MIKOVINY SÁMUEL
FÖLDTUDOMÁNYI DOKTORI ISKOLA

A doktori iskola vezetője:
Dr. h.c. mult. Dr. Kovács Ferenc
akadémikus

CSŐMEMBRÁNOS SEGÉDGÁZSZELEPEK JELLEGGÖRBÉINEK VIZSGÁLATA CFD MÓDSZEREKKEL

Doktori értekezés
PhD fokozat elnyeréséhez

Kutatóhely: Miskolci Egyetem
Műszaki Földtudományi Kar
Olajmérnöki Tanszék

Tud. vezető: Dr. Takács Gábor
egyetemi tanár

Turzó Zoltán
okl. bányamérnök

2006.

1 BEVEZETÉS 3

2 A KUTATÁSI CÉLOK BEMUTATÁSA 5

3 CSŐMEMBRÁNOS SEGÉDGÁZSZELEPEK 7

3.1 BEVEZETÉS 7

3.2 A SZELEPEK FELÉPÍTÉSE 9

3.2.1 Kamragáz 10

3.2.2 Csőmembrán 11

3.2.3 Rugó 17

3.2.4 Szelepcsúcs és szelepülés 17

3.2.5 Visszacsapószelep 18

3.3 A SZELEPEK MŰKÖDÉSE 19

3.3.1 Egyelemű szelepek 20

3.3.2 Kételemű szelepek 25

3.3.3 Gáztöltés nélküli rugóterhelésű szelepek (fojtásos segédgázszelep) 26

4 SEGÉDGÁZSZELEPEK DINAMIKUS VISELKEDÉSE 30

4.1 KORAI MODELLEK 31

4.2 A FOJTÁSOS SEGÉDGÁZSZELEP 32

4.3 ÁLTALÁNOS MODELLEK 35

4.4 AZ API RP V2 MODELLJE 36

4.4.1 Fúvóka modell 37

4.4.2 Fojtószelep modell 39

5 A SZELEPBEN TÖRTÉNŐ GÁZÁRAMLÁS MATEMATIKAI MODELLJE 43

5.1 A DIFFERENCIÁLEGYENLETEK 43

5.2 A DIFFERENCIÁLEGYENLETEK NUMERIKUS MEGOLDÁSA (CFD) 45

5.3 AZ ALKALMAZOTT CFD PROGRAMCSOMAG BEMUTATÁSA 46

6 A KIFEJLESZTETT CFD MODELL BEMUTATÁSA 48

6.1 A SZELEP GEOMETRIAI MODELLJE 49

6.2 A SEGÉDGÁZSZELEP DINAMIKUS VISELKEDÉSÉNEK LEKÉPZÉSÉRE KIFEJLESZTETT MÓDSZER 56

6.3 A SZELEPKAMRA V_{D1} KEZDETI TÉRFOGATÁNAK MEGHATÁ-ROZÁSA 61

6.4 A CSŐMEMBRÁN RUGÓÁLLANDÓ ÉS A MAXIMÁLIS SZELEPSZÁR ELMOZDULÁS MEGHATÁROZÁSA 61

6.5 AZ ELVÉGZETT CFD SZIMULÁCIÓK BEMUTATÁSA 62

7 AZ EREDMÉNYEK ELEMZÉSE ÉS FELHASZNÁLÁSUK 66

7.1 A CFD EREDMÉNYEK ELLENŐRZÉSE 66

7.1.1 A fúvóka jellegű modell ellenőrzése 68

7.1.2 A fojtásos modell ellenőrzése 70

7.2 NUMERIKUS SZELEPSZÁR EMELKEDÉS MODELL 74

7.3 NUMERIKUS JELLEGGÖRBE MODELL A FOJTÁSOS JELLEGŰ ÁRAMLÁS JELLEMZÉSÉRE 76

8 A KIDOLGOZOTT ANALITIKUS MODELL 79

8.1 A VÁLTOZÓ ÁRAMLÁSI KERESZTMETSZET HATÁSÁNAK VIZSGÁLATA A GÁZHOZAMRA 79

8.1.1 A változó áramlási keresztmetszet hatásának ellenőrzése a fojtásos áramlási szakaszban 83

8.1.2 A maximális átömlési keresztmetszethez tartozó szelepszár emelkedés meghatározása 88

8.1.3 A változó áramlási keresztmetszetű modell ellenőrzése a fúvóka jellegű áramlási szakaszban 89

8.2 A DINAMIKUS SZELEPEMELKEDÉS MEGHATÁROZÁSA 91

8.2.1 A dinamikus szelepszár emelkedési modell ellenőrzése 94

8.2.2 A bevezetett injektálási határnyomás meghatározása és szerepe 99

8.3 RÖVID ÖSSZEFOGLALÁS 101

8.4 A SEGÉDGÁZSZELEP JELLEGGÖRBÉI 104

9 ÖSSZEFOGLALÁS ÉS TÉZISEK 3

10 PUBLIKÁCIÓIM JEGYZÉKE 110

11 IRODALOMJEGYZÉK 112

12 JELÖLÉSEK JEGYZÉKE 114

1 Bevezetés

A szénhidrogének termelése egy komplex folyamat, mely során a mélyben fekvő rétegben található szénhidrogéneket (kőolaj és földgáz) egy közel függőleges csövön keresztül (kút) a felszínre emeljük, majd a felszínen egy közel vízszintes csővezetéken (folyóvezeték) keresztül egy központi helyre, a gyűjtőközpontba szállítjuk. A gyűjtőközpontból a folyadék és gáz fázis szétválasztása és megfelelő előkészítése után a termelvényeket távvezetékeken keresztül a rendeltetési helyükre szállítjuk.

A termelő rendszer legfontosabb eleme a réteg, amely a kitermelendő fluidumot tartalmazza. A termelő rendszer üzemeltetése szempontjából nagyon fontos, hogy a rétegből a kútba áramló fluidum mennyiségeket pontosan meg tudjuk határozni. A réteg viselkedését a termelés során a beáramlási vagy hozamegyenlettel jellemezzük.[2] A kútba belépő fluidumok ezután a termelőcsövön keresztül a felszín felé áramlanak. Az áramló fluidumok hőmérséklete és nyomása folyamatosan változik. A hőmérséklet változásának különösen nagy jelentősége van a segédgázos termelés során, s ezért nagyon fontos, hogy a kútban uralkodó hőmérsékletviszonyokat megfelelően le tudjuk írni.[1,6,7,8]

Az elemekből álló termelő rendszer vizsgálata során elengedhetetlen, hogy azt egységes rendszerként kezeljük, ne csak egyes elemeit vizsgáljuk. Ilyen vizsgálati mód a csomópont, vagy „Nodal” analízis, amely napjainkban a termelő mérnök legfontosabb eszköze.[3,9]

A gyűjtőközpontban szétválasztott földgázt és kőolajat kompresszorok és szivattyúk segítségével, távvezetéki hálózaton keresztül juttatják a rendeltetési helyükre. A távvezetéki, leggyakrabban centrifugális szivattyúk viselkedésének megfelelő modellezése alapvető feladat a vezetékhálózat üzemeltetése szempontjából. A távvezeték üzemeltetése során fontos szerep jut a vezetékhálózat és a szivattyúk együttműködése hidraulikai szimulációjának.[10,11,12,13]

A kőolajtermelés a termelő rendszer életének első szakaszában többnyire felszálló termelés, mely során a szükséges energiát a rétegenergia biztosítja. A rétegenergia csökkenésével azonban a hiányzó energiát mesterségesen kell a rendszerbe juttatni, ekkor mesterséges termelési módról beszélünk. A mesterséges termelési módok egyik legelterjedtebb módja a segédgázos termelés. Ebben az

esetben a szükséges energia közlése gázinjektálás segítségével történik. A gázt a béléscsőközbe, majd egy adott mélységben a béléscsőből a termelőcsőbe injektálják. A gázinjekció többnyire segédgázszelepen keresztül történik. A termelvénybe juttatott gáz lecsökkenti a termelvény sűrűségét (csökkenti hidrosztatikus nyomását), s így lehetővé teszi, hogy a rendelkezésre álló rétegenergia a felszínre szállítsa a fluidumokat.[4,5]

Érthető módon a segédgázos termelés egyik legfontosabb paramétere az injektált gáz mennyisége lesz. Az injektált gáz mennyisége határozza meg a sűrűségcsökkenés mértékét, s ezen keresztül a talpnyomást, vagyis a kútba áramló fluidum mennyiségét is. Ezen túlmenően az injektált gázmennyiség gazdaságossági kérdést is felvet. Ugyanis ugyanazt a hozamot különböző gázmennyiségek injektálásával is el lehet érni, más injektálási mélység, szelepátmérő és injektálási nyomás esetén. Nyilvánvaló, hogy egy adott hozamot célszerű a legkevesebb gázmennyiség injektálásával termelni.

Az injektált gázmennyiséget az injektált gáz nyomása, a termelőcsőnyomás és a segédgázszelep viselkedése határozza meg. Az említett tényezők közül a segédgázszelep viselkedése még nem teljesen feltárt terület, ezért disszertációm témájául ezt választottam.

2 A kutatási célok bemutatása

A világ nem felszálló olajtermelésének tekintélyes hányadát segédgázos termelő berendezéssel hozzák a felszínre. A segédgázos termelés nagyon fontos eleme a segédgázszelep, ugyanis ezen keresztül történik a gázinjekció a termelvénybe.

A segédgázszelepek üzemeltetés szempontjából legfontosabb jellemzője a gázátbocsátási vagy gázinjektálási képesség. A gázátbocsátó képesség alatt azt értjük, hogy egy adott nyomásviszony mellett (adott kamra-, termelési és injektálási nyomás) mekkora gázmennyiséget képes a szelep átbocsátani. A gázátbocsátási képességet ún. jelleggörbékkel szokták jellemezni. **A jelleggörbék a segédgázszelep injektált gázmennyiség – termelési nyomás függvényei.** A jelleggörbék paraméterei a kamranyomás és az injektálási nyomás. A segédgázszelep jelleggörbék jelenlegi meghatározási módszereinek közös jellemzője, hogy nagymennyiségű és költséges mérési sorozat elvégzését igénylik, és pontosságuk sem minden esetben kielégítő.

Dolgozatom céljául olcsóbb és egyszerűbb jelleggörbe modell kidolgozását tűztem ki. A cél elérése érdekében először a szakirodalom alapján a **3. fejezetben** összefoglalom a csőmembrános szelepek legfontosabb szerkezeti és működési jellemzőit. Ugyancsak a szakirodalom alapján a **4. fejezetben** bemutatom a jelleggörbék leírására jelenleg használt modelleket.

Dolgozatomban a költséges méréseket numerikus áramlástani szimulációval helyettesítem, ezért a **5. fejezetben** röviden bemutatom a szimulációkhoz használt matematikai modellt, összefoglalom a modell megoldási lehetőségeit és a számításokhoz használt programcsomagot.

A CFD szimulációk elvégzéséhez elengedhetetlen, hogy azt a teret, amelyben az áramlás történik, egy megfelelően kialakított geometriai modellel jellemezzük. A **6. fejezetben** először a vizsgált csőmembrános segédgázszelep általam kialakított geometriai modelljét, kialakításának lépéseit írom le. Ezután bemutatom az általam kidolgozott iterációs módszert, amely segítségével a szelepszár elmozdulás is modellezhetővé válik, az egyébként arra eredetileg alkalmatlan CFD számítások során. A fejezetben kitérek még a szelepkamra térfogatának és a csőmembrán rugóállandójának a meghatározására végzett méréseimre is. A fejezet végén pedig összegzem a jelleggörbék meghatározásához elvégzett számításaimat.

A **7. fejezetben** a szakirodalomban legelfogadottabb jelleggörbe modellel történő összehasonlítással ellenőrzöm a CFD szimuláció eredményeit. Majd bemutatom a CFD eredményekre alapuló, a szelepszár elmozdulás – nyomásviszonyok függvény meghatározására, valamint a jelleggörbék leírására alkalmas korrelációs egyenleteimet.

A CFD eredmények vizsgálata alapján arra a felismerésre jutottam, hogy egy pusztán analitikus módszerrel meghatározott jelleggörbe modell is felépíthető. A **8. fejezetben** ezt, az általam felépített analitikusan származtatott jelleggörbe modellt mutatom be. Először is bebizonyítom, hogy a fojtásos viselkedési módot a változó átömlési keresztmetszet okozza, és hogy ennek hatása egy, a változó átömlési keresztmetszetet is magában foglaló Thornhill-Craver egyenlettel megfelelően számítható. Ezután bemutatok egy általam kidolgozott dinamikus szelepszár emelkedési modellt. A modell a dinamikus erőegyensúlyi egyenletre épül, amely tartalmazza a szelepszár elmozdulás hatására megváltozó kamranyomást és a csőmembrán rugóállandóját is. Bemutatom azt is, hogy a változó átömlési keresztmetszettel felírt Thornhill-Craver egyenlet a dinamikus szelepszár elmozdulás modellel együtt alkalmazva alkalmas a segédgázszelep jelleggörbéjének leírására a szelep működésének bármely tartományában. A fejezet végén összefoglalom az új analitikus modell jellemzőit, és bemutatom a modell segítségével számított jelleggörbék alkotta injektált gázmennyiség felületet.

Összegezve a fentieket, dolgozatomban három, általam kidolgozott jelleggörbe meghatározási módszert mutatok be. A bemutatott módszerek mérésigénye minimális és pontosságuk is nagyobb, mint a jelenleg elfogadott módszereké.

Az első módszerben a költséges mérési sorozatot numerikus áramlástani szimulációval (CFD) helyettesítem. A szimulációs eredmények előnye, hogy lehetővé teszi a szelep belsejében uralkodó nyomásviszonyok térbeli eloszlásának meghatározását is. Egy iterációs módszer kidolgozásával lehetővé tettem, hogy a szelepszár elmozdulását is modellezni lehessen a CFD számítások során.

A második módszerben a CFD eredmények alapján korrelációs egyenleteket dolgoztam ki a jelleggörbék pontosabb leírására. Egyenletet mutatok be a szelepszár elmozdulás – nyomásviszonyok függvény meghatározására is.

A harmadik módszer egy tisztán analitikusan levezetett jelleggörbe modell, mely segítségével a segédgázszelepek jelleggörbéi a teljes működési tartományban megfelelő pontossággal modellezhetők.

3 Csőmembrános segédgázszelepek

3.1 Bevezetés

A segédgázos berendezéseket évszázadok óta használják a folyadékok mélyből való termelésére. Már a XVIII. században alkalmazták a bányákból vízkiemelésre, mivel ez volt az egyetlen ismert módszer, amely segítségével el lehetett távolítani a hatalmas mennyiségű természetes vízbeáramlást. Az olajiparban, olajkutak mesterséges termeltetésére először 1846-ben alkalmazták Pennsylvaniaban (USA). Igazi népszerűségre azonban csak a mexikói öböl környéki olajmezőkön történt alkalmazása után tett szert az 1900-as évek elején. Olyan híres olajmezőkön is alkalmazták, mint a louisanai Evangelin és a texasi Spindletop. Hatalmas kiszolgáló ipar is létrejött a segédgázos termelés kiszolgálására.

A segédgázos termelést sokáig a felszálló termelés megszűnése után alkalmazták egészen addig, amíg már a kutat mélyszivattyús berendezéssel lehetett csak termeltetni. Ezt a fajta termelést „U-csöves" termelésnek nevezték. A kútba egy rövid termelőcsövet helyeztek el, és a csőközbe, vagy a termelőcsőbe nagy nyomású gázt vezettek. A nagynyomású gáz a gyűrűstérből/termelőcsőből eltávolította a folyadékot és a termelőcső alján lépett be termelőcsőbe/csőközbe, itt felgázosítva a folyadékot, csökkentette le a talpnyomást annyira, hogy a termelés lehetővé vált. A folyadék eltávolításához szükséges nagy nyomások, majd a nyomás csökkentése a tényleges termeléshez nagyon lecsökkentette a termelés hatásfokát. Az indításnál szükséges nagy nyomás kiküszöbölése iránti igény hívta életre a segédgázszelepeket. Sokféle segédgázszelepet fejlesztettek ki a 1920-as évek elején. A szelepek funkciója pusztán az volt, hogy lehetővé tegyék az alacsonyabb indítási nyomás alkalmazását és a termelőcsövet nagyobb mélységbe le lehessen engedni. Ezt úgy érték el, hogy a gázt több, egymás alatt elhelyezkedő szelepen keresztül injektálták a termelőcsőbe. Ha a folyadékszint a mélyebben lévő szelep alá csökkent, a fenti szelepet lezárták, vagy automatikusan lezárt, a szelep konstrukciójának megfelelően.

Mivel a segédgázszelepnek nagy jelentősége van a termelés gazdaságosságát illetően, az utóbbi 100 évben pusztán az Amerikai Egyesült Államokban több, mint 25 000 szabadalmi bejegyzés történt ebben a témakörben. Brown[18] és Shaw[19] jó összefoglalását adja a fejlődési folyamatnak és a fontosabb szabadalmaknak.

A szelepek konstrukciója és működési elve nagyon különböző lehet. Ennek megfelelően megkülönböztethetünk:

- a felszínről mechanikusan működtetett (dróthuzalos, ejtő-rudas stb.)
- egyéb működési mechanizmusú (áramlási sebesség, sűrűségkülönbség stb.) és
- nyomással vezérelt (az injektálási és/vagy termelési nyomás) segédgázszelepeket.

Napjainkban a nyomással vezérelt szelepek szinte teljesen kiszorították az egyéb működtetési elvű szelepeket, a továbbiakban csak a nyomással vezérelt szelepekkel foglalkozom.

Az egyik legjelentősebb szabadalom forradalmasította a segédgázos termeléshez kapcsolódó ipart 1944-ben. Ez a szabadalmi bejegyzés volt az első nyomásvezérelt segédgázszelep és W.R. King nevéhez fűződik[20]. Ő alkalmazott először nagy nyomású gázzal töltött fém csőmembránt a segédgázszelepekben. A csőmembránba töltött gáz nyomásával lehetett szabályozni, hogy a szelep milyen injektálási és termelőcső oldali nyomások esetén nyisson, illetve zárjon. A napjainkban használt csőmembrános szelepek nem sokban különböznek King szelepétől.

A következő nagy lépés a segédgázszelep tervezésében Cummings[21] rugalmas működő elemű segédgázszelepe, mely egy koncentrikus segédgázszelep, melyben a szelepszár helyett egy rugalmas, hengerpalást alakú karmantyú mozgása nyitja vagy zárja a szelepnyílást. A szelep külső és belső átmérője megegyezik a termelőcső karmantyú méreteivel, plusz helyet nem igényelnek. Ezért előszeretettel használják a kis átmérőjű kutakban.

A segédgázszelepek fejlesztése jelenleg is folyik. King és Cummings szelepei azonban meghatározták a fejlődés irányát. A napjainkban használt szelepek gyakorlatilag az említett szelepek valamilyen módosított változatai. A különböző típusú szelepek és működési jellemzőik egyik legteljesebb leírását adja Takács[22]. A Cumming-féle szelepek alkalmazási területe főleg a kis átmérőjű kutakra korlátozódik. A King-féle csőmembrános szelepeknek sokkal szélesebb az alkalmazási területe, ezért disszertációmban ezeket a szelepeket vizsgáltam.

King szelepe ún. nyomással vezérelt segédgázszelep. A nyomással vezérelt szelepek működését az injektálási, vagy a termelési nyomás, vagy mindkettő

szabályozza. Ez a szabályzási mód egyszerűen megvalósítható, és az olajmezőkben eléggé hétköznapi dolognak számít. A segédgázszelepek viszonylag egyszerűen vezérelhetők a nyomásszabályzók segítségével. A segédgáz felszíni injektálási nyomása megváltoztatható, és ezen keresztül a szelepek beépítési mélységében uralkodó nyomás is megváltozik. Ez a nyomásváltozás a szabályzó jel, amely kiváltja a szelep működésének megváltozását, mely után a szelep az előre beállított mechanikai jellemzőinek megfelelően viselkedik. Azért, hogy a szelepek megfelelően reagáljanak a nyomás változására, minden nyomással vezérelt szelep rendelkezik egy referencianyomással vagy erővel, amelyet a szelepkamrába töltött gáz vagy fémrugó, vagy mindkettő szolgáltat. A referencianyomás vagy erő megfelelő felszíni beállításával elérhető, hogy a szelep akkor nyisson és zárjon, amikor azt az aktuális termelési mód megkívánja.

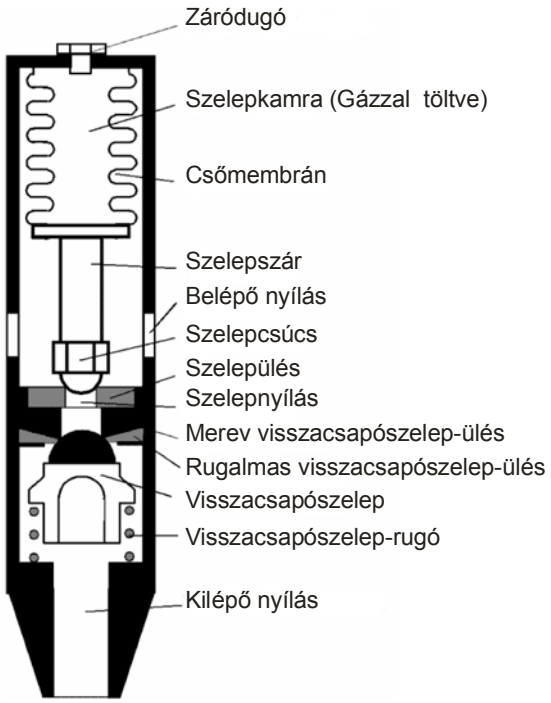
A nyomásvezérelt szelepek működésének részletesebb vizsgálata előtt röviden összefoglalom a szelepek felépítésével kapcsolatos terminológiát.

3.2 A szelepek felépítése

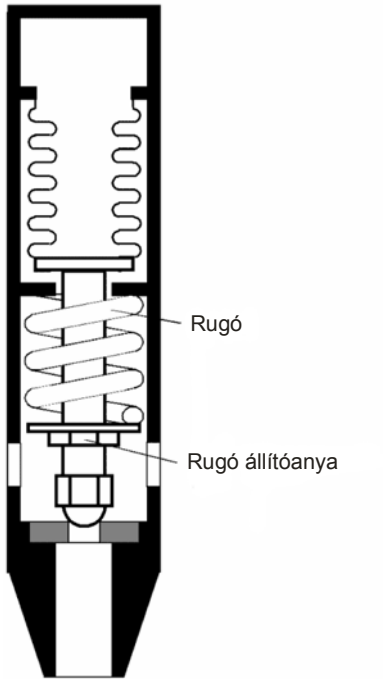
A **3.1 ábra** egy visszacsapószeleppel felszerelt, egyelemű segédgázszelep részeit mutatja be. A szelepkamrához, amely nagy nyomású gázzal van feltöltve (általában nitrogén), kapcsolódik egy fém csőmembrán. A csőmembrán szerepe, hogy a szelepkamra és a mozgó szelepszár gáztömör összeköttetését biztosítsa. A csőmembrán szerepe megegyezik a tömített dugattyúk szerepével, ahol is a dugattyúra ható erő a dugattyú felületével és a rá ható nyomással arányos. A gyakorlat azonban bebizonyította, hogy dugattyúkat nem lehet alkalmazni a segédgázszelepekben, ezért a csőmembránok alkalmazása vált általánossá. A nyitási és zárási feltételek számításánál a csőmembránok olyan dugattyúként kezelhetők, amelynek a felülete megegyezik a csőmembrán effektív (hatásos) felületével.

A felszínről injektált segédgáz, a szelep belépő nyílásain keresztül áramlik a szelep belsejébe. A nyomásviszonyoktól függően a szelepcsúcs vagy kinyitja, vagy lezárja az segédgáz áramlási útját a szelepnyíláson keresztül. A szelepeket általában ellátják egy saját zárási mechanizmussal rendelkező visszacsapószeleppel. A **3.1 ábrán** látható szelep egy alaphelyzetben zárt visszacsapószelepet tartalmaz, ami meggátolja a normális injektálási iránnyal szembeni gázáramlást.

Sok szelepben, a gázzal töltött csőmembránon túl, található még egy pótlólagos szabályzó erőt biztosító rugó is. Ahogy az a **3.2 ábrán** is látható, a rugó nyomott állapotban van, a nyomóerőt a felszínen állítják be a beépítés előtt.



3.1. ábra
Csőmembrános segédgázszelep részei



3.2. ábra
Rugó terhelésű segédgázszelep

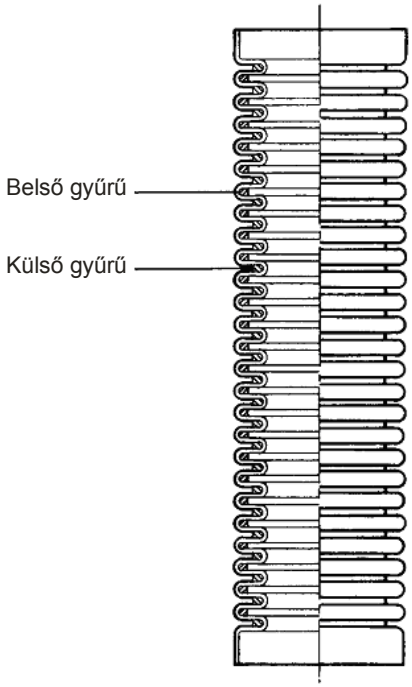
3.2.1 Kamragáz

A korai segédgázszelepekben földgázt alkalmaztak kamragázként. Napjainkban azonban többnyire nitrogént alkalmaznak számos előnye miatt: olcsó, nem gyúlékony és nem okoz korróziót. A N_2 gáz termodinamikai jellemzői jól ismertek, eltérési tényezője nagy nyomás és hőmérséklet tartományban meghatározott. Összegezve, a nitrogénnel töltött segédgázszelep üzembiztos és működése bármely hőmérsékletre kiszámítható.

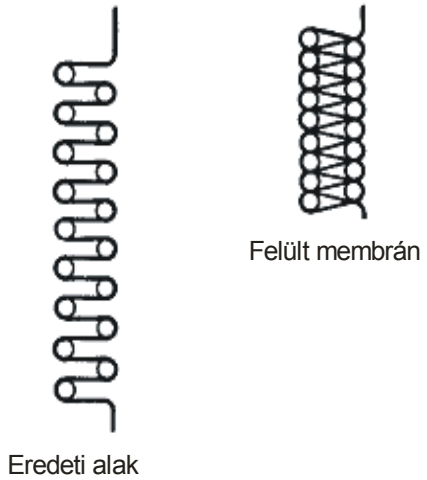
Földgázzal töltött szelepek működésének előrejelzése sokkal bonyolultabb, mivel a földgáz eltérési tényezőjének kiszámítását a földgáz összetétele, amit sokszor nem ismerünk pontosan, jelentősen befolyásolja. Ezen okból kifolyólag a földgáz használata szelepekben nem ajánlott.

3.2.2 Csőmembrán

A csőmembrán gyakorlatilag a segédgázszelep szíve, megfelelő működése alapvető fontosságú a szelep megbízhatósága szempontjából. A csőmembrán játssza a legfontosabb szerepet a szelep működése során, megengedi, hogy a szelepcsúcs elmozdulásával a szelep zárjon, vagy nyisson, miközben megőrzi a kamragáz nyomását. A külső nyomás hatására a csőmembrán számtalanszor összenyomódik és kitágul élete során, ezért a hosszú élettartam szempontjából nagyon fontos, hogy jó minőségű, korróziónak ellenálló anyagból készüljön.



3.3. ábra
A csőmembrán részei



3.4. ábra
A csőmembrán felülése

A segédgázszelepekben alkalmazott csőmembránokat (**lásd 3.3. ábra**) többrétegű, - (általában 3) - varratnélküli monel-ből (réz/nikkel ötvözet) készítik. Három különböző átmérőben gyártják őket, a három szokásos méretű (1 ½”, 1”, és 5/8”) segédgázszelep számára, és általában 20-30 ívet tartalmaznak. A csőmembrán alsó vége a szelepszárhoz, a felső pedig a kamratesthez van forrasztva. Üzem közben a membrán összenyomódása miatt a belső és külső ívek egymásra fekszenek, és létrejön az ún. membrán felülés. Egy ilyen felüléses szituáció látható a **3.4. ábrán**. Felülés esetén a szelepszár további mozgása nem lehetséges, és a membrán végleg tönkre mehet, ha a külső nyomás további összehúzódásra kényszeríti. Jó

szeleptervezés esetén biztosított, hogy a membrán felülése csak a szelepszár teljes elmozdulása után következhessen csak be.

A gyakorlati tapasztalatok azt mutatták, hogy a membrán leginkább sérülékeny részei az ívcsúcsok és völgyek. Amikor ezek a kútban, nagy nyomásnak vannak kitéve, hajlamosak a „kiéleződésre”, vagyis az ívek sugara kisebb lesz, és ezek az egyes monel rétegek törését okozhatják. Ennek a jelenségnek a járulékos káros hatása, hogy a membrán merevsége, és így a rugóállandója megváltozik. Ennek hatására a szelep működési nyomása a tervezettől eltérő lesz. A membrán kiéleződésnek leginkább akkor van kitéve, amikor nagy a nyomáskülönbség a membrán külső és belső oldala között. Ilyen szituáció például a kútindítás, amikor az alsó szelepek nagy hidrosztatikus nyomásnak vannak kitéve.

A membrán, és így a szelep sérüléseinek elkerülése érdekében a membránt védeni kell a sérülésekkel szemben. Egy alapvető védelmi mód a külső és belső támasztékok, a membrán oldalirányú és mechanikus ütközők alkalmazása az axiális mozgások korlátozása érdekében. A nagy nyomáskülönbségek káros hatásainak a kivédése pedig az alábbi módokon történhet:

- Támasztó gyűrűk alkalmazása a külső és belső ívek esetén, ahogy azt a **3.4 ábra** is mutatja. Ezzel a megoldással elkerülhető a membrán kiéleződése, és így a rugóállandója sem változik.
- A membrán szabályozott hidraulikus deformációjával (előformázás), vagyis a gyártás során alkalmazott, 150-400 bar-os nyomáskülönbség segítségével csökkentik az ívek sugarát, ezzel biztosítva, hogy a membrán nem változtatja meg az alakját a kedvezőtlen körülmények hatására sem.
- Összenyomhatatlan folyadék (szilikon olaj) alkalmazásával a membránon belül. A membrán belső fala és egy belső fal közötti szilikon olaj védi meg a membránt a túlnyomástól, mivel a szelepszár maximális elmozdulása során a belső fal és a membrán belső fala közötti gyűrűstér lezár, és a benne lévő folyadék megvédi a membránt a túlnyomástól.
- Már King[19] is alkalmazott a szelepében egy olyan mechanikus szigetelést, ami a szelepszár maximális elmozdulása esetén lezár és megvédi a membránt a kútfolyadék hatásaitól.

- Ha a gáztöltet a membrán külső felületére hat, akkor a membrán nem összenyomódik, hanem megnyúlik a szelep nyitása során, s így nem jön létre a membrán felülése.

Gyakran előforduló probléma a szelepszár kopogása, amikor is a szelepcsúcs nagy frekvenciával ráüt a szelepülésre a rezonancia következtében. A jelenség következtében a szelepcsúcs nem zár tökéletesen a szelepülésen, ezentúl még a membrán kifáradásos törését is eredményezheti. Hogy a kopogást kiküszöböljék, a legtöbb segédgázszelepben alkalmaznak valamilyen csillapító mechanizmust a csőmembránban. A leggyakrabban alkalmazott megoldás valamilyen nagy viszkozitású folyadék alkalmazása a csőmembránban, mely folyadéknak egy szűkítésen kell keresztül áramlania, csillapítva a szelepcsúcs rezgését.

A segédgázszelepek csőmmembránja tekercsrugókhoz hasonlóan viselkedik: vagyis a rá ható tengely irányú erő megnövekedése egy meghatározott hosszváltozást idéz elő. A segédgázszelep szelepszárának elmozdulása ezért a csőmembrán viselkedésétől függ, amit a membrán rugóállandójával lehet leírni. A rugóállandó egy egységnyi elmozduláshoz szükséges axiális erő nagysága, mértékegysége N/m. A csőmembrán rugóállandója az üres membrán és a gáztöltet rugóállandójának az eredője. Ha a szelep tartalmaz még egy plusz rugót is a gáztölteten kívül, akkor annak a rugóállandóját is figyelembe kell venni a membrán eredő rugóállandójának a meghatározása során.

Ezen tényezők nagysága és relatív fontossága könnyen látható, ha felírjuk a szelepszárra ható erők egyensúlyi egyenletét. A szelepszár végtelenül kicsi elmozdulása a zárási pozíciótól ($\boldsymbol{x = 0}$) a kamra térfogatának csökkenését s így a kamragáz nyomásának növekedését okozza. A nyomásnövekedés hatására a szelepszárra egy axiális irányú erő hat, ami tartalmazhatja az esetleges rugó hatását is. Ezzel az erővel szemben hat a nyitó erő, vagyis a csőmembrán felületére $\boldsymbol{A_b}$ ható, az injektálási nyomás hatására ébredő axiális erő.

$$\mathrm{d}p_d\ A_b + k\ \mathrm{d}x = \mathrm{d}p_i\ A_b \qquad \textbf{3.1}$$

ahol: $\boldsymbol{p_d}$ = kamra nyomás, Pa,

$\boldsymbol{A_b}$ = effektív membrán felület, m^2,

$\boldsymbol{k}$ = a töltetlen csőmembrán rugóállandója, N/m,

$\boldsymbol{p_i}$ = injektálási nyomás, Pa,

$\boldsymbol{dx}$ = a szelepszár elmozdulása, m.

A **3.1 egyenletet** elosztva $\boldsymbol{A_b\, dx}$, a következő egyenletet kapjuk:

$$\frac{\mathrm{d}p_d}{\mathrm{d}x} + \frac{k}{A_b} = \frac{\mathrm{d}p_i}{\mathrm{d}x} \qquad \textbf{3.2}$$

Az egyenlet egyes tagjai Pa/m egységekben vannak kifejezve, amit a magyarnyelvű szakirodalomban rugóállandónak neveznek. Véleményem szerint helyesebb, ha előfeszítettségnek nevezzük, hiszen értéke attól is függ, hogy a kamrába milyen nyomású gázt töltünk. A továbbiakban ennek megfelelően az előfeszítettség kifejezést fogom használni. A membránegység eredő előfeszítettsége a csőmembrán rugóként való viselkedésének és a kamrába töltött gáznak az összenyomással szemben kifejtett ellenállásának az összegeként áll elő. Az egyenlet bal oldalának második tagja a csőmembrán rugóállandóján kívül magában foglalhatja egy opcionálisan alkalmazott spirálrugó rugóállandóját is. Ilyen plusz rugót gyakran alkalmaznak a segédgázszelepekben.

Az összenyomó erő hatására a csőmembránban létrejövő változások leírására elegendő pontossággal járunk el, ha ideális gáznak tekintjük a kamragázt. Mint ahogy azt Decker[23] igazolta, ez a feltételezés megfelelő pontosságot biztosít, egészen 100 bar nyomásig és 150 ^{o}C hőmérsékletig. Ha az ideális gáztörvényt felírjuk a kamragáz eredeti és összenyomott térfogatára, a következő egyenletet kapjuk:

$$p_{d1}\, V_{d1} = p_d \left(V_{d1} - x\, A_b\right) \qquad \textbf{3.3}$$

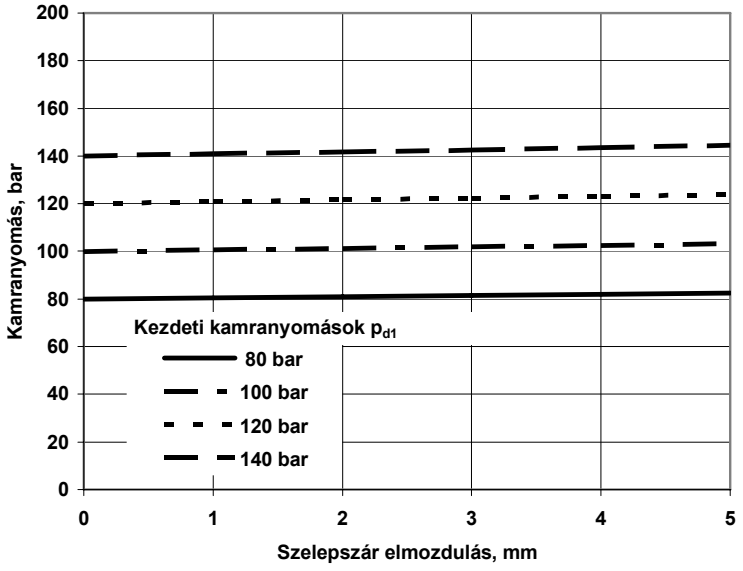
Az egyenletet a kamranyomásra átrendezve, egy olyan egyenletet kapunk, amely bármely szelepszár elmozdulás esetén meghatározza a kamranyomás értékét:

$$p_d = \frac{p_{d1} V_{d1}}{V_{d1} - x\, A_b} \qquad \textbf{3.4}$$

ahol:

$\boldsymbol{p_{d1}}$ = a kamranyomás **x = 0** szelepszár elmozdulás esetén, Pa,

$\boldsymbol{V_{d1}}$ = a kamratérfogat **x = 0** szelepszár elmozdulás esetén, m^3,



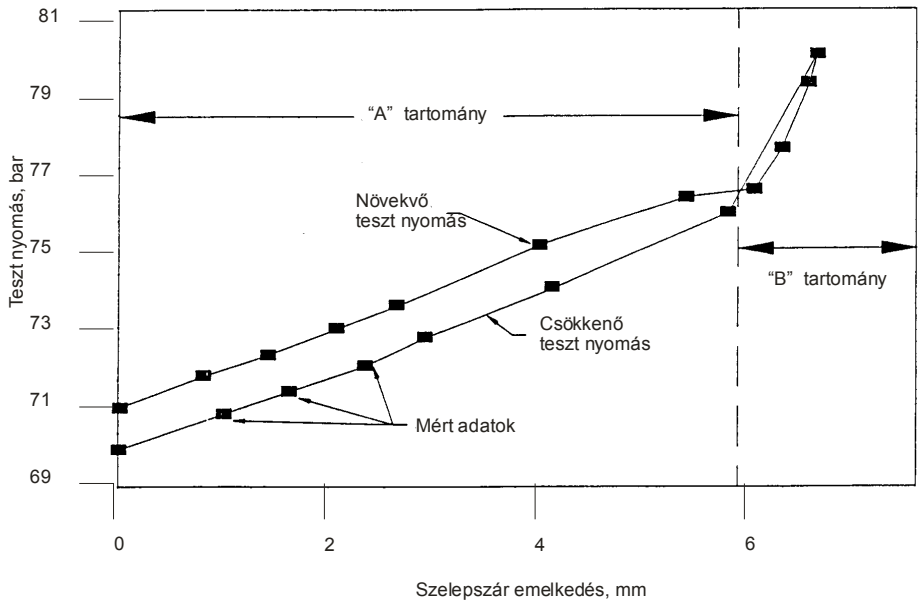
3.5. ábra
A kamranyomás változása a szelepszár elmozdulásának függvényében

A **3.5. ábra** a kamranyomás változását ábrázolja a szelepszár elmozdulás függvényében, egy szokványos 1 ½”–os segédgázszelep esetén. A görbék a **3.4 egyenlet** segítségével lettek meghatározva. Az ábra alapján megállapítható, hogy a lehetséges szelepszár elmozdulás tartományában, a kamranyomás a szelepszár elmozdulás lineáris függvénye, bármely kezdeti kamranyomás esetén. Ezért, normál működési körülmények esetén a gázzal töltött csőmembrán úgy viselkedik, mint egy állandó rugóállandójú spirálrugó. A töltött csőmembrán előfeszítettségét meghatározhatjuk a **3.4 egyenlet *x*** (szelepszár elmozdulás) szerinti differenciálásával:

$$\frac{\mathrm{d}p_d}{\mathrm{d}x} = \frac{p_{d1}\, V_{d1}\, A_b}{\left(V_{d1} - x\, A_b\right)^2} \qquad \textbf{3.5}$$

Ahogy az látható, az előfeszítettség a kezdeti kamranyomás, a kezdeti kamra térfogat és a membrán keresztmetszetének a függvénye. Az előfeszítettség növekszik a kezdeti kamranyomás növekedésével, a kezdeti kamratérfogat hatása azonban sokkal bonyolultabb. A kamratérfogatának változása a szelepszár elmozdulás hatására szinte mindig elhanyagolható a segédgázszelepek esetén, s ezért a szelep előfeszítettsége állandó. A **3.5. ábrán** látható esetben például a teljes szelepszár elmozdulás 0.5 cm esetén a kamratérfogat változása csupán 2.5 cm^3, ami 3%-os térfogatváltozásnak felel meg. Ha a térfogatváltozás és a kezdeti kamratérfogat

összemérhetők lennének, akkor a kamranyomás-szelepszár elmozdulás függvény elvesztené lineáris jellegét.



3.6. ábra
Egy csőmembrán előfeszítettségének mérési eredményei

A csőmembrán-egység eredő előfeszítettsége (a **3.2 egyenlet** jobb oldala) egy speciális mérőeszköz segítségével meghatározható, a mérőeszköz pontos leírása az American Petroleum Institute 11V2[24] jelű ajánlott gyakorlatában megtalálható. A mérés során a szelepszár elmozdulás pontos mérése történik, különböző, a teljes csőmembrán keresztmetszetre ható injektálási nyomások esetén. Ha a mérési eredményeket a szelepszár elmozdulás függvényében ábrázoljuk, akkor a kapott görbe meredekségében bekövetkező változás a csőmembrán felülését és a szelepszár elmozdulás határát jelzi, ahogy ez a **3.6. ábrán** is látható. A teljes szelepszár elmozdulás elérése előtt a mérési pontok egy egyenesre esnek, és az egyenes meredeksége meghatározza a csőmembrán előfeszítettségét, $\boldsymbol{B_{lr}}$-t az adott kezdeti kamranyomás esetén. Az előfeszítettség mértékegysége természetesen Pa/m. A **3.6 ábrán** látható, hogy a növekvő, majd csökkenő injektálási nyomások esetén kapott egyenesek nem egyeznek meg, hiszterézisük van. A hiszterézis oka a membrán egység egyes részein fellépő mechanikai és hidraulikus súrlódás. Ezek a mérések nem csak a membrán előfeszítettségét határozzák meg, hanem a maximális szelepszár elmozdulás értékét is.

3.2.3 Rugó

Különböző okok miatt sok segédgázszelep tartalmaz egy szorító rugót, amely egy plusz erőt szolgáltat a szelep zárva tartásához, ahogy azt a **3.2. ábra** is mutatja. Indító szelepsor esetén, az ilyen szelep akkor is zárva marad, ha a csőmembrán megsérült, elkerülve így az injektált gáz gazdaságtalan felhasználását. A szelepekben használt fémrugók rugóállandója jóval nagyobb, mint a töltetlen membrán rugóállandója, ezért a rugó rugóállandója határozza meg a szelep merevségét. A rugó erő független a hőmérséklettől, ami jelentős előny a berendezés megtervezése során, ha nincs elegendő információ a hőmérséklet eloszlásról a termelőcső mentén. Ebben az esetben a csak gáztöltéssel rendelkező szelepek üzemelése nem megbízható.

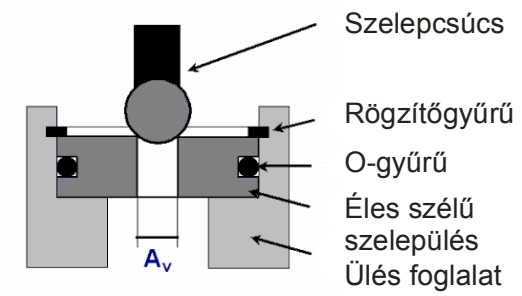
Olyan rugós segédgázszelepeket is alkalmaznak, ahol a csőmembrán nincs megtöltve gázzal, ilyenkor az egyedüli záróerőt a rugó szolgáltatja. A csőmembrán rugóállandója ugyanis jóval kisebb mint a rugóé. Ezekben az esetekben alkalmazott nyomórugók nagyon kemények, és csak egy nagyon kis szelepszár elmozdulást tesznek csak lehetővé. Ezért a szelep soha sincs teljesen nyitva, mindig fojtószelepként működik, vagyis az áramlás számára nyitott keresztmetszet kisebb, mint a tényleges szelepnyílás keresztmetszete.

3.2.4 Szelepcsúcs és szelepülés

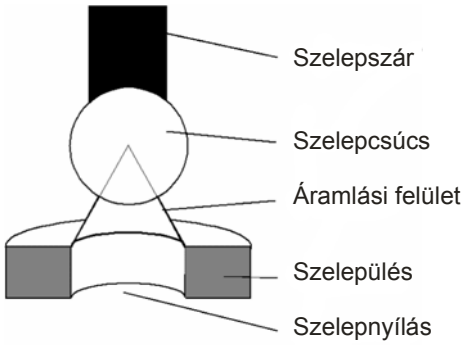
A segédgázt a szelepnyíláson keresztül injektáló szelep működése a szelepcsúcs és szelepülés közötti megfelelő tömítéstől függ. Ezeket a részeket általában nagyon kemény anyagból: monel-ből, volfrámkarbidból vagy kerámiából készítik a hosszú, szivárgásmentes üzemelés érdekében. A két elemet a gyártás során egymáshoz illesztik, ezért ha valamelyik megsérül, mindkettőt ki kell cserélni. Ahogy az a **3.7 ábrán** is látható, a szelepcsúcsot, ami általában gömb alakú, cserélhető kivitelben készítik és rögzítik a szelepszárhoz. A szelepcsúcsnak illeszkednie kell a szelepülésbe és átmérője általában 1.6 mm-rel nagyobb mint a szelepnyílás átmérője. A szelepülés is cserélhető és általában önbeálló kivitelben készül, vagyis van egy korlátozott függőleges elmozdulási képessége a jobb zárás érdekében.

A legtöbb segédgázszelepben éles szélű szelepülés található vagy csak egy nagyon minimális mélységű él letörés. Más szelepekben az él-letörés nagysága, mélysége jóval nagyobb, de a letörés szöge nem szabványosított. Alkalmaznak még kúpos kiképzésű szelepcsúcsot is annak érdekében, hogy fokozzák a szelep fojtószelep jellegű viselkedését. Az él-letörés szöge és nagysága befolyásolja a szelep csúcs –

szelepülés érintkezési felületének nagyságát. Ez az érintkezési felület nagyon fontos tényező a szelepcsúcsra ható erők meghatározása során. Az éles peremű szelep ülés esetén a szelepnyílásban uralkodó nyomás a szelepcsúcsra a szelepnyílás átmérőjének megfelelő keresztmetszeten hat, a lesarkított szelep ülés esetén ez a felület ennél nagyobb. Ezért nagyon fontos, hogy a szelepgyártók közöljék az erre vonatkozó mechanikai adatokat.



3.7. ábra
Éles szélű szelepülés



3.8. ábra
Kúp alakú áramlási felület

Ahogy a szelepcsúcs eltávolodik a szelepülésről, a szelep nyit egy arányosan növekvő felületet az áramlás számára, amelyen keresztül az injektált gáz áramolhat. Bármely szelepszár pozícióban, az áramlás számára nyitott felület egyenlő egy egyenes csonka körkúp palástjával[25,26], melynek alapja a szelepülés pereme, tengelye pedig a szelepcsúcs középpontját érinti, lásd **3.8. ábra**. Az áramlási terület fokozatosan növekszik, ahogy a szelepcsúcs távolodik a szelepüléstől, és egy bizonyos távolság után eléri a tényleges szelepnyílás méretét. Gyakorlati adatok azt mutatták[27,28], hogy éles peremű szelepülés esetén, az áramlási terület a szelepszár elmozdulás lineáris függvénye mindaddig, amíg a mérete el nem éri a szelepnyílás méretét. A csak gáztöltésű szelepek esetén, kis szelepszár elmozdulás érték szükséges a szelep teljes kinyitásához. A rúgóterhelésű szelepek esetén, a sokkal nagyobb előfeszítettség $\mathbf{B_{lr}}$ érték miatt, sokkal kisebb szelepszár elmozdulások lépnek fel, s ezért ezek a szelepek soha nincsenek teljesen nyitva, állandóan fojtószelepként működnek.

3.2.5 Visszacsapószelep

Az olajkútba beépített segédgázszelep biztosítja a kommunikációt a termelőcső és a béléscsőköz között, a szelep beépítési mélységében. Az indítószelepek, csak úgy mint az üzemi szelepek, az injektálási és/vagy termelőcső nyomás hatására nyitnak, és

engedik az injektált gázt a kútáramba, ha megfelelő nyomáskülönbség áll fenn az injektálási és termelőcső oldali nyomás között. Azonban, ezeknek a nyomásoknak a hatására akkor is kinyithat a szelep, ha a nyomás különbség a kívánt injektálási iránnyal ellentétes, így az áramlás iránya nem megfelelő. Az ilyen esetek elkerülése érdekében, visszacsapószelepet csatlakoztatnak a segédgázszelepekhez, amely lehet egy különálló egység vagy a szeleppel egybeépített.

A visszacsapószelepek legfontosabb funkciói a következők:

- Ha az indító szelepsor összes szelepe fel van szerelve visszacsapószeleppel, akkor a kútfolyadék nem tud újra a csőközbe jutni, ez biztosítja, hogy állandó folyadékszint lesz az üzemi szelep felett és a kút lezárása után nem lesz szükség leürítésre.
- A kútkiképzések után nagyon gyakran szükség van az iszap eltávolítására a kútból, ezt egy normál segédgázos indító szelepsorral is el lehet végezni, azonban ilyenkor az összes szelep megsérülne az iszap abrazív hatása miatt (sok szilárd anyagot tartalmaz). Ilyen esetekben a normál injektálási iránnyal szembeni áramlással megakadályozható a szelepeken keresztüli áramlás, ha a szelepekben visszacsapószelep van. Mivel az áramlás során a differenciális nyomás megnő, a szelepen a visszacsapószelep lezár, és megakadályozza a szelepen keresztüli áramlást.
- Ha a segédgázos kúton serkentési munkákat, savazást, vagy repesztést végeznek, akkor a visszacsapószelepre feltétlenül szükség van, hisz ezekben az esetekben nagynyomású folyadékot szivattyúznak a kútba, ami a visszacsapószelepek nélkül nem lehetséges.
- Azokban a felszálló olajkutakban, ahol csak az indítás történik segédgázzal, a visszacsapószelep akadályozza meg a folyadék csőközbe való jutását, amikor a termelőcsőben nagy áramlási nyomások lépnek fel.

A fent említettek miatt, gyakorlatilag minden segédgázszelep tartalmaz egy integrált vagy egy különálló visszacsapószelepet. A visszacsapó-szelep jelenléte nem befolyásolja a szelep működését, vagyis a nyitási tulajdonságait nem érinti.

3.3 A szelepek működése

Ebben a fejezetben összefoglalom az általam vizsgált csőmembrános szelepek mechanikai és működési jellemzőit is. Bemutatom a nyitási és zárási jellemzőiket az

erőegyensúlyon alapuló nyitóegyenleteiken keresztül. Bár a nyitóegyenletek statikus állapotokat feltételeznek, segítségükkel a szelepek alapvető viselkedési jellemzője bemutatható, a szelepek dinamikai viselkedésére egy későbbi fejezetben térek ki.

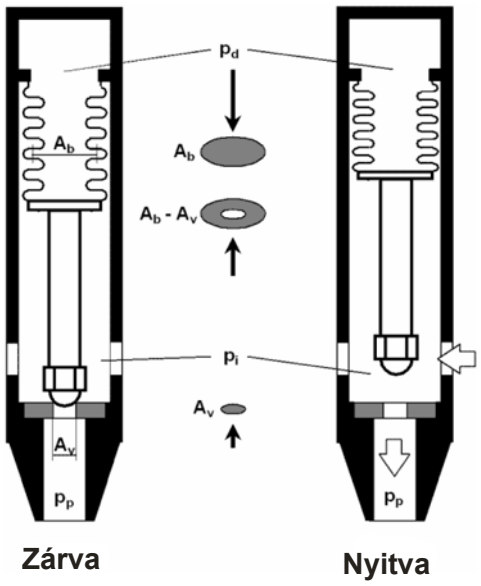
A segédgázszelepeket kiegyensúlyozatlannak nevezzük ha a nyitó, vagy a nyitó és záró nyomását a termelési nyomás befolyásolja. Ez azt jelenti, hogy a szelep nyitási vagy zárási feltételei a fennálló termelési nyomástól függenek, míg a kiegyensúlyozott szelep ugyanazon az injektálási nyomáson nyit és zár. A változó nyitó és állandó zárási nyomással rendelkező szelepeknek nyújtózása van, a nyújtózás a nyitó és záró nyomás közötti különbséget jelenti.

3.3.1 Egyelemű szelepek

King[20] eredeti szelepe klasszikus példája a kiegyensúlyozatlan, nyújtózással rendelkező szelepeknek. A szelepben csak a kamrában lévő gáztöltés szolgál a szelep vezérlésére, ezért is nevezik gyakran egyelemű szelepnek. Ahogy azt a **3.9. ábra** is mutatja, a szelep zárt állapotában a $\boldsymbol{p_i}$ injektálási nyomás nagyobb felületen hat, mint a termelési nyomás $\boldsymbol{p_p}$, ezért is nevezik ezt a szelepet injektálási nyomással vezérelt szelepnek. A szelep nyitva vagy zárva van attól függően, hogy a szelepszár milyen pozíciót foglal el a szelepnyíláshoz képest. A szelepszár pozícióját a szelepszárra ható erők határozzák meg. Felírva a szelepszárra ható erők mérlegegyenletét, a szelep nyitási és zárási feltételei meghatározhatók.

Zárt állapotban a kamrában lévő gáz (kamragáz) $\boldsymbol{p_d}$ a csőmembrán effektív felületére $\boldsymbol{A_b}$ hat, elegendő erőt szolgáltatva arra, hogy a szelepszárat zárási pozícióban tartsa. Az összes többi, szelepszárra ható erő, a szelepet nyitni igyekszik. A legnagyobb nyitó erő az injektálási nyomás hatására jön létre, ami egy gyűrű alakú felületen hat, melynek nagysága a csőmembrán effektív felülete, mínusz a szelepnyílás keresztmetszete $\boldsymbol{(A_b - A_v)}$. Egy jóval kisebb erő ébred a termelési nyomás $\boldsymbol{p_p}$ hatására, amely a szelepnyílás keresztmetszetén keresztül hat a szelepcsúcsra. A nyitás pillanatában a nyitó és záró erőknek egyensúlyban kell lenniük, s így felírhatjuk az erő egyensúlyi egyenletet:

$$p_d \; A_b = p_i \left(A_b - A_v\right) + p_p \; A_v \qquad \textbf{3.6}$$



3.9. ábra
Kiegyensúlyozatlan szelep sematikus rajza

Mivel a szelep az injektálási nyomásra érzékeny, a **3.6 egyenletet** az injektálási nyomásra szokták kifejezni. Az eredményül kapott egyenletet a szelep nyitóegyenletének nevezik és meghatározza a nyitáshoz szükséges injektálási nyomás nagyságát:

$$p_{io} = \frac{p_d}{1-\frac{A_v}{A_b}} - p_p \frac{\frac{A_v}{A_b}}{1-\frac{A_v}{A_b}} = \frac{p_d}{1-R} - p_p \frac{R}{1-R} \qquad \textbf{3.7}$$

ahol: $\boldsymbol{p_d}$ = kamranyomás a szelep hőmérsékletén, Pa,

$\boldsymbol{p_{io}}$ = nyitó injektálási nyomás a szelep beépítési mélységében, Pa,

$\boldsymbol{p_p}$ = termelési nyomás a szelep beépítési mélységében, Pa,

$\boldsymbol{R}$ = geometriai állandó, $\boldsymbol{R = A_v/A_b}$ -

A nyitóegyenletből látható, hogy a nyitó injektálási nyomás nem csak a kamranyomástól, hanem a termelési nyomástól is függ. Minél nagyobb a termelési nyomás, annál kisebb injektálási nyomás szükséges a szelep nyitásához. Állandó termelési nyomás esetén a szelep azonnal kinyit, amint az injektálási nyomás eléri a **3.7. egyenletből** számított értéket. A következőkben feltételezem, hogy amikor a szelep kinyit, a szelepszár teljesen eltávolodik a szelepnyílás elől, a teljes szelepnyílás keresztmetszetet szabaddá téve az injektált gáz számára.

Ha a szelep teljesen nyitva van, egy új erőegyensúlyi egyenletet kell felírni. A felírás során feltételezzük, hogy a szelepcsúcsra az injektálási nyomás hat. Az injektálási nyomás csökkenése csak a szelepnyílásban várható, mivel a szelep beömlőnyílásainak felülete sokkal nagyobb, mint a szelepnyílás keresztmetszete. Vagyis az injektálási nyomás ebben az esetben a teljes effektív membránfelületre hat, és próbálja a szelepet nyitva tartani. A zárási nyomást most is a kamragáz nyomása szolgáltatja. Az erők egyensúlya a következő:

$$p_d \; A_b = p_i \; A_b \qquad \textbf{3.8}$$

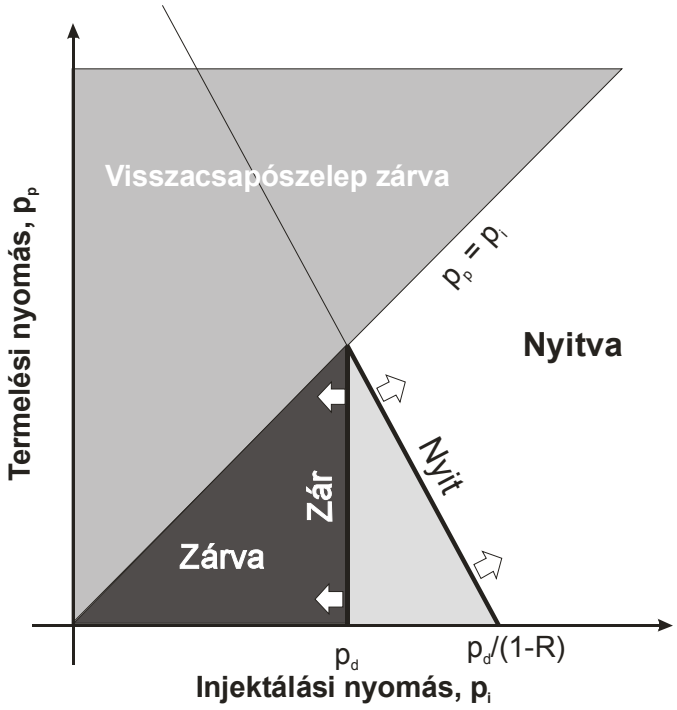
Az injektálási nyomásra kifejezve kapjuk a szelep zárási vagy záró egyenletét:

$$p_{ic} = p_d \qquad \textbf{3.9}$$

ahol: $\boldsymbol{p_d}$ = kamranyomás a szelep hőmérsékletén, Pa,

$\boldsymbol{p_{ic}}$ = záró injektálási nyomás a szelep beépítési mélységében, Pa,

Összehasonlítva a nyitó és záró egyenleteket (**3.7, 3.9 egyenletek**) megállapíthatjuk, hogy a kiegyensúlyozatlan szelep a kamranyomásnál nagyobb injektálási nyomás esetén nyit, és akkor zár, ha az injektálási nyomás a kamranyomás alá csökken.



3.10. ábra
Injektálási nyomással vezérelt szelep nyitási és zárási jellemzői

Fontos megjegyezni, hogy a fentiekben elmondottak csak statikus esetben igazak, a szelepek dinamikus viselkedését a későbbiekben tárgyalom. Az eltérés, dinamikus állapotban annak a következménye, hogy zárás során a szelepcsúcsra ható nyomás eltér az injektálási nyomástól.

A **3.10. ábrán** egy kiegyensúlyozatlan, injektálási nyomással vezérelt szelep nyitási és zárási jellemzőinek grafikus ábrázolása látható. A szelepekben mindig megtalálható visszacsapószelep meggátolja a szelep működését minden, az injektálási nyomásnál nagyobb termelési nyomás esetén. Ez a diagramon a $p_p = p_i$ vonal fölötti terület. A kamranyomásnál kisebb injektálási nyomások esetén a nyitáshoz szükséges termelési nyomások nagyobbak lennének, mint az aktuális injektálási nyomás, ezért a visszacsapószelep lezár, tehát a szelep zárva van. Ez a terület a legsötétebb árnyalatú az ábrán. A nyitó egyenlet lineáris függvénye a termelési nyomásnak, ezért a képe az ábrán egy egyenes, mely vastag vonallal van jelölve. A szelep nyitása ezen egyenes mentén történik, míg a zárás a $p_i = p_d$ függőleges egyenes mentén történik. A nyitóegyenlet és a konstans kamranyomás függőleges egyenese által meghatározott háromszögön belül a szelep állapota attól függ, hogy az azt megelőző időben milyen volt az állapota. Ha a szelep előzőleg zárva volt akkor mindaddig zárva is marad, amíg az injektálási, vagy termelési nyomás, vagy mindkettő változásának hatására a szelep állapota el nem éri a vastagított vonallal jelzett nyitóegyenletet. Ha a szelep korábban nyitva volt, akkor továbbra is nyitva marad addig amíg az injektálási nyomás a kamra nyomás alá nem csökken.

Amikor segédgázszelepekkel dolgozunk fontos szem előtt tartani, hogy a szelep aktuális működése során milyen hőmérsékletek és nyomások uralkodnak a szelep beépítési mélységében. A szelepkamrákat a felszínen töltik meg gázzal, 15.5 ^{o}C-on, a beépítés után hőmérsékletük jelentősen emelkedhet, s így a kamranyomás is növekedni fog. Az erőegyensúlyt felíró egyenletnek azonban a formája nem függ a hőmérséklettől, mivel a szelep geometriai adatai sem függnek tőle.

A szelepeket speciális szelepvizsgálóban töltik meg gázzal, általában zéró termelési nyomás mellett. A **3.7** nyitóegyenletbe nulla termelési nyomást behelyettesítve $p_p = 0$, kiszámíthatjuk ezen körülmények esetén a nyitáshoz szükséges injektálási nyomást. Ez a nyomás a segédgázszelep szelepvizsgálóban mért nyitónyomása, amit ***TRO*** val jelölnek a szakirodalomban:

$$\mathrm{TRO} = \frac{p'_d}{1-R} \qquad \textbf{3.10}$$

ahol: $\boldsymbol{p_d'}$ = kamranyomás 15.5 ^{o}C-on, Pa.

A segédgázszelepeket két széles körben elterjedt paraméterrel jellemeznek: a termelési nyomás érzékenység (korábban termelőcső nyomás érzékenység) és a szelep nyújtózása.

A termelési nyomás érzékenység (***PPE***) a második tag a szelep nyitó egyenletében, a **3.7 egyenletben**. Értéke a termelési nyomás hatását jellemzi a nyitó injektálási nyomásban, és a zéró termelési nyomás és az aktuális nyitónyomás különbségeként definiálható:

$$\mathrm{PPE} = p_p \frac{R}{1-R} \qquad \textbf{3.11}$$

Egy adott szelepméret és szelepnyílás esetén ***PPE*** értéke a termelési nyomás növekedésével lineárisan nő. A ***PPE*** függvény meredeksége, az ún. termelési nyomás érzékenységi tényező, ***PPEF***:

$$\mathrm{PPEF} = \frac{R}{1-R} = \frac{\frac{A_v}{A_b}}{1-\frac{A_v}{A_b}} \qquad \textbf{3.12}$$

Látható, hogy a ***PPEF*** egy adott geometriájú, adott szelepnyílás méret esetén állandó érték, és az egységnyi termelési nyomás növekmény hatására bekövetkező nyitó injektálási nyomás csökkenést jelenti. Termelőcsövön keresztüli termelés esetén a termelési nyomás egyenlő a termelőcső nyomással, ezért ***PPEF***-et termelőcső nyomás érzékenységi tényezőnek is lehet nevezni (***TEF***), ahogy ezt korábban széles körben alkalmazták is. A ***3.12. egyenlet*** alapján nyilvánvaló, hogy egy adott szelep esetén ***PPEF*** értéke a szelepnyílás méretével növekszik.

A segédgázszelep nyújtózása a nyitó és záró nyomások különbsége. A különbség abból adódik, hogy különböző nyomások hatnak a szelepcsúcsra nyitott és zárt állapotban. A nyújtózás a szelepgeometria, a kamranyomás és a termelési nyomás függvénye, és a definíciója a következő:

$$\mathbf{N}\textit{yújtózás} = p_{io} - p_{ic} = \frac{p_d - p_p R}{1-R} - p_d = \frac{R}{1-R}\left(p_d - p_p\right) \qquad \textbf{3.13}$$

A fenti egyenletben felismerhető a **3.12 egyenlet** ***PPEF*** kifejezése, ezt felhasználva kapjuk a nyújtózás tömörebb egyenletét:

$$\text{N}\textit{yújtózás} = \text{PPEF}\left(p_d - p_p\right) \qquad \textbf{3.14}$$

A nyújtózás értéke nulla, ha a termelési és injektálási nyomás azonos, és a maximális értékét nulla termelési nyomás esetén éri el. Egy adott szelep méret esetén a nyújtózás a szelepnyílás méretétől erősen függ. Minél nagyobb a szelepnyílás átmérője, annál nagyobb a szelep nyújtózása.

3.3.2 Kételemű szelepek

Néha, a gázzal töltött csőmembrán mellett egy spirálrugót is alkalmaznak a segédgázszelepekben, ami a szelep zárását segíti. A **3.2 ábra** egy ilyen szelepet mutat. Indító szelepek esetén ez a rugó még akkor is lezárja a szelepet, ha az egyébként a csőmembrán kilyukadása miatt a szelep nem zárna le, megakadályozva így a felesleges gázinjekciót. Az ilyen szelepek működésének a leírása hasonló módon történik mint a rúgó nélküli szelepek esetén, vagyis az erőegyensúly felírásával. A rugóerőt egy ekvivalens nyomás tag $\boldsymbol{p_{sp}}$ (szelepvizsgálóban mérve) segítségével veszik figyelembe, amely az injektálási nyomással azonos, vagyis $\boldsymbol{(A_b - A_v)}$ felületen hat. Ez az erő a szelepet zárni igyekszik, vagyis a kamranyomásra rásegít. A rugóerő, szemben a kamragáz nyomásával, nem függ a hőmérséklettől, vagyis ugyanazt a záró erőt szolgáltatja felszíni és mélységi körülmények között. A nyitási feltételeket az alábbi, a nyitás pillanatában érvényes, erőegyensúlyi egyenlettel lehet felírni:

$$p_d\ A_b + p_{sp}\left(A_b - A_v\right) = p_i\left(A_b - A_v\right) + p_p\ A_v \qquad \textbf{3.15}$$

A nyitó injektálási nyomásra kifejezve, és a már korábban használt terminológiával élve:

$$p_{io} = \frac{p_d}{1-R} - \text{PPEF}\ p_p + p_{sp} \qquad \textbf{3.16}$$

ahol: $\boldsymbol{p_d}$ = kamranyomás a szelep hőmérsékletén, Pa,

$\boldsymbol{p_{io}}$ = nyitó injektálási nyomás a szelep beépítési mélységében, Pa,

PPEF = termelési nyomás érzékenységi tényező,

$\boldsymbol{p_{sp}}$ = a rugóerő hatása, Pa.

A szelep zárási jellemzőit a következő erőegyensúly felírásával határozhatjuk meg, mint a rúgónélküli szelep esetén, feltételezzük, hogy a szelep teljesen nyitva van és az injektálási nyomás uralkodik a szelepszár alatt.

$$p_d\ A_b + p_{sp}\left(A_b - A_v\right) = p_i\ A_b \qquad \textbf{3.17}$$

Ebből a záró injektálási nyomás egyszerűen kifejezhető:

$$p_{ic} = p_d + p_{sp}\left(1 - R\right) \qquad \textbf{3.18}$$

Mind a nyitónyomás a szelepvizsgálóban (***TRO***) mind a nyújtózás kifejezése tartalmazza a rugó hatását:

$$\mathrm{TRO} = \frac{p'_d}{1-R} + p_{sp} \qquad \textbf{3.19}$$

$$\mathrm{N}\textit{yújtózás} = \mathrm{PPEF}\left[p_d - p_p + p_{sp}\left(1-R\right)\right] \qquad \textbf{3.20}$$

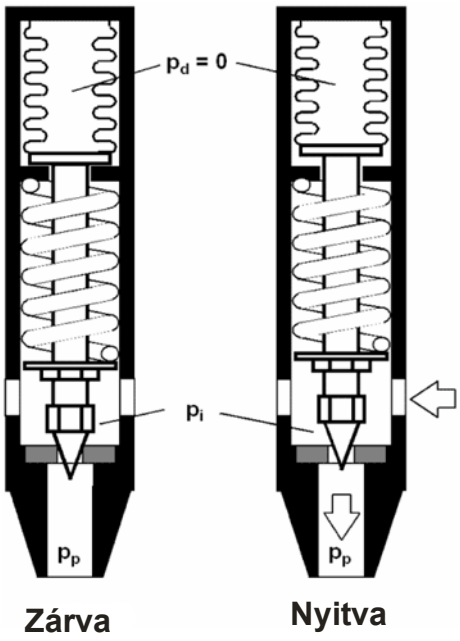
ahol: $\boldsymbol{p_d'}$ = a kamranyomás 15.5 ^{o}C-on, Pa.

Itt visszautalnék arra a fejezetre, ahol a gázzal töltött csőmembrán és a rugó összehasonlítása történt. Az ott említettek szerint a rugós szelepek előfeszítettsége sokkal nagyobb, mint a gázzal töltött csőmembráné. Ezért a rugós szelepek fojtószelepként működnek, mivel ezek a szelepek szinte soha nincsenek teljesen nyitva. Az ebben a fejezetben említett kételemű szelepek azonban nem tekinthetők fojtószelepnek mivel a bennük lévő rugó sokkal gyengébb, mint a korábban említett rugós szelepeké: a rugó szerepe pusztán az hogy pozitív zárást tegyen lehetővé, vagyis a csőmembrán sérülése esetén is lehetővé tegye a szelep lezárását.

3.3.3 Gáztöltés nélküli rugóterhelésű szelepek (fojtásos segédgázszelep)

A pusztán rugó terhelésű szelepeknek sokkal nagyobb az előfeszítettsége, mint a gáztöltésűeké. Ez az oka annak, hogy ezek a szelepek soha nem nyitnak ki teljesen, és ezért mindig fojtják a gázáramlást. Ezt a jellemzőt mutatja sematikusan a **3.11. ábra**. A szelepkamra nincs megtöltve gázzal, a csőmembrán egyedüli szerepe annak biztosítása, hogy az injektálási nyomás elmozdíthassa a szelepszárat. Az összes zárási erőt a rugó biztosítja, annak az összenyomódásnak a következtében, melyet a szelepcsúcs szelepülésről való elmozdulása okoz a rugóban. A rugóerő, a töltött membrán hatásával összehasonlítva, jóval nagyobb és független a hőmérséklettől. Ez

a hőmérséklet függetlenség komoly előnyt jelent azokban a tervezési esetekben, amikor a kút menti hőmérséklet-eloszlás nem ismert megfelelő pontossággal.



3.11. ábra
A fojtószelep működésének sematikus rajza

A szelep egy másik fontos tulajdonsága a kúposan kialakított szelepülés és szelepcsúcs. Ez a jellemző fokozza a szelep fojtó jellegét. Mivel a szelepszár elmozdulás a nagy előfeszítettség miatt meglehetősen korlátozott, az áramlás számára rendelkezésre álló keresztmetszet a beömlőnyílásokkal összehasonlítva mindig kicsi. A rugó, a kúpos szelepülés és nyílás kombinált hatásának eredményeképpen a szelep alapvető tulajdonsága, hogy még nyitott állapotban is termelési nyomás hat a szelepcsúcsra.

A fent elmondottakból következik, hogy a nyitó és záróegyenlet megegyezik. Az egyenletek tartalmazzák a rugó hatására fellépő záró erőt és az $(A_b - A_v)$ felületre ható injektálási és a szelepülés szelepcsúcs érintkezési felületére A_v–re ható termelési nyomás hatására fellépő nyitóerőket.

$$F_{sp} = p_i \left(A_b - A_v\right) + p_p \ A_v \qquad \textbf{3.21}$$

ahol: F_{sp} = kompresszió erő a rugóban, N,

p_i = injektálási nyomás a szelep beépítési mélységében, Pa,

p_p = termelési nyomás a szelep beépítési mélységében, Pa,

A_b, A_v = membrán és a szelepülés-szelepcsúcs érintkezési felülete, m^2.

A rugóerőt mechanikusan állítják a szelep beállítása során. A rugóerő közvetlen mérése nem célszerű, ezért közvetve határozzák meg a szelepvizsgálóban. Ehhez a szeleptípushoz használt szelepvizsgálókban a teljes membránfelszínre ható nyomást mérik meg a zárás pillanatában. Habár ez az érték, amit rugó beállítási nyomásnak is neveznek, a zárás pillanatában érvényes érték, de ezt használják a nyitott állapotra vonatkozóan is, elhanyagolva a szelepszár elmozdulás hatását a rugóerőre. Ez az elhanyagolás nem okoz jelentős hibát, mivel a szelep működési tartományában a szelepszár elmozdulás nagyon kicsi.

Feltételezve, hogy a rugó beállítási nyomás a teljes membránfelületre hat, az erőegyensúly egyenletét az alábbi formában is felírhatjuk:

$$p_{sa}\, A_b = p_i \left(A_b - A_v\right) + p_p\ A_v \qquad \textbf{3.22}$$

ahol: $\boldsymbol{p_{sa}}$ = rugó beállítási nyomás, Pa

A fenti egyenletet az injektálási nyomásra kifejezve kapjuk a nyitó és záró egyenleteket:

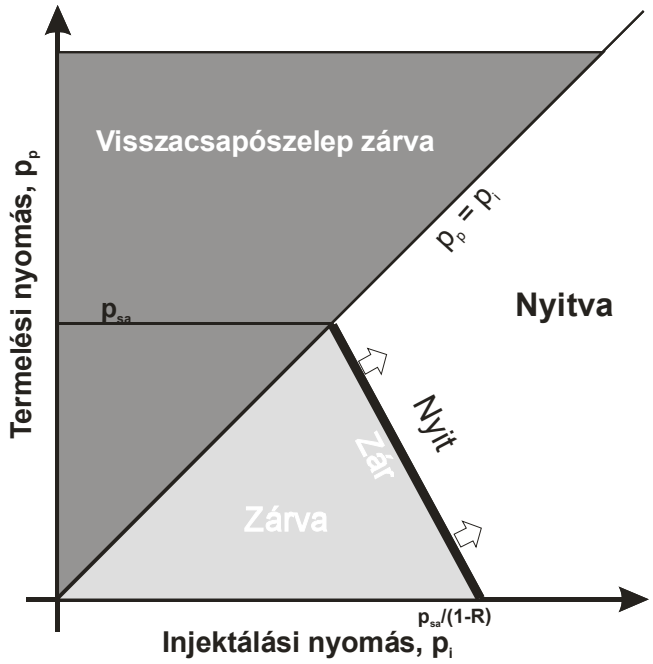
$$p_{io} = p_{ic} = \frac{p_{sa}}{1-R} - \mathrm{PPEF}\, p_p \qquad \textbf{3.23}$$

ahol: $\boldsymbol{PPEF = R / (1 - R)}$ = termelési nyomás érzékenységi tényező, -.

Tervezés során, az injektálási és termelési nyomás ismert a szelep beépítési mélységében, és a fenti egyenletből a rugó beállítási nyomását az alábbiak szerint lehet kifejezni:

$$p_{sa} = p_{io} - R\left(p_{io} - p_p\right) \qquad \textbf{3.24}$$

A szelep nyitási és zárási jellemzői a **3.12 ábrán** láthatók. Fontos megjegyezni, hogy ellentétben a gáztöltésű szelepekkel, a jelleggörbe ugyanaz felszíni és mélységi körülmények között is, mivel a rugó erőt a hőmérséklet nem befolyásolja. A vastagított vonal jelzi a nyitó és záró injektálási nyomásokat, s mivel nincs különbség közöttük, a szelep nyújtózása nulla. A szelep termelési nyomásra érzékeny, és még akkor is lezár a legkisebb termelési nyomás csökkenésre is, ha az injektálási nyomás állandó értékű.



3.12. ábra
Fojtásos segédgázszelep nyitási és zárási jellemzői

4 Segédgázszelepek dinamikus viselkedése

Ahogy korábban is említettem, a segédgázszelepeket kútindításra és termelésre is használják. A kútindítás során a segédgázszelep sort úgy tervezik meg, hogy a kút folyadékot fokozatosan, lépésekben szorítsa ki a gyűrűstérből és a termelőcsőből. Kútindítás során fokozatosan, az egyre lejjebb lévő szelepeken történik a gázinjekció mindaddig, amíg el nem éri az üzemi segédgázszelep mélységét. A gyűrűstérből egy fenti szelepen keresztül a termelőcsőbe juttatott gáz lecsökkenti a termelőcső nyomást ebben, és az azt követő szelep mélységében. A lentebbi szelep csak akkor tud gázt injektálni a termelőcsőbe, ha a szelep mélységében uralkodó termelőcső nyomás kisebb lesz, mint a béléscső nyomás. Nyilvánvaló, hogy minél több gázt injektál a fenti szelep az adott szelep mélységében, annál kisebb lesz a termelőcső nyomás. Ha a fenti szelepen átáramló gázmennyiség nem elegendő a termelőcső nyomás megfelelő mértékű csökkentésére, akkor az indítási folyamat megakad.

Az üzemi segédgázszelep injektálási kapacitása is fontos paraméter. A hatékony működés szempontjából fontos, hogy az injektálási és/vagy termelési nyomásban bekövetkező változás az injektált gázmennyiség megváltozását idézze elő. Minél nagyobb a kút hozama, annál fontosabb az injektált gázmennyiség megfelelő meghatározása és pontos adagolása.

Habár a szelepek gázátbocsátó képességének kimagaslóan nagy a fontossága, az ipar a legutóbbi időkig nem fordított túl nagy figyelmet a problémára. A múltban, a segédgázszelepek működését a korábbi fejezetekben bemutatott statikus erőegyensúlyi egyenletekkel jellemezték, valamint azt feltételezték, hogy a szelep egy éles peremű fúvókaként működik. Feltételezték, hogy a szelepek gyorsan és teljesen kinyitnak, amint az injektálási és termelési nyomások elérik a nyitóegyenlet által meghatározott értékeket. Teljesen nyitott állapotban pedig a szelepen átáramló gázmennyiség meghatározásához a szelepnyílás méretét használva, a jól ismert Thornhill-Craver egyenletét használták. Ezt az egyenletet ideális gáz fix, állandó keresztmetszetű fúvókán való átáramlása során kialakuló hozam meghatározásához fejlesztették ki. A segédgázszelepek ezzel szemben nem rendelkeznek állandó átáramlási keresztmetszettel, mivel általában a szelepszár nem mozdul el teljesen a szelepülésről. A szelepszár és szelepülés egymáshoz viszonyított helyzete a szelep

konstrukció és a nyomásviszonyok függvénye, vagyis a szelep inkább egy változtatható átömlési keresztmetszetű fúvókára hasonlít.

Az első, a fenti problémával foglalkozó cikkben [29] a szerzők megállapítják, hogy a vizsgált segédgázszelep (egy CAMCO R-20) úgy viselkedik, mint egy változó fúvókájú Venturi cső, és nem mint egy szimpla fúvóka. A Ventúri cső egy szűkülő-bővülő fúvóka, amelyben az áramlási nyomás minimuma a cső torkában (legkisebb felületű keresztmetszet) található, és jelentős nyomás visszanyerés következik be a cső kiáramló, bővülő keresztmetszetű szakaszán. A torok keresztmetszete a szelepszár helyzetével, ami az injektálási és/vagy termelési nyomás függvénye, együtt változik. Következésképpen, a szelepcsúcsra ható nyomás sohasem egyenlő az injektálási nyomással, mint ahogy azt a statikus erőegyensúlyi egyenleteknél feltételezték. A kiegyensúlyozatlan segédgázszelepeknek soha nincs állandó zárási nyomása.

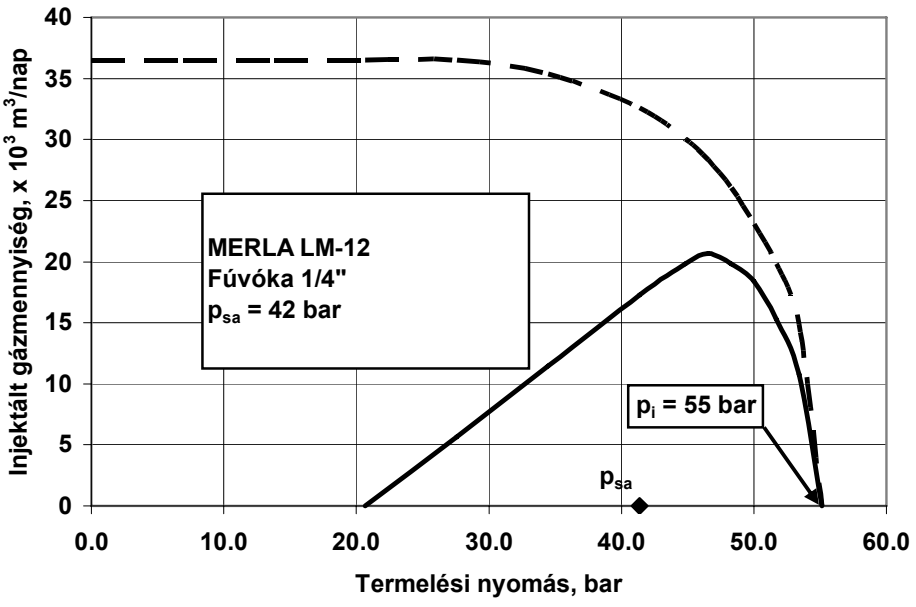
A gáztöltésű, csőmembrános segédgázszelepek első gyakorlati vizsgálatát Decker [23] végezte el. Munkájával a napjainkban használt segédgázszelep vizsgálat alapjait fektette le. Kidolgozott egy összefüggést a csőmembrán egység működésének jellemzésére, és ő vezette be a membrán előfeszítettségének $\boldsymbol{B_{lr}}$ (bellows load rate) a fogalmát is. Analitikusan meghatározott modelljének segítségével a szelepszár pozíció meghatározható a membrán effektív felületére ható nyomás ismeretében.

Winkler és Camp [30], a gázátbocsátó képesség számítás javítása érdekében, mérési eredményekre támaszkodva meghatároztak egy, a vizsgált kiegyensúlyozatlan szelepre érvényes átáramlási tényezőt, és az eredeti Thornhill-Craver egyenletet módosították úgy, hogy tartalmazza a gáz eltérési tényezőjét. A méréseik során csak a szelep működésének fojtási szakaszát vizsgálták (amikor a szelepszár nem emelkedik el teljesen a szelepülésről, vagyis az áramlási keresztmetszet kisebb mint a szelep szelepnyílásának keresztmetszete), és az átömlési tényezős megközelítési módról is kiderült később, hogy félrevezető.

4.1 Korai modellek

A gáztöltés nélküli csőmembrános szelepnek, a fojtószelepeknek van egy sajátos tulajdonsága. Normál körülmények között ez a szelep soha nem nyit teljesen, és a szelepnyílás áramlás elleni oldalán a nyomás a termelési nyomással majdnem megegyező érték, mind nyitott, mind zárt állapotban. Ezért ez a fojtószelep speciális kezelést igényel a gázátbocsátó képesség meghatározása során. Ezért az eredeti

gyártó, MERLA Tool Corp., felismerve a gázkapacitási adatok szükségességét, a korai 60-as évek óta több száz gázkapacitás mérést végzett el. [31,32]



4.1. ábra
A fojtásos segédgázszelep és a fúvóka jelleggörbéjének összehasonlítása

4.2 A fojtásos segédgázszelep

A **3.1. ábra** a fojtásos segédgázszelep tipikus viselkedését mutatja be, ahol egy LM-12 tipusjelű segédgázszelep mért gázkapacitása van összehasonlítva egy azonos szelepnyílás méretű fix fúvókán mért értékekkel. A szokásos alkalmazási körülmények között az injektálási nyomás értéke állandó, és az injektált gáz mennyisége a termelési nyomás változásával változik. Amikor a termelési és injektálási nyomás egyforma, akkor, habár a szelep nyitva van, gázinjektálás nem történik, mivel nincs nyomáskülönbség a szelepülés két oldala között. A termelési nyomás csökkenésével az injektált gáz mennyiség gyorsan nő, egészen egy maximális érték eléréséig, majd csökkenni kezd, és a szelep záró nyomásán (p_{pc}) teljesen megszűnik. A görbe egyenes szakasza a szelep úgynevezett fojtási szakasza, ahol az injektált gázmennyiség a termelési nyomással lineárisan változik. Ezen az egyenes szakaszon a növekvő nyomáskülönbség ellenére (kisebb termelési nyomások) az injektált gáz mennyisége csökken. Ezt az ellentmondást a szelepszár pozíciójának, amit gyakorlatilag a szelepcsúcs alatti nyomás határoz meg, megvizsgálásával lehet megmagyarázni. Mivel a szelepcsúcs állandóan korlátozza a gázáramlást, ez a nyomás

közel van a termelési nyomáshoz. Az áramlás számára nyitott felület a termelési nyomással egyenesen arányos. A szelepszár pozíciója és a termelési nyomás közötti lineáris kapcsolatot a szelep terhelő eleme, az állandó állandójú rugó biztosítja.

A fojtószelep gázátbocsátási jellemzői különböznek a fix fúvóka jellemzőitől, ahogy azt a **4.1. ábra** mutatja. Alacsony termelési nyomásoknál, a fúvókán való gázáramlás kritikus, és nincs mód a termelőcsőbe áramló gázmennyiség szabályozására. Ezzel szemben, a segédgázszelep ideálisan szabályozza a gázátbocsátó kapacitást. Folyamatos segédgázos termelésnél a szelep jelleggörbéjének fojtó szakasza lehetővé teszi az állandó áramlási gradiens fenntartását a termelőcsőben, ami a hatékony folyadék kiemelés alapkövetelménye. A szelep a termelési nyomás változásaira megfelelően reagál, ezért „arányos reagálású" szelepnek is nevezik.

A több száz mérés [32] eredményét a **4.2. ábrának** megfelelő módon közölték minden fojtószelepre. Az ábrán az LM-16 és LM-16R szelepek alapadatai és jelleggörbéinek paraméterei vannak feltüntetve. Az F_e paraméter az A_v/A_b arány dinamikus értékét reprezentálja, melyet a mérési adatok alapján, a nyitó/záró egyenlet (**3.23 egyenlet**) megoldásával és az $F_e = R$ helyettesítést figyelembe véve:

$$F_e = \frac{p_i - p_{sa}}{p_i - p_{pc}} \qquad \textbf{4.1}$$

A záró termelési nyomás, p_{pc} ugyancsak a nyitó/záró egyenletből kifejezve és $R = F_e$ helyettesítést használva:

$$p_{pc} = p_i - \frac{p_i - p_{sa}}{F_e} \qquad \textbf{4.2}$$

ahol: p_i = injektálási nyomás a szelep beépítési mélységében, psi,

p_{sa} = rúgó beállítási nyomás, psi,

p_{pc} = záró termelési nyomás a szelep beépítési mélységében, psi.

A fojtási szakaszban, ahol ez a szelep normál esetben működik, a gázkapacitást a következő lineáris összefüggéssel lehet meghatározni:

$$Q_{sc} = M\left(p_p - p_{pc}\right) \qquad \textbf{4.3}$$

ahol: Q_{sc} = injektált gáz mennyisége normálkörülmények között, Mscf/d,

M = a fojtási szakasz meredeksége a diagram alapján, Mscf/d/psi,

p_p = termelési nyomás a szelep beépítési mélységében, psi.

Mivel a gázhozam nem haladhatja meg a maximális értéket a fenti egyenlet alapján számított gázhozamot korlátozni kell a maximális gázhozammal. A maximális gázhozamot a következő egyenletből lehet meghatározni:

$$Q_{\max} = K\,M\left(p_i - p_{pc}\right) \qquad \textbf{4.4}$$

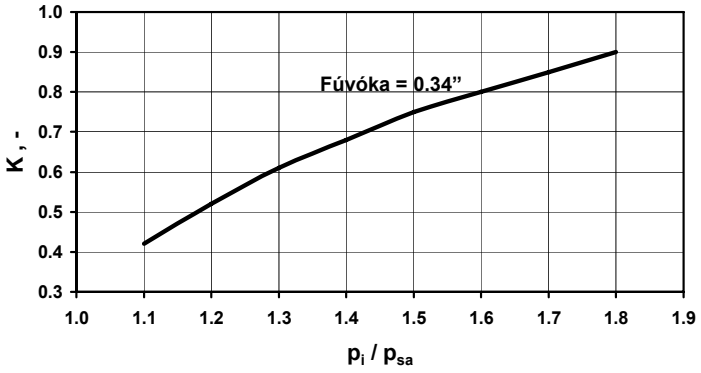
ahol: ***K*** = korrekciós tényező diagramról leolvasva, -.

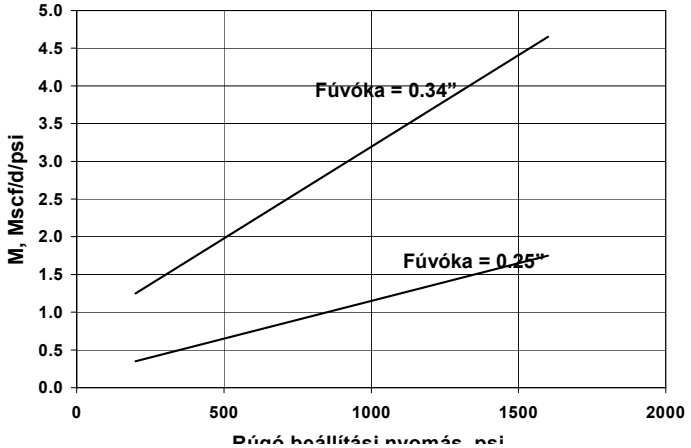
Jelleggörbe adatok

Szelep tipus: **LM-16** és **LM-16R**

Csőmembrán felület: A_b = 0.23 sq in

Fúvóka, in	**0.25**	**0.34**
Szelepcsúcs, in	3/8	1/2
F_e, -	0.25	0.50
K, -	0.68	lásd K diagram





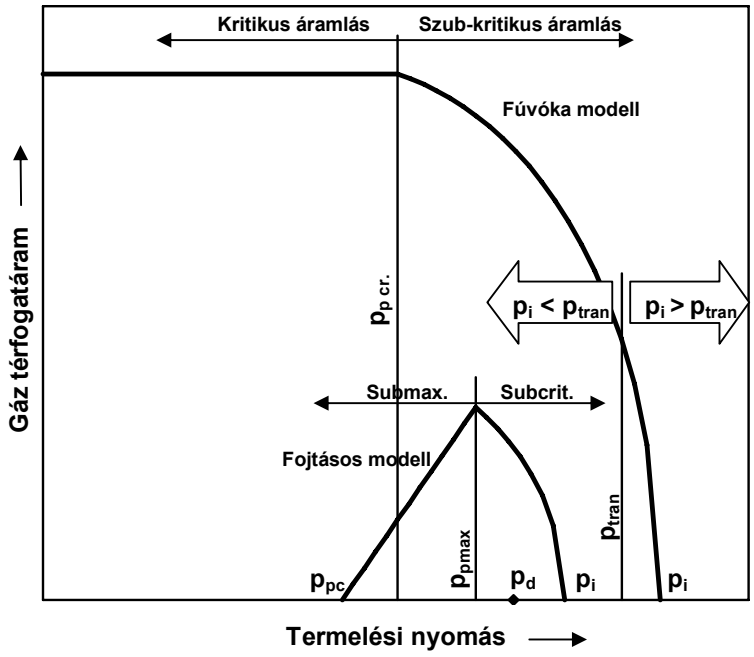
4.2. ábra

Minta jelleggörbe adatok a fojtásos segédgázszelephez [33]

4.3 Általános modellek

A segédgázszelepek dinamikus viselkedésének tanulmányozása új lökést kapott 1980-ban a TUALP (Tulsa University Artificial Lift Projects) egy, az ipar által szponzorált kutatási projekt elindításával. Több cikket is megjelentettek [34–39], bemutatva a sok éves kutatás eredményeit. A TUALP probléma-megközelítési módja az alábbiakban összegezhető:

- minden szelephez egy nagy adatbázist hoztak létre, mely tartalmazza az összes mért lényeges áramlási paramétert a pontosan szabályozott mérések során,
- a mért gázmennyiségek és egyéb paraméterek segítségével áramlási koefficienst határoztak meg minden esetre, és
- statisztikai módszerek segítségével az áramlási koefficienseket és egyéb, az áramlást jellemző paraméterrel korrelálták.



4.3. ábra
Sematikus segédgázszelep jelleggörbék

Niberding és társai [34] mutattak rá először, hogy a gázáramlás a segédgázszelepben kétféle lehet: a fúvóka és fojtószelep jellegű. A fúvóka jellegű áramlás nagyon hasonlít az egyszerű fix átmérőjű szűkítésen, fúvókán való áramláshoz, míg a fojtószelep jellegű áramlás a változó keresztmetszetű Venturi-

csövön való áramlásra hasonlít. A **4.3. ábra** ezeknek az áramlási típusoknak a sematikus jelleggörbéit mutatja a gázhozam - termelési nyomás koordináta rendszerben. A fúvóka jellegű áramlás két szakaszra osztható: szub-kritikus és kritikus szakaszra. Állandó injektálási nyomás esetén, p_i, csökkenő termelési nyomások mindaddig növekvő gázhozamokat eredményeznek, amíg a kritikus körülményeket el nem éri az áramlás a $p_p = p_{p\ cr}$. nyomáson. Ekkor a gáz áramlási sebessége a szelepnyíláson keresztül eléri a hangsebességet, és az injektált gázmennyiség értéke tovább már nem növekszik a csökkenő termelési nyomások ellenére sem. Ez az áramlási mód akkor lép fel, ha a szelepszár maximális távolságra van a szelepüléstől, vagyis a szelep teljesen nyitva van, ilyenkor a segédgázszelep fix fúvókaként működik.

Ha az injektálási nyomás egy jól meghatározott nyomásnál, az ún átmeneti nyomásnál p_{tran}–nál kisebb, a szelep máshogy fog viselkedni, és az áramlás fojtószelep jellegű lesz. A termelési nyomás $p_p = p_i$ értékről való csökkenés során az átáramló gázmennyiség nulla értékről fokozatosan növekszik a szelepülésen létrejövő növekvő nyomáskülönbség hatására. A maximális hozam elérése után az injektált gázmennyiség lineárisan csökken, mígnem a termelési nyomás eléri a záró termelési nyomást, és a gázáramlás megszűnik. Ezt a fajta viselkedést korábban már bemutattam részletesen. A fojtószelep jellegű jelleggörbét is két szakaszra lehet osztani. A szakaszokat egymástól a maximális gázáramláshoz tartozó termelési nyomás p_{pmax} választja el. A szub-kritikus szakasz a fúvóka jellegű áramláshoz hasonló a másik szakaszt pedig szub-maximális áramlási szakasznak nevezik, és ez a szakasz általában a szelep tulajdonképpeni működési területe.

Az egyes szerzők [34–39] által kidolgozott számítási modelleket külön nem ismertetem, mert munkájuk eredményét az AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE átvette és közzétette az **API RP 11V2** jelű ajánlott gyakorlatában, melyet a következő fejezetben ismertetek.

4.4 AZ API RP V2 modellje

A segédgázszelepek dinamikus jelleggörbéinek meghatározásával foglalkozó "**API Recommended Practice for Gas-Lift Valve Performance Testing**" (**API RP 11V2**) [34] kiadvány megjelenése egy hosszú, sokszereplős kutatási folyamat lezárásának és értékelésének az eredménye. A kiadvány összefoglalja a segédgázos szelepek dinamikai jelleggörbéjének mérésével kapcsolatos javaslatokat

és követelményeket, összegzi az injektált gázmennyiség meghatározásához használatos összefüggéseket, matematikai modelleket. Ezeknek az előírásoknak a pontos betartása lehetővé teszi, hogy a különböző szelepeket azonos módon és azonos feltételek mellett vizsgálják meg, lehetővé téve így az eredmények összehasonlítását. A következőkben az injektált gázmennyiség számításához javasolt modell bemutatása következik.

Ahogy az már bemutatásra került a **4.3. ábrával** kapcsolatosan, egy adott szelepnyílás és zárási nyomás esetén, a fúvóka és fojtószelep jellegű áramlások között a határfeltétel a $\boldsymbol{p_{tran}}$, az ún. átmeneti injektálási nyomás. Az átmeneti injektálási nyomás értékét a szelep zárónyomásának és az $\boldsymbol{F_e}$-vel jelölt dinamikus $\boldsymbol{A_v/A_b}$ arányának a segítségével, az alábbi egyenletből lehet meghatározni:

$$p_{tran} = p_d \left(1 + F_e\right) \qquad \textbf{4.5}$$

ahol: $\boldsymbol{p_d}$ = a szelep záró (karma)nyomása a szelep beépítési mélységében, psi,

$\boldsymbol{F_e}$ = dinamikus A_v/A_b arány, -.

Az **API RP 11V2** a fenti egyenlet használatát javasolja, azonban néhány szerző ehelyett a következő összefüggés használatát javasolja:

$$p_{tran} = \frac{p_d}{\left(1 - R\right)} \qquad \textbf{4.6}$$

ahol: R = a szelepnyílás és membrán felületének az aránya, -.

4.4.1 Fúvóka modell

A fúvóka modellt akkor lehet használni, ha az injektálási nyomás $\boldsymbol{p_i}$ nagyobb, mint a **4.5 egyenlettel** meghatározott átmeneti injektálási nyomás. Az injektált gázmennyiség számítása attól függ, hogy az aktuális termelési nyomás $\boldsymbol{p_p}$ nagyobb, vagy kisebb, mint a kritikus nyomás. A kritikus nyomás arány egy, az adott szelepen elvégzett jelleggörbe mérés során határozzák meg. és egy adott szelepnyílás méret esetén többnyire állandó érték. A kritikus nyomást pedig az alábbi egyenlettel számítják:

$$p_{p\,cr} = p_i \left(\frac{p_2}{p_1}\right)_{cr} \qquad \textbf{4.7}$$

A kritikus nyomásnál nagyobb, vagy egyenlő termelési nyomások esetén az áramlás szub-kritikus. A szelep gázátbocsátó képessége ebben az esetben egy módosított áramlásmérő összefüggésből számítandó. Ez az összefüggés figyelembe veszi a gáz expanziót, a gáz eltérési tényezőjét, és egy átáramlási tényezőt is. Megjegyzendő, hogy a Thornhill-Craver összefüggés az alábbi áramlásmérő összefüggésének egy jelentősen leegyszerűsített változata:

$$q_{sc} = 1241\, A_v\, C_d\, Y \sqrt{\frac{p_i\left(p_i - p_p\right)}{T_i\, z_i\, \gamma_g}} \qquad \textbf{4.8}$$

ahol: $\boldsymbol{q_{sc}}$ = a gáz térfogat árama normál állapotban, , Mscf/d,

$\boldsymbol{A_v}$ = szelepnyílás felülete, sq in,

$\boldsymbol{C_d}$ = átfolyási tényező a területek arányával, -,

$\boldsymbol{Y}$ = expanziós tényező, -

$\boldsymbol{p_i}$ = injektálási nyomás a szelep beépítési mélységében, psia,

$\boldsymbol{p_p}$ = termelési nyomás a szelep beépítési mélységében, psia,

$\boldsymbol{T_i}$ = szelep hőmérséklet, R,

$\boldsymbol{z_i}$ = gáz eltérési tényező a szelep beépítési mélységében, -,

$\boldsymbol{\gamma_g}$ = az injektált gáz relatív sűrűsége, -.

Számos szerző bebizonyította, hogy a $\boldsymbol{C_d\, Y}$ szorzat a lentebb definiált nyomásarány lineáris függvénye. A tesztadatok lineáris regresszió analízisének segítségével egy adott szelep adott szelepnyílás méretéhez a függvény értéke meghatározható:

$$C_d\, Y = a\frac{p_i - p_p}{p_i\, \kappa} + c \qquad \textbf{4.9}$$

ahol: $\boldsymbol{p_i}$ = injektálási nyomás a szelep beépítési mélységében, psia,

$\boldsymbol{p_p}$ = termelési nyomás a szelep beépítési mélységében, psia,

$\boldsymbol{\kappa}$ = adiabatikus gázállandó (a fajhők aránya), -

$\boldsymbol{a, c}$ = egy adott szelep és fúvókamérethez tartozó állandók, -.

Ha a gázáramlás a kritikus tartományba esik, a termelési nyomás a **4.7 egyenlet** által meghatározott kritikus nyomásnál kisebb, akkor az áramló gáz mennyisége állandó és a **4.8 egyenletből** a $\boldsymbol{p_p = p_{p\,cr}}$ helyettesítéssel számítható.

4.4.2 Fojtószelep modell

A fojtószelep jellegű áramlás modellezése a mért injektált gázmennyiség – termelési nyomás görbék normalizálásával történik[34, 36]. Az eredeti görbe (**lásd 4.3. ábra**) egy $\mathbf{q/q_{max}}$ - dimenziónélküli nyomás koordináta rendszerben kerül újra rajzolásra. A dimenziónélküli nyomás definíciója a következő:

$$N = \frac{p_p - p_{pc}}{p_i - p_{pc}} \qquad \textbf{4.10}$$

ahol: $\boldsymbol{p_i}$ = injektálási nyomás a szelep beépítési mélységében, psia,

$\boldsymbol{p_p}$ = termelési nyomás a szelep beépítési mélységében, psia,

$\boldsymbol{p_{pc}}$ = záró termelési nyomás a szelep beépítési mélységében, psia.

A transzformáció elvégzése után a mérési adatokat egyszerűbb regresszió analízis segítségével lehet kiértékelni. A két legfontosabb, a gázhozam számításokhoz kidolgozott korreláció: (a) a maximális térfogatáramhoz tartozó dimenziónélküli nyomás és (b) a fojtási szakasz egyenesének meredeksége. Ezeket a függvényeket a vizsgált szelep minden szelepnyílás átmérőjéhez meghatározták.

A fojtószelep modellel végzett számítások első lépése az áramlási tartományok meghatározása, vagyis annak eldöntése, hogy az aktuális termelési nyomás a szub-maximális vagy a szub-kritikus tartományba esik-e. Ahogy azt a **4.3. ábra** is mutatja, a két tartományt a maximális gázhozamhoz tartozó termelési nyomás $\boldsymbol{p_{pmax}}$ választja el egymástól. $\boldsymbol{p_{pmax}}$ meghatározásához először a kiegyensúlyozatlan segédgázszelep statikus nyitóegyenletéből meg kell határozni a záró termelési nyomást. Az egyenletben a mért $\boldsymbol{F_e}$ -t kell használni a statikus $\boldsymbol{R}$ helyett:

$$p_{pc} = p_i - \frac{p_i - p_d}{F_e} \qquad \textbf{4.11}$$

A maximális termelési nyomás, ahol a maximális gázáramlás lép fel, meghatározása a dimenziónélküli nyomás maximális értékének regressziós eredményei alapján:

$$p_{p\max} = p_{pc} + N_{\max}\left(p_i - p_{pc}\right) \qquad \textbf{4.12}$$

ahol: $\boldsymbol{p_i}$ = injektálási nyomás a szelepbeépítési mélységében, psia,

$\boldsymbol{p_{pc}}$ = záró termelési nyomás a szelepbeépítési mélységében, psia.

$\boldsymbol{N_{max}}$ = a maximális gázhozamhoz tartozó dimenziónélküli nyomás, -.

Az aktuális termelési nyomás összehasonlítása a maximális termelési nyomással, a fojtószelep jellegű áramlás aktuális tartománya meghatározható. A záró és a maximális termelési nyomás közé eső termelési nyomás esetén az áramlás szub-maximális, egyéb esetekben az áramlás szub-kritikus:

$$\begin{aligned} &p_{pc} \langle p_p \langle p_{p\max} && \text{szub - maximális áramlás} \\ &p_p \rangle p_{p\max} && \text{szub - kritikus áramlás} \end{aligned} \qquad \textbf{4.13}$$

Ha az áramlás szub-maximális, az injektált gázmennyiség – termelési nyomás függvény az adott szelep, adott szelepnyílás méreténél mért adatainak regresszió analízisének eredménye alapján határozható meg:

$$\text{meredekség} = m\, p_d + b \qquad \textbf{4.14}$$

ahol: $\boldsymbol{p_d}$ = záró (karma) nyomás a szelep beépítési mélységében, Psig,

$\boldsymbol{m, b}$ = mérés alapján meghatározott állandók, -.

A mérési körülmények között meghatározott injektált gázmennyiség a meredekség és a termelési nyomás alapján:

$$Q_{scm} = \text{m}\textit{eredekség}\ \left(p_p - p_{pc}\right) \qquad \textbf{4.15}$$

Mivel a mérés során az áramló közeg általában szobahőmérsékletű levegő, az összes regressziós koefficiens és számított gázáram csak a mérési körülményekre igaz. A számított gázmennyiségeket ezért korrigálni kell a szelep beépítési mélységében érvényes hőmérséklettel, gáz sűrűséggel és eltérési tényezővel:

$$Q_{sc} = Q_{scm} \sqrt{\frac{T_m\, z_m\, \gamma_m}{T_i\, z_i\, \gamma_g}} \qquad \textbf{4.16}$$

ahol: $\boldsymbol{Q_{scm}}$ = tesztkörülményekre számított gázmennyiség, Mscf/d,

$\boldsymbol{T_m}$ = teszt hőmérséklet, R,

$\boldsymbol{z_m}$ = a gáz eltérési tényezője a mérés hőmérsékletén, -,

$\boldsymbol{\gamma_m}$ = a teszt gáz relatív sűrűsége, -,

$\boldsymbol{T_i}$ = szelephőmérséklet a szelep beépítési mélységében, , R,

$\boldsymbol{z_i}$ = gáz eltérési tényezője a szelep beépítési mélységében, -,

$\boldsymbol{\gamma_g}$ = az injektált gáz relatív sűrűsége, -.

A levegő eltérési tényezőjét Takács[22] szerint az alábbi összefüggéssel lehet meghatározni, a ***T = 0 - 300 °F*** és ***p = 0 - 2000 psia*** tartományban:

$$z_a = 1.0 - 3.926\ 10^{-6}\ T + B\ p + C\ p^2 \qquad \textbf{4.17}$$

ahol: $B = -9.545\ 10^{-10}\ T^2 + 5.434\ 10^{-7}\ T - 6.099\ 10^{-5}$

$C = 1.515\ 10^{-13}\ T^2 - 9.458\ 10^{-11}\ T + 1.847\ 10^{-8}$

T = levegő hőmérséklet, F,

p = levegő nyomás, psia.

Ha a $p_p > p_{pmax}$, az áramlás a fojtószelep modell szub-kritikus tartományában van. Mivel a tartományt jellemző görbe alakja nagyon hasonló a fúvóka modell szub-kritikus görbeszakaszának alakjára, ebben az esetben is a fúvókamodell kissé módosított formáját lehet használni a gázmennyiségek meghatározásához. A számítás lépései a következők:

1. Fojtószelep jellegű áramlás szub-maximális tartományát feltételezve a gáz térfogatáramának meghatározása $p_p = p_{pmax}$ feltétel mellett.
2. A gáz térfogatáramának meghatározása fúvóka jellegű áramlást feltételezve, ugyancsak a $p_p = p_{pmax}$ feltétel mellett.
3. A korrekciós tényező meghatározása az alábbi egyenlettel:

$$C = \frac{Q_{throttling}}{Q_{orifice}} \qquad \textbf{4.18}$$

4. A $C_d\ Y$ szorzat meghatározása a **4.9. egyenlet** segítségével.
5. A gáz térfogatáramának kiszámítása a **4.8. egyenletből**.
6. Az 5. lépcsőben meghatározott térfogatáram korrigálása a C korrekciós tényezővel:

$$Q_{sc} = C\ Q_{sc}(5\ \text{lépés}) \qquad \textbf{4.19}$$

Amint látható, a fent részletezett számítási modell használatához szükség van az adott szelep regressziós paramétereire. A **4.1 táblázat** néhány, a TUALP projekt keretében megmért szelep regressziós paramétereit sorolja fel Takács[22] után.

4.1. táblázat

Jelleggörbe paraméterek néhány segédgázszelep esetén Takács után[22]

Gyártó	Szelep tipus	Sz. nyílás	F_e	(p_2/p_1) crit.	a	c	N_{max}	m	b	T_m	γ_m
cég		in	-	-	-	-	-	-	-	F	-
CAMCO	BK	1/8	0.02	0.58	-0.394	0.640	0.72	7.20E-05	0.07	57.8	1
	BK	3/16	0.09	0.58	-0.416	0.466	0.70	2.80E-05	0.25	70.1	1
	BK	1/4	0.15	0.58	-0.347	0.407	0.64	2.90E-04	0.44	61.5	1
	BK	5/16	0.23	0.58	-0.255	0.346	0.60	-4.00E-04	1.53	66.2	1
CAMCO	BK1	3/16	0.063	0.52	-0.964	0.904	0.74	2.00E-04	0.5	54.9	1
	BK1	1/4	0.13	0.50	-0.701	0.774	0.73	2.70E-04	0.562	53.2	1
	BK1	5/16	0.19	0.58	-0.885	0.765	0.72	-7.60E-04	1.905	71.5	1
	BK1	3/8	0.26	0.54	-0.356	0.499	0.71	1.50E-03	0.45	57.3	1
McMurry	Jr STD	1/8	0.03	0.53	-0.773	0.846	0.73	1.30E-04	0.08	66.9	1
	Jr STD	3/16	0.11	0.53	-0.972	0.864	0.74	4.30E-04	0.25	66.5	1
	Jr STD	1/4	0.18	0.53	-0.746	0.767	0.70	7.50E-04	0.4	62.9	1
	Jr STD	5/16	0.24	0.53	-0.362	0.541	0.64	2.70E-04	1.53	61.6	1
MERLA	NM16R	3/16	0.08	0.53	-0.541	0.680	0.74	2.50E-04	0.12	62.6	1
	NM16R	1/4	0.12	0.53	-0.595	0.706	0.71	6.50E-04	0.18	62.0	1
	NM16R	5/16	0.22	0.53	-0.339	0.582	0.62	7.20E-04	0.96	60.1	1
CAMCO	R20	3/16	0.12	0.63	-0.943	0.945	0.65	2.68E-03	-1.1681	75.1	1
	R20	1/4	0.15	0.64	-0.778	0.882	0.63	3.00E-03	-0.9859	81.9	1
	R20	5/16	0.18	0.60	-0.655	0.769	0.62	2.11E-03	0.4560	74.6	1
	R20	3/8	0.19	0.58	-0.522	0.606	0.61	1.84E-03	1.5588	72.5	1

5 A szelepben történő gázáramlás matematikai modellje

Az előző fejezetben leírt segédgázszelep jelleggörbe meghatározási módszereknek több hátrányuk is van: bonyolult és költséges mérési sorozat elvégzését teszik szükségessé, időigényesek, és a kapott eredmények pontossága egyes áramlási tartományokban meglehetősen nagy.

A problémát ezeknél a módszereknél az okozza, hogy a segédgázszelepeket fekete dobozként kezelik. Azt vizsgálják, hogy a szelep az egyes nyomás körülményekre hogyan reagál. Meg sem próbálják a szelepben ténylegesen lejátszódó folyamatokat leírni. Természetesen, ez az alkalmazott mérési módszerek következménye. Hisz a jelenlegi mérési eszközökkel nem lehet a szelep belsejében lejátszódó folyamatok fontos jellemzőinek, nyomás, hőmérséklet, sebességek pontos térbeli megmérése a nélkül, hogy az áramlást megzavarnánk. Ezért én egy olyan módszert kerestem, amely segítségével alkalmam nyílik a szelepben az áramlási paraméterek térbeli eloszlásának a meghatározására. A jellemzők térbeli eloszlásának ismeretében, megértve a szelepben lejátszódó folyamatokat, pontosabban leírhatóvá válik a segédgázszelep viselkedése. A következőkben bemutatom a szelepben lejátszódó áramlást leíró matematikai egyenleteket és röviden vázolom a megoldási lehetőségeiket.

5.1 A differenciálegyenletek

A szelepben lejátszódó áramlást megfelelően leíró differenciál egyenlet, a Navier-Stokes egyenlet, már régóta ismert. Az egyenlet egyik leggyakrabban használt formája Bobok[40] után:

$$\frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + Div(\vec{v} \circ \vec{v}) = \vec{g} - \frac{1}{\rho} grad\ p + \vec{v}\Delta\vec{v} + \frac{\mu + \zeta}{\rho} grad\ div\,\vec{v} \qquad \textbf{5.1.}$$

ahol: $\vec{v}$ = a sebesség vektor,

$\vec{g}$ = a nehézségi gyorsulás vektor,

ρ = a fluidum sűrűsége,

p = a nyomás,

μ = dinamikai viszkozitás,

ζ = fajlagos viszkozitás,

t = idő.

Ez az egyenlet a II. Newton-axióma kifejezése. Az egyenlet minden lineáris anyagegyenletű fluidumok esetén teljesül, ha az áramló tömeg állandóságának axiómája teljesül. Az áramló tömeg állandóságának axiómáját a kontinuitási egyenlet fejezi ki, melynek a mérnöki gyakorlatban leggyakrabban alkalmazott formája:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + div(\rho \vec{v}) = 0 \qquad \textbf{5.2.}$$

Természetesen teljesülnie kell az energia megmaradás axiómájának is, ezt fejezi ki a következő energia-mérleg egyenlet:

$$\frac{\partial}{\partial t}\left(\frac{v^2}{2} + h\right)\rho + div\left[\left(\frac{v^2}{2} + h\right)\rho\vec{v} - \lambda \nabla T\right] = \frac{\partial p}{\partial t} \qquad \textbf{5.3.}$$

ahol: h = termodinamikai entalpia,

λ = hővezetési tényező,

T = hőmérséklet.

A fent bemutatott három egyenletben az ismeretlenek száma öt, ezek a $\vec{v}$, ρ, p, h, T., tehát szükség van még két egyenletre. Ezért a fenti egyenleteket ki kell még egészíteni két termodinamikai egyenlettel. Az egyik a fluidum sűrűségének hőmérséklet és nyomás-függését kifejező állapotegyenlet:

$$\rho = \rho(T, p) \qquad \textbf{5.4.}$$

A másik pedig a fluidum entalpiájának h nyomás és hőmérsékletét kifejező anyagegyenlet:

$$h = h(T, p) \qquad \textbf{5.5.}$$

Az egyenletrendszerben így az ismeretlenek és az egyenletek száma megegyezik, elvileg tehát az egyenletrendszer megoldható. A megoldás lehetőségeit vázolom a következő alfejezetben.

5.2 A differenciálegyenletek numerikus megoldása (CFD)

Az ***4.1. - 4.5. egyenletrendszer*** analitikus megoldása csak bizonyos egyszerűsítő feltételek mellett lehetséges (lásd Bobok [40]). Az egyenletrendszer közelítő numerikus megoldását azonban meg lehet határozni, ha az egyenletrendszert valamilyen diszkretizációs módszer segítségével algebrai egyenletrendszerrel közelítjük, s amely algebrai egyenletrendszer már számítógép segítségével megoldható. A közelítés a tér és idő kis tartományára, cellájára vonatkozik, s így a numerikus megoldás is a tér és idő diszkrét pontjaira vonatkozik. A megoldás pontossága az alkalmazott diszkretizációs módszertől függ. A tématerületnek jó összefoglalóját adja Fletcher[41] és Ferziger-Peric[42]. Magát a szakterületet, a numerikus áramlástani szimulációt az angol Computational Fluid Dynamics szavak rövidítésével szokták jelölni, vagyis CFD. A továbbiakban én is így hivatkozok rá.

A CFD irodalom olyan széleskörű, és hatalmas mint maga az áramlástan. Könyvtárnyi könyvet lehetne összeszedni az adott témában. Munkám során a CFD módszereket csupán mint eszközt alkalmaztam a szelepben lejátszódó áramlások modellezésére, ezért dolgozatomban éppen csak érintem a módszereket, csak annyira, amennyire azt a dolgozat megértéséhez feltétlenül szükségesnek tartom.

A leggyakrabban alkalmazott diszkretizációs eljárások a véges különbségek (finite difference vagy röviden FD), a véges térfogatok (finite volume, FV), véges elemek (finite element, FE). A különbség az egyes módszerek között abban van, ahogy a differenciál egyenletek közelítését elvégzik. Ha az áramlási tér megfelelően kis részekre, cellákra van felosztva, akkor mindegyik módszer ugyanazt az eredményt szolgáltatja. A leggyakrabban alkalmazott diszkretizációs módszer, bonyolult geometriák esetén is viszonylag egyszerű alkalmazhatósága miatt a véges térfogatos.

Ebben az esetben az áramlási tér véges számú, és térfogatú, egymással a határfelületükön érintkező cellára van felosztva. A cellák geometriai középpontja a számítási csomópont. Az áramlást jellemző mennyiségek ebben középpontban vannak meghatározva. A cella határfelületén érvényes értékek meghatározása a központi értékek interpolációjával történik. A diszkretizáció, a differenciál egyenletek felületi és térfogati integrálásával történik. Az integrálásokat a megfelelő kvadratúrák

segítségével közelítik. A diszkretizáció eredményeképpen minden cellára egy algebrai egyenlet adódik, melyben a szomszédos cellák központi értékei is megjelennek.

Fontos kérdés a diszkretizáció eredményeként nyert algebrai egyenletrendszer megoldási módszere is. A vizsgált áramlás jellegétől függően a kapott algebrai egyenletrendszer lineáris vagy nem lineáris lehet. A nemlineáris esetben iterációs módszereket szoktak használni, mely során egy becsült megoldás környezetében linearizálják az egyenleteket és a megoldást iteráció során javítják. Vagyis minden esetben szükség van lineáris algebrai egyenletrendszer megoldására. E témakör szakirodalma is meglehetősen széles, a téma nagyon jó összefoglalását adja Rózsa[43].

5.3 Az alkalmazott CFD programcsomag bemutatása

A fejezet első részében röviden összefoglaltam a szelepbeli áramlást leíró differenciálegyenleteket és utaltam a megoldási módjukra, a CFD szimulációra. Természetesen a CFD módszereknek nem csak az irodalma nagy, hanem használatuk is több évtizedre tekint vissza, ezért számos, a kereskedelmi forgalomban beszerezhető programcsomag létezik CFD szimulációk elvégzésére.

Szimulációs számításaimat én is egy ilyen programcsomag segítségével végeztem el. Választásom az ANSYS CFX 4 (korábban AEA Technology Plc.) programcsomag-jára esett. A programcsomag, a CFD szimulációk logikáját követve három részből áll:

Előkészítő program (Preprocessor)

Az előkészítő program segítségével történik az áramlási tér cellákra osztása. Ez az egyik legfontosabb lépés a szimuláció során. Nem megfelelő cellára osztás hibás végeredményt vagy konvergencia problémát okoz.

Megoldó program (Solver)

A megoldó program végzi a tulajdonképpeni CFD szimulációt, a felhasználó által kiválasztott egyenleteknek és megoldási módszereknek a segítségével. Az egyes módszerek kiválasztása konvergencia problémák esetén különösen fontos.

Eredmények feldolgozása (Post processor)

A CFD szimulációk eredményeképpen megkapjuk az áramlást jellemző változóinak értékét az áramlási tér minden cellájára. Ez alkalmanként több százezer adat is lehet. Ekkora mennyiségű adat feldolgozása megfelelő

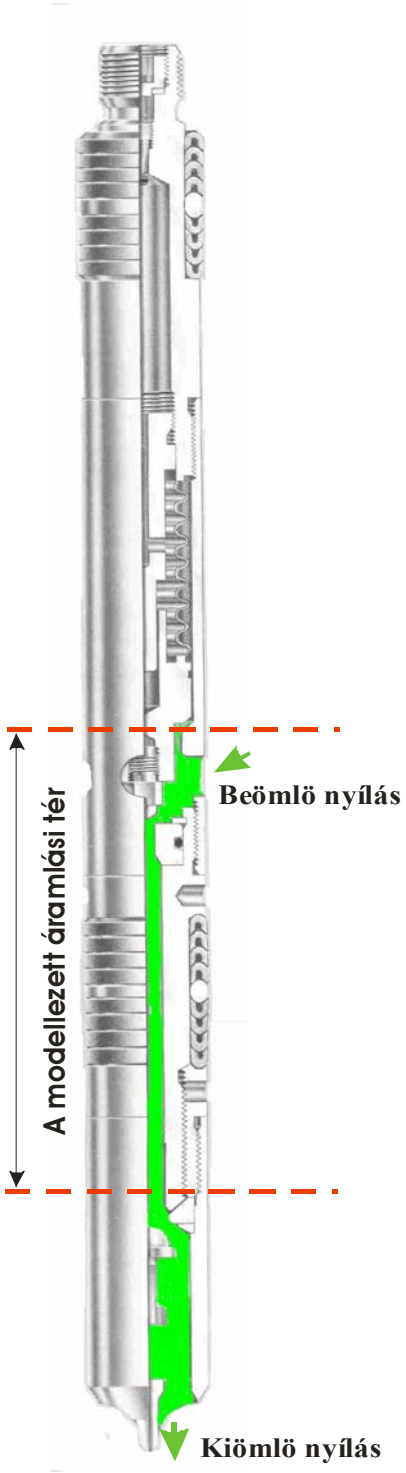
program nélkül igen nehézkes lenne. Az eredmények grafikus és numerikus megjelenítésére szolgál ez a program.

6 A kifejlesztett CFD modell bemutatása

Ebben a fejezetben bemutatom, a szelepvizsgálathoz kidolgozott CFD modellt. A megfelelő modell kidolgozása során fontos volt, hogy alkalmas legyen nagy számú számítás elvégzésére, vagyis egy-egy szimulációs számítás időigénye lehetőleg a legkisebb legyen, amellett hogy ez ne menjen a pontosság rovására. Ezt úgy értem el, hogy a teljes szelepmodellből kiindulva, azt fokozatosan egyszerűsítettem, miközben vizsgáltam az egyes változatok eredményeit. Az egyszerűsítések elfogadásának legfontosabb szempontja az volt, hogy ne befolyásolják az eredményeket. E folyamat végeredménye az a CFD modell, amelyet a konkrét számítások elvégzésére használtam.

Az összes számítást Schlumberger BK-1 jelű (korábban CAMCO BK-1), 1 in külső átmérőjű segédgázszelepén végeztem el. A szelep fúvókamérete 3/16 in.

6.1 A szelep geometriai modellje



6.1. ábra
A modellezett áramlási tér

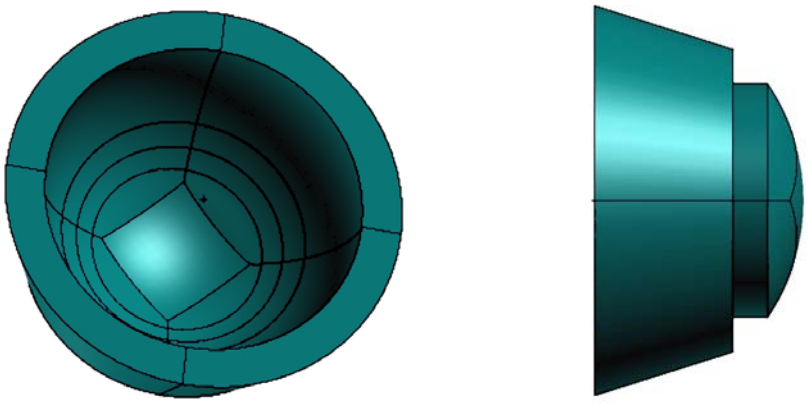
Az áramlások CFD modellezése során azt a teret melyben az áramlás történik, megfelelően megválasztott, véges számú és térfogatú térrészre, cellára kell bontani. A segédgázszelep esetén ez a tér a szelep belső áramlási csatornáit foglalja magában, kezdve a szelep beömlési nyílásaitól a visszacsapószelep utáni kiömlési nyílásokig, ahogy ezt a **6.1. ábra** is mutatja. Az ábrán zöld szín jelzi az áramlási teret, mely a szelepcsúcs és szelepnyílás körül jelentősen leszűkül, majd ezután jelentősen kibővül. A visszacsapószelep pedig tovább bővül.

A segédgázszelepen belül a legnagyobb nyomásváltozás a szelepcsúcs-szelepnyílás közötti szakaszon történik, a nagy keresztmetszet-változás miatt. A többi térrésznek vélhetően nem lesz jelentős a hatása, ahogy ezt a későbbiekben be is mutatom. Ezért a geometriai modell létrehozása során csak a **6.1. ábrán** látható szaggatott vonalak közötti térrészt vettem figyelembe. A visszacsapószelep kihagyásának több előnye volt: a visszacsapószelep bonyolult geometriájú, és ezért nagyon komplikálttá tette volna a modellt, hatása az áramlásra pedig elenyésző a nagy keresztmetszetek miatt. Ráadásul a visszacsapószelep nélküli, kisebb méretű modell gyorsabb számítást tett lehetővé.

A kiválasztott térrész geometriai leképezése során fontos, hogy az eredmény alkalmas legyen a CFD vizsgálatok elvégzésére. Ennek megfelelően az egyik legfontosabb

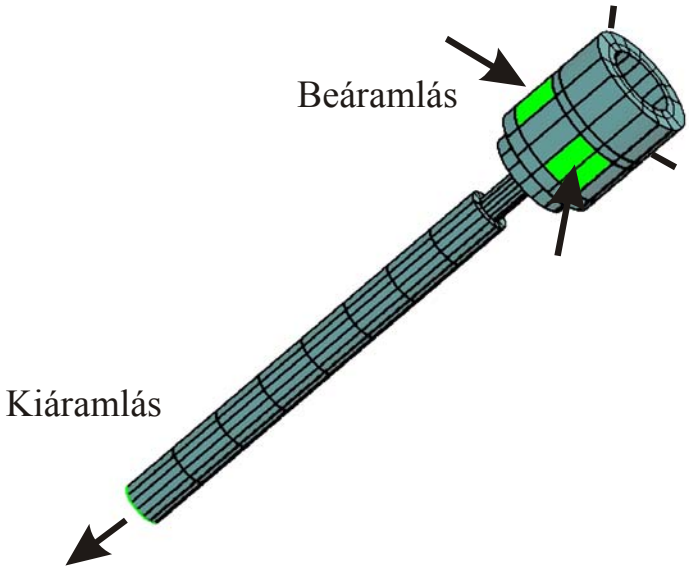
szempont hogy a leképzett teret hexaéderekkel lehessen kitölteni, s ezek lehetőleg a legjobban közelítsék meg a kockát. A kockától való jelentős eltérés számítási hibát okozhat.[44] Ez különösen hengeres és gömb alakú testek esetén ütközik nehézségekbe. Sajnos a segédgázszelepek hengeres testek, a szelepcsúcs pedig gömb alakú, tehát mindkét probléma fellépett az áramlási tér modellezése során. Ezen túlmenően a szelepcsúcs és szelepnyílás közötti tér is nehezen leképezhető, és ennek a térrésznek ráadásul fokozottan fontos szerepe van az áramlás során.

Az említett problémát úgy lehet feloldani, ha megfelelő alakú blokkokra bontjuk az áramlási teret. A blokkokat később hexaéder alakú cellákra bontjuk. Többféle blokk struktúrát kipróbáltam és úgy tapasztaltam, hogy a szelepcsúcs körüli és a szelepcsúcs-szelepnyílás közötti teret a **6.2. ábrán** látható módon célszerű leképezni. Az oldalnézet jobb oldalán látható gömbfelület már a szelepnyílásba nyúlik.



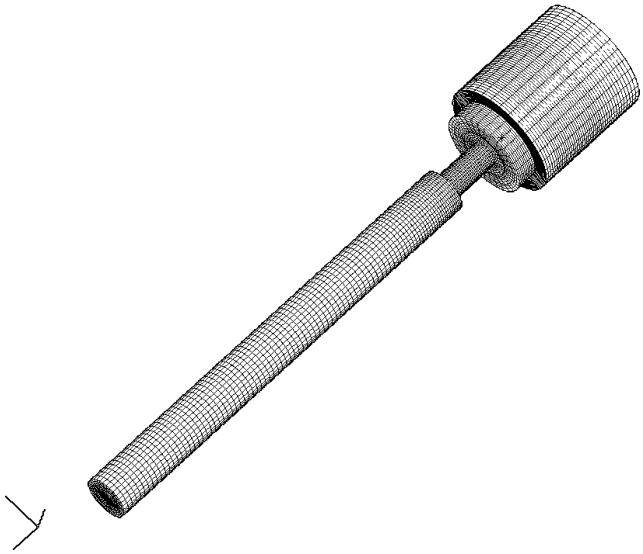
6.2. ábra
A szelepcsúcs – szelepnyílás közötti áramlási tér blokkstruktúrája

A vizsgált áramlási tér teljes blokkstruktúráját mutatja a **6.3. ábra**. Az ábrán a szelep beömlőnyílásait zöld színnel jelöltem. A négy beömlő nyílás a szelepen eredetileg kör alakú, de az egyszerűbb struktúra érdekében ezeket négyzetes beömlőnyílásokkal helyettesítettem, vigyázva arra, hogy a beömlési keresztmetszet nagysága ne változzon.



6.3. ábra
Az áramlási tér teljes blokkstruktúrája

A blokkokra osztott áramlási teret ezután cellákra osztottam, ezt lehet látni a **6.4. ábrán**. Az ábrán látható esetben a cellák száma 75 000 volt. A cellák szerepét az előző fejezetben már bemutattam, arra itt külön nem térek ki. Az így leképezett áramlási tér már alkalmas arra, hogy rajta a numerikus áramlástani szimulációt elvégezzem.



6.4. ábra
A cellákra osztott áramlási tér

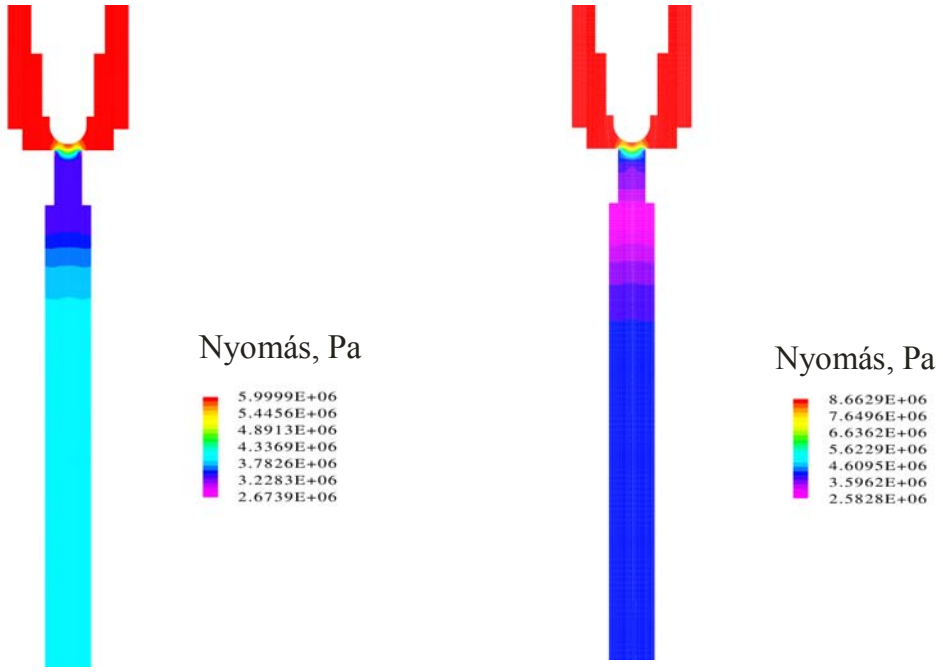
A fenti módon meghatározott áramlási téren ezután CFD szimulációt végeztem, a bevezetőben említett CFX programcsomag segítségével. A számításokat a be- és kiömlő nyílásokon beállított fix nyomások mellett végeztem. A szimuláció eredménye az áramlást jellemző paraméterek térbeli eloszlása, valamint az áramló közeg tömegárama a be- illetve kilépő nyílásokon.

A szelep jelleggörbéinek vizsgálata során a nyomásnak van a legjelentősebb szerepe, mivel a szelepben kialakuló nyomáseloszlás fogja meghatározni, hogy a szelepszár milyen szelepemelkedése mellett fog beállni az egyensúlyi állapot. A szelepkamrában lévő gáz és a membrán rugóereje a szelepszár elmozdulástól is függő mértékben zárni igyekszik a szelepet, csökkenti a szelepszár elmozdulást. A szelepen belül áramló gáz nyomása a szelepcsúcsra és a csőmembrán külső felületére hatva pedig nyitni igyekszik a szelepet, vagyis növeli a szelepszár elmozdulást. Amikor az ellentétes irányú erők, az adott nyomás viszonyok mellett, egyensúlyba kerülnek, beáll az egyensúlyi állapot, melyhez egy adott szelepszár elmozdulás érték tartozik.

A CFD vizsgálatok nem teszik lehetővé a szelep ilyen jellegű dinamikus vizsgálatát, mivel az áramlási geometria változását nem képesek kezelni. Erre a problémára dolgoztam ki egy iteratív módszert, mely segítségével a szelepnek ez a dinamikus működése is modellezhetővé válik a hagyományos CFD eszközökkel is. A módszert egy későbbi alfejezetben fogom ismertetni. Ebben az új módszerben is a nyomáseloszlás lesz az egyik legfontosabb áramlási jellemző. Ezért, amikor a szelep végleges CFD modelljét kialakítottam, a nyomásviszonyok ellenőrzésére fektettem a legnagyobb hangsúlyt.

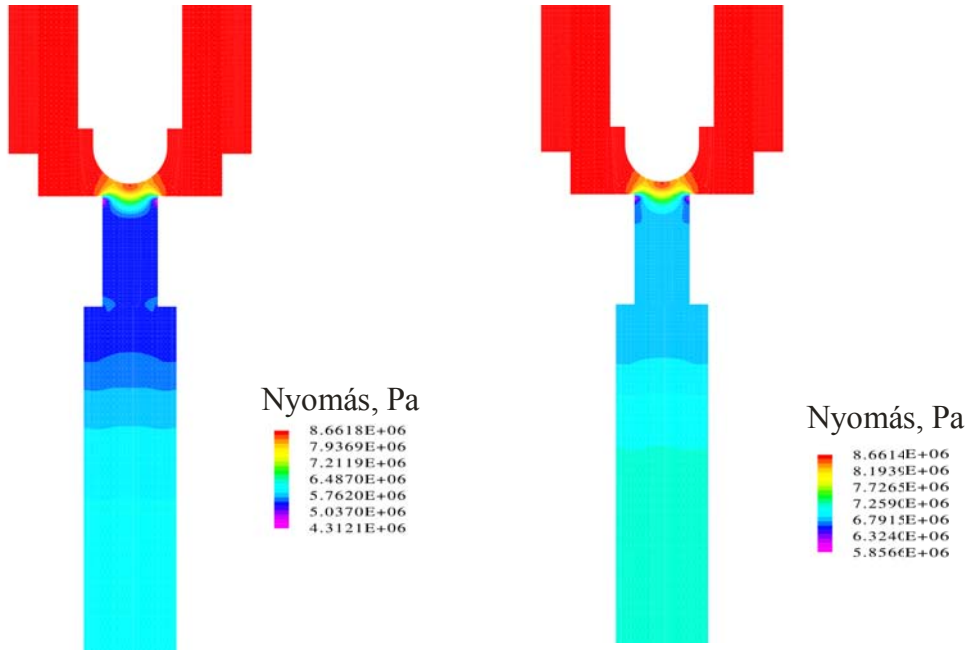
A bemutatott áramlási geometria mellett, adott termelési és injektálási nyomásoknál a ki és beömlő nyílásokban, szimulációs számításokat végeztem, és megvizsgáltam a nyomáseloszlást a szelepben. Az ellenőrzést elvégeztem kis és nagy nyomáskülönbségek esetén, nagy és kis termelési és injektálási nyomások mellett. A vizsgálat célja a modell méreteinek csökkentése a gyorsabb számítások érdekében.

A **6.5. ábra** mutatja a nyomáseloszlást két példaként kiemelt esetben.



6.5. ábra
Nyomáseloszlás a szelep belsejében különböző nyomáskülönbségek esetén

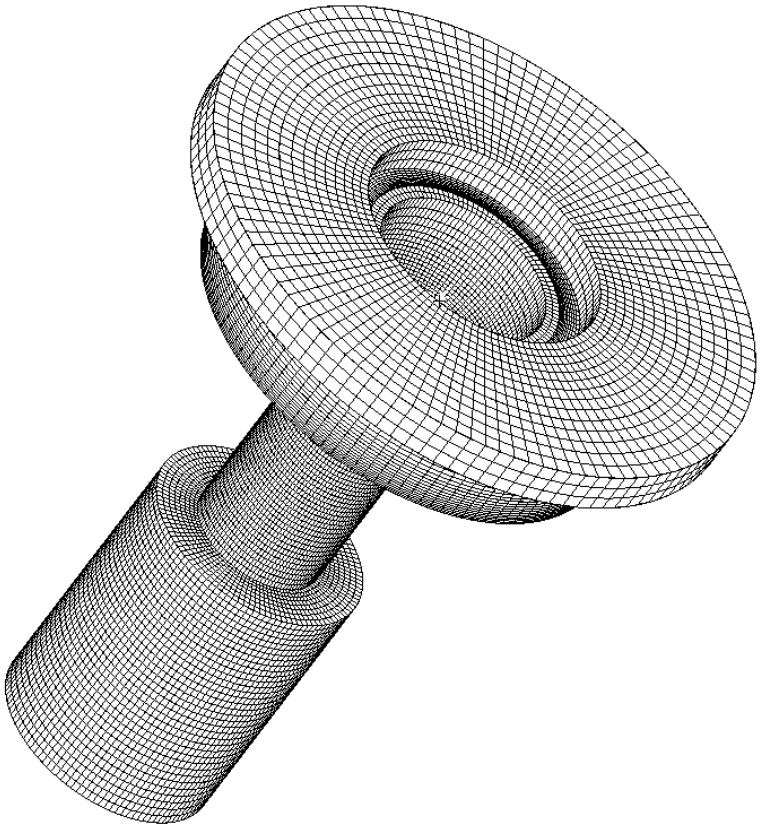
Megvizsgálva az ábrákat megállapítottam, hogy lényeges nyomásváltozások csak a szelepcsúcs-szelepnyílás közötti térben vannak. A modell jelentősen megrövidíthető, főleg a kiömlési nyílás irányában, de a modell felső része is csökkenthető. A felső rész rövidítése során figyelni kellett a beömlő nyílások helyzetére is. Ezért megvizsgáltam azt is, hogy az oldalsó beömlő nyílások helyett használható-e a modell tetején lévő beömlő nyílás. Ezt az ellenőrzést is több nyomásviszony esetén végeztem el. A **6.6. ábra** a rövidített geometria, két különböző nyomásviszony esetén kapott eredményét mutatja. Az ábrázolt esetekben az eredeti beömlőnyílások helyett azok teljes keresztmetszetével megegyező, a modell tetején lévő beömlő nyílást használtam.



6.6. ábra
Nyomáseloszlás a rövidített modell belsejében, különböző nyomáskülönbségek esetén

Az eredmények alapján megállapítottam, hogy a modell tetején alkalmazott beömlő nyílás és a rövidebb modell nem módosítja a számítási eredményeket lényegesen, ezért a szelep jelleggörbék meghatározása során célszerűbb ezek használata. Megállapítottam azt is, hogy a modell felső része tovább rövidíthető. További számítások elvégzése után a **6.7. ábrán** látható modellméret mellett döntöttem. Ez az a méret, amely mellett a számítási eredményeket nem módosította a rövidítés. Ennek a modellnek az alkalmazásával a szükséges cellák számát a kezdeti 75000-ről sikerült 15000-re csökkenteni. A számítási idő pedig egy-egy futtatás esetén 180 percről 20 percre csökkent.

A **6.7. ábrán** látható, hogy a cellák mérete eltérő a modell egyes részein. Az áramlás szempontjából különösen fontos szelepcsúcs-szelepnyílás közötti térben és a szelepnyílásban a cellák sűrűségét lényegesen nagyobbra választottam, mint a beömlő és kiömlő nyílások közelében. Erre azért volt szükség, mivel az említett térrészben a nyomások nagyon gyorsan és nagymértékben változnak, ezért itt nagyon kis cellaméretre volt szükség. Ha ezt a cellaméretet alkalmaztam volna a teljes modellben, akkor a cellák száma nagyon megnövekedett volna, ami a számítás idejét jelentősen emeli.



6.7. ábra
A szelep végleges geometriai modellje és cella struktúrája

6.2 A segédgázszelep dinamikus viselkedésének leképzésére kifejlesztett módszer

A segédgázszelep dinamikus viselkedése alatt azt a jelenséget értem, mely során a szelep belsejében kialakuló nyomáseloszlás hatására, a szelepcsúcs egy adott szelepemelkedés mellett egyensúlyba kerül. Az így kialakult szelepemelkedés által meghatározott áramlási keresztmetszet és a nyomásviszonyok határozzák meg a szelepen keresztül áramló gáz mennyiségét. Ha ismert lenne egy adott nyomásviszonyhoz tartozó (injektálási és termelési nyomás) szelepemelkedés, akkor az előző alfejezetben bemutatott geometriájú áramlási modell felépíthető, és segítségével a CFD szimuláció elvégezhető, vagyis az átáramló gáz mennyisége is számítható. Egy adott szelep szelepemelkedés – nyomásviszony összefüggésének meghatározására alkalmas mérési módszert, az ún. szondás szelepvizsgálatot javasolja a már korábban is említett API RP 11V2[24]. A szondás szelepvizsgálat azonban bonyolult berendezést igényel, hosszadalmas és költséges eljárás. Véleményem szerint a szelepben elhelyezett szonda az áramlás körülményeit jelentősen módosítja, s így az eredményei sem használhatók a tényleges szelepemelkedés – nyomásviszonyok felderítésére.

A segédgázszelep dinamikus viselkedése leírható, ha meg tudjuk határozni a szelepet nyitó és záró erőket. A szelepek nyitását és zárását a szakirodalomban a szelep nyitóegyenletével jellemezték. A nyitóegyenlet, a szelepre zárt állapotban ható nyomások hatására fellépő erők egyensúlyát vizsgálja, lásd **3.6 egyenlet**. Az egyenlet ebben a formában nem alkalmas a dinamikus viselkedés jellemzésére.

Vizsgáljuk meg a szelepre nyitott állapotban, egy adott $\boldsymbol{x}$ szelepszár elmozdulás esetén, ható erőket. A szelepet zárni igyekszik a szelepkamrába töltött gáz nyomása következtében az $\boldsymbol{A_b}$ csőmembrán felületen ható erő. A szelepkamrába töltött gáz nyomása azonban az $\boldsymbol{x}$ szelepszár elmozdulás hatására kissé megnő, ahogy ezt a **3.4 egyenlet** jellemzi. Záróerőként figyelembe kell még venni a $\boldsymbol{k}$ rugóállandójú csőmembrán rugóerejét is. A szelepet záró erők tehát:

$$F_c = A_b \cdot \frac{p_{d1} V_{d1}}{V_{d1} - x A_b} + k\,x \qquad \textbf{6.1.}$$

ahol: $\boldsymbol{A_b}$ = csőmembrán felülete, m^2,

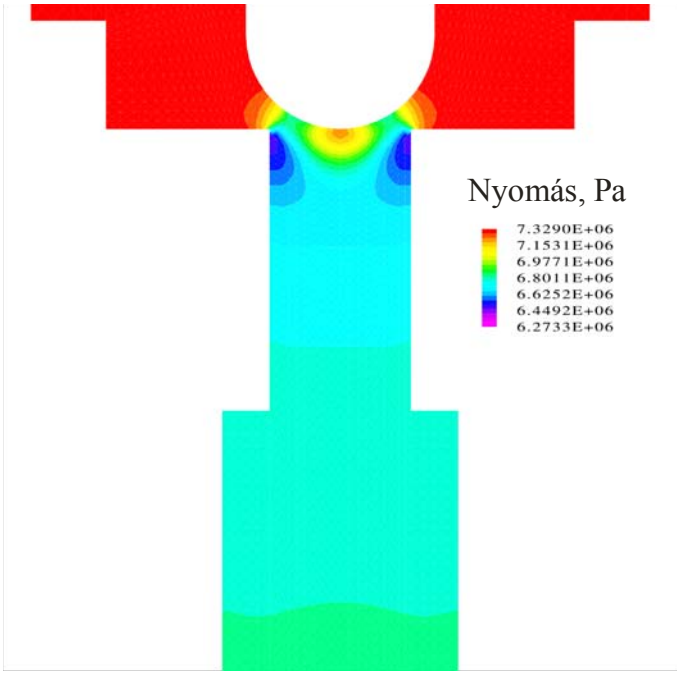
$\boldsymbol{x}$ = szelepszár elmozdulás, m,

$\boldsymbol{p_{d1}}$ = a kamranyomás $\boldsymbol{x = 0}$ szelepszár elmozdulás esetén, Pa,

V_{d1} = a kamratérfogata $x = 0$ szelepszár elmozdulás esetén, m^3,

k = a csőmembrán rugóállandója, N/m.

A szelepet nyitni igyekvő erőket azonban nem lehet egy egyszerű egyenlettel leírni, mivel a szelep belsejében kialakuló nyomáseloszlás határozza meg az ébredő nyitóerőket. Az a korábbi feltételezés hogy a termelési nyomás a szelepnyílással megegyező nagyságú felületen A_v, az injektálási nyomás pedig a szelepnyílás átmérőjével csökkentett membrán felületre hat (A_b-A_v) nem állja meg a helyét.



6.8. ábra
CFD eredmények alapján a szelepcsúcsra ható nyomások, 1.5 mm szelepemelkedés esetén

A ***6.8. ábra*** a CFD eredmények alapján meghatározott nyomáseloszlás látható a szelep belsejében. Az ábrán jól látható, hogy a szelepcsúcsra a termelési nyomás csak egy körgyűrű alakú felületen hat, és a szelepcsúcs egyes részeire annál lényegesen nagyobb nyomások jellemzőek. Az is jól kivehető, hogy az injektálási nyomás sem az (A_b-A_v) felületen érvényesül, hanem annál jóval bonyolultabb viszonyok alakulnak ki. Más nyomásviszonyoknál megismételve a CFD szimulációt a **6.8. ábrához** hasonló nyomáseloszlásokat kaptam, természetesen a nyomások és az egyes felületek nagysága is változó volt a különböző esetekben.

Az ábra alapján annyi mindenesetre megállapítható, hogy analitikus módszerrel valószínűleg nem írható le pontosan a nyomások és a felületek pontos viszonya, ami viszont elengedhetetlen lenne a nyitóerők pontos meghatározásához.

A CFD eredmények felhasználásával azonban a nyitóerők nagysága pontosan meghatározható, hisz a CFD szimuláció eredményeképpen a nyomás térbeli eloszlása ismert, és így azt is tudjuk, hogy a szelepszár egyes részeire mekkora nyomóerők hatnak. A szelepszárra ható erők tengelyirányú komponense lesz a szelepet nyitni akaró erők eredője.

Összegezve az eddig elmondottakat, tehát a szelep dinamikus működésének jellemzéséhez szükséges záró erőket, egy adott szelepszár elmozduláshoz tartozóan, a **6.1. egyenlet** segítségével lehet meghatározni. A szelepet nyitó erőket pedig az adott szelepemelkedéshez meghatározott geometriai modell alapján végzett CFD szimulációs számítások alapján tudjuk meghatározni. Az egyensúly kialakulása érdekében a nyitó és záró erőknek meg kell egyezniük. A záróerők meghatározása a **6.1. egyenlet** alapján egyértelmű, hiszen egy szelepemelkedéshez csupán egy záró erő tartozik. A nyitó erők meghatározása már nem ennyire egyértelmű, hisz ugyanakkora nyitóerőt eredményezhet az injektálási – termelési nyomások különböző kombinációja is. Ezért egy iterációs módszert dolgoztam ki annak a nyomásviszonynak a meghatározására, amely az adott szelepszár elmozduláshoz tartozó záró-nyomással megegyező nagyságú nyitóerőt eredményez.

Az iterációs módszer a következő:

1. Egy $\boldsymbol{x}$ szelepszár elmozdulás felvétele.
2. A szelep adott szelepszár elmozdulásához tartozó geometriai modelljének elkészítése.
3. Egy $\boldsymbol{p_d}$ kamranyomás felvétele.
4. Az adott szelepszár elmozduláshoz tartozó $\boldsymbol{F_c}$ záró erő meghatározása a **6.1. egyenlet** alapján.
5. Egy $\boldsymbol{p_i}$ injektálási nyomás felvétele.
6. A $\boldsymbol{p_p}$ termelési nyomás érték becslése a következő egyenlet segítségével:

$$p_p = \frac{\left(A_b \cdot \frac{p_{d1} V_{d1}}{V_{d1} - x A_b} + k\,x \right) - \left(A_b - A_v \right) p_i}{A_v} \qquad \textbf{6.2}$$

A **6.2** egyenlet a **3.6** statikus nyitóegyenlet módosított változata. A statikus nyitóegyenletben szereplő $\boldsymbol{p_d A_b}$ záróerőt a **6.1** egyenlettel definiált záróerővel

helyettesítettem, és a $\boldsymbol{p_p}$ termelési nyomásra fejeztem ki. Ezzel azt feltételeztem, hogy az injektálási nyomás az $\boldsymbol{(A_b\text{-}A_v)}$ felületen, a termelési nyomás pedig az $\boldsymbol{A_v}$ felületen hat, ami nem igaz ugyan, de kiindulási értéknek megfelelő értéket szolgáltat.

7. A CFD szimuláció elvégzése az adott $\boldsymbol{p_i}$ és $\boldsymbol{p_p}$ értékek mellett, és a szelepre ható $\boldsymbol{F_o}$ nyitóerő meghatározása a CFD eredmények alapján.
8. A nyitó és záró erők egyenlőségének ellenőrzése. (Az ellenőrzés során akkor tekintettem a két erőt egyenlőnek, ha az eltérésük kisebb volt, mint 0,05 N).
9. Az erők különbözősége esetén a termelési nyomás újra becslése az alábbi egyenlettel :

$$p_p = p_p^* + \frac{\left(A_b \cdot \frac{p_{d1} V_{d1}}{V_{d1} - x A_b} + k\,x \right) - F_o}{A_v} \qquad \textbf{6.3}$$

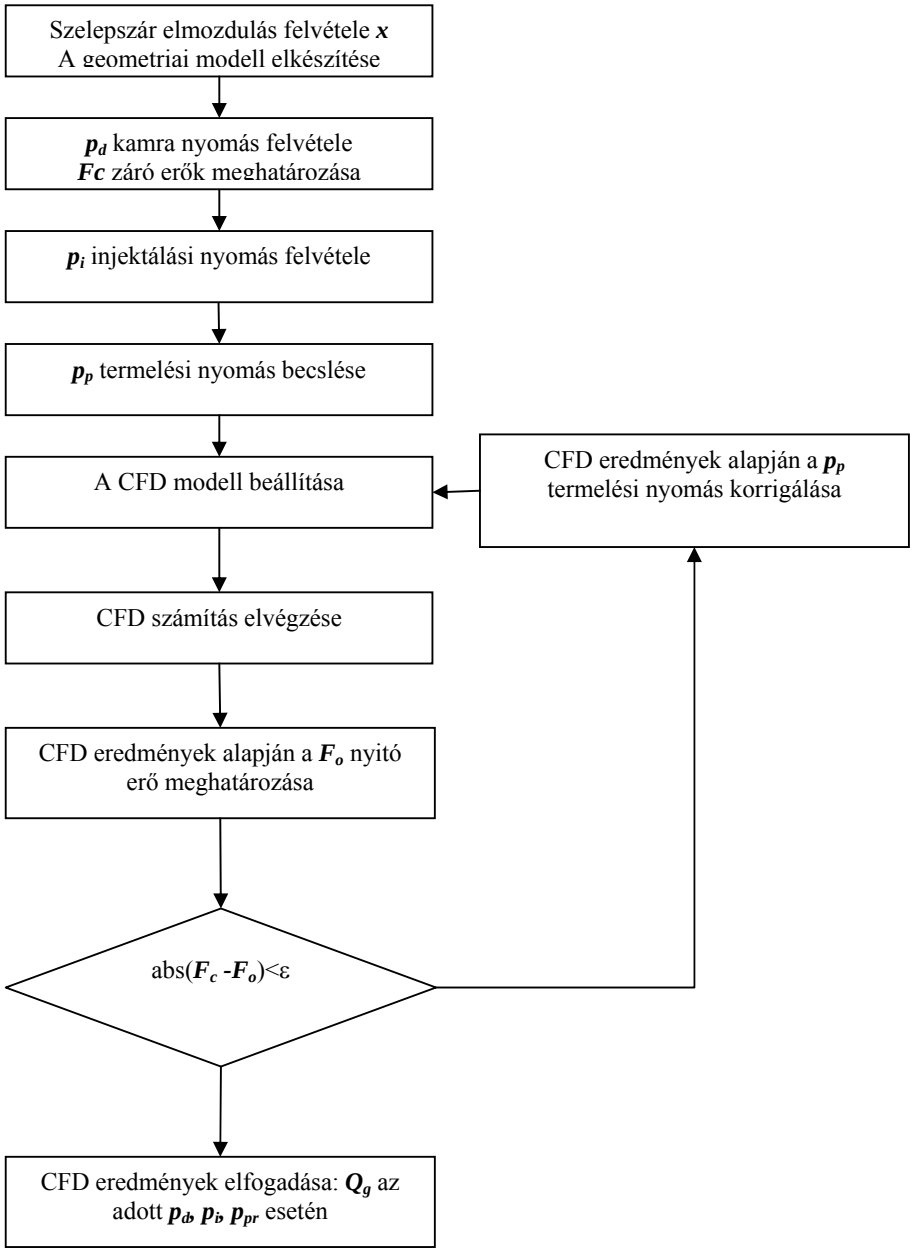
ahol: p_p^* = termelési nyomás az előző számolási lépcsőben, Pa

$\boldsymbol{F_o}$ = a CFD számítás eredményeként meghatározott nyitó erő, N.

10. Az újra becsült $\boldsymbol{p_p}$ nyomással a számítás megismétlése a **7. ponttól** kezdődően.
11. Egyező nyitó és záró erők esetén az iterációs ciklus befejezése, hiszen megtaláltam azt a termelési nyomást, amely a felvett injektálási nyomás esetén az adott szelepszár elmozduláshoz tartozó záró erővel megegyező nagyságú nyitóerőt eredményez.

Az erőegyensúlyhoz tartozó CFD eredmények meghatározták az adott nyomásviszonyokhoz tartozó gázhozam értéket is. Ez gyakorlatilag azt jelenti, hogy egy ilyen iterációs ciklus elvégzése után, a segédgázszelep jelleggörbéjének egy pontja ismertté vált, ráadásul ismerté vált az adott jelleggörbe ponthoz tartozó szelepemelkedés is. Ez jelentős plusz információt jelent, hisz a korábbi módszerek nem tudták meghatározni ezt a kapcsolatot. Ezt a plusz információt dolgozatom későbbi részében fel is fogom használni egy új jelleggörbe modell kidolgozásához.

Az iterációs számítás folyamatábrája látható a **6.9. ábrán**. A szükséges iterációk száma a szelepszár elmozdulások és nyomások függvényében változó, de általában 3 és 6 között változott.



6.9. ábra
A jelleggörbe egy pontja meghatározásának folyamatábrája

6.3 A szelepkamra V_{d1} kezdeti térfogatának meghatározása

A kamra kezdeti térfogatának meghatározásánál figyelembe kell venni, hogy a kamra egy részét szilikon olajjal töltik fel a membrán védelme érdekében. A kamra eredeti térfogatából le kell vonni a betöltött szilikon olaj térfogatát. Ha ezeket nem ismerjük, akkor a kamra térfogatát meghatározhatjuk súlymérés segítségével is. Én is ezt a módszer választottam a pontos térfogatok hiányában.

A kamra térfogat meghatározásához először is megmértem a szelep súlyát abban az esetben, amikor a szelepkamrában légköri nyomású nitrogén volt. Rögzítettem a mérés hőmérsékletét is. Ezután a szelepkamrába nagy nyomású nitrogént töltöttem, és ekkor is megmértem a szelep tömegét. A két esetben mért tömeg különbsége alapján a kamra V_{d1} térfogatát az alábbi egyenlettel számítottam ki:

$$V_{d1} = \frac{(m_2 - m_1)RT}{M\left(\frac{p_2}{z_2} - p_1\right)} \qquad \textbf{6.4}$$

ahol: m_1 = a szelep tömege 1 bar nyomású nitrogénnel a szelepkamrában, kg,

m_2 = a szelep tömege p_2 nyomású nitrogén gázzal a szelepkamrában, kg,

M = a nitrogén móltömege, $M = 28.01348$ kg/kmol

p_1 = a kamra nyomása az első tömegmérés esetén, $p_1 = 101325$ Pa,

p_2 = a kamra nyomása a második tömegméréskor, Pa,

T = a mérés hőmérséklete, K.

A mérést és a számítást többször elvégezve végül is a kezdeti kamratérfogat:

$$V_{d1} = 6.491\ 10^{-6}\ m^3$$

Ez az érték jó egyezést mutatott a geometriai adatok alapján becsülhető értékkel.

6.4 A csőmembrán rugóállandó és a maximális szelepszár elmozdulás meghatározása

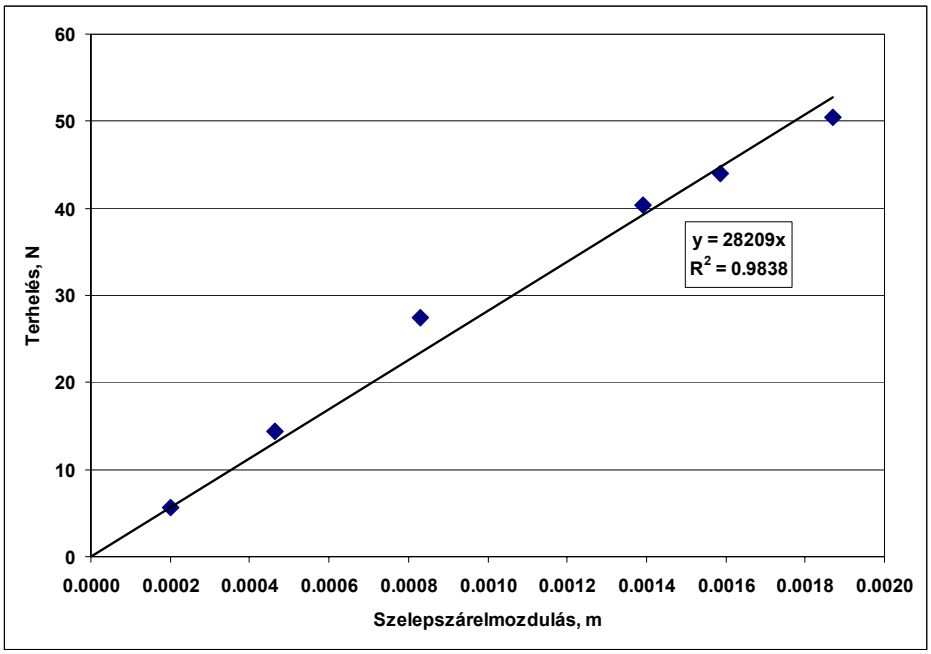
A vizsgált szelep csőmembránjának rugóállandóját és maximális szelepszár elmozdulását mérés alapján határoztam meg. Töltetlen szelepkamra mellett megmértem a csőmembrán eredeti hosszát, ezután a csőmembránt fokozatosan növekvő súlyokkal terheltem és közben mértem a csőmembrán rövidülését. A

terheléseket addig növeltem, ameddig hosszváltozást tapasztaltam. A mérések alapján összetartozó terhelés – szelepszár elmozdulás értékeket kaptam. A mérést többször megismételtem, hogy az esetleges mérési hibákat kiküszöböljem. Az egyes mérések értékét átlagoltam, és terhelés – szelepszárelmozdulás koordináta rendszerben ábrázoltam. A kapott pontokra origón átmenő egyenest illesztettem. Az illesztett egyenes meredeksége a csőmembrán ***k*** rugóállandója. A **6.10. ábra** a mérési pontok átlagát és az illesztett egyenest mutatja. Az egyenes meredeksége, vagyis a csőmembrán rugóállandója:

$$k = 28209\ N/m.$$

A maximális szelepszár elmozdulás pedig:

$$x_{max} = 2.11\ mm.$$



6.10. ábra
A csőmembrán terhelés – szelepszár-elmozdulás mérés eredményei

6.5 Az elvégzett CFD szimulációk bemutatása

Ebben az alfejezetben bemutatom azokat a számításokat, amelyet a segédgázszelep jelleggörbéjének meghatározásához végeztem. Az előző alfejezetben bemutattam, azt az iterációs eljárást, mely segítségével egy-egy jelleggörbe pontot meg lehet határozni. Ahhoz, hogy használható jelleggörbéket kapjak, az iterációs

számításokat széles termelési nyomás és injektálási nyomás tartományban kellett elvégezni.

A segédgázszelepek jelleggörbéit alapvetően két módszer szerint szokták meghatározni:

1. állandó injektálási nyomás mellett, ekkor egy adott injektálási nyomás mellett különböző termelési nyomások esetén határozzák meg a szelepen átáramló gáz mennyiségét.
2. Állandó termelési nyomás módszere esetén az injektálási nyomásokat változtatják, és e közben határozzák meg a gázhozamokat.

Az 1. módszer az elterjedtebb, ezért én is ezt választottam, bár az általam bemutatott iterációs eljárás használható a 2. módszer esetén is.

A jelleggörbe pontok meghatározása előtt azonban meg kell határozni néhány, a vizsgált szelepre jellemző adatot. A geometriai modell felépítéséhez ismerni kell a szelep szerkezeti felépítését és méreteit. Ezeket a jellemzőket a gyártó katalógusaiban lehet megtalálni, ennek hiányában a fő méreteket meg kell mérni. A fő méretek alatt a szelep áramlási csatornáinak átmérőit és hosszait, a szelepnyílás átmérőjét és a szelepcsúcs sugarát értem. A szelep pontos geometriai adatait itt nem közlöm, mivel az elvégzett számítások megértéséhez ezek közvetlenül nem szükségesek.

A korábban bemutatott iterációs eljárás egy adott szelepszár elmozduláshoz tartozó jelleggörbe pont meghatározására szolgál. Ahhoz, hogy kellő számú jelleggörbe pontot meg lehessen határozni, a szelep maximális szelepemelkedési x_{max} tartományát felosztottam kis szelepemelkedési lépcsőkre, a kisebb szelepemelkedések tartományában 0.1 mm-es lépésközökkel, majd $x = 1.5$ mm-től pedig 0.2 mm-es különbségeket alkalmaztam. Vagyis összesen 17 részre osztottam a 2.11 mm-es maximális szelepszár elmozdulást. A felvett szelepszár elmozdulásokhoz elkészítettem a geometriai modelleket és a cellákra osztást.

A jelleggörbéket két különböző kamranyomás esetén is meghatároztam, hogy vizsgálni tudjam a kamranyomás szerepét a jelleggörbék alakulására.

Mivel az állandó injektálási nyomású jelleggörbe meghatározási módszert választottam, felvettem 4 különböző, az API RP 11V2 módszerben leírt átmeneti nyomásnál p_{tran}-nál kisebb p_i injektálási nyomás értéket. Ezeknél az injektálási nyomásoknál az API RP 11V2 szerint az áramlás fojtásos jellegű. A fúvóka jellegű tartományban két injektálási nyomás értéket vizsgáltam.

A **6.1. táblázat** a vizsgált szelepszár elmozdulás $\boldsymbol{x}$, kamranyomás $\boldsymbol{p_d}$ és injektálási nyomás $\boldsymbol{p_i}$ értékeit tartalmazza.

6.1. táblázat

x [mm]		
0.1	**0.7**	**1.3**
0.2	**0.8**	**1.4**
0.3	**0.9**	**1.5**
0.4	**1.0**	**1.7**
0.5	**1.1**	**1.9**
0.6	**1.2**	**2.1**

Fojtásos jellegű áramlás

p_d [bar]
73.29

p_d [bar]
65.98

p_i [bar]
71.22
71.91
72.60
73.29

p_i [bar]
63.91
64.60
65.29
65.98

Fúvóka jellegű áramlás

p_i [bar]
82.74
86.18

Fojtásos jellegű áramlás esetén a különböző kamranyomás értékek miatt eltérő injektálási nyomásokat kellett használni, ezért van külön oszlop az injektálási nyomásoknak. A fúvóka jellegű áramlás során a szelep teljesen nyitva van, ebben az áramlási tartományban a kamranyomásnak már nincs szerepe, ezért ott nincs külön injektálási nyomás érték az egyes kamranyomások esetén.

Fojtásos jellegű áramlás esetén két kamranyomás értéket vizsgáltam, ezért két jelleggörbe sorozatot határoztam meg. Egy-egy sorozat jelleggörbéinek meghatározása a következőképpen történt. Az adott kamranyomást alkalmazva, a táblázatban feltüntetett szelepszár elmozduláshoz tartozó áramlási geometria alkalmazásával minden felvett injektálási nyomás esetén elvégeztem a korábban bemutatott iterációt. Ez kamranyomásonként 72 iterációs ciklust jelent, vagyis 72 jelleggörbe pontot. Nem minden iteráció eredményezett azonban megoldást. A vizsgált injektálási nyomások mellett 1.1 mm-nél nagyobb szelepszár elmozdulások nem érhetők el.

Fúvóka jellegű áramlás esetén nem kellett iterálni, mivel ebben a tartományban az injektálási nyomás már egyedül képes a szelepet nyitva tartani, tehát nem kell az erőegyensúlyt vizsgálni. Ebben a tartományban elegendő volt a maximális $x_{max} = 2.11\ mm$-es szelepszár elmozduláshoz tartozó geometriai modellhez tartozó CFD szimulációk elvégzése. Egy-egy injektálási nyomás esetén felvettem egy termelési nyomás sorozatot, az injektálási nyomást 1.5 bar-onként csökkentve. Az injektálási nyomásból és a termelési nyomás sorozat egyes elemeiből nyomáspárokat képezve végeztem el a CFD számításokat. Minden CFD futtatás egy jelleggörbe pontot eredményezett. Egy fúvóka jellegű jelleggörbe meghatározásához 16 jelleggörbe pontot határoztam meg.

7 Az eredmények elemzése és felhasználásuk

Az előző fejezetben bemutattam a segédgázszelepek jelleggörbéinek meghatározásához kidolgozott modellt. Ebben a fejezetben igazolni fogom, hogy a használt CFD modell alkalmas arra, hogy segítségével a szelepek jelleggörbéit meghatározzam, majd a kapott eredmények alapján bemutatok egy numerikus modellt a szelepemelkedés-termelési és injektálási nyomás függvény számítására. Ezután bemutatok egy numerikus jelleggörbe modellt, amely pontosabban leírja a szelepek viselkedését a fojtásos áramlási tartományban. A fúvóka jellegű áramlási tartományra nem dolgoztam ki numerikus modellt, mivel ezt a tartományt az eddigi módszerek is megfelelően leírják.

7.1 A CFD eredmények ellenőrzése

A CFD eredményeket az API RP 11V2 kiadványban publikált, és a **4. fejezetben** már bemutatott számítási módszer segítségével ellenőriztem. Az API módszer kidolgozásához több ezer mérést végeztek csőmembrános segédgázszelepeken és kidolgozása során sokéves tapasztalat gyűlt össze, mely végül is az említett módszer kifejlesztéséhez vezetett. Ezeket az eredményeket használtam fel annak igazolására, hogy a kidolgozott CFD modell megfelelő pontosságú.

Az API RP11V2 modell pontosságáról a kiadványban az alábbi értékelés található:

7.1. táblázat
API RP11V2 modell pontossága az egyes áramlási tartományokban

FÚVÓKA JELLEGŰ ÁRAMLÁS	±5%
FOJTÁSOS JELLEGŰ ÁRAMLÁS	±30%

A **7.1. táblázatban** a mérések és a modell segítségével meghatározott hozamok átlagos hibái százalékban vannak kifejezve. Ezek az értékek biztonságos felső korlátot jeleznek. A jelleggörbék kis hozamokhoz tartozó végeinél, a kiadvány szerint a százalékos hiba ennél jóval nagyobb lehet. A következő táblázat a jelleggörbék kis hozamoknál található végeinél előforduló hibákat jelzi:

7.2. táblázat

API RP11V2 modell hibáinak szélső értékei az egyes áramlási tartományokban

FÚVÓKA JELLEGŰ ÁRAMLÁS	±15%
FOJTÁSOS JELLEGŰ ÁRAMLÁS	±93%

A jelleggörbe végeknél várható nagy százalékos hibákhoz azonban kis hozamok tartoznak, ezért nem jelentenek lényeges problémát a modell alkalmazhatósága szempontjából.

A CFD eredmények ellenőrzéséhez a vizsgált szelep esetén meghatároztam a szelep jelleggörbét adott kamranyomások és injektálási nyomások esetén. Ugyanezen körülmények esetén kiszámítottam a szelep jelleggörbéket az API RP 11V2 módszer segítségével is. A két módon meghatározott jelleggörbéket hasonlítottam össze, és vizsgáltam a CFD modell százalékos hibáit. A továbbiakban bemutatom az összehasonlítás eredményeit, először a fúvóka jellegű áramlás, majd a fojtásos jellegű áramlás esetén:

A vizsgált eset jellemzői:

Segédgázszelep: ***1”***-os ***CAMCO BK1***,

3/16”-os szelepnyílás átmérő.

Kamranyomás: $p_d = 68.95$ ***bar***

Az áramló gáz: metán,

$M = 16.04$ ***kg/Kmol***

$\kappa = 1.25$

$T_i = 333$ **K**

Az RP 11V2 modell állandói:

$F_e = 0.063$

$(p_2/p_1)_{crit} = 0.52$

$a = -0.964$

$c = 0.904$

$N_{max} = 0.74$

$m = 2.0x10^{-4}$

$b = 0.5$

$T_m = 54.9$ ***F***

$\gamma_m = 1$

7.1.1 A fúvóka jellegű modell ellenőrzése

A **7.3 táblázat** és **7.1 ábra** mutatja az összehasonlítás eredményét a fúvóka jellegű áramlás esetén. A vizsgált injektálási nyomás p_i = ***82.74 bar*** volt. A táblázat első oszlopa a vizsgált p_p termelési nyomásokat tartalmazza. A 2. és 3. oszlop az adott p_i és p_p értékek mellett a CFD modellből és az API RP 11V2 modellből számított $Q_{g\ CFX}$ és $Q_{g\ 11V2}$ hozamokat mutatja. A táblázat utolsó oszlopa a $Q_{g\ CFX}$, $Q_{g\ 11V2}$ –re vonatkozó relatív hibáit tartalmazza. A **7.1 ábra** pedig a táblázat értékeit mutatja grafikusan.

A relatív hibákat a következő összefüggéssel számítottam:

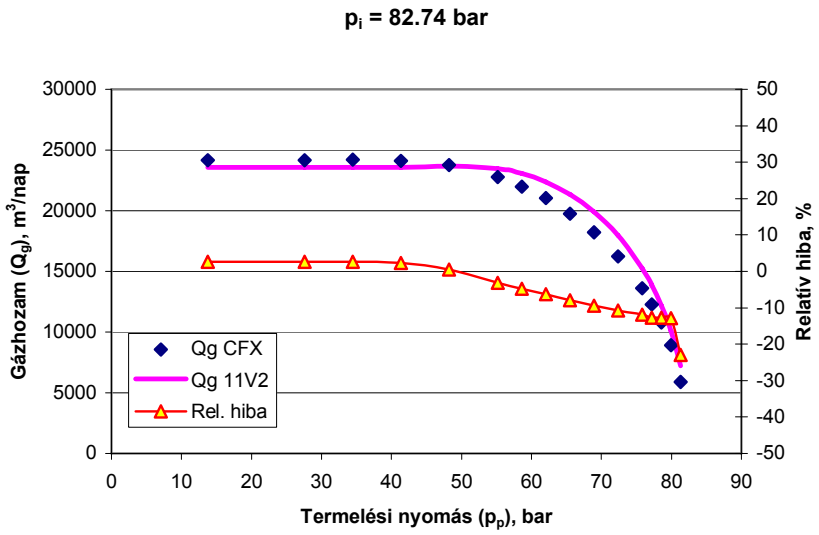
$$\text{Relatív hiba} = \frac{Q_{g11V2} - Q_{gCFX}}{Q_{g11V2}} \cdot 100.0 \qquad \textbf{7.1}$$

Az eredményeket megvizsgálva kijelenthetjük, hogy a kétféle módon meghatározott jelleggörbe a fúvóka jellegű áramlás esetén nagyon jól egyezik, tehát a CFD modell alkalmas ebben az áramlási tartományban a jelleggörbe vizsgálatára. Összevetve a **7.3. táblázat** hibaértékeit a **7.1 - 7.2 táblázatok** jellemző hibáival az is megállapítható, hogy a CFD modell és az API RP11 V2 modell eltérése megegyezik az API modell és a mérések közötti hibákkal. Vagyis az a következtetés vonható le, hogy a CFD modell a fúvóka jellegű áramlás esetén feltehetően jobb eredményeket szolgáltat mint az API modell.

7.3 táblázat
A CFD eredmények ellenőrzése fúvóka jellegű modell esetén

p_i = 82.74 bar

p_p bar	$Q_{g\ CFX}$ m^3/nap	$Q_{g\ 11V2}$ m^3/nap	Rel. hiba %
13.79	24166	23548	-2.6
27.58	24166	23548	-2.6
34.47	24187	23548	-2.7
41.37	24100	23548	-2.3
48.26	23773	23645	-0.5
55.16	22776	23482	3.0
58.61	22004	23056	4.6
62.05	21022	22356	6.0
65.50	19775	21330	7.3
68.95	18205	19903	8.5
72.40	16217	17951	9.7
75.84	13630	15240	10.6
77.22	12282	13840	11.3
78.60	10789	12166	11.3
79.98	8926	10081	11.5
81.36	5885	7233	18.6



7.1. ábra
A CFD eredmények ellenőrzése fúvóka jellegű modell esetén

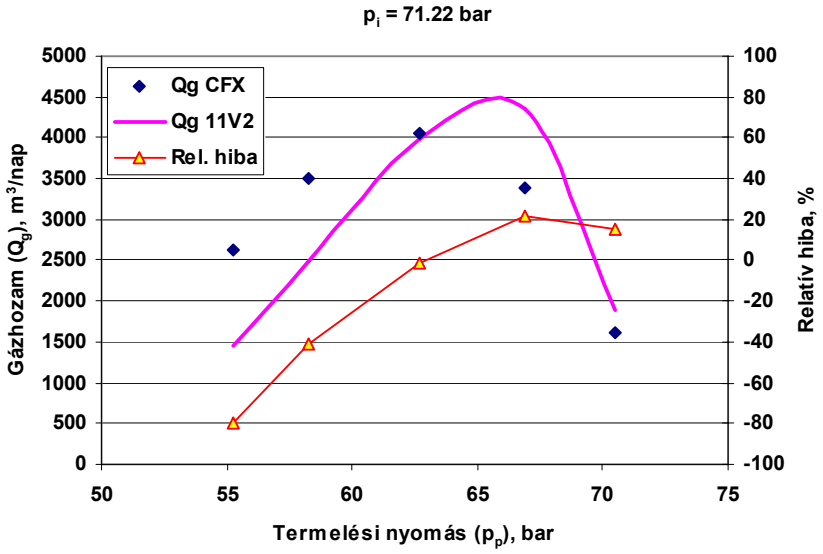
7.1.2 A fojtásos modell ellenőrzése

A **7.4.-7.7. táblázatok** és **7.2.-7.5. ábrák** mutatják az összehasonlítás eredményeit a fojtásos jellegű áramlás esetén. A vizsgált injektálási nyomások p_i = ***71.22 bar***; ***71.91 bar; 72.60 bar; 71.22 bar; 73.29 bar***. A táblázatok első oszlopa a vizsgált p_p termelési nyomásokat tartalmazza. A 2. és 3. oszlop az adott p_i és p_p értékek mellett a CFD modellből és az API RP11V2 modellből számított $Q_{g\ CFX}$ és $Q_{g\ 11V2}$ hozamokat mutatja. A táblázatok utolsó oszlopa a $Q_{g\ CFX}$, $Q_{g\ 11V2}$ –re vonatkozó relatív hibáit tartalmazza. Az ábrák pedig a táblázatok értékeit mutatják grafikusan.

7.4 táblázat
A CFD eredmények ellenőrzése fojtásos modell esetén

p_i = 71.22 bar

p_p bar	$Q_{g\ CFX}$ m³/nap	$Q_{g\ 11V2}$ m³/nap	*Rel. hiba* %
55.26	2628	1461	-79.9
58.27	3505	2487	-40.9
62.69	4055	3996	-1.5
66.91	3395	4347	21.9
70.47	1602	1894	15.4

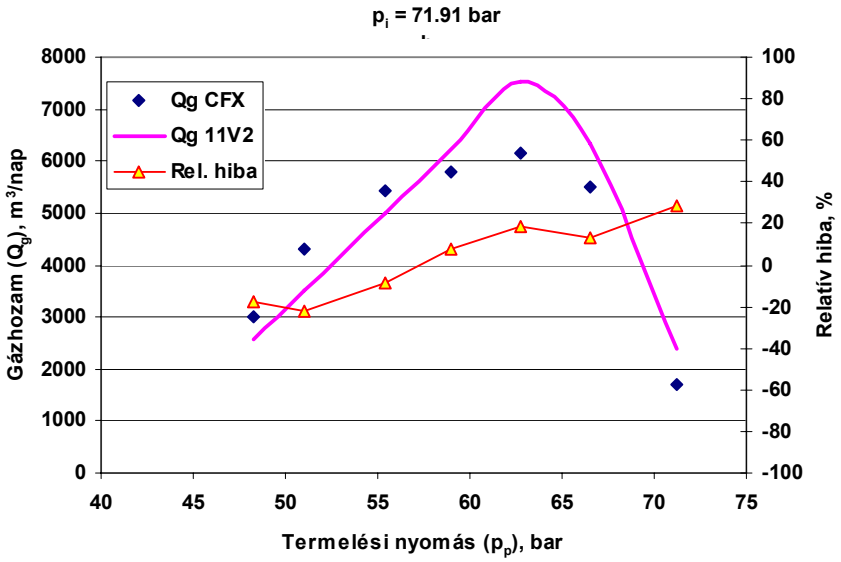


7.2. ábra
A CFD eredmények ellenőrzése fojtásos modell esetén

7.5 táblázat
A CFD eredmények ellenőrzése fojtásos modell esetén

p_i = 71.91 bar

p_p bar	$Q_{g\ CFX}$ m^3/nap	$Q_{g\ 11V2}$ m^3/nap	*Rel. hiba* %
48.22	3015	2561	-17.7
51.06	4318	3527	-22.4
55.40	5437	5010	-8.5
59.02	5774	6244	7.5
62.80	6149	7536	18.4
66.56	5498	6339	13.3
71.24	1703	2384	28.6

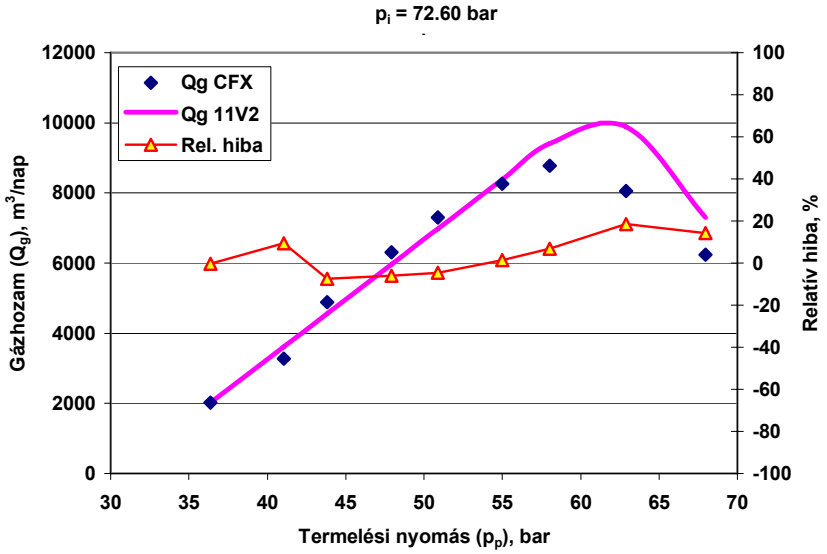


7.3. ábra
A CFD eredmények ellenőrzése fojtásos modell esetén

7.6 táblázat
A CFD eredmények ellenőrzése fojtásos modell esetén

p_i = 72.60 bar

p_p bar	$Q_{g\ CFX}$ m^3/nap	$Q_{g\ 11V2}$ m^3/nap	*Rel. hiba* %
36.39	2030	2022	-0.4
41.05	3278	3614	9.3
43.81	4891	4555	-7.4
47.92	6313	5959	-5.9
50.90	7304	6977	-4.7
55.00	8268	8378	1.3
58.03	8770	9413	6.8
62.91	8053	9883	18.5
67.96	6244	7296	14.4

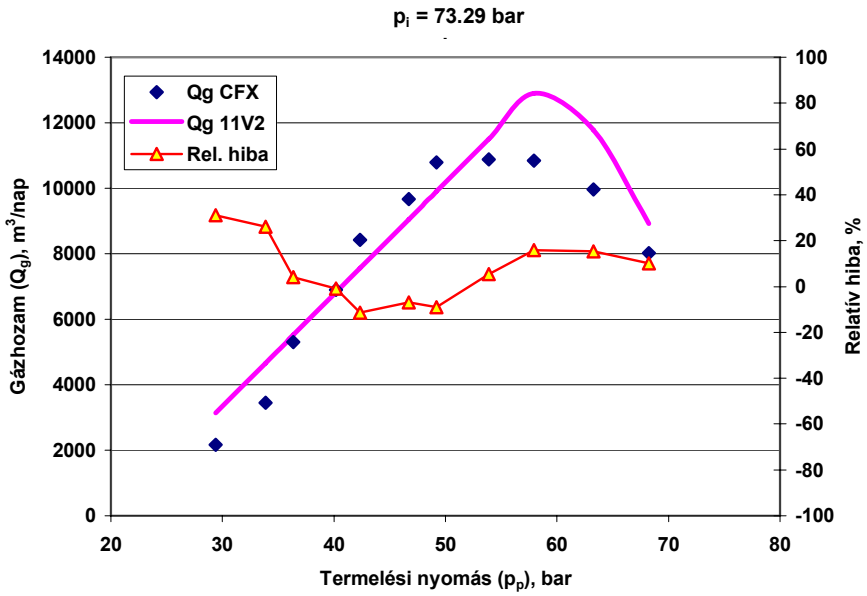


7.4. ábra
A CFD eredmények ellenőrzése fojtásos modell esetén

7.7 táblázat
A CFD eredmények ellenőrzése fojtásos modell esetén

p_i = 73.29 bar

p_p bar	$Q_{g\ CFX}$ m^3/nap	$Q_{g\ 11V2}$ m^3/nap	*Rel. hiba* %
29.38	2163	3131	30.9
33.88	3454	4667	26.0
36.37	5300	5519	4.0
40.19	6893	6823	-1.0
42.34	8426	7557	-11.5
46.70	9670	9049	-6.9
49.19	10793	9900	-9.0
53.90	10882	11508	5.4
57.95	10844	12892	15.9
63.28	9972	11777	15.3
68.23	8024	8918	10.0



7.5. ábra
A CFD eredmények ellenőrzése fojtásos modell esetén

Megvizsgálva a táblázatokat és diagramokat, a fúvóka jellegű áramlásnál megállapítottakhoz hasonló következtetéseket lehet levonni. Ha a **7.1** és **7.2 táblázat** eredményeivel összevetjük a fojtásos áramlásnál tapasztaltakat, itt is megjegyezhető, hogy a CFD modell és az API modell közötti eltérés megegyezik az API modell és a mérések közötti eltérésekkel. Ezen túlmenően az alábbi következtetésekre jutottam:

- A fúvóka jellegű modell esetén, amikor is az API modell is kellően pontos, az a CFD és API modell eltérései minimálisak voltak.
- A CFD modellezés során nincs különbség a fojtásos és a fúvóka jellegű áramláshoz használt modellek között, tehát a CFD modell számítási hibája hasonló nagyságrendű a fojtásos és a fúvóka jellegű számítások esetén.

A fentiek alapján megállapítható, hogy a CFD modell az API modellnél pontosabban leírja mind a fúvóka jellegű, mind a fojtásos jellegű áramlást.

Megjegyzendő még ezzel kapcsolatban, hogy a CFD modellezést már régóta használják bonyolult geometriájú fluidum áramlások modellezésére. A módszer már számtalan esetben bizonyította használhatóságát és pontosságát.[41,42]

A további vizsgálatok során a CFD modell számítási eredményeit fogom felhasználni.

7.2 Numerikus szelepszár emelkedés modell

Az **6 fejezetben** bemutatott CFD modell segítségével nemcsak egy adott injektálási és termelési nyomáshoz tartozó gázhozamokat határoztam meg, hanem az adott nyomásviszonyokhoz tartozó szelepszár emelkedés értékeket is. (A szelepszár emelkedés meghatározására az API RP 11V2 külön mérési módszert javasol, az ún. szondás szelepvizsgálatot. A bemutatott CFD modell segítségével azonban ez külön számítást nem igényel.)

A modellezett CAMCO BK1 szelep esetén megvizsgáltam a szelepszár emelkedések alakulását a termelési és az injektálási nyomások függvényében. A **7.6. ábra** a szelepszár emelkedés alakulását mutatja a p_p termelési nyomás függvényében, a görbék paramétere a p_i injektálási nyomás. (A bemutatott esetben a szelep p_d kamranyomása 68.95 bar.)

Az ábra alapján megállapítható, hogy a szelepszár elmozdulást a termelési nyomás függvényében majdnem lineáris, alulról kissé homorú görbék írják le. Az egyes injektálási nyomásokhoz tartozó görbék közel párhuzamosak egymással. Az

egyenestől való eltérés a nagyobb injektálási nyomások esetén kissé növekszik, de a legnagyobb eltérés sem túl jelentős.

A görbék alakja alapján másodfokú polinommal vagy egyenessel lehet a görbéket megfelelően leírni. Mivel az egyenestől való eltérés nem jelentős, én a lineáris közelítést választottam, így a szükséges konstansok száma kisebb. Az illesztést először a termelési nyomás függvényében végeztem el, s az így kapott egyenesek paraméterein pedig újabb lineáris illesztést végeztem az injektálási nyomás függvényében. A kapott egyenlet, amely a vizsgált szelep esetén az adott kamranyomásnál leírja a szelepszár elmozdulását a termelési és injektálási nyomások függvényében a következő:

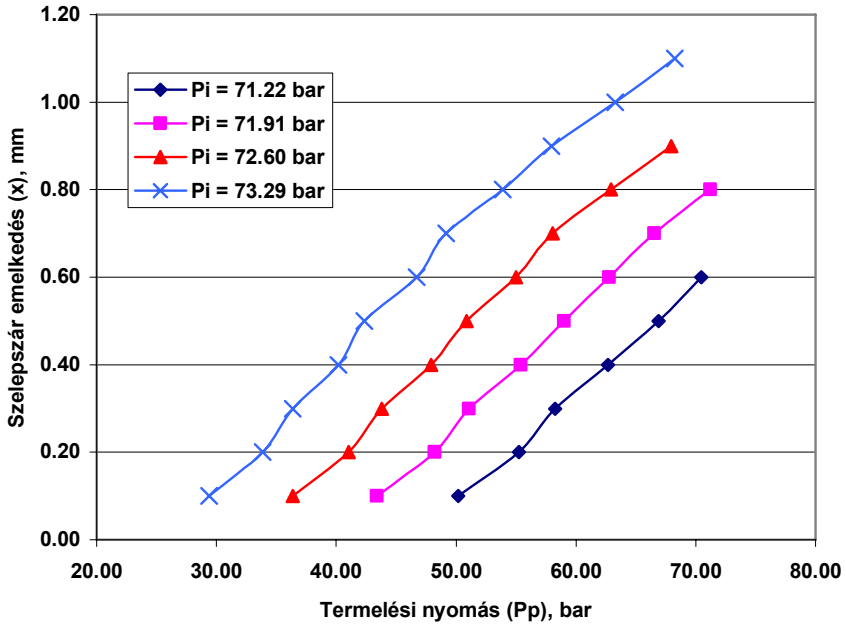
$$x_{corr.pd=68.95bar} = \left(-21.5682 + 0.2857 \cdot p_i\right) + 0.0258 \cdot p_p \qquad \textbf{7.2}$$

ahol:

$\boldsymbol{x}$ = szelepszár emelkedés, mm,

$\boldsymbol{p_i}$ = injektálási nyomás, bar,

$\boldsymbol{p_p}$ = termelési nyomás, bar.

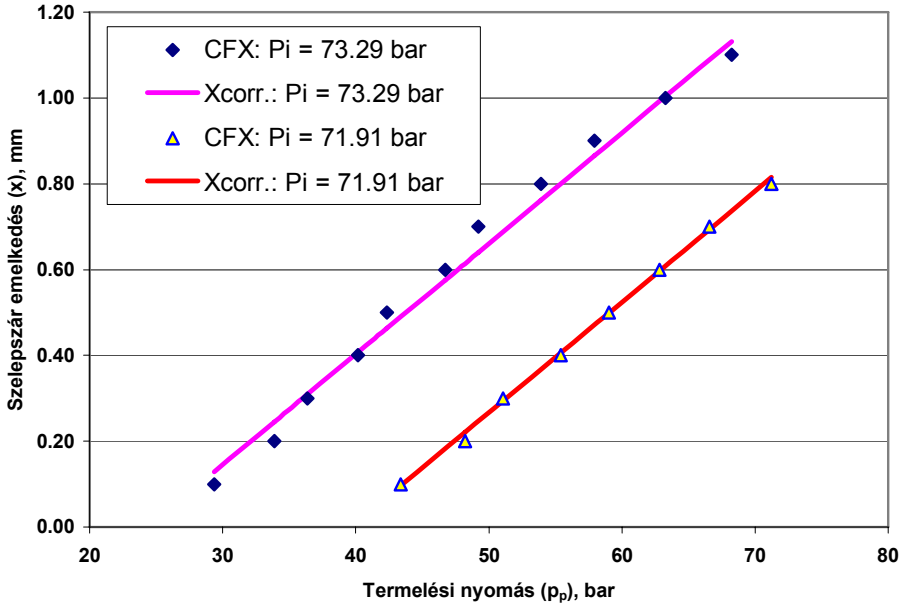


7.6. ábra
A szelepszár elmozdulás alakulása a termelési nyomás függvényében (p_d =68.95 bar)

A fenti illesztéseket elvégeztem p_d = ***62.05 bar*** kamranyomás esetén kapott eredményekkel is, ekkor az alábbi egyenletet kaptam:

$$x_{corr.pd=62.05bar} = \left(-20.1155 + 0.2960 \cdot p_i\right) + 0.0270 \cdot p_p \qquad \textbf{7.3}$$

Az illesztések jóságát jellemzi a korrelációs együttható, amely mind a termelési nyomás, mind az injektálási nyomás szerinti illesztésnél nagyobb volt mint ***0.998***. A **7.7. ábra** a CFD modell alapján meghatározott és a **7.2 egyenlettel** kiszámított szelepszár elmozdulás értékeket ábrázolja két injektálási nyomás esetén. Látható, hogy a korrelációs függvény milyen jól illeszkedik a CFD eredményekre.



7.7. ábra
A numerikus szelepszár elmozdulás modell illeszkedése a CFD eredményekre (p_d =68.95 bar)

7.3 Numerikus jelleggörbe modell a fojtásos jellegű áramlás jellemzésére

A fejezet előző részeiben igazoltam, hogy a CFD eredmények megfelelőek a segédgázszelepek jelleggörbéinek meghatározására. A CFD modell segítségével azonban a jelleggörbék egyes pontjait lehet csak meghatározni, ezért kidolgoztam egy függvénytípust, melynek segítségével a jelleggörbék tetszőleges termelési nyomás – injektálási nyomáshoz tartozó értékei meghatározhatók. A függvény meghatározásához a CFD jelleggörbe pontok regresszió analízisével jutottam.

Mintegy 30 függvénytípust vizsgáltam meg, a függő és független változók többféle kombinációjában. Végül is a **7.4 egyenlettel** sikerült a legpontosabban megközelíteni a CFD számításokkal meghatározott jelleggörbe pontokat. A függvény alakja általánosan használható, de a függvény állandóit minden kamranyomás esetén meg kell határozni CFD számítások alapján. A kidolgozott függvény alakja a következő:

$$Q_{gcorr.} = k_1 + k_2 \cdot \frac{p_p}{p_i} + k_3 \cdot \left(\frac{p_p}{p_i}\right)^2 + k_4 \cdot \left(\frac{p_p}{p_i}\right)^3 + k_5 \cdot \left(\frac{p_p}{p_i}\right)^4 \qquad \textbf{7.4}$$

$$k_i = a_i + b_i \cdot (p_i - p_d) + \frac{c_i}{(p_i - p_d)^2}$$

ahol:

$\boldsymbol{Q_{gcorr}}$ = injektált gázmennyiség, 10^3 m^3/nap,

$\boldsymbol{p_i}$ = injektálási nyomás, bar,

$\boldsymbol{p_p}$ = termelési nyomás, bar,

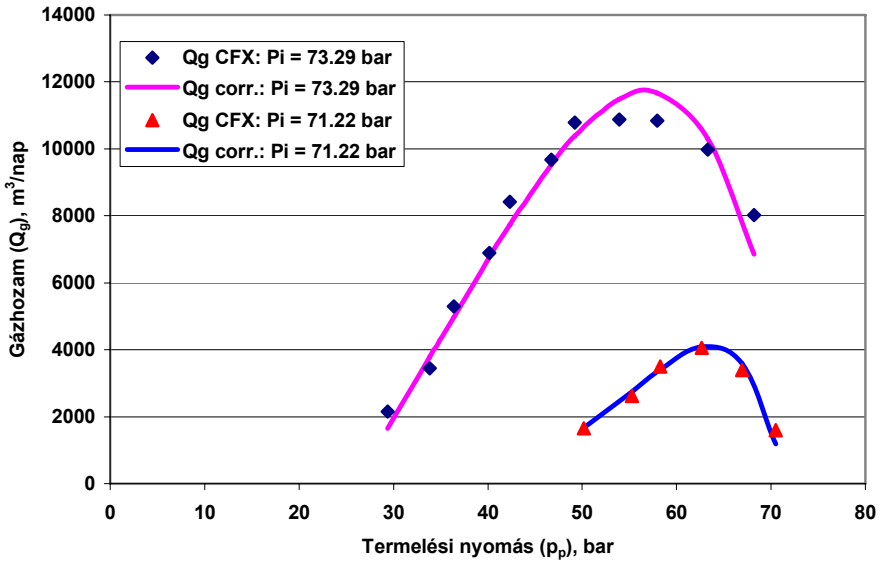
$\boldsymbol{p_d}$ = kamranyomás, bar,

A vizsgált segédgázszelep esetén meghatároztam a **7.4 egyenlethez** szükséges konstansokat $\boldsymbol{p_d = 68.95\ bar}$ és $\boldsymbol{p_d = 62.05\ bar}$ kamranyomások esetén. A **7.8 táblázatban** találhatók ezek a konstansok.

7.8 táblázat
A 7.4 egyenlet konstansai két különböző kamranyomás esetén

p_d = 68.95 bar			
i	**a_i**	**b_i**	**c_i**
1	**897.28**	**-128.07**	**-6764.86**
2	**-3495.88**	**436.48**	**31866.77**
3	**4130.01**	**-331.81**	**-54548.16**
4	**-1201.13**	**-139.00**	**40249.00**
5	**-331.09**	**162.65**	**-10799.62**
p_d = 62.05 bar			
i	**a_i**	**b_i**	**c_i**
1	**2227.93**	**-393.44**	**-11048.57**
2	**-9424.33**	**1598.00**	**51306.61**
3	**14135.91**	**-2242.99**	**-88101.51**
4	**-8784.04**	**1262.48**	**66352.51**
5	**1844.19**	**-223.75**	**-18510.04**

A **7.8. ábra** a **7.4 egyenlettel** meghatározott jelleggörbéket és a CFD modellel meghatározott jelleggörbe pontokat mutatja két injektálási nyomás esetén. Az ábrázolt esetben a kamranyomás p_d = ***68.95 bar***.



7.8. ábra
A 7.4 egyenlet illeszkedése a CFD eredményekre (p_d =68.95 bar)

Az ábra alapján megállapítható, hogy a bemutatott numerikus modell nagy pontossággal leírja a jelleggörbéket. Külön kiemelendő, hogy a numerikus modell pontossága a kis hozamok tartományában sem csökken számottevően, ellentétben az API RP 11V2 jelleggörbe modelljével.

8 A kidolgozott analitikus modell

A segédgázszelepek jelleggörbéjének analitikus meghatározására tett kísérletek Decker[23] kezdeti munkája után gyakorlatilag abbamaradtak. A korábbi kutatók[25,34-39] véleménye szerint ugyanis a segédgázszelep bonyolult geometriája miatt, az áramlás során a szelep belsejében kialakuló nyomás-, és hőmérséklet viszonyokat analitikusan nem lehet meghatározni. Ezután szinte minden kutató az empirikus jelleggörbe modellek felé fordult. [25,34-39] Mivel a szelep belsejében uralkodó viszonyokat a jelenlegi eszközök segítségével megmérni sem lehet, a modelljeik gyakorlatilag fekete dobozként kezelik a szelepeket, és csak azt próbálják meghatározni, hogy az egyes nyomásviszonyokra hogyan reagál a szelep.

Az általam elvégzett CFD szimulációk azonban lehetővé tették a szelep belsejében uralkodó nyomás és hőmérséklet viszonyok számítását, a **6. fejezetben** bemutatott iteratív módszer pedig a szelepszár elmozdulás-nyomásviszonyok pontos meghatározását is. A számítási eredményeket megvizsgálva arra a következtetésre jutottam, hogy az általam vizsgált csőmembrános szelepek jelleggörbéi analitikusan is meghatározhatók. A továbbiakban az általam kidolgozott analitikus jelleggörbe modellt fogom bemutatni. Először bebizonyítom, hogy a szelep fojtásos viselkedését az okozza, hogy a változó termelőcső nyomások hatására a szelep átömlési keresztmetszete változik. Ezután bemutatom, hogy a nyomások és a szelepgeometria ismeretében a szelepszár elmozdulás a megfelelő pontossággal meghatározható, s végül megvizsgálom az analitikus modell viselkedését.

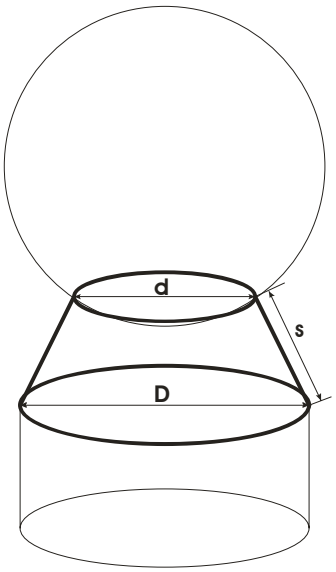
8.1 A változó áramlási keresztmetszet hatásának vizsgálata a gázhozamra

A **7. fejezetben** bemutatott numerikus szelepszár emelkedés modell esetén már rámutattam, hogy a szelepszár elmozdulás a termelési és injektálási nyomás függvényében szabályosan változik. (Lásd **7.6. ábra**.) A megfigyelt jellegzetességek arra engednek következtetni, hogy a segédgázszelep fojtásos viselkedését a változó szelepszár elmozdulás hatására megváltozó átömlési keresztmetszet befolyásolja leginkább.

A szelepszár emelkedés függvényében az átömlési keresztmetszet egyszerűen meghatározható. A szelepülésről elemelkedő szelepcsúcs és a szelepnyílás által

meghatározott átömlési keresztmetszet egy csonka kúp palástfelületével közelíthető meg. Ezt mutatja a **8.1. ábra**.

A csonkakúp alakú felület alkotói merőlegesek a szelepcsúcs felületére, a másik végpontjuk pedig a szelepnyílás kör alakú peremén található. A csonkakúp kisebb átmérőjű körének sugara ***d***, az alapot alkotó kör átmérője pedig ***D***, ami a szelepnyílás átmérőjével megegyezik. A palást alkotóinak hossza az ábra szerint ***s***. Az áramlás szempontjából a csonkakúp palástjának felszíne a legfontosabb paraméter, mivel annak nagysága határozza meg az átömlési keresztmetszetet.

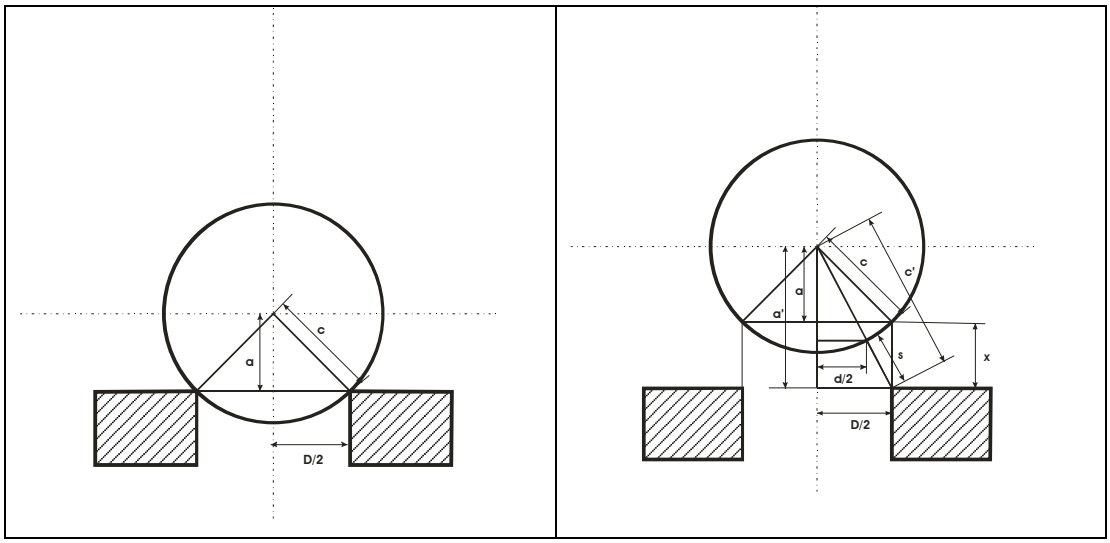


8.1. ábra.
A csonkakúp alakú átömlési keresztmetszet

A csonkakúp palástjának a felszínét a következő egyenlet segítségével lehet számítani:

$$A_p = \frac{\pi}{2}(D+d)\cdot s \qquad \textbf{8.1}$$

A palást felszíne a szelepszár emelkedésével változik, mivel eltérő szelepszár emelkedések esetén a csonkakúp dőlésszöge, fejkörének sugara, valamint alkotóinak hossza is változik. Az $\boldsymbol{A_p}$ átömlési keresztmetszet kifejezhető a szelepemelkedés függvényében, ezt a továbbiakban $\boldsymbol{A_{px}}$–el jelölöm A **8.2 ábra** a szelepcsúcs és szelepülés egymáshoz viszonyított helyzetét ábrázolja zárt állapotban, valamint ***x*** nagyságú szelepszár elmozdulás esetén.



8.2. ábra.
A szelepcsúcs és szelepülés egymáshoz viszonyított helyzete nyitott és zárt állapotban

Az ábrán jelölt geometriai adatok segítségével az $\boldsymbol{A_{px}}$ felület az $\boldsymbol{x}$ szelepszár emelkedés függvényében egyszerűen kifejezhető. A **8.2. ábra** jelöléseit használva az egyes szakaszok hosszait az alábbi egyenletekkel lehet meghatározni. Az egyenleteket külön nem számozom, mivel csak a végleges egyenlet jobb megértését szolgálják.

$$a = \sqrt{c^2 - \left(\frac{D}{2}\right)^2} \qquad a' = a + x \qquad c' = \sqrt{\left(\frac{D}{2}\right)^2 + \left(a'\right)^2}$$

$$s = \sqrt{\left(\frac{D}{2}\right)^2 + \left(a'\right)^2} - c \qquad \frac{\frac{D}{2}}{\frac{d}{2}} = \frac{c'}{c} \qquad d = \frac{D}{c'} \cdot c$$

A fenti egyenleteket a **8.1 egyenletbe** helyettesítve kaptam a szelep $\boldsymbol{A_{px}}$ átömlési keresztmetszetét az $\boldsymbol{x}$ szelepszár emelkedés függvényében:

$$A_{px} = \frac{\pi}{2}\left(D + \frac{D \cdot c}{\sqrt{\left(\frac{D}{2}\right)^2 + \left(\sqrt{c^2 - \left(\frac{D}{2}\right)^2} + x\right)^2}}\right) \cdot \left(\sqrt{\left(\frac{D}{2}\right)^2 + \left(\sqrt{c^2 - \left(\frac{D}{2}\right)^2} + x\right)^2} - c\right) \qquad \textbf{8.2}$$

Az egyszerű fúvókákon keresztül történő gázáramlás számítására leggyakrabban a ún. Thornhill-Craver egyenletet használják a szakirodalomban és a gyakorlatban egyaránt.

[45] Ezért kézenfekvőnek látszik jelen esetben is ennek használata. Az egyenlet egyik gyakran használt alakja a következő:

$$Q_{sc} = \sqrt{2R}\,\frac{D^2\pi}{4}\,p_i\,\frac{T_{sc}}{p_{sc}}\,C_d\sqrt{\frac{1}{MT_i z_i}\left[\left(\frac{p_p}{p_i}\right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_p}{p_i}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}}\right]} \qquad \textbf{8.3}$$

ahol: $\boldsymbol{Q_{sc}}$ = a gáz térfogatárama normál állapotban, m^3/s,

$\boldsymbol{D}$ = szelepnyílás átmérője, m,

$\boldsymbol{C_d}$ = átfolyási tényező, -,

$\boldsymbol{p_i}$ = injektálási nyomás a szelep beépítési mélységében, Pa,

$\boldsymbol{p_p}$ = termelési nyomás a szelep beépítési mélységében, Pa,

$\boldsymbol{p_{sc}}$ = normál nyomás, $\boldsymbol{p_{sc}}$ = 101325 Pa,

$\boldsymbol{T_i}$ = szelep hőmérséklet, K,

$\boldsymbol{T_{sc}}$ = normál hőmérséklet, T_{sc} = 288.15 K,

$\boldsymbol{z_i}$ = gáz eltérési tényező a szelep beépítési mélységében, -,

$\boldsymbol{M}$ = az injektált gáz moltömeg, kg/kmol,

$\boldsymbol{\kappa}$ = a gáz adiabatikus fajhőviszonya, -,

$\boldsymbol{R}$ = univerzális gázállandó, R = 8314.4 J/(Kmol K).

A **8.3 egyenlet** a hangsebesség eléréséig írja le megfelelően a fúvókán történő gázáramlást, a hangsebesség elérése után a fúvókán átáramló gázmennyiség nem változik, ebben az esetben a kritikus nyomásarányt kell behelyettesíteni az összefüggésbe. A kritikus nyomásarány az alábbi egyenlet segítségével határozható meg:

$$\left(\frac{p_p}{p_i}\right)_{cr} = \left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \qquad \textbf{8.4}$$

A **8.3 egyenletben** a $\frac{D^2\pi}{4}$ mennyiség a szelepnyílás keresztmetszete. Ha ezt a keresztmetszetet helyettesítjük a **8.2 egyenlettel**, akkor egy olyan egyenlethez jutunk, amelyik segítségével tetszőleges szelepemelkedés esetén meghatározható a szelepen átáramló gáz térfogatárama.

$$Q_{gApx} = \sqrt{2R} A_{px} p_i \frac{T_{sc}}{p_{sc}} C_d \sqrt{\frac{1}{MT_i z_i}\left[\left(\frac{p_p}{p_i}\right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_p}{p_i}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}}\right]} \qquad \textbf{7.5}$$

8.1.1 A változó áramlási keresztmetszet hatásának ellenőrzése a fojtásos áramlási szakaszban

A korábbi fejezetben bemutatott CFD modell segítségével meghatározott, összetartozó, adott szelepszár elmozduláshoz tartozó injektálási nyomások, termelési nyomások és hozamok segítségével ellenőriztem, hogy a **8.5 egyenlet** mennyire írja le helyesen a fojtásos áramlást.

A következő táblázatok és diagramok a CFD modell és a **8.5 egyenlet** eredményeit hasonlítják össze.

A bemutatott eset:

Segédgázszelep: ***1"***-os ***CAMCO BK1***,

3/16"-os szelepnyílás átmérő.

Kamranyomás: $p_d = 68.95$ ***bar***

Átáramlási tényező: $C_d = 1.0$

Az áramló gáz: metán,

$M = 16.04$ ***kg/Kmol***

$\kappa = 1.25$

$T_i = 333$ **K**

Egy-egy táblázat egy adott p_i injektálási nyomás esetén, különböző szelepszár elmozdulásokhoz tartozó - a CFD modellel meghatározott - p_p termelési nyomásokat, Q_{gCFX} gázhozamokat és a **8.5 egyenletből** az aktuális x szelepszár elmozdulás, p_i injektálási nyomás, p_p termelési nyomás esetén kiszámított Q_{gApx} gázhozamokat tartalmazzák. A táblázatok utolsó oszlopai a Q_{gApx} Q_{gCFX}-hez viszonyított relatív hibáit adják meg. A relatív hibát a következő összefüggéssel határoztam meg:

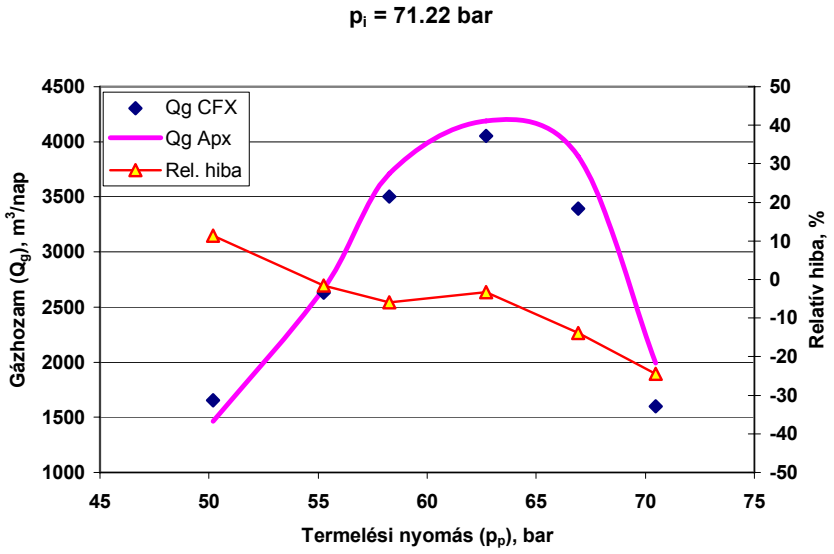
$$\text{Relatív hiba} = \frac{Q_{gCFX} - Q_{gApx}}{Q_{gCFX}} \cdot 100.0 \qquad \textbf{8.6}$$

8.1 táblázat

A 8.5 egyenlet illeszkedése a CFD eredményekre

p_i = 71.22 bar

x mm	p_p bar	Q_{gCFX} m^3/nap	Q_{gApx} m^3/nap	*Rel. hiba* %
0.1	50.18	1654	1466	11.4
0.2	55.26	2628	2669	-1.6
0.3	58.27	3505	3710	-5.8
0.4	62.69	4055	4189	-3.3
0.5	66.91	3395	3866	-13.9
0.6	70.47	1602	1993	-24.4



8.3. ábra

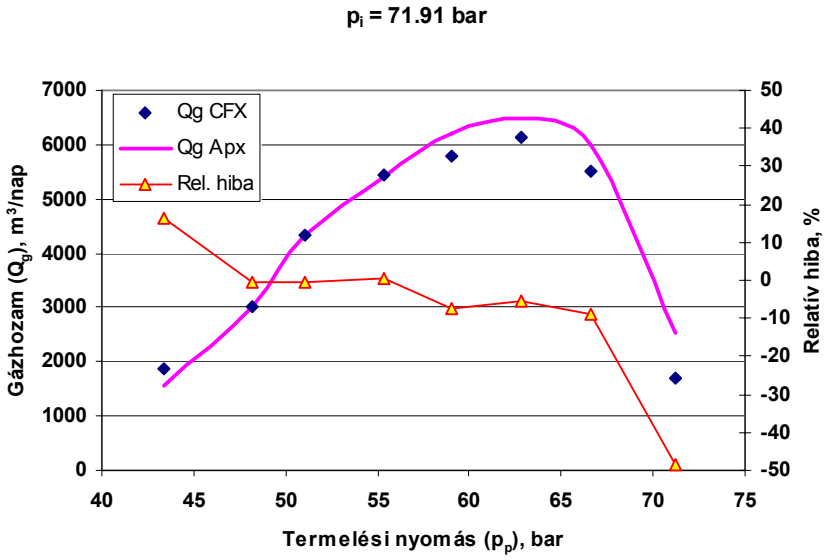
A 8.5 egyenlet illeszkedése a CFD eredményekre

8.2. táblázat

A 8.5 egyenlet illeszkedése a CFD eredményekre

p_i = 71.91 bar

x mm	p_p bar	$Q_{g\ CFX}$ m^3/nap	$Q_{g\ Apx}$ m^3/nap	*Rel. hiba* %
0.1	43.40	1865	1559	16.4
0.2	48.22	3015	3028	-0.4
0.3	51.06	4318	4339	-0.5
0.4	55.40	5437	5401	0.7
0.5	59.02	5774	6194	-7.3
0.6	62.80	6149	6481	-5.4
0.7	66.56	5498	5995	-9.1
0.8	71.24	1703	2532	-48.7



8.4. ábra

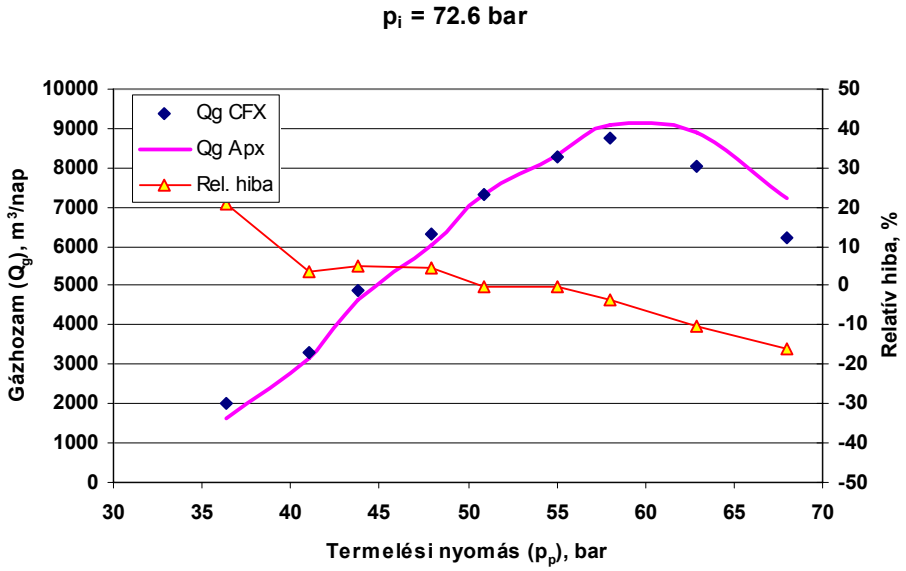
A 8.5 egyenlet illeszkedése a CFD eredményekre

8.3. táblázat

A 8.5 egyenlet illeszkedése a CFD eredményekre

p_i = 72.60 bar

x mm	p_p bar	$Q_{g\ CFX}$ m^3/nap	$Q_{g\ Apx}$ m^3/nap	*Rel. hiba* %
0.1	36.39	2030	1604	21.0
0.2	41.05	3278	3160	3.6
0.3	43.81	4891	4634	5.2
0.4	47.92	6313	6036	4.4
0.5	50.90	7304	7335	-0.4
0.6	55.00	8268	8303	-0.4
0.7	58.03	8770	9098	-3.7
0.8	62.91	8053	8899	-10.5
0.9	67.96	6244	7249	-16.1



8.5. ábra

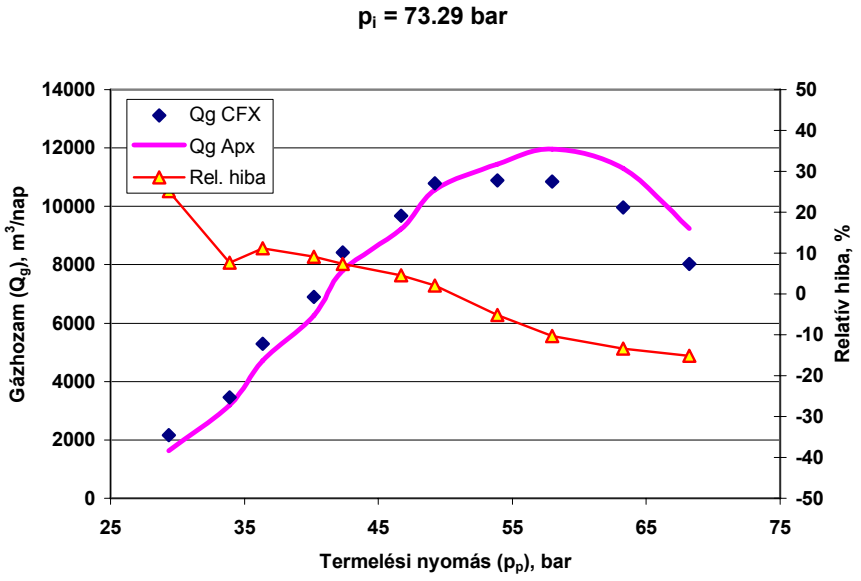
A 8.5 egyenlet illeszkedése a CFD eredményekre

8.4. táblázat

A 8.5 egyenlet illeszkedése a CFD eredményekre

p_i = 73.29 bar

x mm	p_p bar	$Q_{g\ CFX}$ m^3/nap	$Q_{g\ Apx}$ m^3/nap	*Rel. hiba* %
0.1	29.38	2163	1619	25.1
0.2	33.88	3454	3192	7.6
0.3	36.37	5300	4706	11.2
0.4	40.19	6893	6263	9.1
0.5	42.34	8426	7811	7.3
0.6	46.70	9670	9223	4.6
0.7	49.19	10793	10567	2.1
0.8	53.90	10882	11446	-5.2
0.9	57.95	10844	11957	-10.3
1.0	63.28	9972	11307	-13.4
1.1	68.23	8024	9240	-15.2



8.6. ábra

A 8.5 egyenlet illeszkedése a CFD eredményekre

A táblázatokat és diagramokat megvizsgálva megállapítható, hogy a szelepemelkedés alapján felírt modell számítás hibája 5%-nál általában kisebb a szelep használata szempontjából fontos fojtásos szakaszon. (A jelleggörbe azon szakasza ahol az emelkedő termelési nyomásokhoz növekvő gázmennyiségek tartoznak.) Az egyenlet számítási hibája a jelleggörbék végpontjaihoz közel sem haladja meg a 20%-ot. A **8.2 táblázat** 0.8 mm-es szelepemelkedéshez tartozó értéke kirívó eset, melynek az oka az, hogy ebben az esetben az injektálási és termelési nyomás közötti különbség nagyon kicsi, a jelleggörbe meredeksége nagyon nagy, a görbe majdnem függőleges. Bár ezen a szakaszon a számítás hibája százalékosan nagy lehet, de az abszolút értéke nem nagy.

A bemutatott táblázatok és diagramok esetén a C_d átömlési tényező értékét 1.0-nak vettem fel. A számítás pontossága tovább növelhető, ha a CFD számítások eredménye alapján meghatározzuk a C_d pontos értékét. Mivel a bemutatott módszer a továbbiakban ki lesz egészítve, egy, az x szelepszár emelkedés meghatározására szolgáló egyenlettel is ezért a C_d pontosabb meghatározására a későbbiekben még visszatérek.

Ha **8.2, 8.5 egyenleteket** kombináljuk a **7. fejezetben** bemutatott numerikus szelepemelkedés egyenletekkel (**7.2 és 7.3 egyenletek**), akkor egy olyan egyenletet nyerünk amely segítségével tetszőleges injektálási nyomás esetére meghatározhatjuk a szelep termelési nyomás – gázhozam jelleggörbéjét.

8.1.2 A maximális átömlési keresztmetszethez tartozó szelepszár emelkedés meghatározása

A **8.2 egyenletből** számítható A_{px} átömlési keresztmetszetek a szelepszár emelkedés növekedésével együtt növekednek. Ha a számított A_{px} keresztmetszet eléri a szelepnyílás keresztmetszetét, a szelepszár további emelkedése nem növeli tovább az átömlési keresztmetszetet. A számítások elvégzése során tehát figyelni kell ezt a x_{Apo} szelepszár emelkedés értéket. A **8.2 egyenletből** ez a szelepemelkedés meghatározható, ha az egyenlet baloldalát a $\frac{D^2\pi}{4}$, vagyis a szelepnyílás keresztmetszetével helyettesítjük:

$$\frac{D^2\pi}{4}=\frac{\pi}{2}\left(D+\frac{D\cdot c}{\sqrt{\left(\frac{D}{2}\right)^2+\left(\sqrt{c^2-\left(\frac{D}{2}\right)^2}+x_{A_{po}}\right)^2}}\right)\cdot\left(\sqrt{\left(\frac{D}{2}\right)^2+\left(\sqrt{c^2-\left(\frac{D}{2}\right)^2}+x_{A_{po}}\right)^2}-c\right) \qquad \textbf{8.7}$$

Az egyenlet segítségével a keresett $\boldsymbol{x_{Apo}}$ szelepszár emelkedés meghatározható. Az egyenlet további átalakításával belátható, hogy $\boldsymbol{x_{Apo}}$ negyedfokú hatványát is tartalmazza, tehát nem oldható meg egy megoldó képlet segítségével. Megoldható viszont , numerikus módszerek, mint például a Newton-Raphson módszer vagy a Mueller módszer segítségével. Én a Mueller módszerét használtam.

A vizsgált CAMCO BK1, 3/16” szelep esetén ez az érték:

$$x_{A_{po}}=1.825\,mm$$

Ez az érték alig valamivel kisebb a csőmembrán rugóállandójának mérése során meghatározott maximális szelepszár emelkedésnél (***x_{max} = 2.11 mm***). Vagyis a szelepben majdnem a teljes szelepszár elmozdulás tartományban fojtásos jellegű áramlás megy végbe.

8.1.3 A változó áramlási keresztmetszetű modell ellenőrzése a fúvóka jellegű áramlási szakaszban

Megvizsgáltam azt is, hogy a **8.5 egyenlet** mennyire pontosan írja le a fúvóka jellegű áramlást. Fúvóka jellegű áramlás esetén a szelepemelkedés meghaladja az $\boldsymbol{x_{Apo}}$ értékét. Ekkor a **8.5 egyenletben** a tényleges szelepemelkedés érték helyett az $\boldsymbol{x_{Apo}}$ értékét kell behelyettesíteni.

A **8.5. táblázat** és **8.7. ábra** mutatja a vizsgálat eredményeit. A táblázat a CFD modell segítségével, adott injektálási nyomás esetén, különböző termelési nyomásokhoz meghatározott gázhozamokat $\boldsymbol{Q_{g\,CFX}}$ és ugyanezen nyomások esetén a **8.5 egyenletből**, $\boldsymbol{x = x_{Apo}}$ feltétellel számított $\boldsymbol{Q_{gApx}}$ gázhozam értékeket tartalmazza. A táblázat utolsó oszlopa a $\boldsymbol{Q_{gApx}}$ $\boldsymbol{Q_{gCFX}}$-re vonatkoztatott relatív hibáit jeleníti meg. A **8.7 ábra** a **8.5. táblázat** értékeit jeleníti meg grafikusan.

A bemutatott eset:

Segédgázszelep: ***1”***-os ***CAMCO BK1***,

3/16”-os szelepnyílás átmérő.

Kamranyomás: $\boldsymbol{p_d = 68.95\ bar}$

Átáramlási tényező: $C_d = 0.76$

Az áramló gáz: M = 16.04 kg/Kmol

$\kappa = 1.25$

$T_i = 333\ K$

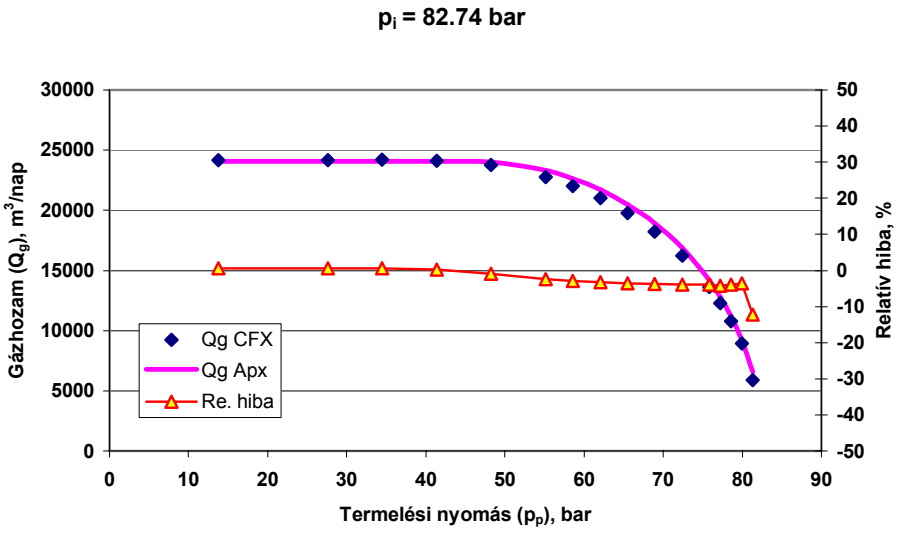
Szelepemelkedés a CFD modell esetén: $x = 1.9\ mm$

8.5. táblázat

A 8.5 egyenlet illeszkedése a CFD eredményekre fúvóka jellegű áramlás esetén

p_i = 82.74 bar

p_p bar	$Q_{g\ CFX}$ m^3/nap	$Q_{g\ Apx}$ m^3/nap	*Rel. hiba* %
13.79	24166	24043	0.5
27.58	24166	24043	0.5
34.47	24187	24043	0.6
41.37	24100	24043	0.2
48.26	23773	23998	-0.9
55.16	22776	23313	-2.4
58.61	22004	22636	-2.9
62.05	21022	21703	-3.2
65.50	19775	20477	-3.6
68.95	18205	18896	-3.8
72.40	16217	16856	-3.9
75.84	13630	14155	-3.9
77.22	12282	12799	-4.2
78.60	10789	11203	-3.8
79.98	8926	9243	-3.6
81.36	5885	6604	-12.2



8.7. ábra

A 8.5 egyenlet illeszkedése a CFD eredményekre fúvóka jellegű áramlás esetén

A táblázatot és ábrát megvizsgálva megállapítható, hogy a **8.5 egyenlet** megfelelő pontossággal leírja a segédgázszelep fúvóka jellegű áramlási tartományát is, hiszen a képlet hibája a hangsebességű tartományban 1 % alatti, és szubkritikus esetben is 5% alatt marad, kivéve a nagyon kis nyomáskülönbségek tartományát, mivel azon a szakaszon a jelleggörbe közel függőleges.

Megjegyzendő, hogy a gázhozamok számításánál az átáramlási tényező értékét a CFX modell segítségével határoztam meg. CFD számítások elvégzése nélkül, a szakirodalomban javasolt $C_d = 0.8$-as érték is használható, ebben az esetben a számítás hibája átlagosan 5%-al növekedhet.

8.2 A dinamikus szelepemelkedés meghatározása

A dinamikus szelepemelkedés meghatározása az egyik fő probléma a segédgázszelepek jelleggörbéinek meghatározása során. Azt, hogy a szelep mekkora átömlési keresztmetszettel rendelkezik egy adott nyomásviszony mellett, az határozza meg, hogy a szelepszár mekkora távolságra emelkedett el a szelepülésről.

A témával foglalkozó szerzők[25,34-39] korábbi próbálkozásai azért vallottak kudarcot, mivel az erőegyensúly felírása során, nem megfelelően vették figyelembe a szelepszár elmozdulás hatását a kamranyomásra, és a csőmembrán rugóerejét is elhanyagolták. Holott az erőegyensúly kialakulása érdekében, a kamranyomás változásának és a membrán rugóerejének hatására, a szelepet nyitni igyekvő

nyomások 0.5 -3 bar-ral történő megváltozását is igénylik. Ez a termelési nyomásváltozás pedig jelentősen befolyásolja a szelepen átáramló gáz mennyiségét.

Másik hibájuk az, hogy a szelepszár elmozdulását statikus esetben mérték (szondás szelepvizsgálat[34]) egy, a teljes membránfelületre ható tesztnyomás függvényében. Az így meghatározott nyomás szelepszár függvényt nem a változó áramlási keresztmetszet meghatározására, hanem a C_d*Y szorzat meghatározásához használták fel.

Az előző alfejezetben bemutattam, hogy a változó áramlási keresztmetszettel felírt Thornhill-Craver egyenlet (**8.5 egyenlet**) megfelelően leírja a fúvókán átáramló gázmennyiségeket, ha ismerjük a pontos szelepszár elmozdulás értékeket. Ebben az alfejezetben bemutatom az általam kidolgozott dinamikus szelepemelkedési modellt. E modell segítségével tetszőleges nyomásviszonyok esetén meghatározható a szelepszár elmozdulás.

A segédgázszelepre ható nyomások hatására a segédgázszelep szelepszára egy x nagyságú szelepszár elmozdulás mellett egyensúlyba kerül. Vagyis a nyitni és zárni igyekvő erők egyensúlyba kerülnek. A szelepre ható erők erőegyensúlyát felírva, figyelembe véve a kamranyomás változását és a csőmembrán rúgó erejét, a következő egyenletet kapjuk:

$$p_p \cdot A_v + p_i \cdot \left(A_b - A_v\right) = A_b \frac{p_d V_{d1}}{V_{d1} - x \cdot A_b} + k \cdot x \qquad \textbf{8.8}$$

ahol: p_p = termelési nyomás a szelep beépítési mélységében, Pa,

A_v = a szelepnyílás keresztmetszete, m^2,

p_i = injektálási nyomás a szelep beépítési mélységében, Pa,

A_b = a csőmembrán hatásos felülete, m^2,

p_d = kamranyomás a szelep beépítési mélységében, Pa,

V_{d1} = a kamra eredeti térfogata, m^3,

k = a csőmembrán rugóállandója, N/m,

x = a szelepszár elmozdulása, m,

$\frac{p_d V_{d1}}{V_{d1} - x \cdot A_b}$ az x szelepszár elmozdulás hatására megnövekedett kamranyomás, Pa.

Az egyenlet baloldalán a szelepet nyitó erők találhatók, vagyis a szelepnyílás eredeti A_v átömlési keresztmetszetén ható p_p termelési nyomás és az $(A_b - A_v)$

felületen ható $\boldsymbol{p_i}$ injektálási nyomás. Az egyenlet jobb oldalán pedig a szelepet zárni igyekvő erők, vagyis az $\boldsymbol{A_b}$ felületen ható, $\boldsymbol{x}$ szelepszár elmozdulás hatására megnövekedett kamranyomás és a csőmembrán $\boldsymbol{k \cdot x}$ rúgóereje található.

A **8.8 egyenlet** kis átrendezéssel az alábbi alakra hozható:

$$Ax^2 + Bx + C = 0 \qquad \textbf{8.9}$$

ahol:

$$A = kA_b$$

$$B = -A_v A_b p_p - \left(A_b - A_v\right) A_b p_i - V_{d1} k$$

$$C = A_v V_{d1} p_p + \left(A_b - A_v\right) V_{d1} p_i - A_b V_{d1} p_d$$

A **8.9 egyenlet**, a szelepszár elmozdulásra nézve egy másodfokú függvény, amelyet a jól ismert megoldó-képlet segítségével egyszerűen megoldhatunk:

$$x = \frac{-B - \sqrt{B^2 - 4AC}}{2A} \qquad \textbf{8.10}$$

A **8.9 egyenlet** második gyöke nem ad valós megoldást a szelep esetén, mivel ez nagyobb, mint a szelepszár maximális elmozdulása, ezért a megoldó képlet $+\sqrt{\ }$-ös gyökét nem jeleztem a **8.10 egyenletben**.

A **8.10 egyenlet** segítségével tetszőleges kamranyomás, termelési nyomás és injektálási nyomás kombináció esetére meghatározható a szelepszár elmozdulás értéke.

8.2.1 A dinamikus szelepszár emelkedési modell ellenőrzése

Ha a szelepszár elmozdulásokat tetszőleges nyomásviszonyoknál meghatározó **8.9** és **8.10 egyenleteket** kombináljuk a szelepen történő gázáramlást egy adott szelepszár elmozdulás esetén leíró **8.5 egyenlettel,** akkor egy olyan számítási módhoz jutunk, amely segítségével tetszőleges kamra-, termelési és injektálási nyomások esetén kiszámítható a szelepen átáramló gáz mennyisége.

A következő táblázatok és diagramok a CFD modellel és a **8.5, 8.9, 8.10 egyenletek** segítségével meghatározott gázhozamokat hasonlítják össze.

A bemutatott eset:

Segédgázszelep: ***1"***-os ***CAMCO BK1***,

3/16"-os szelepnyílás átmérő.

Kamranyomás: $p_d = 68.95$ ***bar***

Csőmembrán rugóállandó: $k = 28209$ ***N/m***

Átáramlási tényező: $C_d = 1.0$

Az áramló gáz: metán,

$M = 16.04$ ***kg/Kmol***

$\kappa = 1.25$

$T_i = 333$ **K**

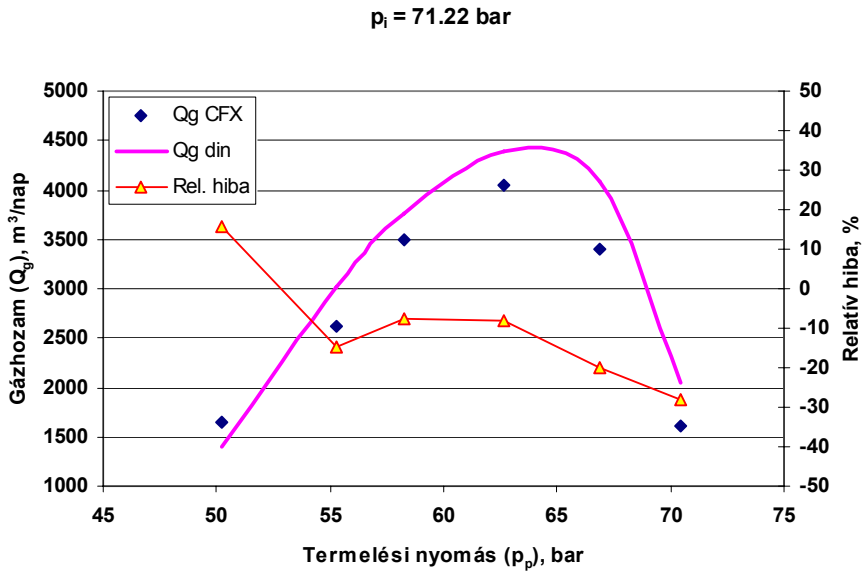
Egy-egy táblázat, egy adott p_i injektálási nyomás esetén, különböző szelepszár elmozdulásokhoz tartozó -a CFD modellel meghatározott - p_p termelési nyomásokat, $Q_{g\ CFX}$ gázhozamokat és a **8.5, 8.9, 8.10 egyenletekből** az aktuális, p_i injektálási nyomás, p_p termelési nyomás esetén kiszámított $Q_{g\ din}$ gázhozamokat tartalmazzák. A táblázatok utolsó oszlopai a Q_{gdin} Q_{gCFX}-hez viszonyított relatív hibáit adják meg. A relatív hibákat az alábbi összefüggéssel számítottam:

$$\text{Relatív hiba} = \frac{Q_{gCFX} - Q_{gdin}}{Q_{gCFX}} \cdot 100.0 \qquad \textbf{8.11}$$

8.6. táblázat
A dinamikus szelepszár emelkedéses modell illeszkedése a CFD eredményekre

p_i = 71.22 bar

p_p bar	$Q_{g\ CFX}$ m^3/nap	$Q_{g\ din}$ m^3/nap	*Rel. hiba* %
50.18	1654	1392	15.8
55.26	2628	3022	-15.0
58.27	3505	3767	-7.5
62.69	4055	4385	-8.1
66.91	3395	4077	-20.1
70.47	1602	2055	-28.2



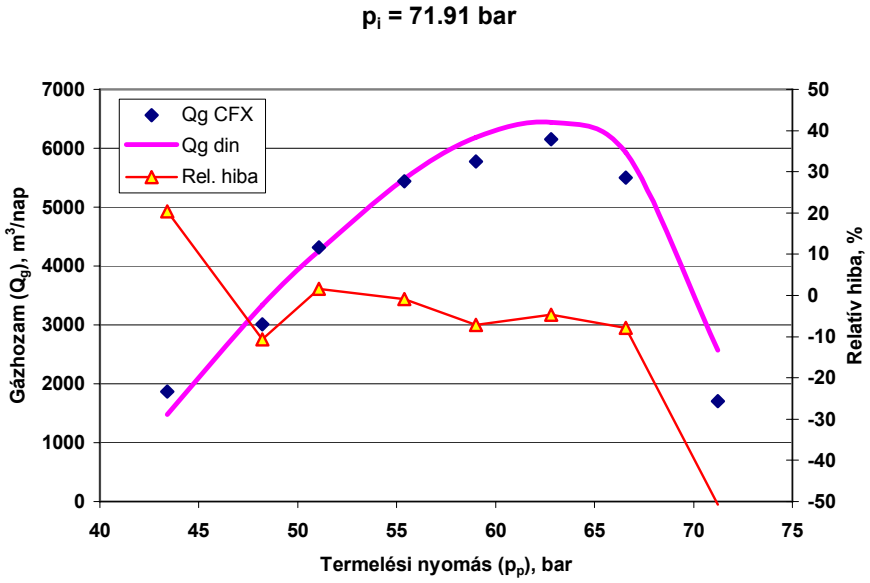
8.8. ábra
A dinamikus szelepszár emelkedéses modell illeszkedése a CFD eredményekre

8.7. táblázat

A dinamikus szelepszár emelkedéses modell illeszkedése a CFD eredményekre

p_i = 71.91 bar

p_p bar	$Q_{g\ CFX}$ m^3/nap	$Q_{g\ din}$ m^3/nap	*Rel. hiba* %
43.40	1865	1483	20.5
48.22	3015	3336	-10.6
51.06	4318	4251	1.6
55.40	5437	5483	-0.9
59.02	5774	6183	-7.1
62.80	6149	6440	-4.7
66.56	5498	5930	-7.9
71.24	1703	2567	-50.7



8.9. ábra

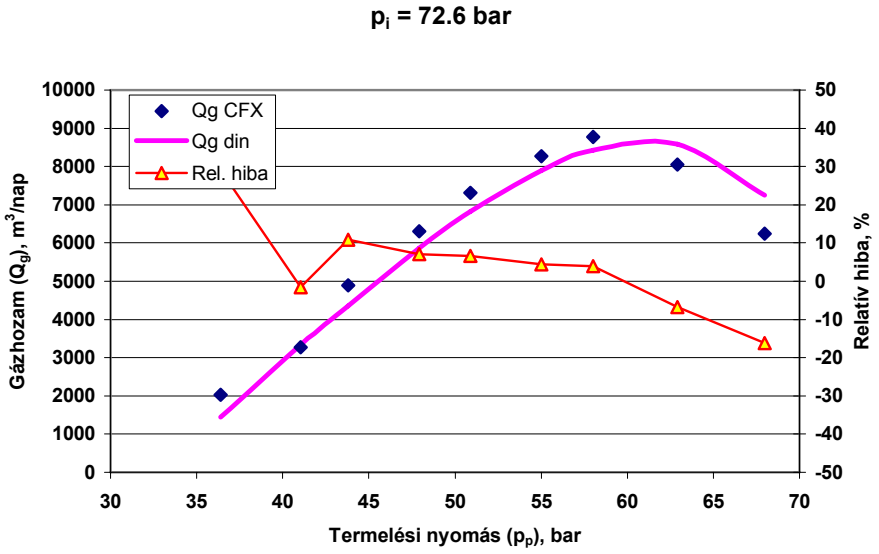
A dinamikus szelepszár emelkedéses modell illeszkedése a CFD eredményekre

8.8. táblázat

A dinamikus szelepszár emelkedéses modell illeszkedése a CFD eredményekre

p_i = 72.60 bar

p_p bar	$Q_{g\ CFX}$ m^3/nap	$Q_{g\ din}$ m^3/nap	*Rel. hiba* %
36.39	2030	1440	29.1
41.05	3278	3328	-1.5
43.81	4891	4362	10.8
47.92	6313	5863	7.1
50.90	7304	6827	6.5
55.00	8268	7898	4.5
58.03	8770	8427	3.9
62.91	8053	8592	-6.7
67.96	6244	7252	-16.1



8.10. ábra

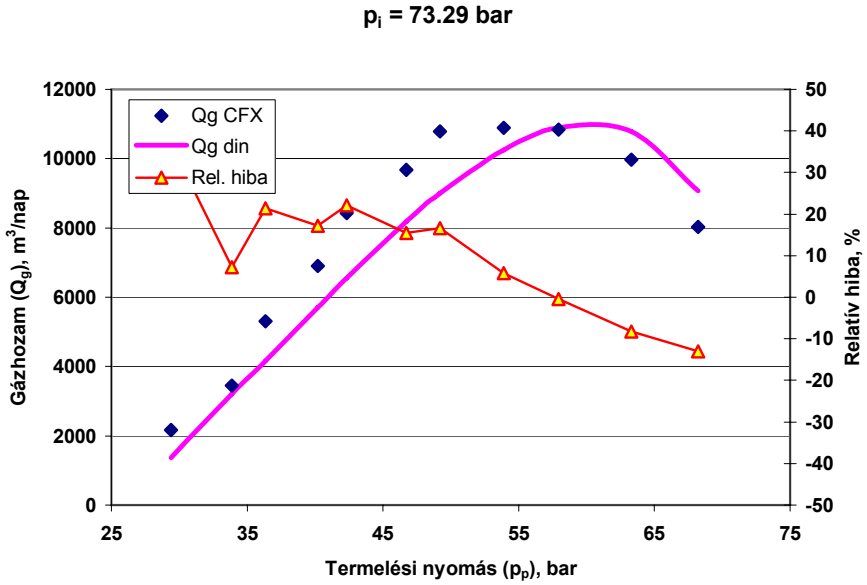
A dinamikus szelepszár emelkedéses modell illeszkedése a CFD eredményekre

8.9. táblázat

A dinamikus szelepszár emelkedéses modell illeszkedése a CFD eredményekre

p_i = 73.29 bar

p_p bar	$Q_{g\ CFX}$ m^3/nap	$Q_{g\ din}$ m^3/nap	*Rel. hiba* %
29.38	2163	1367	36.8
33.88	3454	3206	7.2
36.37	5300	4169	21.3
40.19	6893	5706	17.2
42.34	8426	6562	22.1
46.70	9670	8181	15.4
49.19	10793	9002	16.6
53.90	10882	10253	5.8
57.95	10844	10891	-0.4
63.28	9972	10792	-8.2
68.23	8024	9063	-13.0



8.11. ábra

A dinamikus szelepszár emelkedéses modell illeszkedése a CFD eredményekre

A táblázatokat és diagramokat megvizsgálva megállapítható, hogy a dinamikus szelepszár emelkedéses modell számítási hibája 10%- nál általában kisebb a szelep használata szempontjából fontos fojtásos szakaszon. A jelleggörbék végpontjaihoz közel pedig 15-40% között változik.

Összegezve a fejezetben bemutatott modellel kapcsolatos eredményeket megállapítható, hogy az általam kidolgozott dinamikus szelepszár emelkedéses modell segítségével a csőmembrános segédgázszelepek jelleggörbéi, a más szerzők által bevezetett áramlási tartományok mindegyikében megfelelően, a korábbi modelleknél pontosabban leírhatók. A bemutatott modellel meghatározott jelleggörbék számítási hibája minden áramlási tartományban lényegesen kisebb mint az eddigi, hosszadalmas mérések alapján meghatározott modelleké. Az általam kidolgozott dinamikus modell meghatározásához csupán a szelep geometriai adatait kell ismernünk, és két egyszerűen végrehajtható mérést, a csőmembrán rúgóállandójának és a szelepkamra gázzal töltött térfogatának a megmérése, kell elvégeznünk. A méréseket a **6. fejezetben** már ismertettem.

8.2.2 A bevezetett injektálási határnyomás meghatározása és szerepe

Az eddig vázolt számítási módszerben a fúvóka jellegű és a fojtásos jellegű áramlás esetén is a Thornhill-Craver egyenlet szolgált a gázhozam meghatározására. Míg azonban a fojtásos áramlási szakaszon az átáramlási tényező $C_d = 1.0$ értéke megfelelő, a fúvóka jellegű szakaszon azonban C_d értéke ettől eltérő, fokozatosan csökkenő kell hogy legyen, hisz a fúvóka jellegű szakaszon használt állandó átömlési keresztmetszet nem tudja ellensúlyozni a növekvő injektálási nyomások hatását az áramlásra.

A C_d két szélső értékét egyszerűen meg lehet határozni. A fojtásos szakaszon $C_d = 1.0$, ez a C_d maximuma a továbbiakban C_{dmax}. C_d minimális értéke C_{dmin} pedig a várható legnagyobb injektálási nyomás és legkisebb termelési nyomás mellett a CFD modell segítségével egyszerűen számítható. (Az említett nyomások mellett x_{Apo} szelepemelkedés esetén a **8.5 egyenletből** számított és ugyanezen körülmények mellett a CFD modell által számított gázhozamok aránya.) A dolgozatban vizsgált szelep esetén ez $C_{dmin} = 0.76$ volt. CFD számítások hiányában a $C_{dmin} = 0.8$ érték használata sem okoz jelentős hibát. Az átáramlási tényező értéke a maximális értékről a minimális értékre, az injektálási nyomás növekedésével fokozatosan csökken. A

változás mértékét az injektálási nyomással kell súlyozni. Ehhez szükség van egy határnyomás értékre, amelynél nagyobb injektálási nyomások esetén az átáramlási tényező csökkenése megkezdődik. Ezt a nyomást neveztem el injektálási határnyomásnak és p_{itr}-rel jelöltem. Ez az az injektálási nyomás, amely értéke mellett a szelepszár elmozdulás először eléri az x_{Apo}-t, vagyis a szelepnyílás keresztmetszetével megegyező átömlési keresztmetszetet biztosító szelepemelkedést. p_{itr} analitikusan is meghatározható, ehhez helyettesítsünk a **8.9 egyenletbe** x helyébe x_{Apo} -t, p_i helyett pedig p_{itr} -t és fejezzük ki a p_p termelési nyomásra úgy hogy $p_p = m\, p_{itr} + b$ alakú egyenes egyenletét kapjuk.

$$p_p = -\frac{A_b - A_v}{A_v} \cdot p_{itr} + \left(\frac{kx_{A_{po}}}{A_v} - \frac{A_b p_d V_{d1}}{A_v \left(A_b x_{A_{po}} - V_{d1} \right)} \right) \qquad \textbf{8.12}$$

Ez az egyenlet határozza meg azokat a termelési nyomásokat, amelyek esetén egy adott injektálási nyomás mellett a szelepemelkedés eléri az x_{Apo} értékét. Ha ábrázoljuk a **8.12 egyenletet** a $p_p - p_{itr}$ koordináta rendszerben, akkor egy negatív meredekségű egyenest kapunk, vagyis növekvő injektálási nyomások esetén p_p értéke csökken. A szelep esetén azonban csak azok a termelési nyomások érdekesek, ahol p_p kisebb mint az injektálási nyomás. Ezek a termelési nyomások a $p_p = p_{itr}$ egyenlettel leírható egyenes alatti területen találhatók, a már említett koordináta rendszerben. A két egyenlet metszéspontja meghatározza a legkisebb injektálási nyomást, amelynél a szelepszár elmozdulás először éri el az x_{Apo} értéket. Tehát $p_p = p_{itr}$ értéket behelyettesítve a **8.12 egyenletbe** és p_{itr}-re kifejezve, írhatjuk:

$$p_{itr} = \frac{\dfrac{kx_{A_{po}}}{A_{po}} - \dfrac{A_b p_d V_{d1}}{A_{po}\left(A_b x_{A_{po}} - V_{d1} \right)}}{1 + \dfrac{A_b - A_{po}}{A_{po}}} = \qquad \textbf{8.13}$$

$$= \frac{kx_{A_{po}}}{A_b} - \frac{p_d V_{d1}}{A_b x_{A_{po}} - V_{d1}} = \frac{p_d V_{d1}}{V_{d1} - A_b x_{A_{po}}} + \frac{kx_{A_{po}}}{A_b}$$

Megemlítem, hogy a **8.13 egyenlethez** egyszerűbben is el lehet jutni, ha a kiinduló pont a **8.7 egyenlet**, de a fent említett módon szemléletesebbnek tartom a levezetést.

A **8.13 egyenlettel** meghatározott injektálási határnyomás feletti injektálási nyomások esetén az átáramlási tényezőt az alábbi egyenlettel lehet meghatározni:

$$C_d = 1 - \frac{C_{d\max} - C_{d\min}}{p_{i\max} - p_{itr}}\left(p_i - p_{itr}\right) \qquad \textbf{8.14}$$

8.3 Rövid összefoglalás

Az előző alfejezetekben bemutattam a kifejlesztett dinamikus jelleggörbe modell egyes elemeit és bebizonyítottam, hogy a modell megfelelően működik. Ebben az alfejezetben pedig összegzem az előző fejezetben elmondottakat, és bemutatom a modell viselkedését a segédgázszelep teljes működési tartományában.

A modell alapegyenletét az alábbi formában felírt Thornhill-Craver egyenlet képezi:

$$Q_{sc} = \sqrt{2R}A_{px}p_i\frac{T_{sc}}{p_{sc}}C_d\sqrt{\frac{1}{MT_iz_i}\left[\left(\frac{p_p}{p_i}\right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_p}{p_i}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}}\right]} \qquad \textbf{8.15}$$

ahol: $\boldsymbol{Q_{sc}}$ = a gáz térfogatárama normál állapotban, m^3/s,

$\boldsymbol{A_{px}}$ = a szelep aktuális átömlési keresztmetszete $\boldsymbol{x}$ szelepszár elmozdulás esetén, m^2,

$\boldsymbol{C_d}$ = átfolyási tényező, -,

$\boldsymbol{p_i}$ = injektálási nyomás a szelep beépítési mélységében, Pa,

$\boldsymbol{p_p}$ = termelési nyomás a szelep beépítési mélységében, Pa,

$\boldsymbol{p_{sc}}$ = normál nyomás, p_{sc} = 101325 Pa,

$\boldsymbol{T_i}$ = szelep hőmérséklet, K,

$\boldsymbol{T_{sc}}$ = normál hőmérséklet, T_{sc} = 288.15 K,

$\boldsymbol{z_i}$ = gáz eltérési tényező a szelep beépítési mélységében, -,

$\boldsymbol{M}$ = az injektált gáz moltömege, kg/kmol,

$\boldsymbol{\kappa}$ = a gáz adiabatikus fajhőaránya, -,

$\boldsymbol{R}$ = univerzális gáz állandó, R = 8314.4 J/(Kmol K).

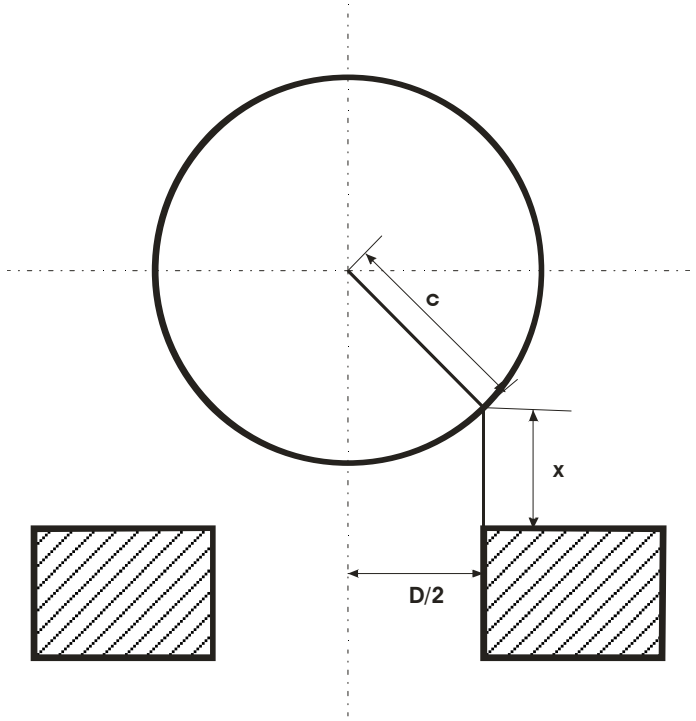
Az egyenlet, a fenti formájában hangsebességnél kisebb áramlási sebességeknél használható. Hangsebességű áramlás esetén a $\boldsymbol{p_p/p_i}$ nyomásarány helyett a következő egyenlettel jellemezhető kritikus nyomásarányt kell behelyettesíteni:

$$\left(\frac{p_p}{p_i}\right)_{cr} = \left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \qquad \textbf{8.16}$$

A **7.15 egyenletben** szereplő $\boldsymbol{A_{px}}$ aktuális átömlési keresztmetszet egy adott $\boldsymbol{x}$ szelepszár elmozduláshoz tartozó értéke a következő egyenlettel számítható:

$$A_{px} = \frac{\pi}{2}\left(D + \frac{D \cdot c}{\sqrt{\left(\frac{D}{2}\right)^2 + \left(\sqrt{c^2 - \left(\frac{D}{2}\right)^2} + x\right)^2}}\right) \cdot \left(\sqrt{\left(\frac{D}{2}\right)^2 + \left(\sqrt{c^2 - \left(\frac{D}{2}\right)^2} + x\right)^2} - c\right) \qquad \textbf{8.17}$$

Az egyenletben szereplő paraméterek magyarázata látható a következő ábrán, amely a szelepcsúcs - szelepnyílás sematikus ábráját mutatja $\boldsymbol{x}$ szelepszár elmozdulás esetén. A **c** paraméter a szelepcsúcs sugara, a **D** pedig a szelepnyílás átmérője.



8.12 ábra

A modellhez szükséges geometriai adatok

A **8.17 egyenletben** szereplő $\boldsymbol{x}$ szelepszár elmozdulást a szelepre ható nyomások és a kamranyomás függvényében a következő egyenlet szolgáltatja:

$$x = \frac{-B - \sqrt{B^2 - 4AC}}{2A} \qquad \textbf{8.18}$$

ahol:

$$A = kA_b$$

$$B = -A_v A_b p_p - (A_b - A_v) A_b p_i - V_{d1} k$$

$$C = A_v V_{d1} p_p + (A_b - A_v) V_{d1} p_i - A_b V_{d1} p_d$$

$\boldsymbol{p_p}$ = termelési nyomás a szelep beépítési mélységében, Pa,

$\boldsymbol{A_v}$ = a szelepnyílás keresztmetszete, m^2,

$\boldsymbol{p_i}$ = injektálási nyomás a szelep beépítési mélységében, Pa,

$\boldsymbol{A_b}$ = a csőmembrán hatásos felülete, m^2,

$\boldsymbol{p_d}$ = kamranyomás a szelep beépítési mélységében, Pa,

$\boldsymbol{V_{d1}}$ = a kamra eredeti térfogata, m^3,

$\boldsymbol{k}$ = a csőmembrán rugóállandója, N/m,

$\boldsymbol{x}$ = a szelepszár elmozdulása, m,

A **8.18 egyenletből** meghatározott $\boldsymbol{x}$ szelepszár elmozdulás értéket össze kell hasonlítani a szelepnyílás keresztmetszettel megegyező áramlási keresztmetszetet biztosító szelepemelkedés $\boldsymbol{x_{Apo}}$ értékével. Ha a kapott $\boldsymbol{x}$ érték ennél nagyobb, akkor helyette az $\boldsymbol{x_{Apo}}$ értékét kell használni a **8.17 egyenletben**.

$\boldsymbol{x_{Apo}}$ értéke a következő egyenlet megoldásával számítható:

$$\frac{D^2\pi}{4} = \frac{\pi}{2}\left(D + \frac{D \cdot c}{\sqrt{\left(\frac{D}{2}\right)^2 + \left(\sqrt{c^2 - \left(\frac{D}{2}\right)^2} + x_{A_{po}}\right)^2}} \right) \cdot \left(\sqrt{\left(\frac{D}{2}\right)^2 + \left(\sqrt{c^2 - \left(\frac{D}{2}\right)^2} + x_{A_{po}}\right)^2} - c \right) \qquad \textbf{8.19}$$

A szelepszár emelkedés értékétől függően a $\boldsymbol{C_d}$ átáramlási tényező értéke változik. A $\boldsymbol{C_d = 1.0}$ érték mindaddig használható, amíg egy adott injektálási nyomás esetén a szelepszár elmozdulás nem éri el $\boldsymbol{x_{Apo}}$ értékét, vagyis az injektálási határnyomásnál $\boldsymbol{p_{itr}}$ kisebb injektálási nyomások esetén. Az injektálási határnyomás a következő egyenlet segítségével számítható:

$$p_{itr} = \frac{p_d V_{d1}}{V_{d1} - A_b x_{A_{po}}} + \frac{k x_{A_{po}}}{A_b} \qquad \textbf{8.20}$$

Az átáramlási tényező p_{itr} –nél nagyobb injektálási nyomások esetén az alábbi egyenlet segítségével határozható meg:

$$C_d = 1 - \frac{C_{d\max} - C_{d\min}}{p_{i\max} - p_{itr}}\left(p_i - p_{itr}\right) \qquad \textbf{8.21}$$

ahol:

C_{dmax} = 1.0, -,

C_{dmin} = a várhatóan legnagyobb injektálási nyomás esetén a CFD modell segítségével meghatározott átáramlási tényező értéke, ennek hiányában a 0.8-as érték is használható, -,

p_{imax} = várhatóan legnagyobb injektálási nyomás a szelep beépítési mélységében, Pa.

8.4 A segédgázszelep jelleggörbéi

A **8.15 - 8.21 egyenletek** segítségével a segédgázszelep jelleggörbéje a teljes működési tartományban leírható. A **8.12 ábra a** fenti modell segítségével meghatározott jelleggörbéket, és az általuk alkotott injektált gázmennyiség-felületet ábrázolja.

A bemutatott eset:

Segédgázszelep: ***1”***-os ***CAMCO BK1***,

3/16”-os szelepnyílás átmérő.

Kamranyomás: p_d = ***68.95 bar***

Injektálási határnyomás: p_{itr} = ***75.60 bar***

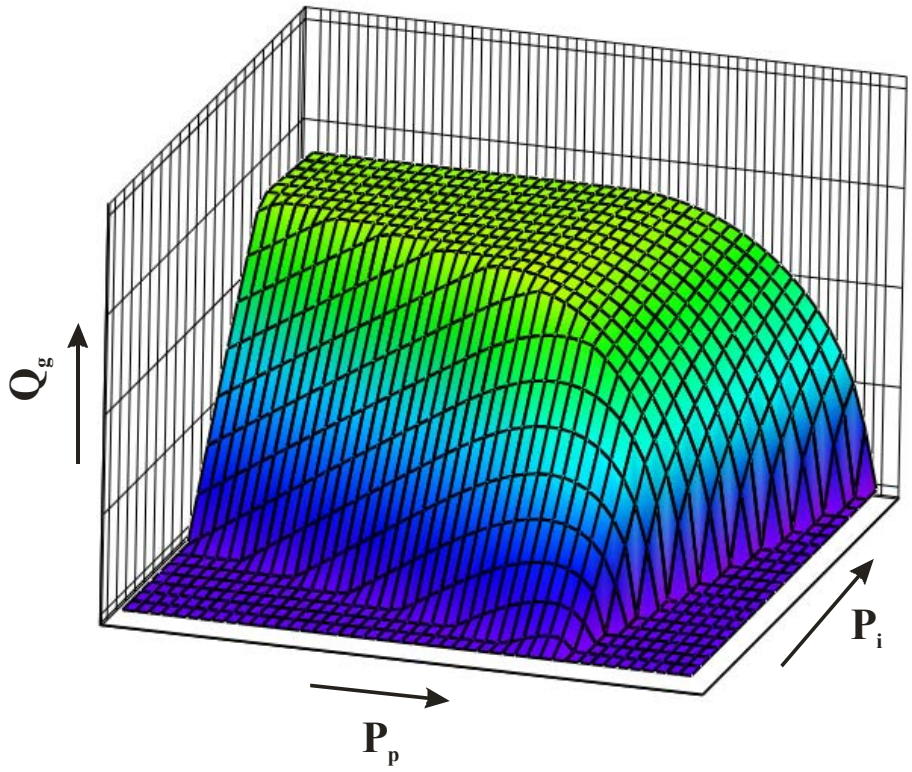
Átáramlási tényező: C_{dmin} = ***0.76***

Az áramló gáz: metán,

M = 16.04 kg/Kmol

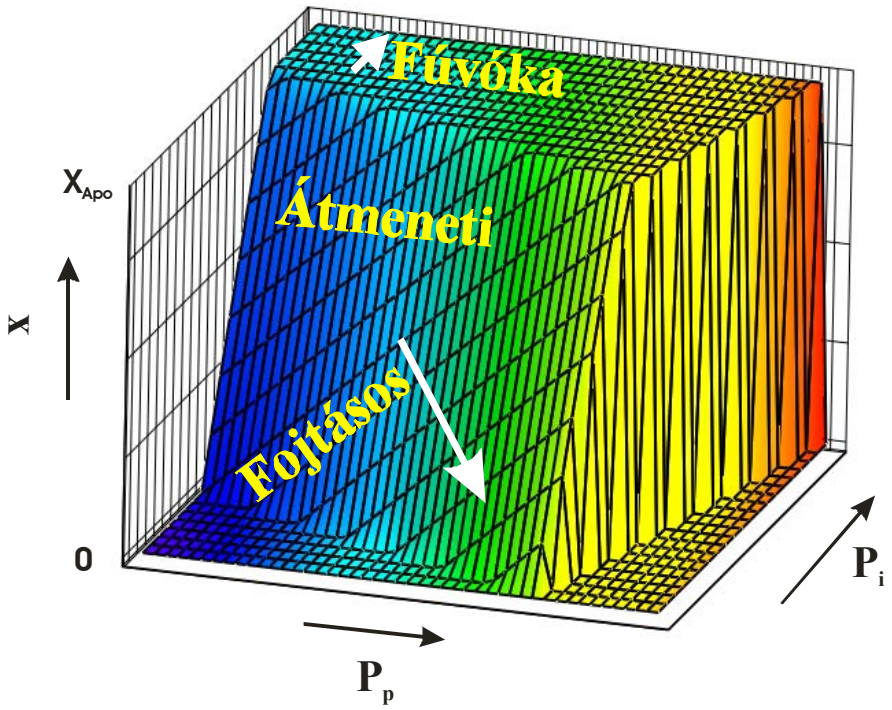
κ = ***1.25***

T_i = 333 K



8.12. ábra
A jelleggörbék alkotta injektált gázmennyiség felület

A **8.12 ábrát** megvizsgálva jól azonosíthatók az állandó injektálási nyomásokhoz tartozó, a korábbi szerzők által fojtásos áramlásként jellemzett görbék a kisebb injektálási nyomások esetén, és az ún. fúvóka jellegű áramlás a nagyobb injektálási nyomások esetén. A két, eltérő jellegű görbe között egy átmeneti tartomány található, mely meglétére korábbi szerzők is utaltak, de leírására nem adtak elfogadható megoldást. Az általam kidolgozott modell viszont ezt az áramlási tartományt is megfelelően leírja. Jobban érthetővé válik az átmeneti tartományban a szelep viselkedése, ha megnézzük a szelepemelkedés változását a nyomások függvényében. A **8.13 ábra** az előző eset szelepemelkedéseit mutatja be a nyomások függvényében.



8.13. ábra
A szelepszár emelkedés felület

Az ábrán az x szelepszár elmozdulás 0 és x_{Apo} között változik. Az ábrát megvizsgálva látható, hogy a fojtásos szakaszon az injektálási nyomás nem elegendő ahhoz, hogy a szelepet egyedül nyitva tartsa. A szelep a termelési nyomás csökkenésével fokozatosan lezár. Az átmeneti tartomány attól az injektálási nyomástól kezdődik, amelynél egy kicsit kisebb injektálási nyomás még nem, egy kicsit nagyobb injektálási nyomás pedig egyedül is képes résnyire nyitni a szelepet, vagyis nulla termelési nyomás esetén is nyitva marad a szelep. Az injektálási nyomás növekedésével a nulla termelési nyomáshoz tartozó szelepemelkedés egyre nagyobb lesz, de még kisebb a korábban definiált x_{Apo} -nál. Az átmeneti tartomány addig az injektálási nyomásig tart, amelyik injektálási nyomás már egyedül is képes az x_{Apo} szelepszár elmozdulást produkálni.

9 Összefoglalás és tézisek

Dolgozatomban a csőmembrános segédgázszelepek jelleggörbéinek (gázátbocsátó kapacitás) vizsgálatával foglalkoztam.

A 3. fejezetben a csőmembrános szelepeket mutattam be. Először a csőmembrános segédgázszelepek felépítését részleteztem, bemutatva az egyes elemek szerepét és legfontosabb jellemzőit. Ezután összefoglaltam a csőmembrános szelepek három legelterjedtebb típusának: egyelemű, kételemű és gáztöltés nélküli segédgázszelepek legfontosabb jellemzőit és működésüket, valamint statikus működésük leírására a szakirodalomban jelenleg használt módszereket.

A 4. fejezetnek a segédgázszelepek dinamikus működése volt a témája. Ebben a fejezetben a segédgázszelepek gázátbocsátó kapacitásának meghatározására más szerzők által kidolgozott módszereket mutatom be. Ezeknek a módszereknek közös jellemzője, hogy mérési adatok felhasználása alapján kidolgozott korrelációs egyenletekre alapulnak. A mérések elvégzése idő és költségigényes. A korábbi szerzők eredményeinek szintézise az API RP 11V2 kiadványban bemutatott jelleggörbe meghatározási mód és számítási modell, amely jelenleg a szakirodalomban leginkább elfogadott modell. Ezt a modellt használtam a későbbiekben az általam kidolgozott CFD modell ellenőrzésére.

Az 5. fejezetben összefoglaltam a szelepen történő gázáramlást leíró differenciál egyenletrendszert. Röviden bemutattam az egyenletrendszer numerikus megoldására szolgáló CFD módszert és az általam a számításokhoz használt CFD programcsomagot.

A 6. fejezetben az általam kidolgozott CFD modellt mutattam be:

1. tézis: Kidolgoztam egy blokk és cella struktúrát, amely segítségével a szelepcsúcs és szelepszár közötti térben lezajló hidraulikai jelenségek megfelelően modellezhetők.
2. tézis: Igazoltam, hogy CFD modellezés során a szelep geometriai modellje jelentősen egyszerűsíthető.
3. tézis: Igazoltam, hogy az oldalsó beömlőnyílások helyettesíthetők egy, a modell tetején alkalmazott beömlőnyílással. Az új beömlőnyílás keresztmetszete megegyezik az eredeti beömlő nyílások összes keresztmetszetével.
4. tézis: Iterációs módszert dolgoztam ki a szelep dinamikus viselkedésének meghatározására. Ezzel az iterációs módszerrel lehetségessé vált, hogy a szelep működés közbeni geometriai változását (a szelepszár elmozdul a

nyomásváltozások hatására) az eredetileg erre nem alkalmas CFD módszerekkel követni lehessen. Az iterációs módszer eredménye a segédgázszelep jelleggörbéjének egy pontja, vagyis egy adott nyomásviszonyhoz tartozó gázhozam.

Ezután összefoglaltam az elvégzett CFD szimulációkat, és bemutattam a kezdeti szelepkamra térfogatot és csőmembrán rugóállandót meghatározó méréseket és eredményeit.

A 7. fejezetben igazoltam, hogy az általam kidolgozott CFD szelepmodell alkalmas a fúvóka és fojtásos jelleggörbék meghatározására, és bemutattam azt is, hogy pontosabban leírja a jelleggörbéket mint az API RP 11V2 modell.

5. tézis: A CFD eredmények alapján kidolgoztam egy egyenlet típust a szelepszár elmozdulás meghatározására. Az egyenlet változói a kamra-, termelési és injektálási nyomás. A vizsgált szelep esetén meghatároztam az egyenlet állandóit két kamranyomás esetére.
6. tézis: A CFD eredmények alapján kidolgoztam egy egyenlet típust, amely segítségével a szelep jelleggörbéit az eddigi módszereknél pontosabban le lehet írni. A vizsgált szelep esetén meghatároztam az egyenlet állandóit két kamranyomás esetére.

A 8. fejezetben egy általam kidolgozott teljesen analitikusan levezetett jelleggörbe modellt mutattam be.

7. tézis: Egyenletet dolgoztam ki az áramlási keresztmetszet – szelepszár emelkedés függvény meghatározására. Az egyenletben csupán a szelepnyílás átmérője és a szelepcsúcs sugara szerepel.
8. tézis: Igazoltam hogy a szelep fojtásos viselkedését a változó szelepszár emelkedés hatására változó átömlési keresztmetszet okozza, és hogy a változó áramlási keresztmetszetre felírt Thornhill-Craver egyenlet alkalmas a szelep gázhozamának meghatározására mind a fúvóka jellegű, mind a fojtásos jellegű áramlási szakaszokban.
9. tézis: Egyenletet dolgoztam ki a maximális átömlési keresztmetszethez tartozó szelepszár emelkedés meghatározására.
10. tézis: Egy új egyenletet fejlesztettem ki a szelepszár elmozdulás nyomásfüggésének meghatározásához. Alkalmazásához a szelep geometriai adatait, kamratérfogatát és a csőmembrán rugóállandóját kell csak megmérni.
11. tézis: A 7-10 tézisek alapján egy komplett, minden áramlási tartományban alkalmazható, egységes jelleggörbe modellt állítottam össze.

12. tézis: Bevezettem egy általam injektálási határnyomásnak nevezett paramétert és a meghatározására alkalmas egyenletet is kidolgoztam. Az injektálási határnyomás segítségével lehet az átömlési tényező nyomásfüggését figyelembe venni. Ez az az injektálási nyomás, amelynél a szelep átömlési keresztmetszete először éri el maximális értékét.
13. tézis: A 11. tézisben bemutatott modell a fojtásos és fúvóka modell közötti, korábbi szerzők által is feltételezett, de egyenlettel le nem írt átmeneti áramlási tartományt is megfelelően modellezi. Az átmeneti áramlási tartományban a gázhozam csökken a termelési nyomás csökkenésével, de a szelep nem zár le 0 termelési nyomás esetén sem.

A fenti összegzéshez az alábbi megállapításokat kell még hozzáfűzni:

A szelep jelleggörbék legpontosabb leírási módja a CFD számítások alapján kidolgozott (6. tézis) egyenlet.

Hasonló pontosságú, az ugyancsak CFD számításon alapuló szelepszár elmozdulást leíró egyenlet (5. tézis) alkalmazása a változó átömlési keresztmetszettel felírt Thornhill-Craver egyenlettel is. Más geometriájú szelepek (pl. eltérő szelepnyílás méret) esetén a CFD számításokat az adott geometriájú szelephez is el kell végezni, hogy az egyenletek állandóit meg lehessen határozni.

Az analitikusan kidolgozott modell pontossága kisebb mint a CFD számításokon alapuló egyenleteké, de nagyobb pontosságú, mint a korábbi jelleggörbe meghatározási módszerek. Az analitikus modell előnye, hogy nincs szükség hozzá CFD számításokra, pusztán két egyszerű mérést kell elvégezni.

Végezetül szeretném köszönetemet kifejezni mindazoknak, akik támogattak munkám során. Nagyon sok segítséget és biztatást kaptam munkatársaimtól a Kőolaj és Földgáz Intézetben, nagyon hálás vagyok érte. Külön köszönet illeti Dr. Takács Gábort, témavezetőmet, akivel a témában való előrehaladásom során bármikor konzultálhattam, hasznos tanácsaival és iránymutatásával jelentősen hozzájárult hogy értekezésem elkészülhetett.

Miskolc, 2006. Június

Turzó Zoltán

10 Publikációim jegyzéke

1. A geotermikusenergia-termelés hőmérsékletviszonyai zárt rendszerbeli kút esetén. Kőolaj és Földgáz, Június pp. 161-169. (1991) /társszerzők: Dr. Mating, B. - Dr. Bobok, E. - Dr. Navratil, L./
2. Olajkutak beáramlási viszonyainak leírása. Kőolaj és Földgáz, Szeptember pp. 262-269. (1991) /társszerző: Dr. Takács G./
3. Nodal System Analysis using Object-Oriented Programming Techniques. SPE Computer Applications, April pp. 19-23. (1994) /társszerző: Dr. Takács G./
4. Improved gas lift proposed for Hungarian field. Oil and Gas Journal, July pp. 57-61. (1997) /társszerző: Dr. Takács G./
5. System Improvements Increase Profitability in a Major Gas-Lifted Field. 44th Annual Southwestern Petroleum Short Course, Lubbock, Tex., Apr. 2-3, 1997. /társszerző: Dr. Takács G./
6. Numerical Simulation of Thermal and Hydraulic Behavior of a HDR System. Geothermal Resources Council Transactions, Vol 22, September 20-23, pp. 211-214. (1998)/társszerzők: Jobbik, A. - Dr. Bobok, E. - Dr. Takács, G./
7. Pressure Distribution in Geothermal Wells Producing Low Amount of Gas. Geothermal Resources Council Transactions, Vol 22, September 20-23, pp. 557-560. (1998) /társszerzők: Dr. Bobok, E. - Dr. Takács, G./
8. Hydraulic and thermal interaction between rock and fluid in an artificial geothermal reservoir. International Congress on Rock Mechanics, Paris, August 20-23, 1999. pp. 851-855. /társszerzők: Dr. Bobok, E. - Dr. Takács, G. - Jobbik, A. /
9. Improving Gas Lifted Well Performance Using Nodal System Analysis. 6th Mediterranean Petroleum Conference and Exhibition. Tripoli-Libya, November 23-25. 1999., pp. 152-161
10. Folyadékszállító vezetékrendszerek működésének számítógépes szimulációja. MicroCAD 96 Konferencia, Miskolc, 1996. február 29. pp. 71-76.
11. Centrifugális szivattyúk jelleggörbéinek viszkozitás-korrekciója. XXIV. Nemzetközi Olajipari Konferencia és Kiállítás, Tihany-Hungary, 1999, október 18-20, pp. C/15 1-10. /társszerző: Zsuga J./
12. Equations correct centrifugal pump curves for viscosity. Oil and Gas Journal, May pp 57-61. (2000) /társszerzők: Dr. Takács G., Zsuga J./
13. Földgázkiáramlások robbanásveszélyes határfelülete, FIORENTINI HUNGARY KFT. - Szakmai Nap, 2003. Május 23. Lakitelek

14. Segédgázszelepek jelleggörbéinek meghatározása CFD (Numerikus áramlástani szimuláció) módszerek segítségével. XXV. Nemzetközi Olajipari Konferencia és Kiállítás, Balatonfüred-Hungary, 2002, október 10-12, pp.T2 1-19.
15. Új numerikus modellek a csőmembrános segédgázszelepek működésének és jelleggörbéinek meghatározására. Kőolaj és Földgáz, megjelenés alatt.
16. Analitikus modell csőmembrános segédgázszelepek jelleggörbéinek meghatározására. Kőolaj és Földgáz, megjelenés alatt.
17. Improved Numerical and Analytical Models to Predict Bellows Charged Gas lift Valve Performance, Intellectual Service for Oil and Gas Industry, Proceedings UFA State Petroleum Technological University, megjelenés alatt.

11 Irodalomjegyzék

18. Brown, K.E. – Canalizo, C. - Robertson, W.: "Evolution of Gas Lift." Proceedings of the 8th West Texas Oil Lifting Short Course, Lubbock, 1961. 13-25
19. Shaw, S.F.: GAS-LIFT PRINCIPLES AND PRACTICES. Gulf Publishing Co., Houston, 1939.
20. King, W.R.: "Time and Volume Control for Gas Intermitters." US Patent 2,339,487. 1944.
21. Cummings, L.L.: "Gas Lift Valve." US Patent 2,642,889. 1953.
22. Takács, G.: GAS LIFT MANUAL. Penn Well Co., 2005.
23. Decker, L.A.: "Analytical Methods for Determining Pressure Response of Bellows Operated Valves." SPE 6215, available from the Society of Petroleum Engineers, 1976.
24. "Recommended Practice for Gas Lift Valve Performance Testing." API RP 11V2, 2nd Ed., American Petroleum Institute, 2001.
25. Hepguler, G. – Schmidt, Z. -Blais, R.N. – Doty, D.R.: "Dynamic Model of Gas-Lift Valve Performance." JPT June 1993, 576-83.
26. Bradley, H.B. (Ed.): PETROLEUM ENGINEERING HANDBOOK. Chapter 5. Society of Petroleum Engineers, 1987.
27. Winkler, H.W. – Smith, S.S.: GAS LIFT MANUAL. CAMCO Inc., 1962.
28. Decker, K.L.: "Gas Lift Valve Performance Testing." Paper SPE 25444 presented at the Production Operations Symposium held in Oklahoma City, March 21-23, 1993.
29. Neely, A.B. – Montgomery, J.W. – Vogel, J.V.: "A Field Test and Analytical Study of Intermittent Gas Lift." SPE Journal, October 1974, 502-12.
30. Winkler, H.W. – Camp, G.F.: "Dynamic Performance Testing of Single-Element Unbalanced Gas-Lift Valves." SPE PE, August 1987, 183-90.
31. Orris, P.W. – Bicking, L.J. – DeMoss, E.E. – Ayres, W.B.: PRACTICAL GAS LIFT. MERLA Tool Corp. Garland, 1963.
32. Decker, K.L.: "Computer Modeling of Gas-Lift Valve Performance." Paper OTC 5246 presented at the 18th Annual Offshore Technology Conference held in Houston, May 5-8, 1986.
33. GAS LIFT MANUAL. Section 5. Teledyne MERLA, 1979.
34. Nieberding, M.A. – Schmidt, Z. – Blais, R.N. – Doty, D.R.: "Normalization of Nitrogen-Loaded Gas-Lift Valve Performance Data." SPE PF, August 1993, 203-10.

35. Hepguler, G. – Schmidt, Z. – Blais, R.N. – Doty, D.R.: “Dynamic Model of Gas-Lift Valve Performance.” JPT June 1993, 576-83.
36. Acuna, H.G. – Schmidt, Z. – Doty, D.R.: “Modeling of Gas Rates through 1-in., Nitrogen-Charged Gas-Lift Valves.” Paper SPE 24839 presented at the 67th Annual Technical Conference and Exhibition, Washington D.C., October 4-7, 1992.
37. Sagar, R.K. – Schmidt, Z. – Doty, D.R. – Weston, K.C.: “A Mechanistic Model of a Nitrogen-Charged, Pressure Operated Gas Lift Valve.” Paper SPE 24838 presented at the 67th Annual Technical Conference and Exhibition, Washington D.C., October 4-7, 1992.
38. Berovic, D. – Doty, D. – Blais, R. – Schmidt, Y.: “Calculating Accurate Gas-Lift Flow Rate Incorporating Temperature Effects.” Paper SPE 37424 presented at the 1997 SPE Production Operations Symposium, Oklahoma City, 9-11 March 1997.
39. Faustinelli, J.G. – Doty, D. R.: „Dynamic Flow Performance Modelling of a Gas-Lift Valve.” Paper SPE 69406 presented at the SPE Latin American and Caribbean Petroleum Engineering Conference, Buenos Aires, Argentina, 25-28 March 2001.
40. Bobok, E.: ÁRAMLÁSTAN BÁNYAMÉRNÖKÖKNEK. Műszaki Könykiadó, Budapest, 1987.
41. Fletcher, C.J.: COMPUTATIONAL TECHNIQUES FOR FLUID DYNAMICS 1, 2. Springer-Verlag. 1990.
42. Ferziger, J.H. – Perić, M.: COMPUTATIONAL METHODS FOR FLUID DYNAMICS. Springer, 1996.
43. Rózsa, P.: LINEÁRIS ALGEBRA ÉS ALKALMAZÁSAI. Tankönyvkiadó, 1991.
44. Thompson,J.F.–Warsi,Z.U –Mastin,C.W.: NUMERICAL GRID GENERATION. Elsevier Science Publishing. 1985.
45. Cook, H. L. – Dotterweich: Report in Calibration of Positive Choke Beans Manufactured by Thornhill-Craver Company. College of Arts and Industries, Houston, 1946.

12 Jelölések jegyzéke

A_b = effektív membrán felület, m^2 (sq in),

A_v = szelepnyílás felülete, m^2 (sq in),

A_p = a szelep átömlési keresztmetszete, m^2

A_{px} = a szelep átömlési keresztmetszete ***x*** szelepszár elmozdulás esetén, m^2

C_{dmax} = az átfolyási tényező maximális értéke

C_{dmin} = az átfolyási tényező értéke a várható legnagyobb injektálási nyomás esetén a CFD modell segítségével meghatározva, -,

C_d = átfolyási tényező, -,

c = a szelepcsúcs gömbjének sugara, m,

D = szelepnyílás átmérője, m,

dx = a szelepszár elmozdulása, m,

F_e = dinamikus A_v/A_b arány, -.

F_{sp} = kompresszió erő a rugóban, N,

F_c = a szelepre ható záróerők eredője, N,

F_o = a CFD számítás eredményeként meghatározott nyitóerők eredője, N.

h = termodinamikai entalpia, J/kg

k = a töltetlen csőmembrán rugóállandója, N/m,

K = korrekciós tényező diagramról leolvasva, -.

M = a fojtási szakasz meredeksége diagram alapján, Mscf/d/psi,

M = a nitrogén móltömege, ***M = 28.01348 kg/kmol***

M = az injektált gáz móltömeg, kg/kmol,

m_1 = a szelep tömege 1 bar nyomású nitrogénnel a szelepkamrában, kg,

m_2 = a szelep tömege p_2 nyomású nitrogén gázzal a szelepkamrában, kg,

N_{max} = a maximális gázhozamhoz tartozó dimenziónélküli nyomás, -.

p = a nyomás, Pa

p_d = kamranyomás a szelep hőmérsékletén, Pa,

p_{d1} = a kamranyomás **x = 0** szelepszár elmozdulás esetén, Pa,

p_d' = kamranyomás 15,5 ^oC-on, Pa.

p_i = injektálási nyomás, Pa,

p_{ic} = záró injektálási nyomás a szelep beépítési mélységében, Pa,

p_{imax} = legnagyobb injektálási nyomás a szelep beépítési mélységében, Pa

p_{io} = nyitó injektálási nyomás a szelep beépítési mélységében, Pa,

p_p = termelési nyomás a szelep beépítési mélységében, Pa,

p_{pc} = záró termelési nyomás a szelep beépítési mélységében, Pa (psi.)

$PPEF$ = termelési nyomás érzékenységi tényező,-

p_{sa} = rugó beállítási nyomás, Pa

p_{sc} = normál nyomás, p_{sc} = 101325 Pa,

p_{sp} = a rugóerő hatása, Pa.

p_p^* = termelési nyomás az előző számolási lépcsőben, Pa

p_{itr} = injektálási határnyomás, Pa,

Q_{sc} = injektált gáz mennyisége normálkörülmények között, m^3/nap(Mscf/d),

Q_{scm} = tesztkörülményekre számított gázmennyiség, Mscf/d,

Q_{gcorr} = a numerikus jelleggörbe korrelációból számított injektált gáz mennyisége normálkörülmények között, m^3/nap

Q_{gCFX} = a CFD szimuláció alapján meghatározott injektált gáz mennyisége normálkörülmények között, m^3/nap

Q_{gApx} = a változó szelepszár emelkedéssel felírt Thornhill-Craver egyenlettel számított térfogatáram normálkörülmények között, m^3/nap

Q_{gdyn} = a dinamikus szelepszár emelkedési modell számított térfogatáram normálkörülmények között, m^3/nap

Q_{sc} = a gáz térfogat árama normál állapotban, m^3/s,

R = a szelep geometriai állandója, $R = A_v/A_b$ –

R = univerzális gázállandó, R = 8314.4 J/(Kmol K).

T = a mérés hőmérséklete, K.

t = idő, s,

T_i = szelep hőmérséklet, K,

T_m = teszt hőmérséklet, R,

T_{sc} = normál hőmérséklet, T_{sc} = 288,15 K,

V_{d1} = a kamratérfogata $x = 0$ szelepszár elmozdulás esetén, m^3,

x = szelepszár elmozdulás, m,

x_{max} = maximális szelepszár elmozdulás, m,

x_{corr} = a numerikus korreláció alapján számított szelepszár elmozdulás, m,

x_{Apo} = a szelepnyílás keresztmetszetével megegyező átömlési keresztmetszethez tartozó szelepszár elmozdulás, m,

Y = expanziós tényező, -

z_m = a gáz eltérési tényezője a mérés hőmérsékletén, -,

z_i = gáz eltérési tényező a szelep beépítési mélységében, -,

γ_g = az injektált gáz relatív sűrűsége, -.

κ = adiabatikus gázállandó (a fajhők aránya), -

γ_m = a teszt gáz relatív sűrűsége, -,

$\vec{v}$ = a sebesség vektor, m/s

$\vec{g}$ = a nehézségi gyorsulás vektor, m/s^2

ρ = a fluidum sűrűsége, kg/m^3

μ = dinamikai viszkozitás, Pas

ζ = fajlagos viszkozitás, Pas

λ = hővezetési tényező, W/mK

κ = a gáz adiabatikus fajhőviszonya, -,