváló.

Kereskedelmi forgalomban áramlási modellek kaphatók, mind csőszerű vezetékekben, hengerben stb.-ben lejátszódó nem stacionárius folyamatok modellezésére (pl. PROMO). Ezek kellően felhasználóbarát programok, de igen terjedelmesek (csak a felhasználói leírás 15 kötet), így természetesen nagyon költségesek és hardver igényük is nagy. A 6. fejezetben vázolt modellhez hasonló a MOSES nevű program, ami viszont feltöltési részt nem tartalmaz; ennél lényegesen drágább a FIRE nevű modell, amely az égési folyamat szimulációjára alkalmas. Mindezek a modellek is — előbb vagy utóbb — igénylik a mérés és a számítás összeegyeztetését az **illesztést** (rendszer identifikálást) a tényleges felhasználás előtt.



6.8 ábra. Modell illesztése nyomásgörbe alapján

Az ismertetett modell viszonylagos egyszerűsége ellenére is sokirányú felhasználásra alkalmas és igen jó segítséget ad a fejlesztő-számító munkához. A 6.8 ábra egy 9 dm³-es turbófeltöltött dízelmotor illesztésének eredményét

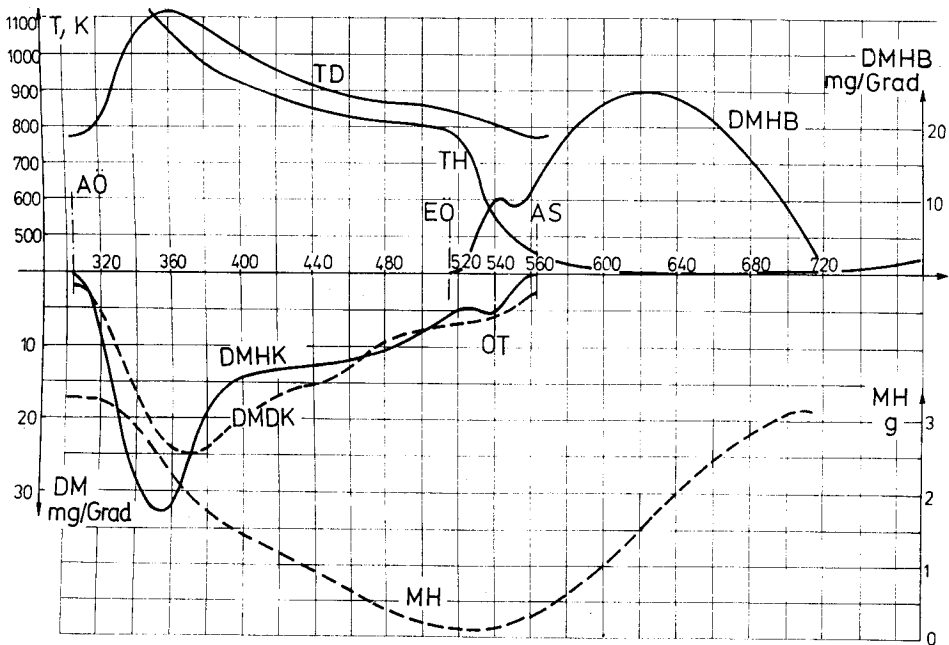
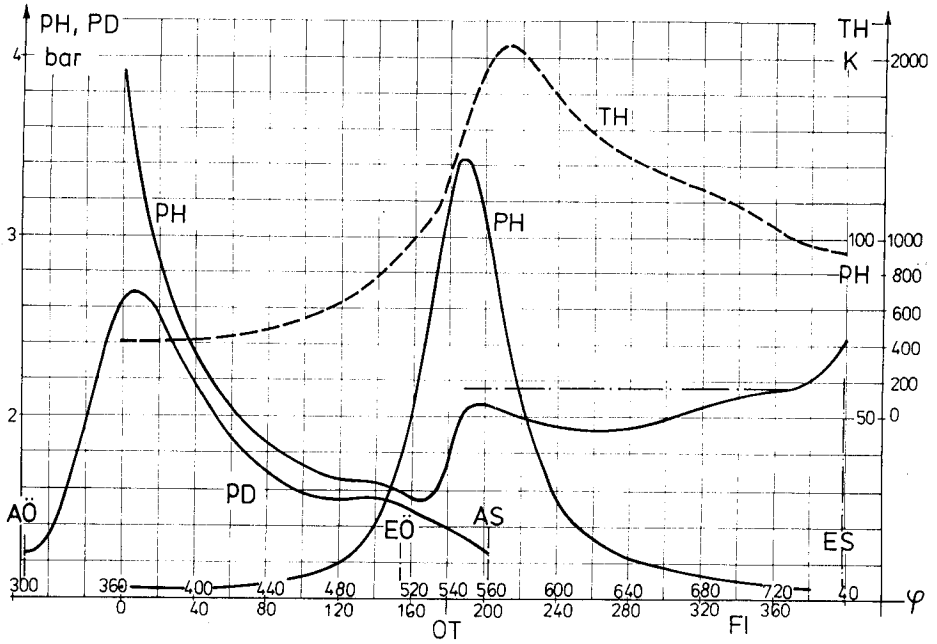
mutatja a referenciaként szolgáló üzemállapotban. Ezt követően 5 különböző feltöltő gyári adatai és csak az üzemállapotok fő jellemzői képezték a modell bemenő adatait. A 13 változat 39 számított eredménye közül 5 db volt amely 5 %-nál nagyobb, 6 db-nál 3...5 % közötti, 27 jellemzőnél 3 %-nál kisebb eltérés volt a mérési eredményekhez képest. (Ez utóbbiak természetesen egyáltalán nem tekinthetők mérési hibáktól abszolút mentesnek.)

A szimuláció grafikusán ábrázolt eredményei igen szemléletesen mutatják a munkafolyamat legfontosabb jellemzőinek változását, köztük olyanokat, amelyekről mérésekkel nem tudnánk képet alkotni.

A 6.9 a) és b) ábrák diagramjain egy 12 dm³-es turbófeltöltött dízelmotor teljes terhelésű 1 600/min fordulatszámú üzemállapotához tartozó jellemzők változása látható a forgattyúsög függvényében. Ezek a nyomás és hőmérséklet a hengerben és a kipufogóvezetékben (dobban), tömeg a hengerben, valamint a tömegáramok a szelepeken és a turbinán (a kipufogócső turbina előtti végén). A diagramokon kívül a szimuláció eredményeképpen nyert számszerű értékek közül említésre érdemesek pl. a következők:

• az ikerbeömlésű turbina teljesítménye	24,15 [kW]
• a kompresszor tömegárama	0,256 [kg/s]
• a kompresszor nyomásviszonya	2,12
• a kompresszor hatásfoka	0,75
• a kompresszor (és turbina) fordulatszáma	95 370/min
• hő és áramsűrűség a dugattyútetőn	34,1 [W/cm ²]
• hőmérséklet a szívócsőben	394,5 [K]
• átlagos nyomásszint a hengerben	9,75 [bar]
• indikált középnyomás	16,74 [bar]

A stabilizálódott állapotokhoz szükséges ciklus iterációk száma: 6; az ehhez feltételként szolgáló jellemzők: a kompresszor (és ezzel a motor) tömegárama, a kompresszor nyomásviszonya, a turbina teljesítménye, amelyeknek legalább két egymást követő ciklusban nyert értékei között az eltérés abszolút értéke 0,1 %-on belül marad.



6.9 a) és b) ábra. Turbófeltöltött dízelmotor szimulációjának eredményei

P;M;T;	nyomás, tömeg, hőmérséklet	DM:	$\frac{dm}{d\varphi}$
H:	henger	HB:	beáramlás a hengerbe
D:	kipufogódob	HK:	kiáramlás a hengerből
AÖ:	kipufogó nyit	DK:	kiáramlás a dobból
AS:	kipufogó zár	Grad:	ft°
EÖ:	szívó nyit	FI $\equiv \varphi$:	ft°
ES :	szívó zár		
OT :	FHP		

6.9.1. Jelölések, indexek a 6. fejezethez

b	- be	L₀	- elméletileg szükséges levegő
d	- dob; kipufogócső	M, m	- mol; kmol
e	- előtt	ö	- összes
é	- égés	s	- specifikus
ét	- égéstermék	sz	- száraz
f; fr	- friss gáz; fal	t	- turbina
h	- entalpia	töm	- tömítetlenség
k	- ki; keverék; közepes	tűz	- tüzelőanyag
k	- kompresszor	u	- után
kev	- keverék	v	- Vibe
l	- levegő	0	- kezdőérték; referencia állapot