

**Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi  
Egyetem  
Gépészmérnöki Kar**

**Pneumatikus teljesítmény-átviteli  
rendszerek áramlástanai jellemzői**

**Ph. D. értekezés**

**Szente Viktor**

**Témavezető: Dr. Vad János**

**Budapest, 2008**

## Tartalomjegyzék

1.	Bevezetés.....	5
2.	Pneumatikus rendszerek, rendszerlemek.....	6
2.1.	A pneumatikus rendszerek áttekintése.....	6
2.1.1.	Pneumatikus rendszerlemek.....	6
2.1.2.	A pneumatika alkalmazási területei.....	8
2.1.3.	A pneumatikus fékrendszerek fejlődése.....	10
2.2.	Pneumatikus rendszerek feladatai.....	11
2.3.	Elektropneumatikus fékrendszerek.....	13
2.3.1.	A pneumatikus relészelep.....	14
2.3.2.	Az EBS modul működése.....	18
2.4.	Pneumatikus rendszerek tervezése, fejlesztése, pneumatikus elemek vizsgálata ....	19
2.4.1.	A vizsgálataim tárgyát képező szelepcs család.....	20
2.4.2.	Pneumatikus szelepek átbocsátóképességének jellemzése.....	22
2.4.3.	Átömlési tényező meghatározása – irodalmi áttekintés.....	27
2.5.	Módszerek a szelepkarakterisztika mérésére.....	36
2.5.1.	Átömlési karakterisztika ISO 6358 szabvány szerinti mérése.....	36
2.5.2.	JFPS 2009:2002 szabvány.....	43
2.5.3.	de las Heras által javasolt eljárás.....	46
2.5.4.	Kawashima et al. által javasolt eljárás.....	48
2.6.	Szelepkarakterisztikák szimulációs szoftverekben.....	49
2.6.1.	Általános célú szoftverek.....	49
2.6.2.	Mérnöki megközelítésen alapuló szoftverek.....	50
3.	Az átáramlást befolyásoló jellemzők.....	52
3.1.	A vizsgált tartomány meghatározása.....	52
3.2.	Dimenzióanalízis.....	54
3.3.	A dimenzióanalízisből levonható következtetések.....	57
4.	Analitikus modell.....	58
4.1.	A modell geometriája.....	58
4.2.	Leíró egyenletek.....	58
4.3.	A modell összehasonlítása irodalmi eredményekkel.....	60
5.	Mérések.....	63
5.1.	Egyszerűsített ISO 6358 mérés.....	63
5.2.	Az ISO mérés módosítása.....	64
5.2.1.	Az átáramló mennyiség mérése rotaméterrel.....	64
5.2.2.	Az átáramló mennyiség mérése mérőperemmel.....	68
5.3.	Kamrából-kamrába módszer.....	70
5.3.1.	A mérés elvi háttere.....	70
5.3.2.	A mérés gyakorlati megvalósítása.....	74
5.3.3.	Mérési eredmények.....	75
5.4.	A mérési eredmények összehasonlítása.....	78
6.	Numerikus áramlástani vizsgálatok.....	80
6.1.	A szelep CFD modellje.....	80
6.1.1.	Futtatási paraméterek.....	81
6.1.2.	Érzékenység-vizsgálatok.....	82
6.2.	A CFD modell eredményei.....	85
6.2.1.	Konvergencia-kritériumok teljesülése.....	85
6.2.2.	Átömlési tényező.....	87
6.2.3.	Az áramlás részletes vizsgálata.....	89

7.	Félempirikus modell.....	95
7.1.	Modell felállítása a kiinduló állapotra.....	95
7.2.	Korrekción a szelepülék állásszögének függvényében .....	98
7.3.	Korrekción $\Delta s$ függvényében .....	100
7.4.	Korrekción a furat hossz/átmérő viszonyának függvényében.....	103
8.	Összefoglalás, tézisek.....	105
9.	Irodalomjegyzék.....	107
10.	Az értekezés témaköréhez kapcsolódó publikációk.....	112

## Jelölésjegyzék

$a$	[m/s]	helyi hangsebesség
$A$	[m <sup>2</sup> ]	keresztmetszet
$b$	[-]	kritikus nyomásviszony ISO 6358 szerint
$C$	[m <sup>3</sup> /s/Pa]	hangsebességű vezetőképesség
$C_m$	[ $\sqrt{K/(m/s)}$ ]	tömegáram paraméter
$C_p$	[J/kg/K]	állandó nyomáson vett fajhő
$C_q$	[-]	átömlési tényező
$C_v$	[J/kg/K]	állandó térfogaton vett fajhő
$d$	[m]	átmérő
$D$	[-]	egységmátrix
$h$	[J/kg]	fajlagos entalpia
$k$	[m]	homokérdesség
$K$	[J/s/m <sup>2</sup> ]	hőátadási tényező
$K_i$	[-]	korrekciós tényezők
$L$	[m]	hossz
$N$	[-]	darabszám
$p$	[Pa]	abszolút nyomás
$q_m$	[kg/s]	tömegáram
$q_v$	[m <sup>3</sup> /s]	térfogatáram
$Q$	[J]	hőmennyiség
$R$	[J/kg/K]	univerzális gázállandó
$R$	[-]	mátrix rangja (a mátrix neve az alsó indexben van)
$Re$	[-]	Reynolds-szám
$s$	[m]	távolság
$t$	[s]	idő
$T$	[°K]	hőmérséklet
$u$	[J/kg]	fajlagos belső energia
$U$	[J]	belső energia
$v$	[m/s]	áramlási sebesség
$V$	[m <sup>3</sup> ]	térfogat
$W$	[J]	végzett munka

### Görög betűk:

$\alpha$	[°]	szelepülék állásszöge
$\kappa$	[-]	izentropikus kitevő
$\rho$	[kg/m <sup>3</sup> ]	közegsűrűség
$\tau$	[s]	leeresztési idő (de las Heras)
$\nu$	[m <sup>2</sup> /s]	kinematikai viszkozitás

### Alsó indexek:

$0$	szabványos vonatkoztatási állapot: $T_0 = 293.15$ K, $p_0 = 100$ kPa, 65% relatív páratartalom
$ca$	kritikus nyomásviszony alatti (szonikus) értékek
$cf$	kritikus nyomásviszony feletti (szubszonikus) értékek
$corr$	transzformált értékek
$crit$	értékek kritikus nyomásviszony esetén

<i>d</i> vagy <i>down</i>	kilépőoldali értékek
<i>DM</i>	dimenziómátrix
<i>exp</i>	a karakterisztikus leeresztési idő indexe (de las Heras)
<i>ext</i>	külső értékek
<i>f</i>	értékek a folyamat végén (JFPS 2009)
<i>flow</i>	értékek az áramlási keresztmetszetben
<i>i</i>	értékek a folyamat kezdetén (JFPS 2009)
<i>iso</i>	ISO 6358 szabványban szereplő értékek
<i>jet</i>	értékek a gázsugárban
<i>max</i>	legnagyobb érték az adott tartományon
<i>p</i>	paraméterek
<i>u</i> vagy <i>up</i>	belépőoldali értékek
Felső indexek:	
*	értékek a legszűkebb keresztmetszetben hangsebességet elérő áramlás esetén

# 1. Bevezetés

Az összetett elektropneumatikus (továbbiakban EP) rendszerek számítógépes modellezése az Áramlástan Tanszéken 1999-ben kezdődött, ezen értekezés kutatási témájaként. A számítástechnika akkori szintje már lehetővé tette, hogy egyes alkatrészek különálló vizsgálata helyett egy teljes rendszert lehessen vizsgálni és viselkedését az idő függvényében modellezni. Ezt a kutatási irányt a Knorr-Bremse céggel akkoriban létrejött kutatási együttműködés alapozta meg. A cég egy évszázados működése során világméretűvé vált, mára a haszongépjárművek, illetve a vasúti járművek fékrendszereinek piacvezető szállítójaként tartják számon. 1999-ben nyitotta meg Budapesten az új kutatás-fejlesztési központját, és bár a K&F tevékenység Magyarországon már 1995-ben elindult, az erre a célra dedikált központ megépítésével kapott új lendületet. Ezen ipari fejlődési folyamat a jelen kutatás fontos hajtóereje volt.

A számítástechnika akkori szintje bizonyos korlátokat jelentett, az akkori jobb gépek kapacitása messze elmaradt egy mai belépő szintű géphez képest is. Komoly probléma volt az összetett rendszerek modellezéséhez szükséges szoftveres környezet kiépítése is. Egy ilyen környezet kialakítása messze meghaladta a tanszék akkori lehetőségeit, azonban épp akkoriban jelent meg az Imagine cég AMESim nevű szimulációs szoftverének egy újabb kiadása, mely már alkalmas volt összetett EP rendszerek modellezésére is. Meglepő volt, hogy még ebben az igen kiterjedt modellkönyvtárral rendelkező szoftverben sem volt olyan szelepmodell, mely alkalmas lett volna az EP rendszerek egyik központi eleme, az EP szelep kellően pontos modellezésére. Ebből kiindulva kutatásaim során arra összpontosítottam, hogy az EP szelepekben lezajló áramlási folyamatok megismerése után kifejlesszek egy olyan modellt, amely képes az EP szelepek áramlási jellemzőinek kellő pontosságú modellezésére.

A számítógépek rohamos fejlődésének köszönhetően a kísérletezést egyre inkább felváltja a numerikus modellezés, ami azonban csak akkor lehet sikeres, ha megfelelő pontosságú modellek állnak rendelkezésre. Tekintettel arra, hogy napjainkban is egyre nagyobb figyelem terelődik a gépjárművek menetbiztonsági berendezéseire és azóta sem publikáltak megfelelően használható és a korábbiaknál pontosabb EP szelep modellt, ez a kutatási irány még ma is aktuális. Motivációmát tovább erősítette az a tény, hogy az általam vizsgált EP menetbiztonsági rendszerek segítségével balesetek előzhetőek meg, környezeti ill. anyagi károk kerülhetők el.

A következő fejezetben a szakirodalom alapján röviden ismertetem az EP fékrendszereket, azok előzményeit, a fékrendszerben alkalmazott főbb komponenseket, részletesen tárgyalva az EP szelepekkel kapcsolatos szakirodalom megállapításait.

## 2. Pneumatikus rendszerek, rendszerelemek

### 2.1. A pneumatikus rendszerek áttekintése

A pneumatika, mint a nagynyomású gázhalmazállapotú közeget műszaki, ipari célokra felhasználó tudományág elnevezése a görög *pneuma* szóból származik, melynek jelentése *szél, levegő*. A pneumatika első dokumentált megjelenése i.e. 60-ban, Herón nevéhez köthető. Nagymértékű elterjedése a 19. századi iparosításnak köszönhető, azóta szinte minden iparágban alkalmazzák [1].

A pneumatikus eszközök alapvetően levegővel működnek, bár speciális esetekben indokolt lehet más összetételű gáz alkalmazása. A levegő előnye, hogy korlátlan mennyiségben áll rendelkezésre, esetleges szivárgás esetén nem szennyezi a környezetet, tiszta állapotban pedig nem károsítja, nem korrodálja az általánosan alkalmazott fém, polimer, vagy kompozit anyagból készült alkatrészeket. Hátránya, hogy táplálja az égést, túlzott páratartalma pedig számos gondot okozhat: korrodálja a fém alkatrészeket, fagypontra alatti hőmérséklet esetén a páralecsapódás odafagyhat a mozgó alkatrészekhez, amelyek így nem tudják megfelelően ellátni feladatukat. Szintén hátránya, hogy a hidraulikaolajjal ellentétben kenési funkciót nem képes ellátni, a túlmelegedett alkatrészek hűtését pedig csak igen korlátozott mértékben. Ezért a legtöbb pneumatikus rendszer tartozéka egy páratlanító és egy olajozó egység (az utóbbi olajködöt kever a levegőbe). Ezzel azonban a levegő, mint munkaközeg egyik nagy előnye elvész, hiszen így szivárgás esetén szennyezni fogja a környezetet, bár a hidraulikaolaj-szivárgáshoz képest jóval kisebb mértékben.

A pneumatika előnyei közé tartozik a tiszta üzem, a viszonylagosan nagy energiasűrűség, a gázok összenyomhatóságából adódó csillapító képesség lökésszerű terhelések esetén. Hátrányai közé tartozik a szükséges előkészítő berendezések nagy mérete (kompresszor, légtartály), alacsony hatásfokuk (egy tipikus pneumatikus rendszer hatásfoka akár 15% alatt is lehet [2]), továbbá az összenyomhatóságából adódó hátrányok (pl. munkahenger beállási pontatlansága) [3]. Ezek a hátrányok csökkenthetők azonban a rendszerkomponensek megfelelő kiválasztásával, pl. a kompresszor és a légtartály megfelelő méretezésével, amely illeszkedik a légfogyasztás várható mennyiségéhez és frekvenciájához. A munkahenger beállási pontatlansága pedig kiváltható pl. összetett (segéd-dugattyús) munkahengerek alkalmazásával olyan esetekben, ahol csak néhány, jól meghatározható fix pozíció megvalósítására van szükség.

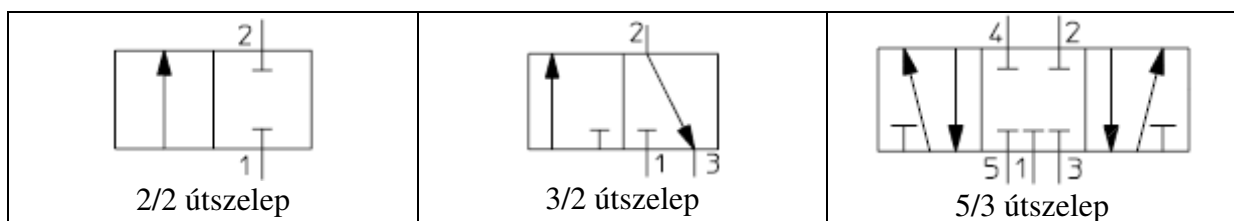
#### 2.1.1. Pneumatikus rendszerelemek

A pneumatikus rendszerek két alrendszerre oszthatók: ellátó (pl. kompresszorok, levegőelőkészítés) és felhasználó alrendszerre (pl. levegőelosztók, csővezeték-rendszer, dugattyúk, motorok, stb.). Mindkét alrendszerben található szelepek, melyek feladata a pneumatikus teljesítmény-átvitel irányítása. Ez azt jelenti, hogy ezek a szelepek határozzák meg, hogy a munkaközeg merre és mekkora térfogattal áramoljon, vagyis meghatározzák a munkaközeg által az adott ágba végezhető hasznos munkát.

Ezek a szelepek lehetnek fix végpozíciókkal rendelkező, ún. *útszelepek*, melyeknek rendszerint két stabil állásuk van a két végpontban. Tipikus példa erre az elektromágnes által működtetett rugóvisszatérítéses szelep (solenoid valve). A szeleptestet kikapcsolt állapotban

a visszatérítő rugó tartja az egyik stabil végpontban, míg bekapcsolt állapotban az elektromágnes elmozdítja a szeleptestet a másik végpontba [4]. A szeleptest addig marad ebben a pozícióban, ameddig rá van kapcsolva a tekercsére a megfelelő feszültség. Ezek az ún. monostabil szelepek, mert ha nincs feszültség kapcsolva rájuk, akkor csak egy stabil pozícióban lehetnek. Ehhez képest az ún. bistabil szelepek kikapcsolt állapotban is képesek mindkét végpozíciót stabilan megtartani, feszültséget csak a két pozíció közötti váltáskor igényelnek [5]. A monostabil szelepek általában egyutasak, míg a bistabil szelepek általában többutasak. Ez azt jelenti, hogy az adott szelep egyszerre egy vagy több áramlási utat képes befolyásolni. Az egyutas szelep egyszerre csak egy áramlási utat tud befolyásolni, azaz nyitni vagy zárni. A többutas szelep ezzel szemben nem csak nyitni vagy zárni tudja az egyes áramlási utakat, hanem meg is tudja változtatni a kivezetései közötti összekötést. Vannak ezen kívül olyan szelepek is, melyek három stabil állással rendelkeznek, ezek az ún. tri-state szelepek. A tri-state szelepek kivétel nélkül többutas szelepek, azaz egyszerre több áramlási utat képesek befolyásolni, a középső állásban pedig általában mindegyik áramlási út zárva van. A szelepkivezetések száma és a szelep által felvehető pozíciók alapján kapják a szelepek a szabványos elnevezésüket: pl. egy 5/3-as útszelepnek öt kivezetése van, és három stabil pozíciót képes felvenni [6].

Az **1. ábrán** látható néhány gyakran alkalmazott szelep szabványos rajza [6]. Ezek jól illusztrálják a fent leírtakat. A 2/2-es útszelepen jól látható, hogy a két kivezetése az egyik állásban össze van kötve egymással, míg a másik állásban le van zárva. A 3/2-es útszelepnél ezzel szemben nincs olyan állapot, ahol mindegyik kivezetés zárva lenne. Az egyik állásban az 1. és 2. kivezetés van összekötve és a 3. kivezetés zárva, míg a másik állásban az 1. kivezetés van zárva, a 2. és 3. kivezetés pedig össze van kötve. Az 5/3-as útszelepnek már 3 állása van. A bal szélső állásban az 5. kivezetés zárva van, az 1. kivezetés a 4.-essel, míg a 2. kivezetés a 3.-assal van összekötve. Középső állásban mindegyik kivezetés zárva van, míg a jobb szélső állásban a 3. kivezetés van zárva, összeköttetés az 1.-2. ill. a 4.-5. kivezetések között van. Természetesen vannak köztes, tranzien্স állapotok is, azonban az útszelepek az idő legnagyobb részében az ábrán látható állapotok valamelyikében vannak.



1. ábra: gyakran alkalmazott útszelepek [6]

Természetesen ezeknek a szelepeknek a mozgatása nem kizárólag elektromechanikus úton valósítható meg, a mozgatás a szelep kialakításától függően történhet mechanikus, pneumatikus és hidraulikus módon is, azonban az elektromechanikus mozgatás képes biztosítani a legnagyobb rugalmasságot, az optimális szabályzást.

A fix végpozíciókkal rendelkező szelepekkel szemben a *proporcionális szelepek* a rendelkezésre álló szeleptest-elmozdulási tartomány bármely pontján stabil pozíciót vehetnek fel [7]. Ezeket gyakran *szervoszelep*nek is nevezik. Ezek a szelepek nemcsak nyitni vagy zárni tudják az adott ágat, hanem az átáramló mennyiséget szabályozni is tudják. Természetesen ehhez sokkal erőteljesebb mozgatómechanizmusra van szükség, hiszen nem elég a szeleptestet megmozdítani, hanem le is kell fékezni, ráadásul a kívánt pozícióban, és lehetőleg minél rövidebb idő alatt. Ez azt eredményezi, hogy pl. az elektromágneses működtetésű proporcionális szelepek elektromágnesének tekercselése sokkal nagyobb,

áramfelvétele pedig a többszöröse a vele megegyező maximális áteresztőképességű egyszerű útszelepeknek. Ez egyrészt nagyobb teljesítményű vezérlőelektronikát, másrészt nagyobb méretű és így nagyobb tömegű tekercset igényel, továbbá a megnövekedett áramfelvétel jóval nagyobb mértékű melegedést okoz a szelepen és a vezérlőelektronikában is. A proporcionális szelep legnagyobb előnye hogy a rajta átáramló térfogatáramot igen precízen képes szabályozni, amit az egyszerű útszelep csak bonyolult elektronikus szabályzás alkalmazásával képes megközelíteni.

### 2.1.2. A pneumatika alkalmazási területei

Pneumatikus rendszereket az ipar számos területén alkalmaznak. A leggyakrabban ún. aktuátorként, azaz tárgyak mozgatására használják, azonban más területeken is elterjedt:

- Kisebb méretű növényi magvak, polimer vagy más anyagú pelleték nagy sebességű szállítására az egyik lehetőség az ún. „pneumatic conveying” [8]. Ez a megoldás igen egyszerű módon, relatív alacsony költségek mellett [9] teszi lehetővé a magok vagy szalmaszálak nagy sebességű, nagy mennyiségű szállítását. A pneumatikus szállítórendszerben az áramlás iránya bármikor megváltoztatható, a csövekben pedig – a szállítószalaggal szemben – akár íves pályán is szállítható a termék. További előnye a szállítószalagos megoldással szemben, hogy szárítja is a szállított terményt [10], tehát a különálló szárítóberendezés mérete csökkenthető, vagy akár el is hagyható.
- Két felület közé nagynyomású levegőt juttatva egy légpárna képződik, melynek nyomáseloszlása függ a felület pontjainak távolságától. Ezt felhasználva speciális érzékelők készíthetők [11], melyek segítségével a munkadarab formája, felszíni érdessége letapogatható. Nagy előnye az ilyen típusú szenzoroknak, hogy nem érintik meg közvetlenül a munkadarab felszínét, így az ebből adódó kopás megszűnik, és az éles peremek sem jelentenek problémát. A pneumatikus tapintószenzorok általában mátrixszerűen elrendezett levegőbevezetések köré csoportosított kis méretű, nagy érzékenységgel rendelkező piezorezisztív nyomásérzékelőkből épülnek fel. A bevezetett levegő miatt kialakuló légpárna nyomását ezek az érzékelők a szenzor egész felületén mérik, így a nyomáseloszlás megállapítható, ebből pedig következtetni lehet a vizsgált munkadarab alakjára, felszíni egyenetlenségeire.
- Az ún. „McKibben izom” még az 1950-es években lett kifejlesztve, Joseph L. McKibben által, aki a gyermekbénulásban szenvedő lányán akart segíteni, lehetővé téve a végtagok mozgatását. Nagy levegőigénye miatt a rendszer akkor ortopédiai segédeszközként nem vált be, később azonban a robotika újra felfedezte azt. A McKibben izom tulajdonképpen egy gumicső, melynek a külső felületére kettős csigamenetes szövésű szövetet visznek fel. Ha a csőben megnövekszik a nyomás, a csőfal rugalmas tágulása a szövetszerkezet kialakítása miatt a csőhossz csökkenését eredményezi [12]. Az ilyen típusú aktuátorok nagy előnye az ugyanakkora erőt kifejteni képes dugattyúsokhoz viszonyítva, hogy jóval kisebb a tömegük, nincs szükség csúszó felületek közti tömítésekre, ráadásul meglehetősen érzéketlen a szerelési pontatlanságokra [13], ami egy pneumatikus munkahengerről nem mondható el. Hátránya azonban, hogy a lökethossz meglehetősen korlátozott, továbbá a kifejtett erő az összehúzódás mértékével arányosan csökken.
- Igen fontos felhasználási terület az ún. MEMS (Micro-Electro-Mechanical Systems, mikro-elektromos-mechanikus rendszerek). Itt a pneumatikát szintén aktuátorként használják [14], bár a speciális igények miatt itt a mozgatási út igen korlátozott az

aktuátor méretéhez képest. A mikroméretű folyadékös rendszerekben alkalmazott szelepek gyakran elektromágneses működtetésűek. Az ilyen működtetésű szelepek gyártása azonban meglehetősen komplikált, költséges folyamat [15]. Ezért a pneumatikát, mint működtető közeget, egyre szélesebb körben alkalmazzák ezen a területen is. A szelepek működtetésén kívül azonban alkalmazható egyéb alkatelemek mozgatására is. Jeong [16] egy mikroméretű szivattyút ismertet cikkében, mely a folyadék továbbítását három, pneumatikus úton mozgatott membránlappal végzi. Lee [17] egy összetett mikro-áramlástechnikai eszközt ismertet, mely a folyadékból képes másodpercenként 10 alkalommal mintát venni, és ezen a mintán egy pH mérést elvégezni. Az eszköz méretét jellemzi, hogy egy minta mindössze  $0.515 \text{ mm}^3$ . A beépített szivattyú és a szelepek mozgatása itt is pneumatikus úton történik.

- MEMS rendszerek gyártása során igen fontos a gyártóberendezések elszigetelése mindenfajta vibrációtól. Hasonló követelménynek kell eleget tenni nagypontosságú mechanikus mérőberendezések (hosszméretek, érdesség) esetén is. Erre az egyik legalkalmasabb eszköz a kétkamrás pneumatikus rugókból készített felfüggesztés [18]. A levegő összenyomhatóságának köszönhetően kisebb rugómerevség érhető el, mint az általánosan használt spirál- vagy gumirugók esetében, továbbá a felfüggesztés aktív szabályzására is lehetőség nyílik. A szükséges csillapítást a két kamra között elhelyezkedő kapillárisok biztosítják, melyeken keresztül a levegő az egyik kamrából átjuthat a másikba. Ezen kapillárisok egy részének nyitásával-zárásával a csillapítás a kívánt helyzethez állítható, míg a levegő nyomásának változtatásával a rugómerevség értéke is szabályozható.
- A levegőszennyezés mértékének növekedése manapság egyre jobban befolyásolja az ipar kutatási irányait. Egyik ilyen kutatási irány a belsőégésű motorok szennyezőanyag-kibocsátásának csökkentése. Számos megoldás született már a belsőégésű motorok helyettesítésére, azonban ezek mindegyike olyan hátrányokkal rendelkezik, amelyek gátolják elterjedésüket. Amíg az ipari fejlődés el nem ér egy olyan szintet, amely mellett ezek a hátrányok már kiküszöbölhetők lesznek, a legígéretesebb megoldásnak a hibrid járművek látszanak. Az elektromos-belsőégésű hibridek már szériában is kaphatók, azonban ezek is rendelkeznek hátrányokkal. Ezen hátrányok kiküszöbölésére tett javaslatot Tzeng, aki egy pneumatikus-belsőégésű hibrid meghajtást fejlesztett ki [19]. Ennek a meghajtásnak az az előnye, hogy a nagy nyomáson tárolt levegő mellett a belsőégésű motor kipufogógáza is felhasználható hajtásra. Az elektromos-belsőégésű hajtáshoz hasonlóan ez is képes a fékezési energiát eltárolni és újrahasznosítani, továbbá ez is képes a belsőégésű motor használata nélkül kisebb távolságokat megtenni. Nagy előnye az elektromos hajtáshoz képest, hogy a pneumatikus eszközök nagyobb energiasűrűsége miatt kisebb méretű és így kisebb tömegű lehet a belsőégésű motort kiegészítő erőforrás. Zéró emissziós üzem esetén (a belsőégésű motor egyáltalán nem üzemel) a lemerült légtartály feltöltése pedig egy akkumulátorhoz képest sokkal gyorsabban megoldható. Ezzel a megoldással Tzeng több mint a kétszeresére tudta növelni az általa vizsgált jármű összhatósfokát.
- A szennyezőanyag-kibocsátás, a fogyasztás és a tömeg csökkentése indokolja a belsőégésű motorok turbófeltöltővel való felszerelését. Feltöltés alkalmazása esetén a motor fajlagos teljesítménye nő, így ugyanakkora teljesítményhez kisebb méretű motor is elegendő. A feltöltés a hatásfokot is javítja, ezzel a fajlagos fogyasztást ill. károsanyag-kibocsátást csökkenti. A gyorsításkor fellépő, ún. „turbólyuk”, azaz a feltöltő tehetetlenségéből adódó késedelmes töltőnyomás-felépülés rontja a hatásfokot és növeli a károsanyag-kibocsátást. Ennek a kiküszöbölésére tett javaslatot

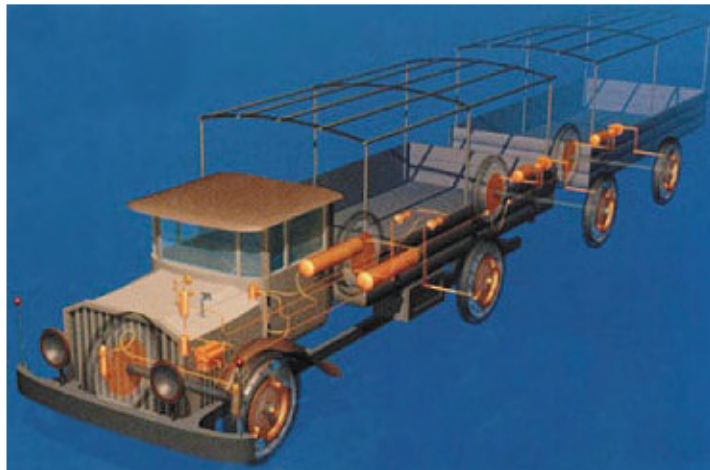
Németh [20], aki nagynyomású sűrített levegő szívócsőbe fecskendezésével javasolja áthidalni a feltöltő tehetetlenségéből adódó késedelmet.

A fenti példák mellett a pneumatika egyik legnagyobb felhasználója a gépjárműipar. Ezen belül elsősorban a nehézgépjárművek (busz, kamion) ill. vasúti járművek különféle rendszereinek (pl. fékrendszer, felfüggesztés) működtetésére vált be a legjobban. Jelenleg is a legtöbb közepes és nehéz kamion és busz légfékrendszerrel van ellátva [21][22].

### 2.1.3. A pneumatikus fékrendszerek fejlődése

A pneumatikus fékrendszerek először 1864-ben jelentek meg, amikor Charles Kendall feltalálta a légsűrítéses fékrendszert [23]. Ezt George Westinghouse később továbbfejlesztette, majd szabadalmaztatta 1869-ben. A Westinghouse által kifejlesztett fékrendszer jelenleg is alapjául szolgál a haszongépjárművekben és vasúti szerelvényekben alkalmazott fékberendezéseknek. A WABCO, azaz a Westinghouse Air Brake Company a mai napig gyárt pneumatikus eszközöket, köztük pneumatikus fékrendszereket is.

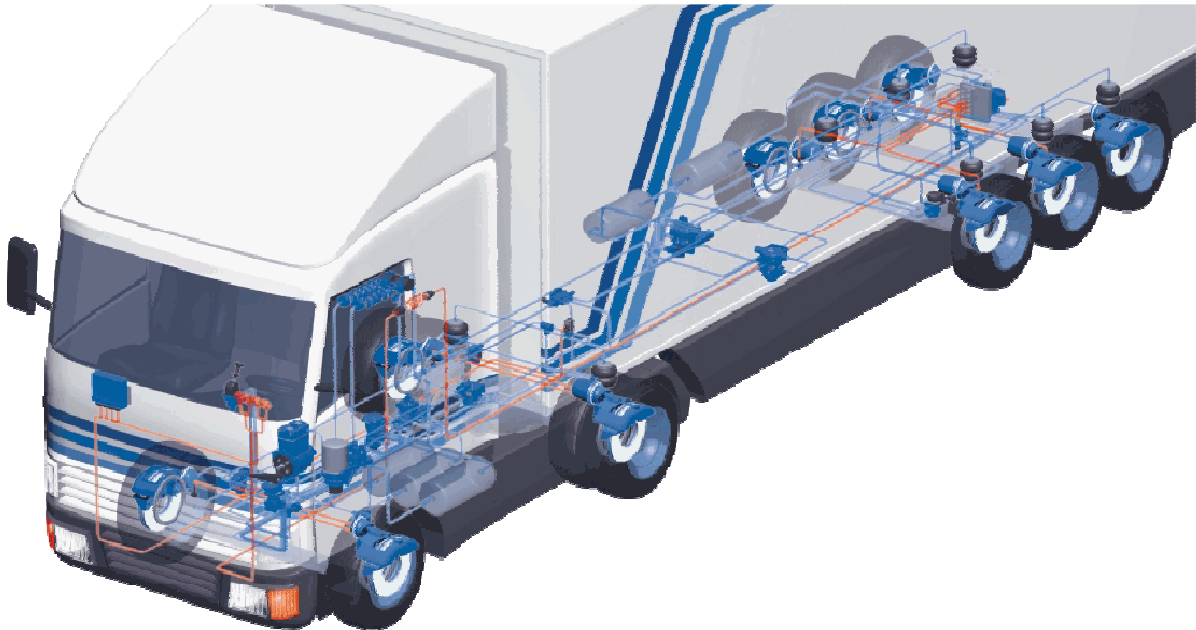
Bár a Westinghouse-féle fékrendszer megjelenésekor minőségbeli ugrást jelentett, messze nem volt tökéletes. Számos hátrányát sikerült ugyan pusztán pneumatikus eszközökkel megszüntetni vagy csökkenteni, de az újabb minőségi ugrást az 1909-ben bevezetett elektropneumatikus (EP) fékrendszerek jelentették. Ezek kiküszöbölték a tisztán pneumatikus fékrendszerek legnagyobb hibáját, ami abból adódott, hogy a pneumatikus jel terjedési sebessége a légvezetékekben igen alacsony az elektromos jelekéhez képest (megegyezik a kompressziós ill. az expanziós hullámfront terjedési sebességével). Az EP rendszer, elődjéhez hasonlóan, először vasúti járműveken jelent meg. Közúti haszongépjárműveken először 1921-ben alkalmazták egyszerű légfékeket (**2. ábra**).



2. ábra: pneumatikus fékrendszer az 1920-as években [23]

Bár az EP fékrendszer megoldotta a legnagyobb problémát, a fékerő finomszabályozására még nem volt képes. A hirtelen fékezésnél fellépő kerékblokkolás elkerülésére 1939-ben szabadalmaztatták a blokkolásgátlót (ABS, Antilock Braking System), ami akkor még mechanikus úton működött. Nagyobb elterjedésére azonban csak 1981-től került sor, amikor a vezérlőelektronika fejlődése ezt lehetővé tette [24]. 1987-től a kipörgésgátló (ASR, Anti-Slip Regulation) is bevezetésre került, míg 2001-től már a haszongépjárművek felborulási és kisodródási hajlamát csökkentő stabilitáskontroll-rendszer (ESP, Electronic Stability

Program) is megjelent a sorozatgyártásban [25]. Alább látható a **3. ábrán** egy korszerű haszongépjármű EP fékrendszere.



**3. ábra: pneumatikus fékrendszer napjainkban [26]**

A fentiekből jól látható, hogy a vezérlés és a szabályozás területén gyakorlatilag egyeduralmukodóvá vált az elektronika, ugyanakkor haszongépjárművekben a fékberendezések erőszükségletét még mindig a pneumatika biztosítja, és ez rövid- ill. középtávon előreláthatóan nem változik. A végcél természetesen a teljesen elektronikus szabályozás és az elektromechanikus működtetés, hiszen a teljesen elektronikus rendszer kezelhető a legjobban irányítástechnikai szempontból, ezzel valósítható meg a legkönnyebben a teljes mértékben robotizált gépjármű. Ezért számos kísérlet folyik a fékrendszerek teljesen elektronikus működtetésének megvalósítására [27], ám ezek még messze vannak a mindennapi használhatóságtól. Ugyanakkor, mivel a gépjárművek fékrendszerének kiemelt szerepe van az aktív biztonságban, a meglévő EP fékrendszerek párhuzamos fejlesztése továbbra is igen fontos feladat.

## **2.2. Pneumatikus rendszerek feladatai**

Egy pneumatikus rendszer alapvetően két részre osztható: ellátó és felhasználó eszközökre. Az ellátó eszközök biztosítják a megfelelően előkészített levegőt a felhasználó eszközöknek. A megfelelő levegőelőkészítés a következő feladatokat tartalmazza [28][29]:

- szilárd szennyezőanyagok eltávolítása a levegőből
- levegő nedvességtartalmának lecsökkentése a lehető legkisebb értékre a korrózió, ill. téli üzem esetén a fagyás elkerülése érdekében
- a bennmaradt kondenzvíz fagyáspontjának csökkentése adalékanyagok segítségével
- a berendezések működtetéséhez szükséges kenőanyag adagolása, környezetvédelmi okokból az adagolt mennyiség minimális értéken tartásával

- megfelelő nyomástartomány biztosítása: túl alacsony nyomáson a rendszer kielégítő működése nem biztosított, viszont túl nagy nyomás már egyes alkatrészek károsodásához vezethet
- a megfelelő hőmérséklettartomány biztosítása a kompresszorból érkező nagy hőmérsékletű levegő hűtésével
- az előkészített levegő tárolása, feladatok szerint elkülönítve
- hirtelen fellépő nyomáscsúcsok mérséklése, leválasztása a kör többi részéről
- hirtelen fellépő nyomásesés (pl. csőszakadás) hatásának mérséklése, a károsodott szakasz elszigetelése a rendszer ép részeitől

A felsorolt feladatok egy részét viszonylag egyszerű eszközökkel is meg lehet oldani, ugyanakkor pl. a nedvességtartalom kellően alacsony szinten tartása megfelelő környezetvédelmi, gazdaságossági mutatók mellett már csak összetett, bizonyos esetekben elektronikát is alkalmazó pneumatikus berendezésekkel valósítható meg [30][31].

Az előkészített levegőt számos célra lehet felhasználni. Az egyik legfontosabb közülük a fékrendszer, hiszen bármilyen járművet vizsgálunk, annak biztonságos megállítása a legnagyobb prioritású feladat. A fékrendszeren kívül a következő felhasználási területek a leggyakoribbak:

- tengelykapcsoló működtetése önmagában, vagy rásegítéssel
- sebességváltó működtetése önmagában, vagy rásegítéssel
- kipufogófék (kipufogócsövet záró szelep) működtetése motorfék üzemben
- légrugózás, szintszabályozás
- differenciálzár kapcsolása
- gumiabroncs menet közbeni töltése, nyomásszabályozása
- kürt működtetése
- ajtó működtetése (személyszállító járműveken)
- sofőrülés rugózása, szintállítása

Ezek – az ellátó eszközökhöz hasonlóan – tartalmaznak egyszerű pneumatikus, ill. csak EP berendezésekkel megvalósítható feladatokat. A fékrendszer is ez utóbbiak közé tartozik, hiszen a jármű biztonságos megállítása mellett – ami már önmagában is rendkívül összetett feladat – egyéb menetbiztonsági funkciókat is biztosítani kell. Ilyen pl. a kipörgésgátlás (ASR), melynek során a kipörgő kerekek megfelelő fordulatszámra fékezésével kell elősegíteni a biztonságos elindulást. Szintén a fékrendszer feladatai közé tartozik a menetstabilizáló funkció (ESP), amely a jármű kisodródását, felborulását hivatott megakadályozni. Ezek a blokkolásgátló funkcióval együtt olyan feladatok, melyek igen rövid válaszidőt, gyors beavatkozást és nagyfokú precizitást igényelnek. Továbbá figyelembe kell venni a tehergépjárművek terhelését is a fékerő szabályozása során, hiszen egy teljes terhelésű nyerges vontató össztömege akár két-háromszor nagyobb, mint üresen. Ezért ezeket a funkciókat már kizárólag EP rendszerek végzik, melyek képesek megfelelni ezeknek a követelményeknek [32][33].

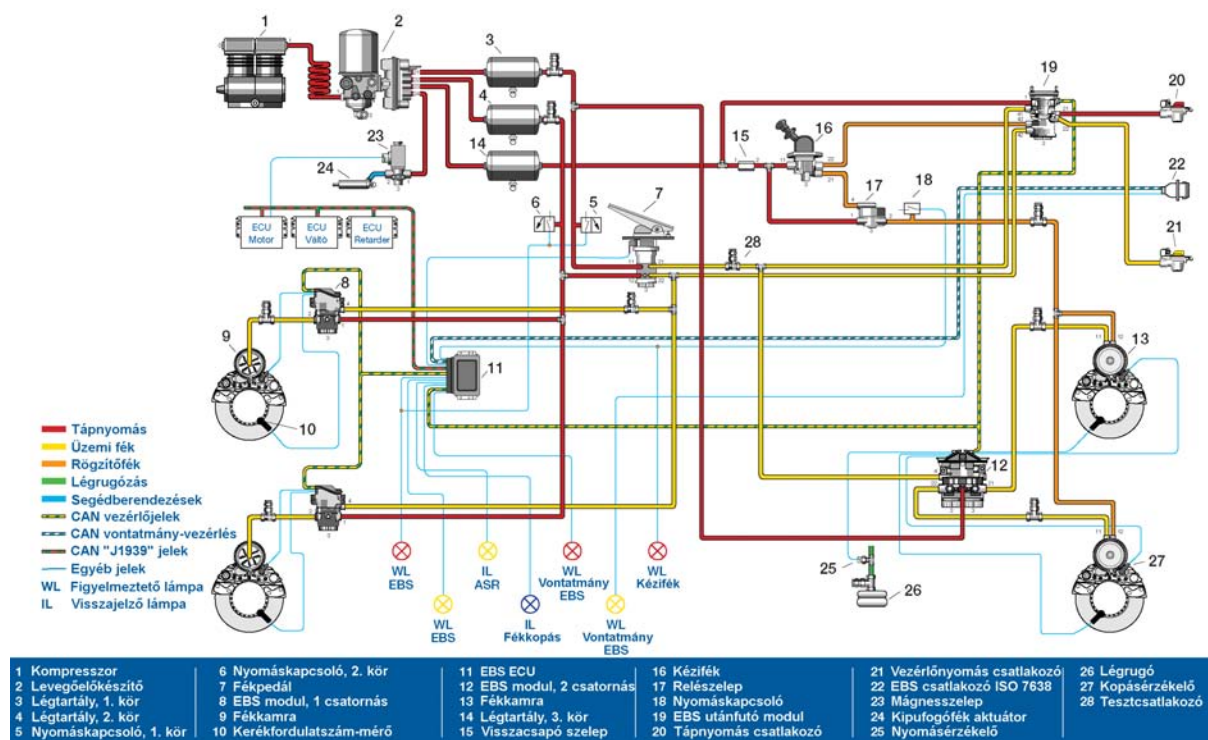
Az EP eszközöket gyártók gazdaságossági okokból természetesen igyekeznek ezeket a feladatokat minél kevesebb alkatrésszel megoldani, azaz minél több funkciót egy eszközbe integrálni [34]. Ez azonban csak bizonyos korlátok mellett teljesülhet, aminek az egyik legfőbb oka a levegő összenyomhatóságából adódó késedelem, ami a precíz szabályozást nagymértékben nehezíti [35][36]. Ez az oka annak, hogy a féknyomás-szabályozó

szelepmodult – amely elektronikus alrendszere révén képes az említett menetbiztonsági funkciók megvalósítására – igyekeznek a kerekekhez lehető legközelebb elhelyezni. Ez azonban azt is jelenti, hogy nem lehet a féknyomás-szabályozást egy központi szelepmodullal megvalósítani, hanem minden kerékhez egy külön modult kell rendelni [37]. Ezeket a modulokat egy központi kontroller vezérli, amely a különböző szenzorok jeleiből (pl. kerekek forgási sebessége, jármű gyorsulásvektora, dőlésszöge, külső hőmérséklet, fékbetétek kopottsága, stb.) megállapítja, hogy az egyes kerekekhez mekkora féknyomás szükséges. Ezután már az egyes kerekekhez tartozó fékerő-szabályzó modulok feladata a kívánt nyomás beállítása.

A következő fejezetben egy modern EP fékrendszer felépítését és működését ismertetem.

### **2.3. Elektropneumatikus fékrendszerek**

A **4. ábrán** egy kéttengelyes haszongépjármű EP fékrendszerének [38] kapcsolási rajza látható. A rendszer a kompresszorból (1) kapja a sűrített levegőt, ami először a levegőelőkészítő modulba (2) jut. Itt megtörténik a kondenzvíz eltávolítása, valamint ebben a modulban található az egyes fékkörök leválasztásáért felelős, ún. védőszelep, melynek feladata a fellépő nyomáscsúcsok mérséklése, ill. a hirtelen fellépő nyomásesés (pl. csőszakadás) hatásainak mérséklése, a sérült kör leválasztása. Innen az előkészített levegő a légtartályokba jut (3, 4, 14), amelyek az ingadozó levegőfelhasználásból adódó nyomásváltozásokat pufferelek. Amikor a sofőr lenyomja a fékpedált (7), a központi vezérlőegység (11) érzékeli azt, és elküldi az elektronikus jeleket a féknyomás-modulátorok (8, 12, 19) részére. Ezek az ún. EBS (Electronic Braking System) modulok [39], melyeket a fékmunkahengerek közelébe helyeznek a minél kisebb késleltetés érdekében. Az EBS modulok ezután a járművön elhelyezett szenzorok (10, 27) és a fékpedál állása alapján létrehozzák a fékkamrákban (9, 13) a kívánt fékhatás eléréséhez szükséges nyomást, majd annak értékét 100 Hz nagyságrendű mintavételi frekvenciával folyamatosan ellenőrzik és utánállítják. A kézfék (16) természetesen nem rendelkezik ilyen fejlett nyomásszabályozási funkciókkal, ezért egy egyszerű, pneumatikusan vezérelt relészeleppel (17), egy külön fékkörön keresztül juttatja el a nyomást a hátsó tengelyen elhelyezkedő fékkamrákba (13). A vontatott felépítmény fékrendszere egy elektromos (22) és két pneumatikus (tápnomás /20/, vezérlőjel /21/) csatlakozóval kapcsolódik a vontató járműhöz. Az elektronika meghibásodása vagy áramkimaradás esetén az elektromos rendszer alaphelyzetbe áll, ekkor kinyílnak azok a szelepek, amelyek addig lezárták a pneumatikus vezérlőjelek útját a fékpedál és az EBS modulok között. A menetbiztonsági funkciók sem működnek, a jármű ekkor úgy működik, mintha egy tisztán pneumatikus fékrendszerrel lenne ellátva, amely csupán az alapvető fékezési funkciókat képes elvégezni. A vontatmány fékrendszerét szabályozó EBS modulra (19) is csupán ebben az esetben van szükség, normál működés esetén ugyanis a vontatmányban elhelyezett önálló EBS modulok végzik a kontrollált fékezést a központi elektronika jelei alapján.



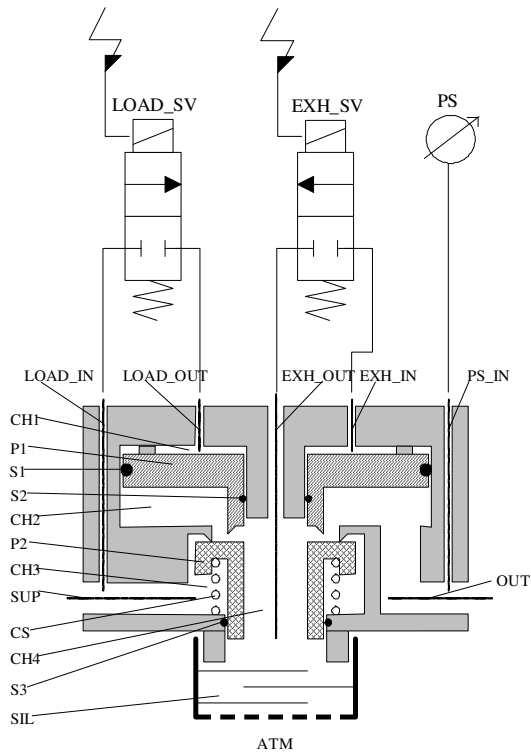
4. ábra: kéttengelyes haszongépjármű EP fékrendszere [40]

Az eddig leírtak alapján nyilvánvaló, hogy a kontrollált fékezés folyamatáért – a központi vezérlőegység mellett – elsősorban az EBS modulok a felelősek. Ezért az EBS modulokban lezajló áramlástani folyamatok minél részletesebb ismerete lehetőséget ad arra, hogy a szelepek pontosabb tervezésével, és így a fékezési folyamat pontosabb hangolásával a menetbiztonsági funkciók hatékonyságát növeljük, ezzel csökkentve a baleset bekövetkezésének esélyét.

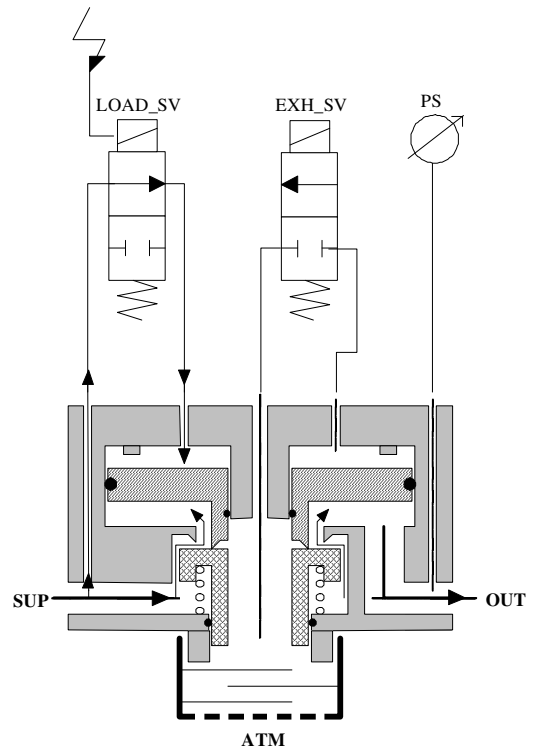
### 2.3.1. A pneumatikus relészelep

Az előző fejezetben leírtak szerint elsősorban az EBS modulok a felelősek a kontrollált fékezés folyamatáért. Ennek megfelelően az EBS modulok vizsgálatára kiemelt figyelmet fordítottam. Ebben a fejezetben az EBS modul alapját képező relészelep működését fogom ismertetni.

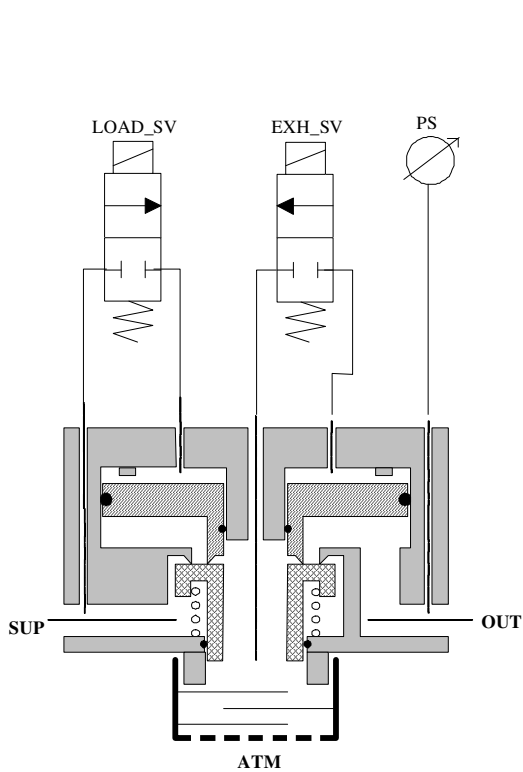
Az EP rendszereket biztonsági okokból a kezdetektől fogva úgy tervezték, hogy az elektronika hibája esetén azok képesek legyenek kizárólag pneumatikusan működni [39][41]. Ez alól az EBS modul sem kivétel. Alapját egy relészelep képezi, amely egyfajta pneumatikus jelerősítőként működik [42][43]. Ez azt jelenti, hogy egy, az EBS modul által működtetett mozgatószerkezetben található légkamránál (pl. fékmunkahenger) kisebb kamra nyomásának egy kisméretű EP szeleppel történő szabályozása egy jóval nagyobb áteresztőképességű szelepet vezérel, általában pneumatikus úton: a nagyobb nyomás a szeleptestet elmozdítja, amely ezzel megnyitja a nagyobb áteresztőképességű átömlőnyílást. Ez a „relé-funkció” azt eredményezi, hogy kis, rövid idő alatt áttöltött levegőmennyiséggel egy olyan szelep pozícióját lehet szabályozni, amely már jelentős térfogatáram-változást okoz, ily módon akár igen nagy kamrákban is jelentős nyomásváltozás érhető el igen rövid idő alatt [44]. Egy ilyen relészelep vázlatrajza látható az 5. ábrán, a fékezés folyamatai pedig a 6-8. ábrákon követhetők végig.



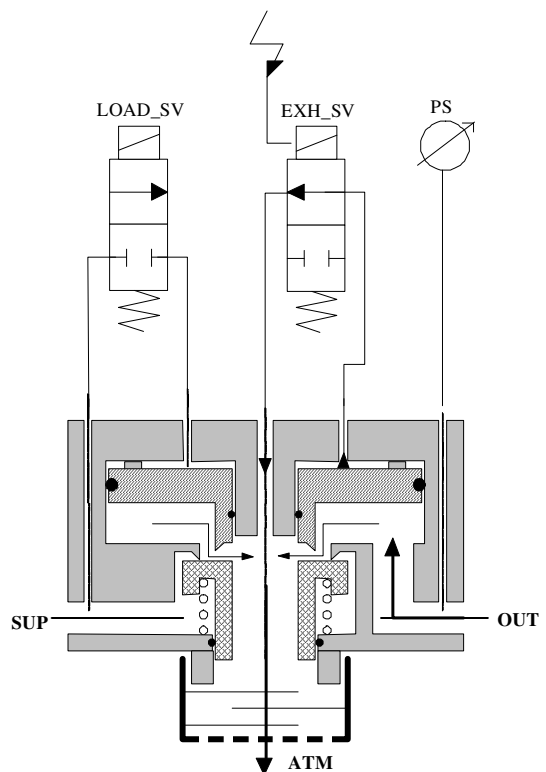
5. ábra: pneumatikus relézelep felépítése



6. ábra: fékezés megkezdése



7. ábra: fékerő szinten tartása



8. ábra: fékezés befejezése

A relészelep működése a dugattyúk (P1, P2) és a szelepház által határolt kamrák (CH1-4) közötti nyomáskülönbségen alapul. A tápnyomás a SUP porton jut be a szelepbe, és az OUT porton keresztül jut a csatlakoztatott aktuátorba (fékmunkahenger). Három alapvető folyamat képzelhető el:

- Fékezés megkezdése, ilyenkor a fékkamrát mielőbb fel kell tölteni levegővel (LOAD).
- Fékerő szinten tartása (HOLD), pl. egy keresztződés felé haladva, mely esetben értelemszerűen nincs szükség a maximális fékhatásra.
- Fékezés befejezése, ekkor a fékkamrából le kell eresztetni a levegőt (EXHAUST).

**A fékezés megkezdésekor** a fékkamrához csatlakozó CH2 kamrában uralkodó nyomást növelni kell. Ehhez a folyamathoz tartozó állapot a **6. ábrán** látható. Ahhoz, hogy a tápnyomás eljuthasson a fékkamrába, a P2-es dugattyút lefele kell mozdítani. Ezért a LOAD\_SV szelepen keresztül ráengedjük a tápnyomást a P1 dugattyú felső részére, a CH1 kamrába. Mivel ekkor a P1 dugattyú felett a tápnyomás lesz, alatta viszont a CH2 kamrában uralkodó nyomás (mely ekkor megegyezik a fékkamrában uralkodó nyomással), a P1 dugattyú elindul lefelé. Meghatározott elmozdulás után felütközik a P2-es dugattyú tetején, amit egy visszatérítő rugó tart pozícióban. A P2 dugattyú elmozdításához a CH1 kamrában elegendően nagy nyomást kell létrehozni ahhoz, hogy a P1 dugattyúra ható erő nagyobb legyen, mint az alább felsorolt, ellenkező irányú erők összege:

- a CH2 kamrában uralkodó nyomás, mely a P1 dugattyú alsó részére hat,
- a P1 és P2 dugattyúk tömítéseinek súrlódása,
- a P2 dugattyú helyretelő rugója.

Amennyiben a CH1 kamrában kellően megnőtt a nyomás, a P1 dugattyú lenyomja a P2 dugattyút, így a P2 dugattyú és a ház közötti résen beáramlik a nagynyomású levegő a CH3 kamrából a CH2 kamrába, majd onnan az OUT csatlakozón keresztül a fékkamrába. Eközben a P1 és a P2 dugattyú közötti rés zárva van, így arra nem juthat ki levegő.

**Fékerő szinten tartása** esetén a szelepnek minden irányba zártnak kell lennie, azaz nem juttathat további nagynyomású levegőt a fékkamrába, de nem is eresztheti azt le onnan. Ehhez a folyamathoz tartozó állapot a **7. ábrán** látható. A gyakorlatban ez úgy történik, hogy a CH1 kamrából leeresztjük a levegő egy részét, csökkentve ezzel a P1 dugattyú felső részére ható nyomásból származó erőt. Ehhez rövid időre megnyitjuk az EXH\_SV szelepet. Ennek hatására a P1 dugattyú felső részére ható nyomás lecsökken, ezért a mostanra már várhatóan megnövekedett fékkamranyomás és a P2 dugattyú visszatérítő rugója már képes lesz felfelé elmozdítani. Amíg a P2 dugattyú nem ér vissza a végpozícióba, addig a P2 dugattyú és a ház között levő résen keresztül tovább áramlik a nagynyomású levegő a fékkamrába, aminek köszönhetően ott egyre növekszik a nyomás. Ez a nyomás a CH2 kamrában a P1 dugattyú alsó részére hat, így a növekvő nyomás a P1 dugattyút is egyre feljebb mozdítja. Egy idő után a nyomás okozta erő a P1 dugattyú alatt és felett kiegyenlítődik, ekkor a P2 dugattyú alaphelyzetbe kerül, a P1 dugattyú pedig éppen felfekszik rajta. Ebben az állapotban nem juthat levegő a fékkamrába, de nem is jöhet ki onnan.

**A fékezés befejezésekor** a CH1 kamrából teljesen leeresztjük a levegőt az EXH\_SV szelep segítségével. Ehhez a folyamathoz tartozó állapot a **8. ábrán** látható. Mivel a CH1 kamrában lecsökken a nyomás, így a CH2 kamrában a nyomás már nagyobb lesz, mint a CH1 kamrában, és elmozdítja a P1 dugattyút felfelé. Ezáltal a P1 és P2 dugattyúk között

levő rész megnyílik, és a levegő a CH2 kamrából (és a hozzá csatlakoztatott fékkamrából) ezen a résen keresztül a CH4 kamrába jut, ahonnan aztán a hangtompítón (SIL) keresztül az atmoszférába (ATM) kerül.

A fentiekből egyértelműen kiderül, hogy az OUT porthoz csatlakoztatott fékkamrában uralkodó nyomást a CH1 kamrában uralkodó nyomással lehet szabályozni. Ez a szabályozás történhet

- elektronikusan: a fékpedál által elmozdított jeladó jelzi a központi vezérlőegységnek a sofőr kívánságát, a vezérlőegység pedig ez és az egyéb szenzorokból kapott jelek alapján (kerekek szögsebessége, a jármű sebessége, gyorsulása, tengelyterhelés, stb.) a szükséges mennyiségű levegőt bejuttatja a CH1 kamrába a megfelelő EP szelepek segítségével [39].
- pneumatikusan: a fékpedál által elmozdított pneumatikus szeleppel szabályozza a sofőr a CH1 kamrába jutó levegő mennyiségét. Ez egy kötelezően beépítendő biztonsági funkció, mely az elektronika meghibásodásakor lép működésbe. Nagyon régi, tisztán pneumatikus fékrendszerekben is így szabályozták a féknyomást.

Ennek a relé-funkciónak több gyakorlati haszna is van. Nem szükséges olyan nagy méretű elektromágneses szelep alkalmazása, amely önmagában képes kiszolgálni a fékkamra levegőigényét, helyette a relészelep és több kisebb elektromágneses szelep alkalmazása szükséges. A relészelepnek azonban nincs szüksége külön elektromágneses mozdatóra, a szeleptest éppen ezért készülhet műanyagból. A kisebb elektromágneses szelepek mozdató mechanizmusa jóval kisebb, ami csökkenti az áramfelvételt és így módon az elektromágnes tekercsének a melegedését. A kisebb áramfelvétel a gépjármű elektromos rendszerét is kevésbé terheli. A szeleptest kisebb mérete kisebb tehetetlenséget, azaz rövidebb kapcsolási időt jelent. Továbbá a kisebb szeleptest, a kisebb mozdató mechanizmus, a kisebb tekercs a méretcsökkenésen kívül súlycsökkenést is eredményez. A kisebb méret, kisebb tömeg, az egyszerűbb felépítés pedig a költségeket is csökkenti, ami az egyik legfontosabb tényező haszongépjárművek esetén.

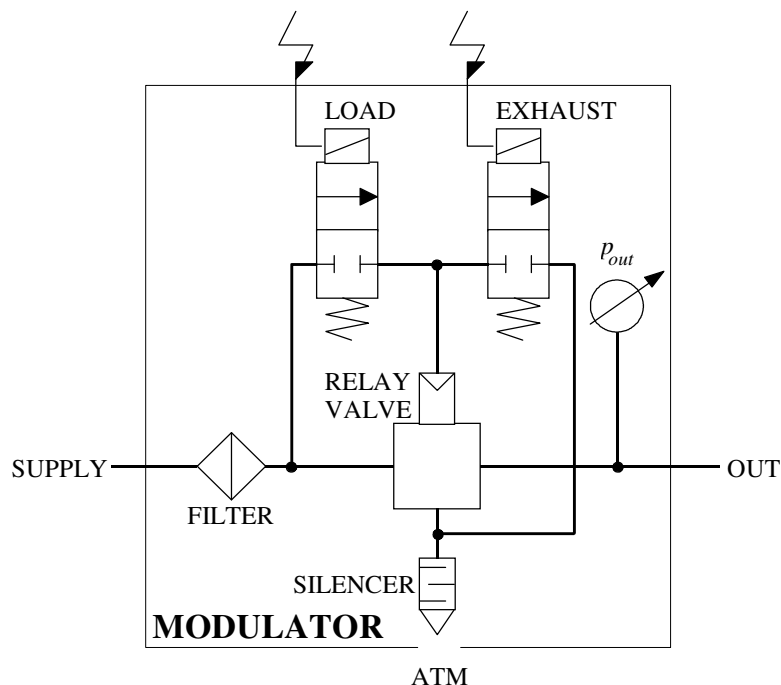
Természetesen a relé-funkció használata hátrányokkal is jár. Mivel a P1 és P2 dugattyúknak tömítésekre van szükségük (S1-3, **5. ábra**), amelyek akár 10-15 bar nyomáskülönbséget is képesek elviselni, a fellépő súrlódási erő igen nagy lehet, ami komoly hiszterézist visz a rendszerbe. Ez elsősorban a menetbiztonsági funkciók használata során hátrányos, hiszen egy hiszterézises rendszer szabályozása mindig nehezebb, különösen olyankor, amikor igen rövid reakcióidőkre és nagy pontosságra van szükség. A hiszterézis elsősorban akkor káros, ha a tapadó- és a csúszósúrlódási együttható jelentősen eltér [45], ami a legtöbb anyagra, ill. anyag-párosításra jellemző. Ez azt eredményezi, hogy az álló relészelep-test, miután a rá ható erők eredője legyőzte a tapadó súrlódást, a csúszósúrlódási együttható kisebb értéke miatt lökészerűen megindul, és előfordulhat, hogy a kívánnál nagyobb távolságot tesz meg mielőtt megáll. Az is előfordulhat, hogy a hirtelen elmozdulásból származó térfogat-növekedés eredményeként a vezérlőkamra nyomása olyan mértékben csökken, amit a kis méretű vezérlőszelep nem képes elég gyorsan pótolni, így a relészelep-test ismét megáll. Ezt a káros jelenséget kétféleképpen lehet csökkenteni. Az egyik lehetőség a súrlódás csökkentése, a másik pedig egy olyan anyag-párosítás használata, amely esetében a tapadó- és a csúszósúrlódási együttható értéke között nincs jelentős különbség. A súrlódás csökkentésének egyik módja a korszerű, jó minőségű tömítések (pl. O-gyűrűs helyett X-gyűrűs [46]) alkalmazása, megfelelő kenőanyaggal pedig még tovább lehet csökkenteni. Lehetőség van a kamra falának felületkezelésére pl. teflonnal, mely anyag esetében a súrlódási együtthatók

(tapadó és csúszó) közel egyenlők, ugyanakkor ez a megoldás jelentősen megdrágítaná a szelepet, ezért rendszerint az előbbi megoldást alkalmazzák.

Igaz ugyan, hogy a kisebb EP szelepekhez csatlakoztatott pneumatikus relészelep csökkenti az EP szelep kisebb méretéből adódó előnyöket, azonban az egyik legfontosabb problémát – a melegeledést – hatásosan képes mérsékelni. A „relé-funkció” használata azonban olyan jelenségeket idéz elő, amelyek a nagyobb méretű szelepeknél kevésbé kerültek előtérbe. A legfontosabb, hogy egy ilyen kisméretű EP szelepnél már csekély mértékű geometriaváltozásnak is komoly befolyása lehet a hozzá csatlakoztatott rendszer működésére, amit a rendszer tervezése során figyelembe kell venni. Ez a probléma elsődlegesen a relészelepek működési elvéből adódik. A kisebb EP szeleptest egy változó méretű szabályozókamrába (CH1, **5. ábra**) tölti a nagy nyomású levegőt. A kamra mérete a benne uralkodó nyomástól és a relészelep által feltöltött nagyobb kamra (a fékmunkahenger) nyomásától függ, a relészelep nyitása pedig a szabályozókamra (CH1) méretétől. Mivel a szabályozókamra jellemző mérete kicsi, ezért rövid idő alatt nagy nyomásváltozást – és így nagyobb elmozdulást, azaz a relészelep nagyobb mértékű nyitását – lehet benne elérni még kisebb méretű szabályozószelepekkel is. Ugyanakkor ez azt is jelenti, hogy a relészelep megfelelő mértékű nyitásához igen precízen kell a szabályozókamra nyomását vezérelni. Ebből adódik a fent említett probléma.

### 2.3.2. Az EBS modul működése

A relészelep alapvető működési módjainak ismeretében az egycsatornás EBS modul felépítése egyszerűen nyomon követhető. A modul egy relészelep és két EP szelep összeállításával készül. Elvi vázlata a **9. ábrán** látható [47][48].



9. ábra: egycsatornás EBS modul elvi felépítése [43]

Az elektronika megfelelő működése esetén a LOAD és az EXHAUST szelepek segítségével állítja be a megfelelő nyomást. Ezek a szelepek lehetnek út- vagy proporcionális szelepek. **(2.1.1. fejezet)** Proporcionális szeleppel finomabb szabályozás érhető el, ugyanakkor az

áramfelhasználása, a tömege és a költsége is jóval nagyobb. Mivel haszongépjárművek esetén a gazdaságosság igen komoly tényező, ezért jelenleg a szabályozást útszeleppel végzik, amelynek kisebb a tömege, alacsonyabb az áramfelhasználása, valamint igen költséghatékony. A finomszabályozást ilyen típusú szelepek esetén pulzusszélesség-modulációval (PWM, Pulse Width Modulation) végzik, mivel ezzel a módszerrel igen pontos szabályzás valósítható meg [49][50]. A PWM moduláció azt jelenti, hogy a szelepet igen gyorsan és – szükség esetén – igen nagy frekvenciával nyitják-zárják [51]. Nagy frekvenciára akkor van szükség, ha valamilyen menetbiztonsági funkció életbe lép, és a féknyomást folyamatosan változtatni – hol növelni, hol pedig csökkenteni – kell a különféle szenzorokból érkező jelek alapján. Normál féküzemben jóval alacsonyabb frekvenciájú szabályzás is elégséges, mivel a kívánt fékhatást azzal is el lehet érni, továbbá a lassabb működtetés alacsonyabb energiafelhasználást és hosszabb élettartamot, ezáltal költségcsökkentést eredményez.

Egy ilyen szelep kapcsolási ideje (ami alatt az egyik állapotból a másikba kapcsol) jellemzően ms nagyságrendű [52], melyhez jellemzően 100 Hz nagyságrendű szabályozási frekvencia tartozik [53]. A megfelelő szabályozáshoz természetesen szükség van a kamranyomásokról is, ezért ezek a modulok tartalmazzák a nyomásmérő egységeket is, melyek nagy pontossággal képesek kiszolgálni ezt a mintavételezési frekvenciát. A nagy pontosságra szükség van, hiszen ha a központi vezérlőegység pontatlan információt kap bármelyik szenzortól, akkor nem garantálható a menetbiztonsági funkciók megfelelő elvégzése, ez pedig súlyos következményekkel járhat.

A fentiekből egyértelműen kiderül, hogy a relészelep nyomását szabályozó EP szelepeknek komoly szerepük van a menetbiztonsági funkciók megbízható végrehajtásában. Helytelen méretezésük, nem megfelelő szabályozásuk károsan befolyásolja a jármű biztonságát. Ezért az EP szelepekben lezajló áramlástani folyamatok minél részletesebb ismerete igen fontos a menetbiztonsági funkciók megfelelő tervezése érdekében.

## **2.4. Pneumatikus rendszerek tervezése, fejlesztése, pneumatikus elemek vizsgálata**

A számítástechnika fejlődésének köszönhetően a tervezés során egyre gyakrabban alkalmaznak numerikus szimulációt a rendszer működésének modellezésére. Jelenleg ez még nem pótolhatja a prototípusok legyártását és valós üzemi paraméterek közti ellenőrzését, azonban a tervezők munkáját nagymértékben segíti, hogy nem kell megvárniuk a megváltoztatott geometriájú szelepek újbóli legyártását és kísérleti úton történő vizsgálatát. A számítógépes tervezés a fentiekből kiindulva anyagi előnyökkel is jár. Egyrészt az egyébként legyártandó előzetes, ún. „deszkamodellek” számának csökkentéséből adódó költségcsökkenés, másrészt a lerövidült tervezési idő és az ezzel járó lehetőség a versenytársak megelőzésére olyan lehetőségeket rejt magában, amelyek hosszú évekre befolyásolhatják az adott cég piaci helyzetét [54].

A numerikus szimuláció előretörése azonban újabb problémákat vetett fel. A numerikus rendszerek egyik legkritikusabb pontja az, hogy milyen pontosan tudják modellezni a valóságot. Ugyanakkor figyelembe kell venni azt is, hogy egy mérnöki szempontból elfogadható modell megalkotása esetenként igen nagy kihívást jelent. Egy modell akkor tekinthető mérnöki szempontból elfogadhatónak, ha a gyártó által elvárt pontosságot teljesíti. Az elvárt pontosság számos dologtól függ, azonban egy piacra termelő gyártó esetében a

legfontosabb szempontok a költség és az idő. Minél tovább tart az új termék fejlesztése, a gyártó annál inkább versenyhátrányba kerül. Ez azt igényeli, hogy a modellezés minél gyorsabban fejeződjön be. Ugyanakkor a fékrendszer kiemelt biztonsági szerepet játszik, így számos előírásnak kell megfelelnie, de még ha nem is lennének ezek az előírások, hibás fékberendezés esetén a gyártónak mindenképpen komoly következményekkel kell szembenéznie. Ez viszont azzal a következménnyel jár, hogy a modell alapján készült terméket mindenképpen tesztelni kell, és ha a teszt alapján kiderül, hogy nem megfelelően működik, akkor módosítani kell, ami idővesztést jelent. Kellően pontos modell esetén erre nem, vagy csak korlátozott mértékben kerül sor, így következik az a kettős követelmény, hogy a modellezésnek nem csak gyorsnak, hanem pontosnak is kell lennie.

Minél bonyolultabb egy adott modell, annál több időt igényel a numerikus vizsgálat, de várhatóan annál pontosabb lesz az eredmény. Vannak olyan fizikai folyamatok, amelyek jól leírhatók analitikus függvényekkel, így olyan, a valóságot mérnöki szempontból elfogadhatóan megközelítő modellt kapunk, amely szükségtelenné teszi a numerikus szimulációt. Azonban a műszaki gyakorlatban a legtöbb folyamat olyan, amelynek analitikus függvényekkel való leírása már nem ad elfogadható közelítést, továbbá számos olyan összetett rendszer létezik, amelyek – éppen összetettségük miatt – jelentősen megnehezítik, ill. lehetetlenné teszik az analitikus függvényekkel való leírást.

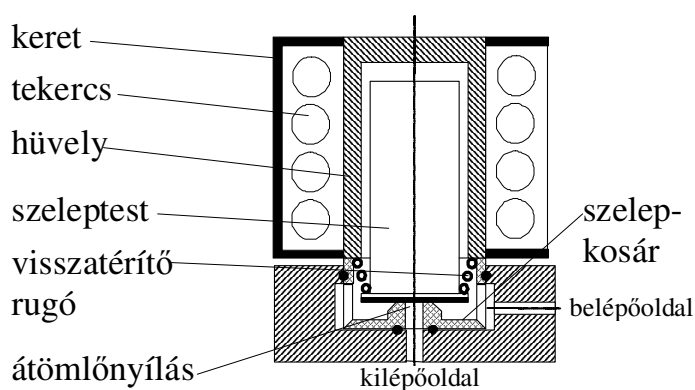
Ma már léteznek olyan teljesítményű számítógéprendszerek, amelyek korábban megoldhatatlannak vélt feladatokat tudnak elfogadható időn belül megoldani [55], ugyanakkor ezek a számítógéprendszerek olyan szintű költségvonzattal rendelkeznek, amely egyszerűbb feladatok megoldására már elfogadhatatlan. Lehet kisebb számítási kapacitású – s így olcsóbb – számítógéprendszert alkalmazni a numerikus szimulációra, ez azonban bonyolult modellek esetén olyan hosszú számítási időt eredményezhet, hogy a fejlesztés ideje csökkenés helyett növekedni fog. Ezért mindenképpen szükség van a modellek olyan mértékű egyszerűsítésére, amely még éppen megfelelő pontosságot ad a lehető legkevésbé komplex modell alkalmazásával. Ez a cél a rendszer működését leginkább befolyásoló komponensek beazonosításával, majd ezek kielégítő pontosságot adó modellezésével érhető el a legegyszerűbben. A modellezésnél természetesen törekedni kell arra, hogy az egyes komponensek külön, egymástól függetlenül legyenek kezelve.

### **2.4.1. A vizsgálataim tárgyát képező szelepcsalád**

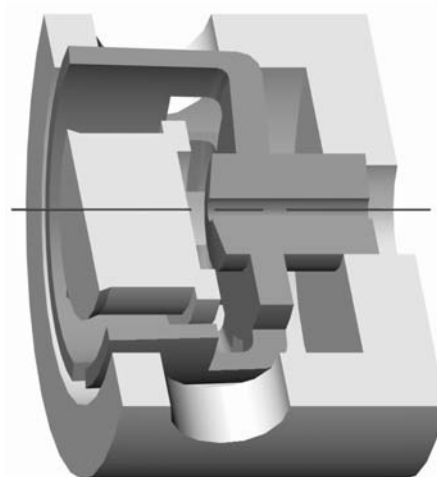
Vizsgálataim tárgyául egy olyan szelepcsaládot választottam, amely számos EP rendszerben megtalálható, ezen belül kiemelt szerepet tölt be haszongépjárművek fék- és levegőellátó-rendszerében [39]. Céлом az volt, hogy olyan szelepeket vizsgáljak, melyek kellően elterjedtek, melyeket olyan rendszerekben alkalmaznak, ahol fontos a gyors, megbízható és pontos működés, továbbá olyan rendszerekben is felhasználgják, melyek fejlesztés alatt állnak. Egy ilyen, széles körben elterjedt EP szelep kialakítása látható a **10. ábrán**. Ezek a szelepek mérsékelt áteresztőképességük miatt sok esetben egy relészelep vezérlőjeként biztosítják a magas tömegáramot gyors reakció mellett [43]. E szelepek legfontosabb jellemzői a következők:

- Kis méret és kis tömeg a rövid kapcsolási idő és alacsonyabb áramigény érdekében.
- A kapcsolási idő jellemzően ms nagyságrendű [56], ezzel biztosítva a gyors beavatkozóképességet.

- Mérsékelt átérésztőképesség (1-2 mm átmérőjű átömlési keresztmetszet), ezért elsősorban vezérlőszelepként célszerű az alkalmazása.
- Mivel vezérlőszelep, az átáramlási karakterisztika ismerete kiemelt fontosságú a megbízható numerikus rendszermodellezés, ill. rendszertervezés érdekében.
- Bistabil, azaz csak a két végállást tudja stabilan tartani, ezért vezérlése jellemzően fázisszélesség-modulációval (PWM) történik.
- Az alkalmazott nyomástartomány jellemzően 1-13 bar.
- A közeg körkörös palástfelületen, közel radiális irányban lép be, majd kb. 90°-os iránytörés után rövid (jellemzően 5-10 mm), kör keresztmetszetű csövön, axiális irányban lép ki, tehát az áramlás fő iránya a belépésnél merőleges a szimmetriatengelyre, míg kilépésnél párhuzamos azzal.



10/a. ábra: Egy elterjedt EP szelep metszete [57]



10/b. ábra: A szelep átömlőnyílása [57]

A szelep működése a következő: a **10/a. ábrán** látható áramtalanított állapotban a *szeleptestet* a *visszatérítő rugó* tartja a zárt végállásban, ahol a szeleptest lezárja a *szelepkosáron* levő *átömlőnyílást*. A szelep kinyitáshoz egyenáramot kell kapcsolni (haszongépjárműveknél rendszerint 24 V) a *tekercsre*, és az így kialakuló elektromágneses tér a visszatérítő rugó ellenében a nyitott végállásba mozdítja a szeleptestet. Az elmozdulás jellemzően mm nagyságrendű. A szeleptest egy *hüvelyben* mozog, az egész szelepet pedig a *keret* tartja össze. A szeleptest alján egy gumiból készült talp van, mely azt a célt szolgálja, hogy zárt állapotban megfelelő tömítést biztosítson. Ez a talp fekszik fel a műanyagból készült szelepkosárra. A szelepkosár azért nincs egybeépítve a kerettel, mert így egy egyszerű fröccsöntött műanyag alkatrész cseréjével lehetőség nyílik a szelepatmérő, vagy egyéb szelepgeometria (pl. szelepfurat peremének állásszöge) változtatására.

Az előbbieken tárgyaltak szerint ezen szelepek szabályozási frekvenciája 100 Hz nagyságrendű, míg a szelepnitási ideje jellemzően ms nagyságrendű. Továbbá a 100 Hz szabályozási frekvencia nem szükségszerűen jelenti azt, hogy minden 10 ms után megváltozik a szelep pozíciója. Sőt, gazdasági megfontolásokból általában ennek épp az ellenkezője teljesül, hiszen az ilyen gyors nyitás-zárás folyamat huzamosabb időn keresztül fenntartva óhatatlanul a szelep alkatrészeinek gyors elhasználódásához vezet. Ezért a szabályozást úgy alakítják ki, hogy a szükséges nyomást minél kevesebb kapcsolással érje el. A vezérlés és a szelepnitási periódusideje között így nagyságrendi különbség van, azaz a szelep kb. egy nagyságrenddel több időt tölt el stacioner állapotban, mint tranziens állapotban, még maximális frekvenciájú kapcsolgatás mellett is. Ugyanakkor a vezérlés gazdasági okokból

minimális kapcsolásra van optimalizálva. Ez azt jelenti, hogy a szelep a legtöbb időt vagy teljesen nyitott, vagy teljesen zárt állapotban tölti, ezért áramlástanilag szempontból elsősorban a teljesen nyitott állapot vizsgálata indokolt. Ezen túlmenően a kis méretek és a nagy (akár hangsebességű) áramlási sebesség miatt a stacioner áramlás igen hamar kialakul (**6.1.1 fejezet**), ezért vizsgálataimat stacioner állapotváltozás feltételezésével végeztem.

Figyelembe kell venni azt is, hogy a belépő- és kilépőoldal közti nyomáskülönbség igen széles tartományban mozoghat. Egy tipikus, haszongépjárművekben alkalmazott pneumatikus rendszer nyomása kb. 13 bar. Vannak olyan alrendszerek, ahol egy meghatározott nyomástartományt kell tartani (pl. légrugó), ugyanakkor egy EP fékrendszerben a nyomás az 1-13 bar tartományban tetszőleges értéket vehet fel a szükséges fékerő függvényében. Ez azt jelenti, hogy egy tipikus fékezés folyamat kezdetén a nyomáskülönbség a táptartály és a fékkamra között igen nagy, míg – maximális fékerő-szükséglet esetén – a fékkamra nyomása igen hamar eléri a tápnyomást, azaz a nyomáskülönbség kiegyenlítődik. Ha emellett még menetbiztonsági funkciók használatára is sor kerül, akkor a nyomásviszony folyamatosan ingadozni fog. Ez alapján kijelenthetjük, hogy a szelepek vizsgálatát indokolt a teljes nyomásviszony-tartományon elvégezni.

#### **2.4.2. Pneumatikus szelepek átbocsátóképességének jellemzése**

Pneumatikus rendszereket – sok egyéb fizikai rendszerhez hasonlóan – lehet vizsgálni numerikus és kísérleti úton. Ezen belül a numerikus vizsgálat szintén több oldalról közelíthető meg. Modelllezhető a rendszer elosztott paraméterűként, amely esetben részletes információt lehet nyerni a vizsgálat során, mint pl. az áramlások jellege, a határréteg-leválás helye, a nyomás változása egy cső mentén, vagy a szeleptestre ható erők összetevői egy EP szelepleben. Ha a modellezés célja nem az adott alkatétel (pl. egy EP szelep) legapróbb részletekre is kiterjedő vizsgálata, hanem egy összetett rendszer (pl. egy EP fékrendszer) alkatételként történő analízise, akkor viszont nincs szükség a rendszer ilyen mértékű felbontására. Továbbá egy ilyen részletes vizsgálat esetén már maga a 3D modell felépítése is igen hosszú időt vehet igénybe, ráadásul a számítási idő is jelentős lesz. Ezért ilyenkor célszerűbb az EP rendszert és az elemeit koncentrált paraméterűként kezelni, és – szükség esetén – legfeljebb egyes elemeit részletes vizsgálat alá venni.

Koncentrált paraméterű modellezés esetén egy EP rendszer áramlástanilag szempontból fontos jellemzői a nyomás, a hőmérséklet, a tömegáram és az entalpiaáram. Tovább koncentrálván a figyelmet, egy EP szelep legfontosabb jellemzője a tömegáram lesz, ami számos tényezőtől függhet. Általánosságban azonban egy kész rendszerben a tömegáram elsősorban a szelepen kialakuló nyomásviszonytól, ill. a belépőoldali gáz állapotjellemzőitől függ, hiszen a szelep geometriai kialakítása adott, az általánosan használt EP szelepek pedig vagy teljesen zárva, vagy teljesen nyitva vannak, proporcionális szelepek használata az általam vizsgált rendszerekben igen ritka. (A proporcionális szelepek ugyanis jóval költségigényesebbek egy egyszerű kétállású szelepnél, áramfelhasználásuk nagyobb, tömegük és fizikai méretük is nagyobb ugyanakkora áteresztőképesség mellett.) Az egyszerű kétállású szelepeknél az áramlási folyamat időtartamának domináns részében tehát a szeleptest nyugalmi helyzetben van, ezért a szelepgeometriát időben állandónak tekinthetjük. Ezért kimondható, hogy egy jó szelepmo­dell elsődleges feladata az, hogy nyomásviszony függvényében helyesen modellezze a tömegáramot.

Természetesen a tömegáram kellően pontos modellezéséhez a nyomásviszony és a geometria ismerete önmagában nem elég, számos egyéb paramétert is figyelembe kell venni a szelep áteresztőképességének megállapításához. Izentróp, azaz súrlódásmentes és hőszigetelt állapotot, továbbá stationer áramlásban egyenletes sűrűség- és sebességeloszlást feltételezve a szelep tömegárama a következő módon számítható:

$$q_m = A \cdot \rho_{jet} \cdot v_{jet} \quad (1)$$

ahol  $A$  az átáramlási tartomány legszűkebb geometriai keresztmetszete,  $\rho_{jet}$  és  $v_{jet}$  az áramló közeg sűrűsége és átlagsebessége a legszűkebb geometriai keresztmetszetben.

Kritikus nyomásviszony alatt (szonikus tartomány) a következőt írhatjuk:

$$q_m = A \cdot \rho^* \cdot v^* \quad (2)$$

A sebesség a legszűkebb keresztmetszetben ekkor a hangsebesség lesz. Fontos megemlíteni, hogy a valóságban a szelepekben alkalmazott bonyolult geometria miatt elképzelhető, hogy hangsebesség nem csak egy keresztmetszetben alakul ki. Elméleti szempontból azonban úgy tekintem, hogy még a legösszetettebb geometriájú szelepekben is csak egy keresztmetszetben alakul ki a hangsebesség, és ez lesz a legszűkebb keresztmetszet:

$$v^* = \sqrt{\kappa \cdot R \cdot T^*} = a^* \quad (3)$$

A belépőoldali hőmérséklet és a legszűkebb keresztmetszetben mérhető hőmérséklet közötti összefüggés ebben az esetben [58]:

$$\frac{T^*}{T_u} = \frac{2}{\kappa + 1} \quad (4)$$

A sűrűség esetében pedig:

$$\frac{\rho^*}{\rho_u} = \left( \frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{1}{\kappa - 1}} \quad (5)$$

Ha behelyettesítjük a (3), (4) és (5) képletet a (2) képletbe, a következőt kapjuk:

$$q_m = A \cdot \rho_u \cdot \left( \frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{1}{\kappa - 1}} \cdot \sqrt{\kappa \cdot R \cdot T_u \cdot \frac{2}{\kappa + 1}} \quad (6)$$

Emeljük ki a gyökjel alól a gázállandót és a belépőoldali hőmérsékletet, majd rendezzük át az összefüggést:

$$q_m = A \cdot \rho_u \cdot \sqrt{T_u} \cdot R \cdot \left( \frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{1}{\kappa - 1}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \kappa}{R \cdot (\kappa + 1)}} \quad (7)$$

A belépőoldali sűrűség a következőképpen írható:

$$\rho_u = \frac{p_u}{R \cdot T_u} \quad (8)$$

Ha a **(8) képletet** behelyettesítjük a **(7) képletbe**, majd elvégezzük az egyszerűsítéseket, a következőt kapjuk:

$$q_m = \frac{A \cdot p_u}{\sqrt{T_u}} \cdot \left( \frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{1}{\kappa - 1}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \kappa}{R \cdot (\kappa + 1)}} \quad (9)$$

Vizsgáljuk meg a fenti gondolatmenetet kritikus nyomásviszony felett (szubszonikus tartomány) is. Ebben az esetben a kiáramlási sebesség – figyelembe véve hogy a szabadsugárban uralkodó nyomás megegyezik a kilépőoldali nyomással – a következő:

$$v_{jet} = \sqrt{\frac{2 \cdot \kappa}{\kappa - 1} \cdot R \cdot T_u \cdot \left( 1 - \left( \frac{p_d}{p_u} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \right)} \quad (10)$$

A sűrűség pedig – hasonló megfontolások mellett – a következőképpen számítható:

$$\frac{\rho_{jet}}{\rho_u} = \left( \frac{p_d}{p_u} \right)^{\frac{1}{\kappa}} \quad (11)$$

Helyettesítsük be a **(10) és (11) képletet** az **(1) képletbe**:

$$q_m = A \cdot \rho_u \cdot \left( \frac{p_d}{p_u} \right)^{\frac{1}{\kappa}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \kappa}{\kappa - 1} \cdot R \cdot T_u \cdot \left( 1 - \left( \frac{p_d}{p_u} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \right)} \quad (12)$$

Emeljük ki a belépőoldali hőmérsékletet a gyökjel alól, ekkor a **(8) képlet** figyelembevételével, a megfelelő egyszerűsítések elvégzése és némi átrendezés után a következőt kapjuk:

$$q_m = \frac{A \cdot p_u}{\sqrt{T_u}} \cdot \left( \frac{p_d}{p_u} \right)^{\frac{1}{\kappa}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \kappa}{R \cdot (\kappa - 1)} \cdot \left( 1 - \left( \frac{p_d}{p_u} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \right)} \quad (13)$$

További átrendezés után pedig:

$$q_m = \frac{A \cdot p_u}{\sqrt{T_u}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \kappa}{R \cdot (\kappa - 1)} \cdot \left( \left( \frac{p_d}{p_u} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left( \frac{p_d}{p_u} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right)} \quad (14)$$

A (9) és (14) képletből jól látható, hogy kritikus nyomásviszony alatt és felett is az első tényező (a keresztmetszetet, a belépőoldali nyomást és a hőmérséklet gyökét tartalmazó tört) megegyezik. Az összefüggés maradéka a tömegáram-paraméter ( $C_m$ ), ami a fentiek alapján a következőképpen fejezhető ki:

$$C_m = \sqrt{\frac{2 \cdot \kappa}{R \cdot (\kappa - 1)} \cdot \left( \left( \frac{p_d}{p_u} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left( \frac{p_d}{p_u} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right)} \quad \text{ha} \quad \frac{p_d}{p_u} > \left( \frac{p_d}{p_u} \right)_{crit} \quad (15a)$$

$$C_m = \sqrt{\frac{2 \cdot \kappa}{R \cdot (\kappa + 1)} \cdot \left( \frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{1}{\kappa-1}}} \quad \text{ha} \quad \frac{p_d}{p_u} \leq \left( \frac{p_d}{p_u} \right)_{crit} \quad (15b)$$

ahol a kritikus nyomásviszony a következőképpen számítható kétatomos gázra (levegőre):

$$\left( \frac{p_d}{p_u} \right)_{crit} = \left( \frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} = 0.528 \quad \text{ha} \quad \kappa = 1.4 \quad (16)$$

A (15a) és (16) képletek figyelembevételével belátható, hogy kritikus nyomásviszonyon a (15a) és a (15b) képlet megegyezik. Ennek bizonyítására helyettesítsük be a (16) képletet a (15a) képletbe:

$$C_m = \sqrt{\frac{2 \cdot \kappa}{R \cdot (\kappa - 1)} \cdot \left( \left( \left( \frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left( \left( \frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right)} \quad \text{ha} \quad \frac{p_d}{p_u} = \left( \frac{p_d}{p_u} \right)_{crit} \quad (17)$$

Megfelelő egyszerűsítések után:

$$C_m = \sqrt{\frac{2 \cdot \kappa}{R \cdot (\kappa - 1)} \cdot \left( \left( \frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{2}{\kappa-1}} - \left( \frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa-1}} \right)} \quad \text{ha} \quad \frac{p_d}{p_u} = \left( \frac{p_d}{p_u} \right)_{crit} \quad (18)$$

Egy célszerű átrendezés után a következőt kapjuk:

$$C_m = \sqrt{\frac{2 \cdot \kappa}{R \cdot (\kappa - 1)} \cdot \left( \frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{2}{\kappa-1}} \cdot \left( 1 - \frac{2}{\kappa + 1} \right)} \quad \text{ha} \quad \frac{p_d}{p_u} = \left( \frac{p_d}{p_u} \right)_{crit} \quad (19)$$

A **(19) képletből** már könnyen levezethető a **(15b) képlet**, tehát belátható, hogy kritikus nyomásviszonyon a **(15a)** és a **(15b) képlet** valóban megegyezik.

A fentiek figyelembevételével felírhatjuk, hogy a gondolatmenet elején ismertetett feltételek mellett (izentróp állapotváltozás) a tömegáram a következőképpen számítható:

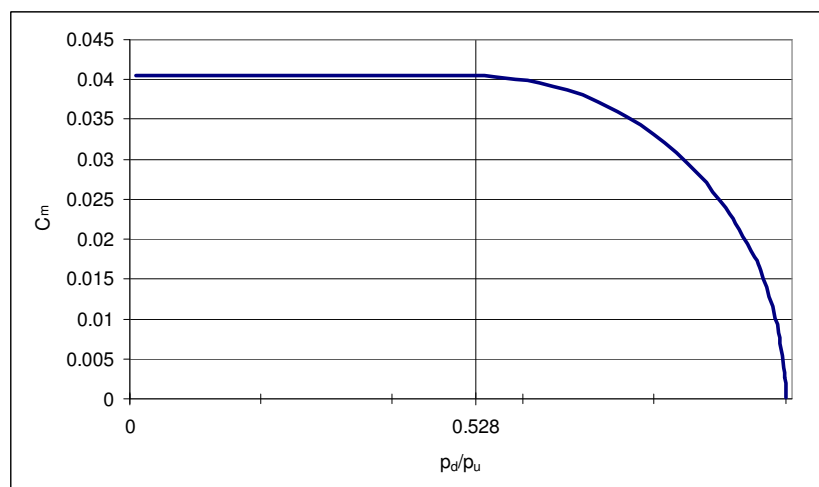
$$q_m = A \cdot C_m \cdot \frac{P_u}{\sqrt{T_u}} \quad (20)$$

Mivel valóságos (nem sűrűségmentes) közegekben mindig lesz kontrakció, ill. felléphetnek egyéb veszteségek is (pl. hővesztés, ha az áramlás nem hőszigetelt), vezessük be az átömlési tényezőt ( $C_q$ ), és ezzel vegyük figyelembe a fellépő veszteségeket és az egyéb, figyelembe nem vett jelenségeket. Ebben az esetben a **(20) képlet** a következőképpen módosul [59][60][61]:

$$q_m = A \cdot C_q \cdot C_m \cdot \frac{P_u}{\sqrt{T_u}} \quad (21)$$

ahol a szelepen átáramló tömegáram ( $q_m$ ) a belépőoldali nyomás ( $p_u$ ) és hőmérséklet ( $T_u$ ), a legszűkebb geometriai keresztmetszet ( $A$ ), az átömlési tényező ( $C_q$ ) és a tömegáram-paraméter ( $C_m$ ) függvénye. Mivel a veszteségek a tömegáramot csökkentik, ezért az átömlési tényező értéke max. 1 lehet (vesztégmentes áramlást feltételezve). Ennek megfelelően egy szelep átocsátóképessége – adott geometriai keresztmetszet mellett – annál jobb, minél nagyobb az átömlési tényezője. A haszongépjárművek esetében a tömeg- és méretcsökkentés igen fontos, ezért nagyobb átömlési tényezőjű szelepek használata célszerű.

Az előbbieken kiderült, hogy a tömegáram-paraméter kritikus nyomásviszony felett a nyomásviszonytól, a gázállandótól és az izentropikus kitevőtől függ, míg kritikus alatti nyomásviszonynál csupán a két utóbbi értékétől, azaz egy bizonyos gáz esetében – amennyiben az ideális gáznak tekinthető – a tömegáram-paraméter értéke konstans lesz kritikus nyomásviszony alatt. A **11. ábrán** jól látható ez a tendencia.



**11. ábra: A tömegáram-paraméter változása a nyomásviszony függvényében**

A **(21) képletben** szereplő mennyiségek közül a geometriai keresztmetszet általában adott, az áramlási keresztmetszet kontrakció, ill. a határréteg kiszorító hatása miatti csökkenését az

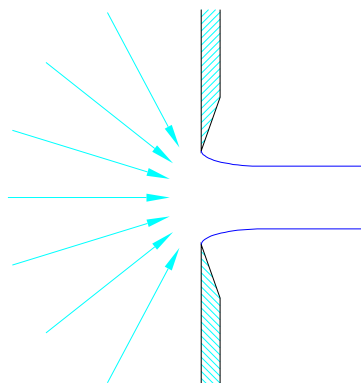
átömlési tényezővel vesszük figyelembe. Az összes többi paraméter értéke változhat a folyamat során. E modell szerint a belépőoldali nyomás és hőmérséklet a bemenő adat, azonban mivel kritikus nyomásviszony felett a tömegáram-paraméter függ a nyomásviszonytól is, ezért a kilépőoldali nyomásra is szükség van bemenő adatként.

Hátravan még az átömlési tényező, ami a legnagyobb problémát okozza, ugyanis a jelenség bonyolultsága miatt erre nincs kidolgozott képlet. Az átömlési tényező azért szükséges, hogy az analitikusan levezetett összefüggés a valóságban lejátszódó folyamatokat pontosabban írja le. Az átömlési tényező a legszűkebb áramlási keresztmetszet és a legszűkebb geometriai keresztmetszet viszonyát jellemzi, értéke ezért max. 1 lehet (kontrakciómentes áramlást feltételezve). A fentiek alapján kimondható, hogy egy szelep átbecsátóképességének a megállapításához elsősorban az átömlési tényező meghatározására van szükség.

### 2.4.3. Átömlési tényező meghatározása – irodalmi áttekintés

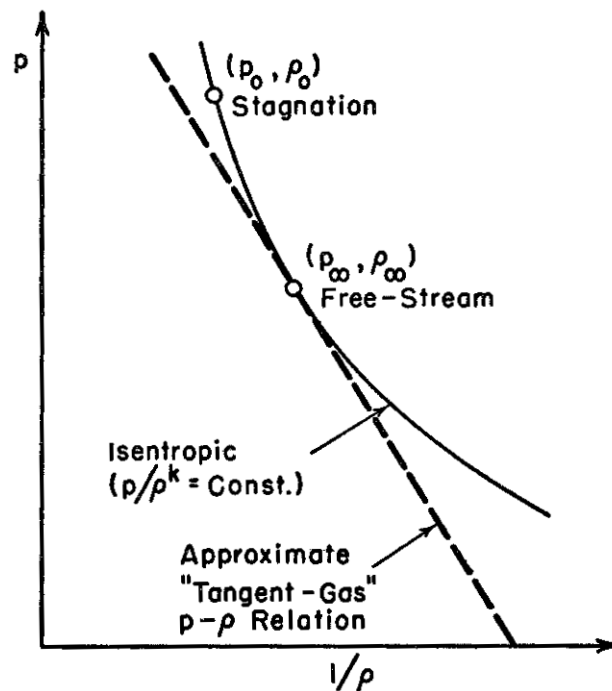
Az utóbbi évtizedekben számos kutatás célja volt, hogy meghatározza a különféle nyílások, szelepek átömlési karakterisztikáját a nyomásviszony, ill. a geometria függvényében. Az ilyen irányú kutatásokban alapvetően kétféle trend figyelhető meg. Az egyik tipikus eset, melynél inkább elméleti oldalról közelítik meg a problémát, ekkor valamilyen általános jellegű geometriát vizsgálnak, és analitikus vagy empirikus függvényekkel próbálják meg leírni az adott geometria átömlési karakterisztikáját. A másik tipikus eset, amikor inkább gyakorlati, műszaki oldalról vizsgálják, ekkor általában arra törekednek, hogy az átömlési karakterisztikát minél egyszerűbben – lehetőség szerint egy vagy két konstanssal – jellemezzék, amely megkönnyíti a szelepek összehasonlíthatóságát. Ezeken kívül számos olyan kutatás folyt, melyekben nem a szelepek, vagy egyéb nyílások átömlési karakterisztikájának meghatározása a cél, azonban az alkalmazott eszközök miatt szükség van annak ismeretére. Az alábbiakban olyan vizsgálatokat mutatok be, melyek során – elsődlegesen vagy másodlagosan – javaslatot tettek az átömlési karakterisztikára.

Az elméleti megközelítések közül célszerű Busemann [62] kutatásaival kezdeni, ugyanis ő vizsgálta a legegyszerűbb geometriát. Busemann analitikus modellje egy kétdimenziós, éles peremű, végtelen hosszúságú, állandó szélességű nyílást vizsgál, amely egy végtelen nagy méretű tartály falán helyezkedik el. Ennek vázlatja a **12. ábrán** látható.



12. ábra: Éles peremű nyílás (slit)

Busemann a „tangens gáz” közelítést használja analitikus modelljében, mely a  $\frac{P}{\rho^k} = konst.$  izentropikus állapotegyenlet által meghatározott görbét egy egyenessel közelíti [63][64]:



13. ábra: Nyomás-fajtérfogat diagram összenyomható közegekre [63]

A „tangens gáz” közelítés szerint a nyomás és a sűrűség közti összefüggés az izentropikus állapothoz tartozó görbe  $p_\infty, \rho_\infty$  pontjához húzott érintővel definiálható (13. ábra). Ebben az esetben a nyomás és a fajtérfogat közti összefüggés a következőképpen írható fel [63], figyelembe véve hogy  $dp/d\rho = a^2$ :

$$-\frac{dp}{d\left(\frac{1}{\rho}\right)} = \rho^2 \cdot \frac{dp}{d\rho} = \rho^2 \cdot a^2 = konst. \quad (22)$$

Ez az egyszerűsítés az 1940-es években nagyon hasznosnak bizonyult, ugyanis a nyomás és a sűrűség között egy lineáris kapcsolatot feltételezett, amely kis nyomásváltozások esetén kielégítő közelítést adott [65]. Az általam vizsgált szakirodalmi hivatkozások közül ez az egyetlen, amely a „tangens gáz” közelítést alkalmazza, az összes többi az ideális gázokra vonatkozó állapotegyenletet.

Busemann modellje szerint az átömlési tényező az alábbi kifejezéssel számítható:

$$C_q = \frac{\pi}{\pi + 2 \cdot \frac{\rho_{flow}}{\rho_u}} \quad (23)$$

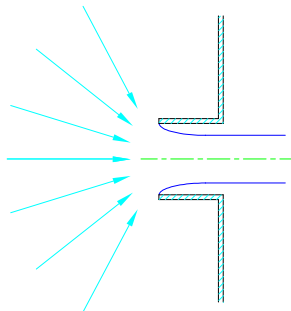
Busemann leszögezi, hogy a fenti összefüggés kizárólag kritikus feletti nyomásviszonytartományon érvényes. A fenti összefüggés alapján számított átömlési tényező látható a

**15. ábrán.** A kritikus alatti nyomásviszony-tartomány csak informatív céllal, halványabban van ábrázolva (Busemann\*), mivel a **(23) képlet** Busemann szerint ebben a tartományban nem érvényes. Jól látható, hogy a görbe meredeksége folyamatosan nő (abszolút értelemben) a nyomásviszony csökkenésével, értéke pedig, ha a nyomásviszony 0-hoz tart, eléri az 1-es határértéket, ami fizikailag azt jelenti, hogy nincs semmilyen veszteség az ideális átömléshez képest. Ez nyilvánvalóan nem felel meg a valóságnak, és az is jól látható az ábrán, hogy a később ismertetett, mérési adatokon alapuló görbékhez képest teljesen eltérő trendet mutat kritikus nyomásviszony alatt. Ugyanakkor észrevehető az is, hogy inkompresszibilis ( $p_d/p_u = 1$ ) esetben – mivel a sűrűségi hányados ( $\rho_{flow}/\rho_u$ ) értéke 1 – az összefüggés a következőképpen módosul:

$$C_q = \frac{\pi}{\pi + 2} = 0.611 \quad (24)$$

Azaz gyakorlatilag megkapjuk az éles szélű nyílásoknál már Kirchhoff [66] által meghatározott értéket. A fentiekből látható, hogy ez a módszer EP szelepek modellezésére teljességgel alkalmatlan, hiszen a geometria jelentősen eltér, továbbá a kritikus alatti nyomásviszony-tartomány modellezésétől EP szelepek esetében nem tekinthetünk el.

Hasonló hátrányokkal rendelkezik az Oswatitsch által bemutatott analitikus modell. Ez már egy körszimmetrikus, Borda-féle kiömlőnyílást vesz alapul, melynek vázlata a **14. ábrán** látható.



**14. ábra: Borda-féle kiömlőnyílás**

Ez a modell szintén a kritikus feletti nyomásviszony-tartományon vizsgálja az átömlési tényezőket. Így ez is rendelkezik szinte mindegyik, a Busemann-féle modellnél megismert hátránnyal, az egyetlen előrelépés abban áll, hogy a Borda-féle körszimmetrikus kiömlőnyílás nagyobb hasonlóságot mutat egy EP szeleppel, mint egy kétdimenziós hosszanti nyílás. Oswatitsch szerint a kontrakció a következőképpen írható le ilyen geometria esetén [67]:

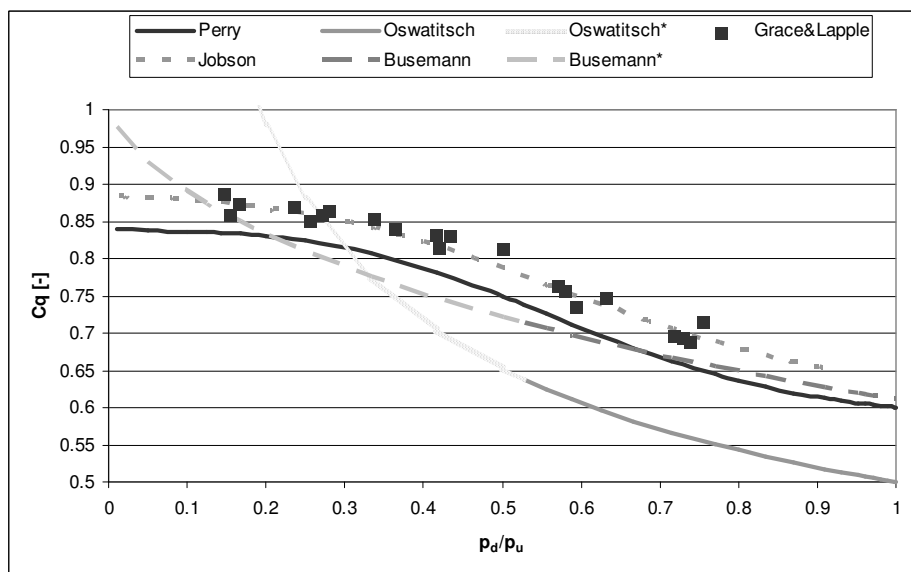
$$C_q = \frac{\frac{\kappa - 1}{2 \cdot \kappa}}{\left(\frac{p_u}{p_d}\right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1} \cdot \left(\frac{p_u}{p_d} - 1\right) \quad (25)$$

A **(25) képlet** alapján számított  $C_q$  diagram látható a **15. ábrán** a nyomásviszony függvényében. Mivel Oswatitsch eleve csak kritikus feletti nyomásviszonyra tekintette érvényesnek, ezért a görbe kritikus nyomásviszony alatt ezúttal is csak informatív céllal,

halványabban látható (Oswatitsch\*). Megfigyelhető, hogy a **(25) képlet** által számított átömlési tényező görbéjének meredeksége a kritikus nyomásviszony alatt is folyamatosan nő (abszolút értelemben), míg végül átlépi az 1-es értéket, ami nem felel meg a valóságnak.

A Perry által végzett mérések – melyek a Perry-polinommal összegezhetők – teljesen empirikus adatokat tartalmaznak kör keresztmetszetű, éles szélű átömlőnyílásokra a teljes nyomásviszony-tartományon. Perry szerint az átömlési tényező a következőképpen számítható [68]:

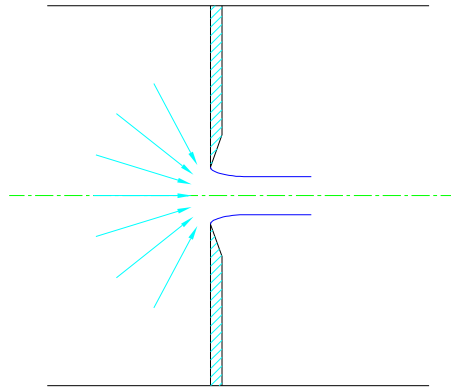
$$C_q = 0.8414 - 0.1002 \cdot \left(\frac{P_d}{P_u}\right) + 0.8415 \cdot \left(\frac{P_d}{P_u}\right)^2 - 3.9 \cdot \left(\frac{P_d}{P_u}\right)^3 + 4.6001 \cdot \left(\frac{P_d}{P_u}\right)^4 - 1.6827 \cdot \left(\frac{P_d}{P_u}\right)^5 \quad (26)$$



15. ábra:  $C_q$  értékek a szakirodalomban

A Perry által alkalmazott geometria egy csőbe épített, a csőtengelyre merőleges, a csőátmérőhöz képest elhanyagolható vastagságú fal, melynek közepén, a cső hossz tengelyére tengelyszimmetrikusan egy kör keresztmetszetű nyílás található. Ez a geometria, melynek vázlatát a **16. ábrán** látható, nagymértékű hasonlóságot mutat az áramlástanban térfogatáram-mérésre gyakran alkalmazott átfolyó mérőperemmel [69]. A fő különbség abban van, hogy itt a mérőperemeken alkalmazott letörés helyett leélezés van, ugyanis egy igen éles perem kialakítása a követelmény. Ezért nevezik éles peremű átömlőnyílásnak.

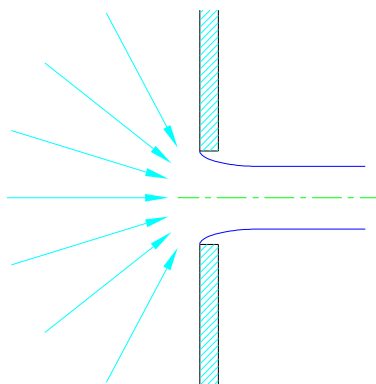
Mivel ezt az átömlőnyílást Perry egy csőbe helyezte, az áramlás fő iránya a nyílás előtt és után is párhuzamos a nyílás és a cső szimmetriatengelyével. Bár a nyílás utáni leválási buborékban a sebességvektorok iránya térben és időben is jelentősen változik, ez az áramlás fő irányát nem befolyásolja.



16. ábra: Éles peremű átömlőnyílás

Az EP szelep geometriája ettől jelentősen eltér, az egyik igen fontos eltérés hogy az EP szelepekben az áramlás fő iránya belépéskor merőleges az átömlőnyílás szimmetriatengelyére, míg kilépéskor párhuzamos azzal. Ezért a Perry-polinom alkalmazhatósága EP szelepek megbízható modellezésére megkérdőjelezhető. A Perry-modell nagy előnye abban rejlik, hogy a teljes nyomásviszony-tartományon érvényes és viszonylag egyszerűen számolható, valószínűleg ennek köszönhető, hogy a sok komponenst tartalmazó pneumatikus rendszermodellekben még ma is használják, az ismertett korlátai ellenére [61]. A Perry-modell által számított diagram a 15. ábrán látható. Szembetűnő, hogy kritikus nyomásviszony felett a trendje szinte megegyezik az Oswatitsch által felállított modellel, kritikus alatti nyomásviszonyon viszont teljesen más jelleget mutat. A kétféle módszer közötti különbség érthető, hiszen Oswatitsch egy Borda-féle kiömlőnyílásra, kritikus feletti nyomásviszony mellett, míg Perry egy éles szélű átömlőnyílásra, a teljes nyomásviszony-tartományon állította fel modelljét. Összenyomhatatlan esetben, melyet az egységnyi értékű nyomásviszony jelképez, az említett modellek visszaadják az adott geometriához az irodalomban szereplő 0.5-ös (Oswatitsch), ill. 0.6-os (Perry) értéket.

Grace és Lapple szélesebb körű vizsgálatokat folytatott [70]. Perryhez hasonlóan ők is átömlőnyílásokat vizsgáltak a teljes nyomásviszony-tartományon, de nem csak éles, hanem négyzetes pereműeket is, amelynek kialakítása a 17. ábrán látható. Az ábrán jól megfigyelhető a különbség az éles peremű átömlőnyíláshoz képest. Míg az éles peremű nyílás egy végtelenül vékony falat kísérel meg modellezni, a négyzetes peremű nyílás egy véges vastagságú lemezen készült furatot modellez, így ezen letörés nem található.



17. ábra: Négyzetes peremű átömlőnyílás

Kísérleteik eredményeképpen megállapították, hogy az éles és a négyzetes szélű nyílások átömlési tényezői igen hasonló értékűek. A 15. ábrán látható, hogy az általuk kapott

eredmények trendje gyakorlatilag megegyezik a Perry-féle modellel, egy függőleges eltolással gyakorlatilag teljes egyezést lehetne elérni. Megemlítik még, hogy ha az éles szélű nyílásokban megfordítják az áramlás irányát, az átömlési tényező megnövekszik, azaz ugyanakkora nyomásviszony mellett nagyobb tömegáram érhető el. Hasonló eredményre jutott Jobson [71] is, bár ő nem levegőt, hanem gőzt használt kísérleti közegként. A **15. ábrán** látható, hogy a másfajta közeg ellenére az átömlési tényező értéke a teljes nyomásviszony-tartományban gyakorlatilag megegyezik Grace és Lapple eredményeivel.

Brower Busemann modelljét vette alapul, azonban jelentősen kibővítette azt [72]. Egyrészt kiterjesztette a vizsgált nyomásviszony-tartományt a kritikus alattira is, másrészt a Busemann által vizsgált kétdimenziós hosszanti nyílás helyett egy kör keresztmetszetű, éles szélű kialakítást vizsgált, amely gyakorlatilag megegyezik a Perry által tanulmányozott esettel. Brower munkájában saját analitikus modelljét méréseivel is összehasonlítja, és megállapítja, hogy a kétdimenziós esetből származtatott modell tengelyszimmetrikus áramlásra is alkalmazható, mégpedig „*a legrosszabb esetben is csak mérsékelt hibával*”. Ez a gyakorlatban egy  $\pm 5\%$ -on belüli eltérést jelent a teljes nyomásviszony-tartományon, a vizsgált geometria esetén. Megállapítja továbbá, hogy célszerű a nyomásviszonyt alkalmazni független paraméterként. A lényegesen különböző geometria miatt természetesen ezt a módszert sem javasolt EP szelepek modellezésére használni.

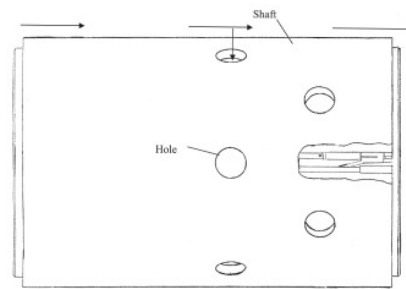
Bignell vizsgálatai során a Laval-fúvókák átömlési tényezőjének megállapításával foglalkozott [73]. Vizsgálatai alapján az ilyen típusú nyílások kialakításával foglalkozó szabvány [74] nem alkalmazható megfelelően 2 mm alatti átmérővel rendelkező fúvókákra, ezért javaslatot tett egy módosított eljárásra. Konkrét átömlési tényező értékek megadása helyett azonban egy olyan eljárás megalkotására koncentrált, mellyel ugyanabba a csőbe egymás után beépített két fúvóka átömlési tényezőjének viszonyát lehet megállapítani a Reynolds-szám függvényében.

Ugyanilyen geometriát vizsgált Johnson is, azonban vizsgálatát nem csak kísérleti módon végezte, hanem numerikus áramlástani (CFD) módszert is alkalmazott [75]. Az átömlési tényezőt több paraméter függvényében vizsgálta: Reynolds-szám, Prandtl-szám, a fali hőmérsékletviszony, ill. az alkalmazott közeg függvényében. A fali hőmérsékletviszony itt a fal és a közvetlenül mellette áramló közeg hőmérsékletének a viszonyát jelenti. Johnson kizárólag tiszta gázokat vizsgált ( $N_2$ ,  $H_2$ ,  $O_2$ , stb.), és megállapította, hogy a numerikus eljárással kapott eredmények max. 2%-os eltérést mutatnak a mért adatokhoz képest. Eredményei szerint a Prandtl-szám elhanyagolható szerepet játszik az átömlési tényezőben, és a fali hőmérsékletviszony is mindössze max. 0.28%-os változást okozott.

Jitschin szintén Laval-fúvókákat vizsgált a Reynolds-szám függvényében, azonban kizárólag kritikus feletti nyomásviszonyon [76]. Megállapította, hogy alacsony Reynolds-szám mellett ( $Re < 10^4$ ) a fali érdesség már igen nagy szerepet játszik, itt az átömlési tényező értéke akár 0.6-ra is csökkenhet, míg nagyobb Reynolds-szám mellett ( $Re > 2 \cdot 10^5$ ) a fali érdesség hatása elhanyagolható.

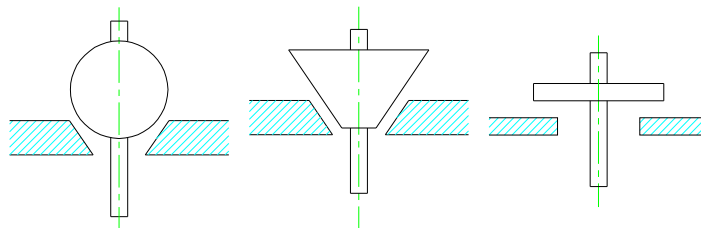
Egy gázturbina turbinarészában levő csőtengely palástján elhelyezett furatok átömlési tényezőit vizsgálta a Reynolds-szám függvényében Long, mégpedig kísérleti és numerikus úton [77]. Megállapította, hogy a CFD számítás 2%-os pontossággal vissza tudta adni a mérési eredményeket. Az áramlás részleteit nem csak álló, hanem forgó tengely esetében is vizsgálta. Ezenkívül megállapította azt is, hogy a tengely forgása 5-9%-al csökkenti az

átömlési tényezőt, ill. a CFD számítás pontosságát, bár a számítás a csökkenési trendet képes volt reprodukálni. A vizsgált geometria a **18. ábrán** látható.



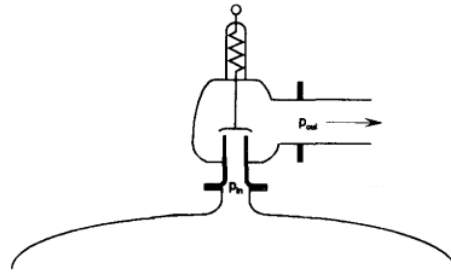
**18. ábra: Long által vizsgált geometria**

Tsai és Cassidy vizsgálata [78] inkább műszaki oldalról közelítette meg a problémát, ugyanis egyszerű átömlőnyílások helyett golyós, kúpos és tányérszelepekre koncentráltak, melyek vázlatja a **19. ábrán** látható. A Grace és Lapple által végzett vizsgálatokhoz hasonlóan ők is megvizsgálták az áramlást mindkét irányból. Ugyanakkor ők nem törekedtek elmélet kidolgozására arra vonatkozóan, hogy a szelep geometriai kiképzése hogy befolyásolja az áramlást. Sőt, a mérési eredményeket felhasználva egy konstans átömlési tényezőt javasoltak, majd ezt használták fel a dinamikai vizsgálataik során. Méréseik szerint kúpos szelepnél az eltérés mértéke az általuk javasolt átlaghoz képest  $\pm 12\%$ , míg golyós szelepnél  $\pm 9\%$ . Fordított áramlási irány esetében az átömlési tényező növekedését tapasztalták. Tányérszelepek esetében megállapították, hogy nemcsak a nyomásviszony, hanem a szeleptest pozíciója is befolyásolja az átömlési tényező értékét, ugyanakkor bizonyos geometriák esetén az átömlési tényező értéke közel azonos volt mindkét áramlási irány mellett. A vizsgálat itt is kiterjedt a teljes nyomásviszony-tartományra, azonban a geometria itt is eltérő, továbbá az eredményként publikált konstans átömlési tényezők olyan pontatlanságot okozhatnak, ami modern rendszerek tervezésénél megengedhetetlen.



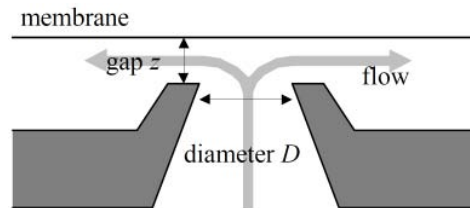
**19. ábra: Golyós, kúpos és tányérszelep**

Morris biztonsági nyomásleeresztő szelepek [79] átömlési tényezőjének megállapítása céljából végzett kísérleteket [80]. Ezek geometriája nagymértékű hasonlatosságot mutat a Tsai és Cassidy által vizsgált tányérszelepekével, mint ahogy az a **20. ábrán** látható. Morris eredetileg összenyomhatatlan közegeken vizsgálta ezt a szeleptípust, később azonban kiterjesztette kutatását összenyomható közegekre is. Eredményeiben az egyszerű összehasonlítás lehetőségét hangsúlyozza, és annak érdekében valóban célszerű, hogy az átömlési tényezőre konstans értékeket ad meg. Ez egy biztonsági szelepnél megfelelő közelítés lehet, hiszen ott az alapvető cél az, hogy a szelep egy bizonyos nyomás felett nyisson ki, és engedje le a felesleges gázt, ill. folyadékot.



20. ábra: Biztonsági szelep

A Henning által végzett kutatások [81] szintén tányérszelepekhez hasonló geometriával folytak, azonban ezek igen kis méretű, ún. mikroszelepek voltak, kb. egy nagyságrenddel kisebbek, mint a fékrendszerekben általánosan alkalmazott EP szelepek, továbbá az áramlási irány éppen ellentétes volt. Az általa vizsgált mikroszelep metszeti rajza látható a 21. ábrán. Annak ellenére azonban, hogy széles nyomásviszony- ill. szelepnitítás-tartományon vizsgálta, eredményül mégis csak konstans átömlési tényezőt kapott. Ez annak köszönhető, hogy az általa alkalmazott módszer eleve azt a célt szolgálta, hogy a mért adatokra egy konstans átömlési tényezőjű modellt illesszen. Ez a szelepforma már hasonlít az általam vizsgált EP szelephez, azonban a mikroszelepek mérete kb. egy nagyságrenddel kisebb, továbbá az áramlási irány is ellentétes az általam vizsgált szeleppel, a konstans átömlési tényező használata pedig EP szelepek kellően pontos modellezésére alkalmatlan.



21. ábra: Mikroszelep

Wang kutatásaiban pneumatikus munkahengereket vizsgált azzal a céllal, hogy megállapítsa a legmegfelelőbb szabályozási módszert [82][83]. Vizsgálatai során egy proporcionális EP szelepet használt a munkahenger pozíciójának szabályozására, azonban a szelep átömlési tényezőjét egy konstanssal jellemezte. Ez egy szabályozási módszer vizsgálatára kielégítően pontos megközelítés lehet, mivel ott nem a szelep átteresztőképessége az elsődleges vizsgálat tárgya, hanem a rendszer reakciója a különböző szabályozási módszerekre. Ezt a reakciót természetesen befolyásolná a pontosabb szelepmoell alkalmazása, azonban az egyes szabályozási módszerek főbb trendjei egyszerűbb szelepmoellek alkalmazásával is feltérképezhetők. Ezenkívül a számítási idő is csökkenthető, ami valós idejű rendszerek esetében kritikus lehet.

A Sorli által végzett kutatások tárgya egy pneumatikus szervorendszer volt [84]. A pneumatikus munkahengert útszelepekkel mozgatta, melyek szabályozására PWM alapú rendszert alkalmazott. Megállapította, hogy a szelepek sáv szélessége az általa alkalmazott irányítás mellett kb. 500 Hz. Azt is megállapította, hogy – többek között – a szelepek átömlési tényezője kritikus szerepet játszik az olyan rendszerekben, ahol a rövid reakcióidő és a pontos nyomásszabályozás elsődleges követelmény. Ugyanakkor, a fenti megállapítás ellenére, nem foglalkozott a szelepek átömlési karakterisztikájának részletes vizsgálatával, hanem az ISO 6358 szabvány alapján, konstans értékekkel jellemezte az átömlési karakterisztikát.



A nagy pontosságot igénylő szimulációs modellekhez ezért szükséges egy olyan szelepmo­dell felállítása, amely kellő pontossággal képes visszaadni az átömlési tényezőt a teljes nyomásviszony-tartományon.

## 2.5. Módszerek a szelepkarakterisztika mérésére

A 2.4.2. fejezetben leírtak alapján belátható, hogy az átömlési tényező meghatározásához a következő változók értékét kell ismerni:

- Legszűkebb geometriai keresztmetszet ( $A$ ). Ezt általában ismerjük, hiszen manapság a gyártás során alkalmazott CAD/CAM rendszereknél ez az információ még akkor is könnyűszerrel lekérdezhető, ha az átömlési keresztmetszet kialakítása komplikált. Jelen esetben azonban még ez sem áll fenn, hiszen a 2.4.1. fejezetben leírtak alapján a szelep működésének legnagyobb részében a szelepfurat lesz a legszűkebb geometriai keresztmetszet. Ezt a gyártási tolerancia befolyásolhatja, azonban a szelepkosár (10/a. ábra) általában műanyagból, fröccsöntéssel készül, amivel igen nagy pontosságot lehet tartani (ld. 6. fejezet), a szelepfurat kopása pedig valószínűtlen, ugyanis korszerű EP rendszerekben a levegő igen komoly előkészítésen esik át [30][31], így abrazív részecskék elhanyagolható mennyiségben kerülnek be a rendszerbe.
- Szelep előtti nyomás ( $p_u$ ). Ennek meghatározására célszerű nagysebességű, nagy felbontású nyomástávadók alkalmazása, melyek pl. EP fékrendszerekben eleve be vannak építve az egyes kamrákba.
- Szelep előtti hőmérséklet ( $T_u$ ). Hőmérséklet mérésére is léteznek kellő gyorsaságú és pontosságú távadók, ráadásul ha a rendszer megfelelően hosszú ideig nyugalomban volt a mérés előtt, akkor a mérés kezdetén  $T_{up}$  megegyezik a környezeti hőmérséklettel. A szelepeken fellépő expanzió miatti hőmérséklet-csökkenés eredményezheti a nedvességtartalom kicsapódását, azonban a már említett levegő-előkészítés a páratartalom legnagyobb részét eltávolítja.
- Tömegáram-paraméter ( $C_m$ ). A számításához szükség van a nyomásviszony meghatározására is, amihez szükség van a szelep utáni nyomás ( $p_d$ ) értékére.
- Tömegáram ( $q_m$ ). Ennek a megállapítása a legkomplikáltabb, komoly műszerezettség szükséges hozzá. Ellentétben a nyomás- és a hőmérséklet-távadókkal, melyeket kis méretük révén könnyűszerrel lehet integrálni EP rendszerekbe, a tömegáram-mérők jóval összetettebb, drága eszközök, a többi érzékelőhöz képest jelentős hely- és költségigénnyel, ezért az elterjedt pneumatikus rendszerekben ezek rendszerint nem találhatók meg.

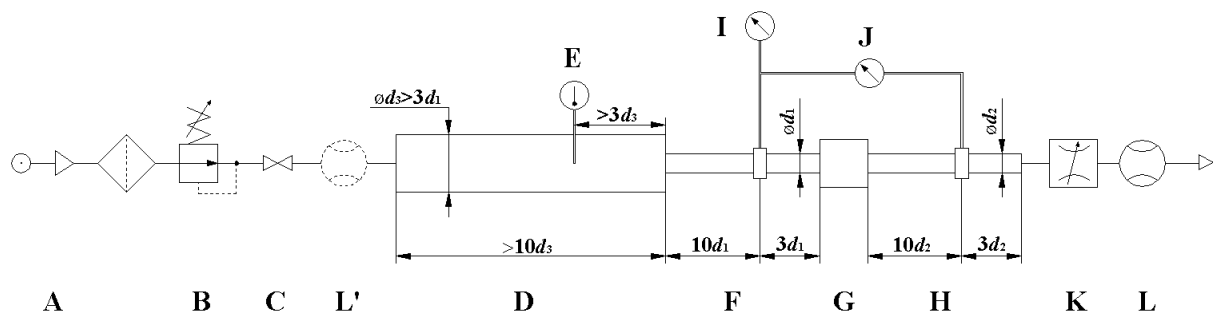
A fentiek alapján kijelenthető, hogy az átömlési tényező kísérleti meghatározásának leginkább problematikus összetevője a tömegáram mérése. Az irodalomban több módszer is született az átömlési karakterisztika kimérésére, a következő fejezetekben ezeket foglalom össze.

### 2.5.1. Átömlési karakterisztika ISO 6358 szabvány szerinti mérése

A jelenlegi ISO 6358 szabvány szelepek, átömlőnyílások statikus karakterisztikájának mérésére készült [90]. Ez a mérési módszer olyan szelepek esetén alkalmazható, melyeknek a névleges legszűkebb geometriai keresztmetszete egy 20 mm átmérőjű furattal egyenértékű vagy kisebb, továbbá az átömlési geometria a mérés során nem változik. A szabványban

megemlítik az ennél nagyobb keresztmetszeteken történő alkalmazását is, azonban hozzátézik, hogy ehhez olyan berendezés szükséges, amely igen nagy tömegáram előállítására képes.

Ez a szabvány egy egyszerű analitikus módszert alkalmaz az átömlési karakterisztika meghatározására. Ez a módszer tulajdonképpen az egyszerűsített változata a Saint-Venant által 1839-ben megalkotott elméleti összefüggésnek [91], mely konvergens fúvókákon átáramló összenyomható közeg tömegáramának meghatározására született, izentropikus állapotváltozás feltételezése mellett. A valós átömlési karakterisztikát ez a modell két paraméter segítségével közelíti. E paraméterek szabvány szerinti elnevezése a *hangsebességű vezetőképesség* ( $C$ ) és a *kritikus nyomásviszony* ( $b$ ). Ezeket a paramétereket különböző állandósult áramlási állapotok mellett kell megállapítani.



23. ábra: ISO 6358 mérés

A 23. ábrán egy tipikus ISO 6358 mérés kialakítása látható. Az ábra alján, ill. tetején levő betűk a következő komponenseket jelölik:

- A A sűrített levegő forrása és a szűrő
- B Állítható nyomásszabályozó
- C Elzárószelep
- D Hőmérséklet mérésére kialakított cső
- E Hőmérsékletmérő műszer
- F Belépési nyomás mérésére kialakított cső
- G Vizsgálandó elem
- H Kilépési nyomás mérésére kialakított cső
- I Belépési nyomást mérő készülék
- J Differenciál-nyomásmérő készülék
- K Áramlásszabályozó
- L Átáramló mennyiség mérőkészüléke (alternatívaként az L' pozícióba is elhelyezhető)

A mérés menete során először legalább 4 bar értékre kell állítani a belépő nyomást ( $p_u$ ). Úgy kell beállítani a nyomásszabályozót (B), hogy az ekkor beállított érték a mérés folyamán ne változzon. Ezután meg kell nyitni az áramlásszabályozót (K) és a kilépési nyomást ( $p_d$ ) addig kell változtatni, amíg a további csökkenés már nem eredményezi a tömegáram ( $q_m$ ) növekedését. Ez azt jelenti, hogy fojtott áramlás alakult ki, azaz a nyomásviszony annyira lecsökkent, hogy a vizsgálandó elem bizonyos részein az áramlás hangsebességűvé vált. Ekkor meg kell várni az állandósult áramlás kialakulását, majd rögzíteni kell a mért értékeket ( $T_{crit}$ ,  $p_{u,crit}$ ,  $p_{d,crit}$ ,  $q_{m,crit}$ ). Ezután meg kell ismételni az eljárást 80, 60, 40 és 20% tömegáram mellett. Az így nyert értékekből  $C$  és  $b$  értéke explicit összefüggésekkel számítható a szabvány szerint:

$$C = \frac{q_{m,crit}}{\rho_0 p_u} \cdot \sqrt{\frac{T_{u,crit}}{T_0}} \quad (27)$$

$$b = 1 - \frac{\frac{p_u - p_d}{p_u}}{1 - \sqrt{1 - \left(\frac{q_m}{q_{m,crit}}\right)^2}} \quad (28)$$

$C$  és  $b$  ismeretében a tömegáram értéke a belépő nyomás, a nyomásviszony és a belépő hőmérséklet függvényében a szabvány alapján az alábbi összefüggésekkel számítható:

$$q_m = C \cdot \rho_0 \cdot \sqrt{T_0} \cdot \frac{p_u}{\sqrt{T_u}} \cdot C_{m,iso} \quad (29)$$

ahol  $C_{m,iso}$  értéke a szabványnak megfelelően a következőképpen határozható meg:

$$C_{m,iso} = \sqrt{1 - \left(\frac{\frac{p_d - b}{1 - b}}{\frac{p_u}{1 - b}}\right)^2} \quad \text{ha} \quad \frac{p_d}{p_u} > \left(\frac{p_d}{p_u}\right)_{crit} \quad (30a)$$

$$C_{m,iso} = 1 \quad \text{ha} \quad \frac{p_d}{p_u} \leq \left(\frac{p_d}{p_u}\right)_{crit} \quad (30b)$$

Ez a szabvány összesen két paraméterrel jellemzi a szelepeket, függetlenül attól, hogy milyen kialakítású az átömlési geometria. A valóságban lényeges hatással bír, hogy egy egyszerűbb geometriájú átömlőnyílásról, vagy egy jóval összetettebb geometriájú útszelepről van szó. Az egyes szeleptípusok kialakítása jellegében erősen eltér, így nem valószínű, hogy mindössze két paraméter elég egy tetszőleges szelep nyomásviszony-függő karakterisztikájának leírásához. Ebből le lehet vonni azt a következtetést, hogy ez a szabvány valószínűleg inkább az egyes szelepek összehasonlíthatóságára, semmint az átömlési karakterisztika minél pontosabb leírására született. Ha a tömegáramot számító összefüggéseket megnézzük, akkor az is kiderül, hogy csak kritikus nyomásviszony felett alkalmazza a szabvány mindkét paramétert, míg az alatt csupán az egyiket. Ebből felvetődik az a következtetés, hogy ez a szabvány hasonlóan írja le az átáramlási karakterisztikát, mint a **(21) képlet**, mégpedig konstans átömlési tényezővel. Ennek az alátámasztására a következő gondolatmenetben összehasonlítottam a kétféle számítási módot.

Ha a **(21)** és a **(29) képleteket** összevetjük, az alábbi összefüggés írható fel:

$$A \cdot C_q \cdot C_m \cdot \frac{p_u}{\sqrt{T_u}} = C \cdot \rho_0 \cdot \sqrt{T_0} \cdot \frac{p_u}{\sqrt{T_u}} \cdot C_{m,iso} \quad (31)$$

Ebből, átrendezés és egyszerűsítés után, a következő eredményt kapjuk:

$$C_q = \frac{C \cdot \rho_0 \cdot \sqrt{T_0} \cdot C_{m,iso}}{A \cdot C_m} \quad (32)$$

Tehát kritikus nyomásviszony alatt, a **(15b)** és a **(30b) képlet** figyelembevételével az átömlési tényező az alábbi módon számítható:

$$C_{q,ca} = \frac{C \cdot \rho_0 \cdot \sqrt{T_0}}{A \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \kappa}{R \cdot (\kappa + 1)}} \cdot \left(\frac{2}{\kappa + 1}\right)^{\frac{1}{\kappa - 1}}} \quad \text{ha} \quad \frac{p_d}{p_u} \leq \left(\frac{p_d}{p_u}\right)_{crit} \quad (33)$$

A **(33) képletből** jól látható, hogy annak minden tényezője vagy az adott szelepre ( $A$ ,  $C$ ), vagy az adott gázra ( $\kappa$ ,  $R$ ), vagy pedig a normálállapotra ( $\rho_0$ ,  $T_0$ ) vonatkozó konstans, azaz megállapítható, hogy az ISO 6358 szabvány alapján végzett tömegáram-számítás kritikus nyomásviszony alatt konstans átömlési tényezőt eredményez. Ez egybevág a fenti megállapítással, mely szerint a szabvány kritikus nyomásviszony alatt eleve csak az egyik paramétert használja.

Kritikus nyomásviszony felett már más lesz a helyzet. Itt a szabvány már mindkét paramétert használja, így várhatóan nem lehet azt a két paramétert egygyé redukálni. Azt ugyanakkor meg lehet vizsgálni, hogy a konstans átömlési tényező számításához képest mennyire tér el a szabvány által számított eredmény. Még egyszerűbb, ha azt vizsgáljuk meg, hogy a kritikus nyomásviszony alatt kapott, bizonyítottan konstans átömlési tényező hogyan viszonyul a kritikus nyomásviszony felett kapott értékhez. Az alábbi gondolatmenetben ezt az összehasonlítást végzem el.

A **(15a)** és a **(30a) képlet** figyelembevételével a kritikus nyomásviszony feletti átömlési tényezőre az alábbi összefüggés írható fel:

$$C_{q,cf} = \frac{C \cdot \rho_0 \cdot \sqrt{T_0} \cdot \sqrt{1 - \frac{\left(\frac{p_d}{p_u} - b\right)^2}{1 - b}}}{A \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \kappa}{R \cdot (\kappa - 1)} \cdot \left(\left(\frac{p_d}{p_u}\right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_d}{p_u}\right)^{\frac{\kappa + 1}{\kappa}}\right)}} \quad \text{ha} \quad \frac{p_d}{p_u} > \left(\frac{p_d}{p_u}\right)_{crit} \quad (34)$$

Mint látható, ebben az esetben is számos konstans értéket tartalmaz az összefüggés, azonban az átömlési tényező értéke itt már nem konstans, függ a nyomásviszonytól ( $p_d/p_u$ ) is.

Abban az esetben, ha  $C$  értékét a kritikus nyomásviszony alatti tartományon vett értékekből definiáljuk, a **(30b) képlet** figyelembevételével a **(32) képletből**  $C$ -t kifejezve a következőt kapjuk:

$$C = \frac{A \cdot C_{q,ca} \cdot C_{m,ca}}{\rho_0 \cdot \sqrt{T_0}} \quad (35)$$

ahol a kritikus nyomásviszony alatti tömegáram-paraméter  $C_{m,ca}$  a **(15b) képlet** alapján számítható.

Helyettesítsük be a fenti összefüggést a **(32) képletbe**:

$$C_{q,cf} = \frac{\frac{A \cdot C_{q,ca} \cdot C_{m,ca}}{\rho_0 \cdot \sqrt{T_0}} \cdot \rho_0 \cdot \sqrt{T_0} \cdot C_{m,iso,cf}}{A \cdot C_{m,cf}} \quad (36)$$

Ebből az egyszerűsítések elvégzése után a következőt kapjuk:

$$C_{q,cf} = \frac{C_{q,ca} \cdot C_{m,ca} \cdot C_{m,iso,cf}}{C_{m,cf}} \quad (37)$$

ahol  $C_{m,iso,cf}$  a **(30a) képlet** alapján számítható.

A **(33) képlet** alapján bebizonyosodott, hogy a kritikus nyomásviszony alatti átömlési tényező  $C_{q,ca}$  konstans. Vizsgáljuk meg hogy a **(37) képlet** alapján számított, kritikus nyomásviszony feletti átömlési tényező milyen mértékű eltérést mutat a **(33) képlet** alapján számított, kritikus nyomásviszony alatti átömlési tényezőhöz viszonyítva:

$$\frac{C_{q,cf}}{C_{q,ca}} = \frac{C_{m,ca} \cdot C_{m,iso,cf}}{C_{m,cf}} \quad (38)$$

A **(15)** és **(30a) képletek** behelyettesítése után:

$$\frac{C_{q,cf}}{C_{q,ca}} = \frac{\sqrt{\frac{2 \cdot \kappa}{R \cdot (\kappa + 1)}} \cdot \left(\frac{2}{\kappa + 1}\right)^{\frac{1}{\kappa - 1}} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{p_d - b}{p_u - b}\right)^2}}{\sqrt{\frac{2 \cdot \kappa}{R \cdot (\kappa - 1)} \cdot \left(\left(\frac{p_d}{p_u}\right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_d}{p_u}\right)^{\frac{\kappa + 1}{\kappa}}\right)}} \quad (39)$$

Látható, hogy a fenti hányados értéke kizárólag a gázjellemzőktől ( $\kappa$ ;  $R$ ), a nyomásviszonytól, ill. az ISO 6358 szabvány szerinti kritikus nyomásviszonytól ( $b$ ) függ. A szabvány szerint ennek az értékét mérésel kell meghatározni, de mindenképpen konstans lesz, ezért ide az

elméleti úton kapott kritikus nyomásviszonyt helyettesíttem be:

$$b = \left( \frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} \quad (40)$$

Így a kritikus nyomásviszony feletti és alatti átömlési tényezők hányadosa már csak az izentropikus kitevőtől és a nyomásviszonytól függ:

$$\frac{C_{q,cf}}{C_{q,ca}} = \frac{\sqrt{\frac{1}{\kappa + 1}} \cdot \left( \frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{1}{\kappa - 1}} \cdot \sqrt{1 - \frac{\left( \frac{p_d}{p_u} - \left( \frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} \right)^2}{1 - \left( \frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}}}}}{\sqrt{\frac{1}{\kappa - 1} \cdot \left( \left( \frac{p_d}{p_u} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left( \frac{p_d}{p_u} \right)^{\frac{\kappa + 1}{\kappa}} \right)}} \quad (41)$$

A fenti összefüggésen látható, hogy ha a nyomásviszony 1-hez tart, akkor a függvény 0/0 alakot vesz fel. Ezért részletesen megvizsgáltam a függvény határértékét ebben a pontban.

A **(41) képlet** átrendezéssel a következő formátumba hozható:

$$\frac{C_{q,cf}}{C_{q,ca}} = \frac{\sqrt{\frac{1}{\kappa + 1}} \cdot \left( \frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{1}{\kappa - 1}}}{\sqrt{\frac{1}{\kappa - 1}}} \cdot \sqrt{\frac{1 - \frac{\left( \frac{p_d}{p_u} - \left( \frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} \right)^2}{1 - \left( \frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}}}}{\left( \left( \frac{p_d}{p_u} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left( \frac{p_d}{p_u} \right)^{\frac{\kappa + 1}{\kappa}} \right)}} \quad (42)$$

A szorzat első tényezője konstans, tehát a határérték megállapításához elegendő a második tényező határértékét meghatározni, és azt az első tényezővel szorozni. Azonban a második tényező határértéke továbbra is 0/0 alakú (ha a nyomásviszony 1-hez tart). Ezért arra a Bernoulli-L'Hospital szabályt alkalmaztam [92], figyelembe véve, hogy  $\lim \sqrt{G(x)} = \sqrt{\lim(G(x))}$ , ha  $G(x)$  a határértéknél pozitív:

$$\lim_{\frac{p_d}{p_u} \rightarrow 1} \left[ \frac{1 - \frac{\left( \frac{p_d}{p_u} - \left( \frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \right)^2}{1 - \left( \frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}} }{\left( \left( \frac{p_d}{p_u} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left( \frac{p_d}{p_u} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right)} \right] = \lim_{\frac{p_d}{p_u} \rightarrow 1} \left[ \frac{\frac{d}{d\left(\frac{p_d}{p_u}\right)} \left( 1 - \frac{\left( \frac{p_d}{p_u} - \left( \frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \right)^2}{1 - \left( \frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}} \right)}{\frac{d}{d\left(\frac{p_d}{p_u}\right)} \left( \left( \frac{p_d}{p_u} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left( \frac{p_d}{p_u} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right)} \right] \quad (43)$$

A számlálóban szereplő derivált a következőképpen számítható:

$$\frac{d}{d\left(\frac{p_d}{p_u}\right)} \left( 1 - \frac{\left( \frac{p_d}{p_u} - \left( \frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \right)^2}{1 - \left( \frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}} \right) = \frac{-2 \cdot \left( \frac{p_d}{p_u} - \left( \frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \right)}{\left( 1 - \left( \frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \right)^2} \quad (44)$$

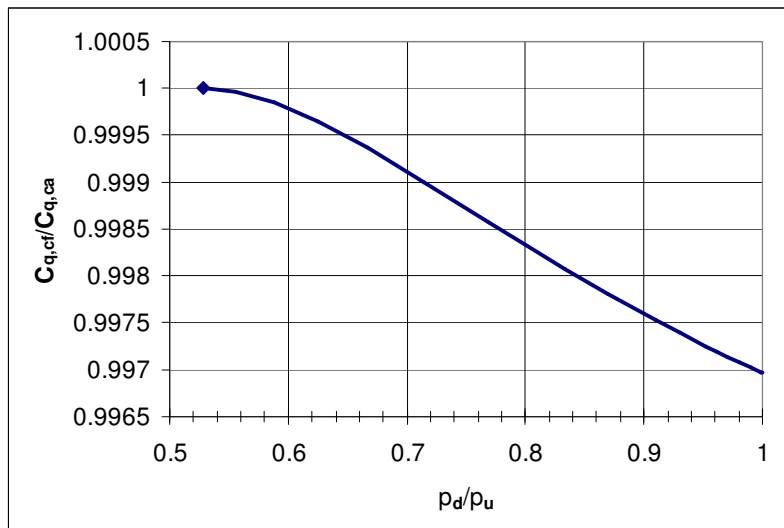
A nevezőben szereplő derivált pedig:

$$\frac{d}{d\left(\frac{p_d}{p_u}\right)} \left( \left( \frac{p_d}{p_u} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left( \frac{p_d}{p_u} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right) = \frac{2}{\kappa} \cdot \left( \frac{p_d}{p_u} \right)^{\frac{2}{\kappa}-1} - \frac{\kappa+1}{\kappa} \cdot \left( \frac{p_d}{p_u} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}-1} \quad (45)$$

A fentiek figyelembevételével a **(42) képlet** határértéke az alábbi módon számítható:

$$\lim_{\frac{p_d}{p_u} \rightarrow 1} \left( \frac{C_{q,cf}}{C_{q,ca}} \right) = \frac{\sqrt{\frac{1}{\kappa+1}} \cdot \left( \frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{1}{\kappa-1}}}{\sqrt{\frac{1}{\kappa-1}}} \cdot \lim_{\frac{p_d}{p_u} \rightarrow 1} \left[ \frac{\frac{-2 \cdot \left( \frac{p_d}{p_u} - \left( \frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \right)}{\left( 1 - \left( \frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \right)^2}}{\frac{2}{\kappa} \cdot \left( \frac{p_d}{p_u} \right)^{\frac{2}{\kappa}-1} - \frac{\kappa+1}{\kappa} \cdot \left( \frac{p_d}{p_u} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}-1}} \right] = 0.997 \quad (46)$$

A fenti összefüggés alapján a számítás kezdetén ismertett feltétel teljesül ( $G(x)$  a határértéknél pozitív), így megállapítható, hogy  $\kappa = 1.4$  esetén a **(41) képlet** határértéke 1-es nyomásviszony mellett 0.997. Ennek alátámasztására ábrázoltam a képletet a nyomásviszony függvényében, a kritikus feletti nyomásviszony-tartományon ( $\kappa = 1.4$ ):



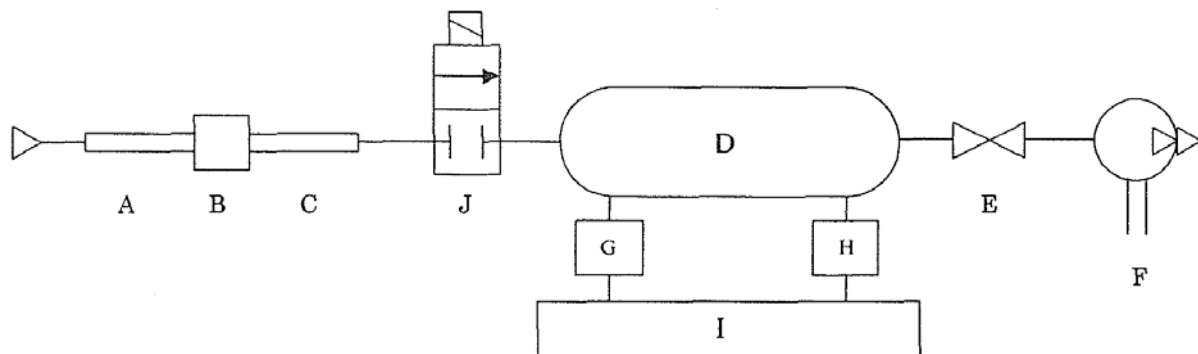
24. ábra: Átömlési tényezők hányadosa a nyomásviszony függvényében

A **24. ábrából** jól látható, hogy valóban 0.997-es értékhez tart 1-es nyomásviszony esetén. Ez azt jelenti, hogy a konstans  $C_{q,ca}$  értékhez képest a kritikusnál nagyobb nyomásviszonyra számított átömlési tényező eltérése minimális. Százalékban kifejezve azt kapjuk, hogy a legnagyobb eltérés mindössze 0.34%. Így belátható, hogy az ISO 6358 szabvány által végzett számolás praktikusán a teljes nyomásviszony-tartományon olyan eredményt ad, mintha konstans átömlési tényezővel számolnánk.

A fentiekből jól látható, hogy ennél a mérésnél igen szigorú és aprólékos előírásoknak kell megfelelni. Számos komponenst kell a mérés során felhasználni, melyek között vannak igen drága eszközök (pl. tömegáram-mérő) is. Mindemellett még méretbeli korlátai is vannak, 20 mm névleges furatátmérő felett csak igen nagy teljesítményű, igen drága berendezés alkalmazásával lehet a kívánt feltételeket biztosítani. A két paraméter meghatározása a mérési eredményekből egyszerű ugyan, de a fenti gondolatmenetből és a **24. ábrából** kiderül, hogy nyomásviszony-függő karakterisztikát ezzel a módszerrel csupán igen korlátozott mértékben lehet meghatározni.

## 2.5.2. JFPS 2009:2002 szabvány

A JFPS 2009:2002 szabvány [93] kísérletet tesz az ISO 6358 esetében jelentkező korlátok kiküszöbölésére. Ez a szabvány a korábbi JIS B 8390 szabványon [94] alapul, ami gyakorlatilag az ISO 6358 japán ipari környezethez igazított változata. Ez már 20 mm feletti névleges átmérővel rendelkező szelepekre is alkalmazható, de az átáramlási geometria itt sem változhat a mérési folyamat alatt. Ezzel az ISO szabvány egyik legnagyobb hátrányát – a méretkorlátozást – sikerült kiküszöbölni. Ezenkívül a méréshez szükséges berendezés is más, mint az alább kiderül.

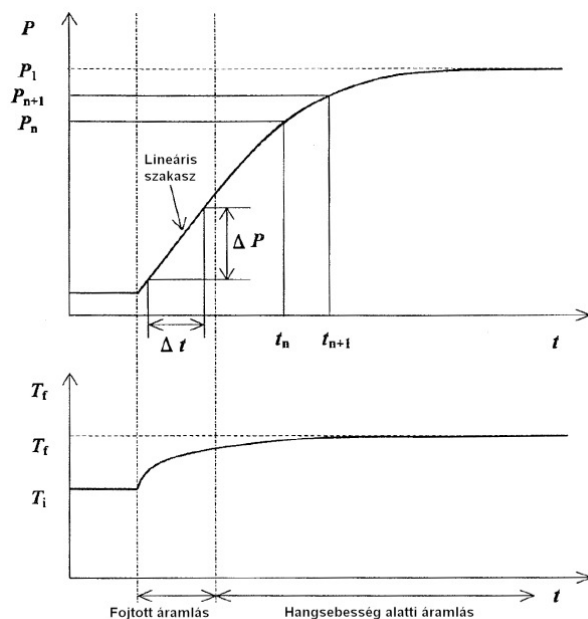


25. ábra: JFPS 2009:2002 mérés

A **25. ábrán** egy tipikus JFPS 2009:2002 mérés kialakítása látható. Az ábrán szereplő betűk a következő komponenseket jelölik:

- A Belépőoldali áramlásegyenletesítő cső
- B Vizsgálandó elem
- C Kilépőoldali áramlásegyenletesítő cső
- D Légtartály nyomás és hőmérséklet mérésére
- E Elzárószelep
- F Vákuumszivattyú
- G Nyomásmérő műszer
- H Hőmérsékletmérő műszer
- I Mérésadat-rögzítő
- J Kétutas, gyors működésű, nagy áteresztőképességű EP szelep

A mérés menete során először le kell csökkenteni a nyomást a tartályban legalább 0.02 bar abszolút nyomásra, majd meg kell várni az állandósult állapotot. Célszerű eközben rögzíteni az atmoszferikus nyomás értékét. Az állandósult állapot elérése után a J szelep nyitásával fel kell tölteni a tartályt, egészen atmoszferikus nyomásig. A feltöltési folyamat alatt az adatrögzítőnek folyamatosan rögzítenie kell a tartálynyomás és tartályhőmérséklet változását. Ezután  $C$  és  $b$  értékeit már ki lehet számítani a rögzített grafikonokból, ahogy az a **26. ábrán** látható. Ez az ábra egy tipikus mérési eredményt mutat be, ahol a tartály nyomásának, ill. hőmérsékletének idő szerinti változása látható a mérési folyamat során. A hangsebességű vezetőképesség viszonylag egyszerűen számítható egy explicit összefüggésből, melyhez a mérés lineáris szakaszának meredekségét is ismerni kell. A kritikus nyomásviszony ehhez képest jóval nehezkesebben számítható, numerikus megoldó (pl. Excel, Matlab) alkalmazása javasolt.



26. ábra: Tipikus mérési eredmény a JFPS alapján

A  $C$  értéke a következőképpen határozható meg:

$$C = \frac{V \cdot \sqrt{T_0 \cdot T_i}}{p_0 \cdot p_u \cdot T_f} \cdot \frac{\Delta p}{\Delta t} \quad (47)$$

ahol  $V$  a tartály (D) térfogata,  $T_i$  és  $T_f$  pedig a tartályban levő gáz hőmérséklete a töltési folyamat kezdetén és végén,  $\frac{\Delta p}{\Delta t}$  pedig a **26. ábrán** látható lineáris szakasz meredeksége.

A kritikus nyomásviszony meghatározásához a **26. ábrán** látható  $p(t)$  görbéről le kell olvasni a légköri nyomás 50, 60, 70, 80 és 90%-ához tartozó  $p-t$  értékpárokat. Ezekből a párokból az alábbi összefüggés segítségével lehet négy különböző kritikus nyomásviszony-értéket ( $b$ ) meghatározni:

$$(1-b) \left( \sin^{-1} \left( \frac{P_{n+1} - b}{1-b} \right) - \sin^{-1} \left( \frac{P_n - b}{1-b} \right) \right) = \frac{C \cdot p_0 \cdot T_f}{V \sqrt{T_0 \cdot T_i}} \cdot (t_{n+1} - t_n) \quad (48)$$

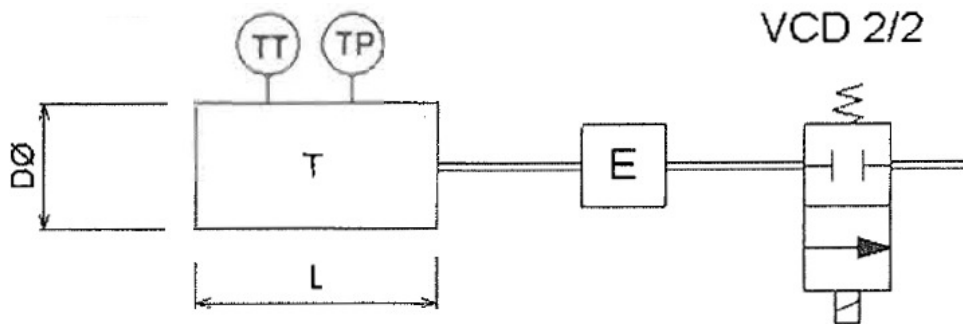
A fenti összefüggésből jól látható, hogy  $b$  értékének meghatározása analitikus módon nem egyszerű feladat, ezért javasolja a szabvány numerikus megoldó alkalmazását. Miután sikerült meghatározni mind a négy értéket, a végeredmény azok matematikai átlaga lesz.

Ez az összeállítás nyilvánvalóan sokkal egyszerűbb, mint az ISO 6358, és 20 mm-nél nagyobb névleges átmérőjű szelepek mérését is lehetővé teszi. Ugyanakkor hátrányai is vannak az ISO méréshez képest. Egyik hátrány a vákuumszivattyú szükségessége, ami igen drága eszköz, különösen a szabvány által előírt képességek mellett. Szükséges emellett egy nyomás- és hőmérséklet-mérő eszköz, melynek képességei lehetővé teszik a nagysebességű és nagy

pontosságú adatgyűjtést, továbbá egy adatrögzítő berendezés, mely képes kellő frekvenciájú mintavételezésre és az adatok tárolására. Az is a hátrányok közé sorolható, hogy analitikusan nem lehet számítani az eredményt, bár manapság a számítógép használata a mérés során, ill. a mérési eredmények kiértékelésekor teljesen természetes, így ez valójában csak egy kisebb kényelmetlenséget jelent. Ami a fő hátránya, hogy az ISO 6358 alapján, mindössze egy értékpárral ( $C$  és  $b$ ) jellemzi a szelepet, ami azt jelenti, hogy ezzel a módszer is csak igen korlátozott mértékben alkalmas nyomásviszony-függő karakterisztika felállítására.

### 2.5.3. de las Heras által javasolt eljárás

Az eljárás, melyet de las Heras javasolt [95], az ISO 6358 szabványhoz képest mérsékeltebb költségű kísérleti berendezés alkalmazásával vizsgálja a hangsebességű vezetőképességet. Ehhez a módszerhez kevesebb és kisebb méretű berendezésre van szükség, ráadásul a mérőműszerek pontosságával kapcsolatban is sokkal kevésbé szigorúak a követelmények.



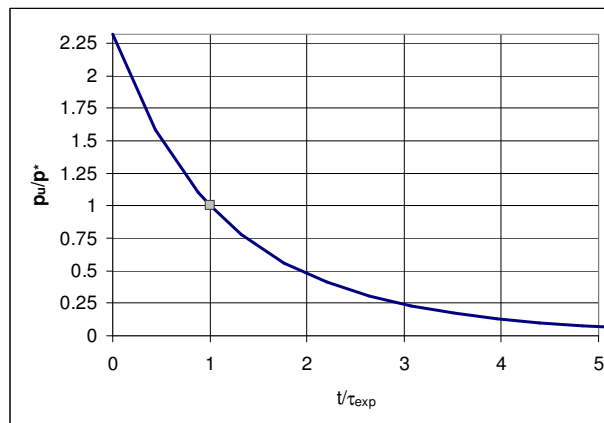
27. ábra: Karakterisztikus leeresztési időn alapuló mérés

A 27. ábrán látható a de las Heras által javasolt, a karakterisztikus tartályleeresztési időn alapuló mérés vázlatja. Az ábrán szereplő betűk a következő komponenseket jelölik:

T	Légtartály nyomás és hőmérséklet mérésére
L	A tartály hossza
D	A tartály átmérője
TT	Hőmérsékletmérő műszer
TP	Nyomásmérő műszer
E	Vizsgálendő elem
VCD 2/2	Kétutas, gyors működésű, nagy átteresztőképességű EP szelep

A mérés menete során először fel kell tölteni a tartályt legalább 3 bar nyomásra, ezután meg kell várni az állandósult állapotot. Az állandósult állapot elérése után a tartályt az EP szelep nyitásával le kell eresztetni teljesen az atmoszférába. A leeresztési folyamat alatt az adatrögzítőnek folyamatosan rögzítenie kell a tartálynyomás és -hőmérséklet változását. A módszer szerint elegendő a kezdeti nyomás és hőmérséklet pontos meghatározása, a leeresztési folyamat során alkalmazott mérőeszköznek nem szükséges kalibráltnak lennie, fontos viszont a linearitása. Ez azért van, mert de las Heras a  $C$  értéket a karakterisztikus leeresztési időből számítja. Ez az az időtartam, ami alatt a tartályban a nyomás a kezdeti érték 36.8%-ára csökken. Emellett javasol egy görbeillesztő algoritmust is a karakterisztikus leeresztési idő pontosabb meghatározása érdekében. Egy tipikus mérési eredmény trendje látható a 28. ábrán, a karakterisztikus leeresztési idővel, ill. az abban az időpontban érvényes tartálynyomással (a teljes nyomásváltozás 63.2%-ának megtörténte pillanatában érvényes

nyomással) dimenziótlánítva:



28. ábra: Egy tipikus mérési eredmény trendje de las Heras alapján

A módszer szerint a karakterisztikus leeresztési idő ( $\tau_{exp}$ ) az az időmennyiség, ami ahhoz kell, hogy a tartálynomás  $p_{exp}$  értékre csökkenjen, ami az alábbi módon számítható:

$$p_{exp} = p_d + (1 - 0.632) \cdot (p_{u,i} - p_d) \quad (49)$$

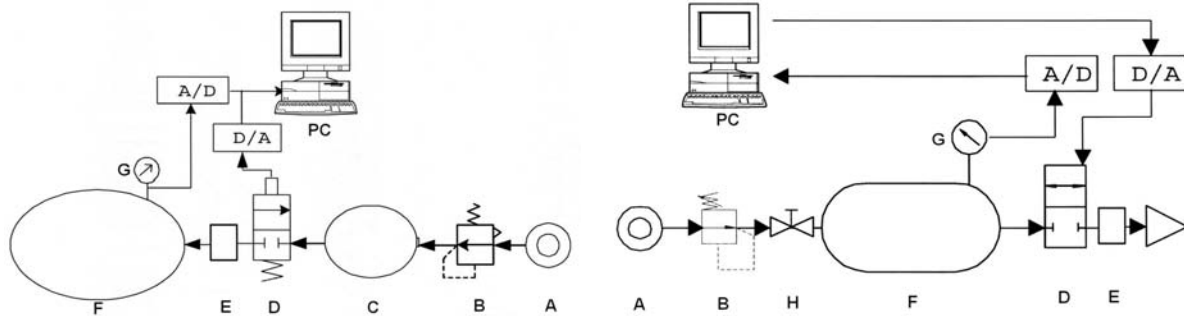
A karakterisztikus leeresztési időt a mérés során készült  $p(t)$  görbéről lehet leolvasni. Ezután a hangsebességű vezetőképesség a következőképpen számítható:

$$C = \left( \frac{p_{u,i} - p_d}{p_{u,i}} \cdot \frac{V \cdot \sqrt{\frac{T_0}{T_{u,i}}}}{\kappa \cdot p_0} \right) \cdot \frac{1}{\tau_{exp}} \quad (50)$$

Ez a mérési módszer még a JFPS szabványnál is egyszerűbb, és méretbeli megkötést sem tartalmaz. Természetesen egy nagyobb szelephez célszerű nagyobb tartályt alkalmazni, de az eljárás önmagában nem korlátozza a szeleptátmérőt. További előnye az eljárásnak, hogy nem igényel kalibrált mérőeszközöket, csak a linearitásukat írja elő. Ez azért elégséges, mert a mérési görbéből csupán a kezdeti érték 63.2%-al történő lecsökkenése pillanatában érvényes időre van szükség. Természetesen a kezdeti értékekre is szükség van, tehát mégis célszerű lehet kalibrált eszközök alkalmazása, viszont a kezdeti értékeket lehet jóval egyszerűbb, jóval olcsóbb, ámde nagy sebességű adatgyűjtésre alkalmatlan eszközökkel is mérni. Adatrögzítési szempontból a követelmények megegyeznek a JFPS szabványéval. Ugyanakkor, mivel egy kompresszor jóval olcsóbb, mint egy JFPS szabványnak megfelelő képességű vákuumszivattyú, ez a mérési módszer még így is gazdaságosabb. Hátránya azonban, hogy a kritikus nyomásviszonnyal egyáltalán nem foglalkozik, a hangsebességű vezetőképesség meghatározásához pedig egy mérési görbéből kell megállapítani a karakterisztikus leeresztési időt, ami nem a legmegbízhatóbb eljárás, még görbeillesztési módszerek alkalmazásával sem. A legnagyobb hátránya, hogy ez is az ISO 6358 alapján jellemzi a szelepet, tehát ez a módszer is csak igen korlátozott mértékben alkalmas nyomásviszony-függő karakterisztika felállítására.

## 2.5.4. Kawashima et al. által javasolt eljárás

A Kawashima et al. által javasolt mérési módszer hasonlít a fentihez, azonban a mérési bizonytalanság csökkentésére izoterm tartályt alkalmaz [96]. A hivatkozott cikkben kétféle módszert is említ, az egyikben feltölti, másikban pedig leüríti az izoterm tartályt. Az izoterm állapotot úgy éri el, hogy a tartály belsejét fémgyapattal (acél vagy réz) tölti ki, mely jó hővezető képességéből és nagy hőátadó felületéből adódóan a tartály teljes térfogatában képes – elméletileg – a levegő konstans hőmérsékletének fenntartására.



29/a. ábra: Feltöltés

29/b. ábra: Leeresztés

A 29/a-29/b. ábrán látható a Kawashima et al. által javasolt kétféle mérési módszer vázolata. Az ábrán szereplő betűk a következő komponenseket jelölik:

- A A sűrített levegő forrása és a szűrő
- B Állítható nyomásszabályozó
- C Előtét-tartály
- D Kétutas, gyors működésű, nagy áteresztőképességű EP szelep
- E Vizsgálandó elem
- F Izoterm tartály
- G Nyomásmérő műszer
- H Elzárószelep

A feltöltéses módszer esetén először az előtét-tartályt kell feltölteni legalább 5 bar nyomásra, ezután meg kell várni az állandósult állapotot. Az állandósult állapot elérése után a tartály tartalmát az EP szelep nyitásával át kell tölteni az izoterm tartályba. Az előtét-tartály térfogatának – a rajzzal ellentétben – a módszer szerint legalább 1 nagyságrenddel nagyobbak kell lennie, mint az izotermének. A feltöltési folyamat alatt az adatrögzítőnek folyamatosan rögzítenie kell a tartálynyomás változását.

A leeresztéses módszer esetén először az izoterm tartályt kell feltölteni legalább 5 bar nyomásra, ezután meg kell várni az állandósult állapotot. Az állandósult állapot elérése után a tartályt az EP szelep nyitásával le kell eresztetni teljesen az atmoszférába. A leeresztési folyamat alatt az adatrögzítőnek folyamatosan rögzítenie kell a tartálynyomás változását.

Miután lezajlott a folyamat, a rögzített adatok kiértékelése következik. Ennek során a mért  $p(t)$  görbére rá kell illeszteni az elméleti összefüggésekből kapott görbét, mely a következő összefüggésekkel írható le:

$$p(t) = p_{u,i} \cdot (1-b) \cdot \sin\left(\frac{C \cdot \rho_0 \cdot R}{(1-b) \cdot V} \cdot \sqrt{T_0 \cdot T_d} \cdot (t - t_{crit})\right) + b \cdot p_{u,i} \quad \text{ha } \frac{P_d}{P_u} > \left(\frac{P_d}{P_u}\right)_{crit} \quad (51a)$$

$$p(t) = p_d + \frac{C \cdot \rho_0 \cdot p_{u,i} \cdot R}{V} \cdot \sqrt{T_0 \cdot T_d} \cdot t \quad \text{ha } \frac{P_d}{P_u} \leq \left(\frac{P_d}{P_u}\right)_{crit} \quad (51b)$$

Ez a módszer a szabványos méréseknél egyszerűbb, azonban ezt az előnyt csökkenti az a tény, hogy a tartályt ki kell tölteni fémgyapottal, lehetőleg egyenletes eloszlásban. Ráadásul a tartályba tömött gyapot csökkentheti is a mérési módszer pontosságát. Minél több gyapot kerül a tartályba, annál jobban fogja akadályozni a szabad áramlást, tehát kisebb értékű átömlési tényezőt kapunk. Ezzel szemben a több gyapot alkalmazása javítja a hőátadást a gyapot és az áramló közeg között, így közelebb kerül az izoterm állapothoz. Hasonló a helyzet a gyapotot alkotó elemi szálakkal. Ha a szálak átmérője kisebb, akkor ugyanabba a térfogatba nagyobb összfelületű gyapot helyezhető be, ami javítja a hőátadást. Ugyanakkor a vékonyabb huzalok hőkapacitása kisebb, hővezetése rosszabb, tehát a tartály közepe felé a körülmények várhatóan hamarabb eltérnek az izoterm állapottól, mint a tartály szélén, közel a vastag, nagy hőkapacitású tartályfalhoz. A nagyobb felület emellett még az áramlást is jobban befolyásolja, hiszen nagyobb felületen lép fel sűrűlőerő az áramlásban. A szál anyaga is fontos tényező. A réz hővezető képessége igen jó, tehát az izoterm állapot minél pontosabb fenntartása érdekében célszerű lenne rézből készült gyapotot alkalmazni. Ugyanakkor ez jóval nagyobb költségekkel járna, mint az acélból készült gyapot alkalmazása, ráadásul a berendezés tömegét is megnövelné. A szelepméret korlátozása itt sincs előírva, adatrögzítési szempontból pedig a követelmények megegyeznek a JFPS szabványával. Nagy előny, hogy egy méréssel meg lehet kapni mindkét paraméter értékét, viszont ezt csak görbeillesztéssel, numerikus iterációval lehet megvalósítani. Számítógép alkalmazásával ez nem jelent olyan nagy problémát, azonban a pontosságot befolyásolhatja az alkalmazott görbeillesztési módszer. Továbbá a kapott értékek itt is az ISO 6358 szabványnak felelnek meg, tehát ez a módszer is csak igen korlátozott mértékben alkalmas nyomásviszony-függő karakterisztika felállítására.

## 2.6. Szelepkarakterisztikák szimulációs szoftverekben

Számos különböző numerikus szimulációs szoftver létezik, amelyekkel koncentrált paraméteres rendszermodellek vizsgálatára nyílik lehetőség. Az általam áttekintett szoftverek vagy általános célúak, vagy a mérnöki megközelítésen alapulnak, azaz egyszerűbb fizikai modellekből (pl. rugó, kamra) építhetők fel az összetettebb modellekre. Közös jellemzőjük azonban, hogy a pneumatikus szelepmodellek kidolgozottsága az ipari modellezés speciális igényeihez képest korlátozott.

### 2.6.1. Általános célú szoftverek

- Labview ([www.ni.com](http://www.ni.com)): A National Instruments által 1986-ban kifejlesztett, grafikus programnyelvre épülő fejlesztőkörnyezet, melyet többek között ipari automatizálásra, rendszermodellezésre, adatgyűjtésre használnak. Mivel általános célú környezet, ezért a modellezett elemek numerikus leírására koncentrált. Nem tartalmaz beépített szelepmodellt.

- Matlab ([www.mathworks.com](http://www.mathworks.com)): Az 1984-ben kifejlesztett Matlab egy szöveges programozási nyelv általános numerikus számítások elvégzésére, ennek megfelelően nem tartalmaz külön pneumatikus szelepmodellt.
- Maple ([www.maplesoft.com](http://www.maplesoft.com)): A Maple a Matlabhoz hasonló, általános célú numerikus fejlesztőkörnyezet, mely 1981-ben jelent meg. Ebben sem találhatóak fizikai modellek, így pneumatikus szelepmodell sem.
- Mathcad ([www.mathsoft.com](http://www.mathsoft.com)): A Mathcad 1986-ban jelent meg. Ez is egy általános célú numerikus fejlesztőkörnyezet, azonban itt az egyenletek megjelenítése is teljesen grafikus. Szelepmodell ebben sincs.
- Mathematica ([www.wolfram.com](http://www.wolfram.com)): 1988-ban fejlesztették ki, a Matlabhoz hasonló, általános célú numerikus fejlesztőkörnyezet.

A fenti szoftverek közös jellemzője, hogy általános célú fejlesztőkörnyezetek, és ezért nem tartalmaznak fizikai modelleket. Természetesen bármelyikkel lehetne készíteni pneumatikus szelepmodellt, azonban mivel a fizikai modellek leíró egyenleteit ismerni kell a rendszermodellelés során, ezért fejlesztőmérnökök számára meglehetősen nehézkes a használatuk összetett fizikai rendszerek modellezése során. Ezért készültek a mérnöki megközelítésen alapuló modellek, melyek esetében a fejlesztőmérnöknek nem kell ismernie az adott berendezésben lejátszódó folyamatok leíró egyenleteit; elég csak a fizikai paramétereket ismernie. Ezekben a szoftverekben már az egyes alkatrészek (pl. rugó, kamra) matematikai modelljeinek megfelelő csoportosításával lehet megalkotni a vizsgálni kívánt rendszer modelljét.

## 2.6.2. Mérnöki megközelítésen alapuló szoftverek

- 20-sim ([www.20sim.com](http://www.20sim.com)): A 70-es évek végén készített TUTSIM-ra épül, ami szintén egy blokkorientált szoftver. Bár meglehetősen régóta fejlesztik és elég jó grafikus megjelenítési lehetőségekkel rendelkezik, pneumatikus elemkönyvtárat nem tartalmaz, így pneumatikus szelepmodellt sem.
- Amesim ([www.amesim.com](http://www.amesim.com)): Kifejezetten a mérnöki megközelítést alapul véve fejlesztették ki 1994-ben, azóta számos elemkönyvtár készült hozzá. Négyféle beépített szelepmodellt tartalmaz: konstans átömlési tényezőjű, a Perry-féle modellen alapuló, az ISO 6358 szabvány szerinti, valamint egy általános, adattáblából vett átömlési karakterisztikájú modellt.
- Dymola ([www.dynasim.se](http://www.dynasim.se)): 1996-ban fejlesztették ki az ugyanekkor kiadott nyílt forráskódú Modelica ([www.modelica.org](http://www.modelica.org)) objektumorientált modellezőnyelv grafikus ipari fejlesztőkörnyezeteként. Mivel a Modelica nyílt forráskódú, így számos ingyenesen felhasználható elemkönyvtár is létezik hozzá az ipariakon kívül. Pneumatikus elemkönyvtár is van, azonban ebben csak az ISO 6358 szabvány szerinti szelepmodell szerepel.
- SimulationX ([www.simulationx.com](http://www.simulationx.com)): Az 1993-ban kifejlesztett ITI-sim ([www.iti.de](http://www.iti.de)) alapjaira épülő fejlesztőkörnyezet számos elemkönyvtárral rendelkezik. Pneumatikus szelepmodellből négyféle van: névleges térfogatáramot előíró, konstans átömlési tényezőjű, ISO 6358 szabványon alapuló, valamint egy általános, adattáblából vett átömlési karakterisztikájú.

A fenti fejlesztőkörnyezetek közös jellemzője, hogy alapvetően koncentrált paraméterű, egydimenziós (1D), különböző fizikai tartományokat (mechanikus, pneumatikus, elektronikus, stb.) egyszerre modellezni képes, mérnöki megközelítésen alapuló, dinamikus

szimulációs szoftverek [97][98][99][100]. Néhány képes különböző háromdimenziós (3D), elosztott paraméterű szimulációs szoftverekhez (pl. ADAMS, Fluent) is csatlakozni megfelelő interfészekon keresztül, továbbá képesek a modellezett rendszereket OpenGL vagy DirectX környezetben 3D animációval is ábrázolni. Ugyanakkor látható az is, hogy még ezekben a fejlett szoftverekben sincsen kellő részletességgel kidolgozott pneumatikus szelepmodell. Nyilvánvaló, hogy különösen kiélezett alkalmazásokban, pl. EP fékrendszerekben ezek a közelítések a megbízható modellezés és tervezhetőség rovására mennek. Ennek a szoftvertervezők is tudatában voltak, ezért is van egyes fejlesztőkörnyezetekben adattáblából vett átömlési karakterisztikát alkalmazó modell. Ez nyilvánvalóan képes a vizsgált szelep megfelelő pontosságú modellezésére, ehhez azonban minden egyes szelep esetében ki kell mérni az átömlési karakterisztikát. Ez nem minden esetben megoldható, de ha megoldható is, meglehetősen idő- és munkaigényes folyamat. Ezenkívül nem ad útmutatást a tervezőnek arra vonatkozóan, hogy a rendszer működésének kívánt irányú módosításához a szelep mely paramétereinek milyen mértékű megváltoztatása szükséges. Ezért lett kutatásaim egyik célja egy kellően sok paramétert figyelembe vevő, ugyanakkor fejlesztőmérnökök számára is elfogadhatóan egyszerű, az átömlési karakterisztikát kellő pontossággal visszaadó szelepmodell megalkotása.

### 3. Az átáramlást befolyásoló jellemzők

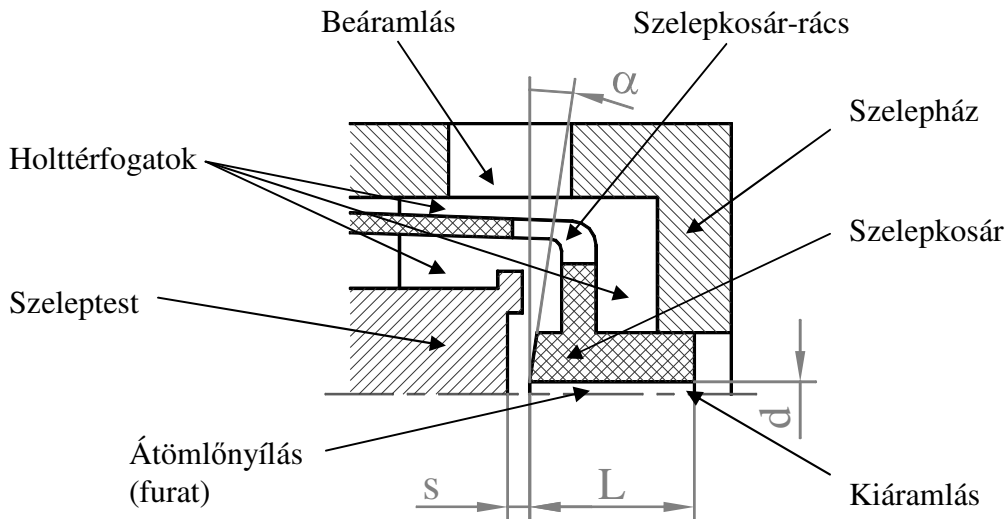
#### 3.1. A vizsgált tartomány meghatározása

A **2.4.1. fejezetben** elmondottaknak megfelelően vizsgálataimat egy bizonyos EP szelepcsoportra végeztem el, melynek főbb áramlástanai jellemzői a következők:

- Alkalmazott nyomástartomány jellemzően 1 – 13 bar
- Alkalmazott hőmérséklet-tartomány: jellemzően a környezetben előforduló hőmérsékletek: kb. -25 °C ... 45 °C
- Körkörös palástfelületen történő, közel radiális irányú közegbelépés
- Kb. 90°-os iránnytöréssel belépés egy rövid, kör keresztmetszetű furatba, melynek jellemző méretei: Ø1-2 mm, hossza 3-7d
- Axiális irányú kilépés
- Gyakorlatilag teljes tengelyszimmetria

Ezeket a mágnesszelepeket a legkülönbélebb pneumatikus modulokba építik be. Használják pl. EBS modulokban, levegőelőkészítő modulokban, vagy éppen pneumatikusan működtetett automatikus vagy félautomatikus sebességváltókban. Nyilvánvaló, hogy a különböző célokra készült modulok kialakítása teljesen más, továbbá a folyamatos fejlesztéseknek köszönhetően az újabb generációs modulok kialakítása is valószínűleg jelentősen el fog térni a régitől. Ez azt jelenti, hogy a mágnesszelepekhez vezető áramlási utak kialakítása minden modulnál más lesz. Ezért, hogy a szelepekre egy általános leírást lehessen adni, a szelep beépítését nem vettem figyelembe, hanem közvetlenül a szelep be- és kilépő csatlakozása között vizsgáltam az áramló közeg útját. Ez az áramló közeg sűrített levegő, jellemzően 0 és 12 bar túlnyomás között. A korszerű haszongépjárművekben a levegőelőkészítő modul a pneumatikus rendszer szerves része. Ez a modul képes leválasztani a szilárd szennyezőanyagokat, a kompresszorból esetlegesen bekerülő olaj, ill. a levegő páratartalmának legnagyobb részét [30], ezért a levegőt teljesen tisztának és száraznak tekintettem, azaz a pára- és az olajtartalmat elhanyagoltam. Vizsgálataim során a normál állapothoz közeli (ahol lehetett, azzal megegyező) hőmérsékletű (20 °C) és nyomású (1 bar) környezeti feltételek beállítására törekedtem. Mint ahogy az a **(21) képletből** kiderül, a kiáramlási térben levő közeg hőmérséklete a tömegáram szempontjából lényegtelen, ezért azzal nem foglalkoztam.

A fent említetteknek megfelelően az EP szelepnek csak az átáramlási geometriáját vizsgáltam, mely a **30. ábrán** látható.



30. ábra: Átáramlási geometria

A szelep tömegáramot befolyásoló paramétereinek számbavételekor törekedtem arra, hogy az áramlást kevésbé befolyásoló geometriai paramétereket ne vegyem figyelembe. Ilyen pl. a szelepkosár-rács kialakítása, melynek az átömlési keresztmetszete több nagyságrenddel haladja meg a szelepfuratét, így az azon fellépő nyomásesést elhanyagoltam. Ugyanez érvényes a beáramlásnál lévő csatlakozóra. A szelepház és a szelepkosár, ill. a szeleptest és a szelepkosár között elhelyezkedő holtterfogatokat sem vettem figyelembe, mert a pangó zónák fő áramlásra gyakorolt hatása nem számottevő. Az említett pozíciókban ugyanis az áramlási sebesség elhanyagolható az átömlőnyílásban fellépő sebességhez képest. Mindezek figyelembevételével az alábbi paramétereket vettem figyelembe, amelyek a tömegáramot jelentős mértékben befolyásolják (stacioner, izentropikus állapotváltozást feltételezve):

- Szelep előtti és utáni nyomás ( $p_u, p_d$ )
- Szelep előtti hőmérséklet ( $T_u$ )
- Furatátmérő ( $d$ )
- Furathossz ( $L$ )
- Furatírdesség ( $k$ )
- Szeleptányér távolsága ( $s$ )
- Az áramló közeg jellemzői ( $R, \kappa, \nu$ )
- Szelepkosár letörési szöge a furatba történő belépésnél ( $\alpha$ )
- Átlagos áramlási sebesség ( $v$ )

A szelep előtti és utáni nyomás és a szelep előtti hőmérséklet figyelembevétele a **(21) képletből** adódik. A furatátmérő a geometriai átömlési keresztmetszetet határozza meg, ami szintén szerepel a **(21) képletben**. Mivel a furat hossza az átmérőhöz képest jelentős, ezért annak a vizsgálatától nem tekinthettem el, és ugyanebből az okból kifolyólag figyelembe kellett venni a furat fali írdességét. A szeleptányér távolsága azért lényeges paraméter, mert ha túl közel van a szelepülékhez ( $s < d/4$ ), akkor már nem a furat lesz a legszűkebb keresztmetszet, hanem a szeleptest és a szelepülék között, a furattal megegyező sugáron elhelyezkedő hengeres palástfelület. A **2.4.1. fejezetben** leírtak szerint a teljesen nyitott állapotot vettem figyelembe, mert az átáramlás jelentősebb része ebben az állásban történik, és mivel ebben az állásban a furatkeresztmetszet a fent említett palástfelületnek kb. a harmada, ezért ezt a paramétert is el lehetett volna hanyagolni, azonban a későbbi vizsgálatok során hasznos lehet. Az áramló közeg jellemzői egyértelműen befolyásolják az áramlást,

viszont mivel a haszongépjárművek pneumatikus rendszereiben kizárólag levegőt használnak, így ezek a jellemzők nem változók, hanem a levegőre jellemző konstansokként lettek figyelembe véve. A szelepkosár letörési szöge várhatóan fontos paraméter, ugyanis a furatba történő belépésnél kialakuló leválási buborék méretét jelentősen befolyásolhatja, ami viszont az áramlási keresztmetszet változását eredményezi. A felsorolás végére került az átlagos áramlási sebesség, ami nem paraméter, hanem a felsorolt paraméterek által meghatározott eredmény, melyből a tömegáramra közvetlenül következtetni lehet.

Mivel ez meglehetősen sok paraméter, amelynek az együttes vizsgálata igen hosszú időt venne igénybe, ezért dimenzióanalízis segítségével kíséreltem meg a változók számát csökkenteni.

### 3.2. Dimenzióanalízis

A dimenzióanalízis előtt célszerű meghatározni azokat a paramétereket, melyek dimenziómátrixból való kivételével a számítás menete egyszerűsíthető. E paraméterek a szelepkosár letörési szöge ( $\alpha$ ), továbbá az izentropikus kitevő ( $\kappa$ ), mely az állandó nyomáson, ill. állandó térfogaton vett fajhő hányadosa. Ezek önmagukban is dimenziótlanok, így azokat a dimenziómátrixban nem célszerű felhasználni.

A megmaradt paraméterekre felállítom a dimenziómátrixot ( $DM$ ) [101]:

	$q_m$	$p_u$	$L$	$v$	$v$	$k$	$s$	$p_d$	$T_u$	$R$	$d$
<b>m</b>	0	-1	1	1	2	1	1	-1	0	2	1
<b>kg</b>	1	1	0	0	0	0	0	1	0	0	0
<b>s</b>	-1	-2	0	-1	-1	0	0	-2	0	-2	0
<b>K</b>	0	0	0	0	0	0	0	0	1	-1	0

(52)

A dimenziómátrix rangja  $R_{DM} = 4$ , a paraméterek száma pedig  $N_p = 11$ , ezért a dimenziótlan paraméterek száma  $N_p - R_{DM} = 7$  lesz.

A  $DM$  dimenziómátrixot ezután felbontom az  $A$  négyzetmátrixra és a  $B$  kiegészítő mátrixra:

$$A = \begin{bmatrix} -1 & 0 & 2 & 1 \\ 1 & 0 & 0 & 0 \\ -2 & 0 & -2 & 0 \\ 0 & 1 & -1 & 0 \end{bmatrix} \quad (53)$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 & -1 & 1 & 1 & 2 & 1 & 1 \\ 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -1 & -2 & 0 & -1 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (54)$$

A kibővített dimenziómátrixhoz szükség lesz egy egységmátrixra ( $D$ ):

$$D = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (55)$$

Továbbá az eredményeket tartalmazó  $C$  mátrixra, amelynek számítása és a számítás eredménye alább látható:

$$C = -(A^{-1} \cdot B)^T = \begin{bmatrix} -1 & 0.5 & 0.5 & -2 \\ -1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 \\ 0 & -0.5 & -0.5 & 0 \\ 0 & -0.5 & -0.5 & -1 \\ 0 & 0 & 0 & -1 \\ 0 & 0 & 0 & -1 \end{bmatrix} \quad (56)$$

Az így kibővített dimenziómátrix a következőképpen alakul:

	$q_m$	$p_u$	$L$	$v$	$\nu$	$k$	$s$	$p_d$	$T_u$	$R$	$d$
<b>m</b>	0	-1	1	1	2	1	1	-1	0	2	1
<b>kg</b>	1	1	0	0	0	0	0	1	0	0	0
<b>s</b>	-1	-2	0	-1	-1	0	0	-2	0	-2	0
<b>K</b>	0	0	0	0	0	0	0	0	1	-1	0
<b><math>\pi_1</math></b>	1	0	0	0	0	0	0	-1	0.5	0.5	-2
<b><math>\pi_2</math></b>	0	1	0	0	0	0	0	-1	0	0	0
<b><math>\pi_3</math></b>	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	-1
<b><math>\pi_4</math></b>	0	0	0	1	0	0	0	0	-0.5	-0.5	0
<b><math>\pi_5</math></b>	0	0	0	0	1	0	0	0	-0.5	-0.5	-1
<b><math>\pi_6</math></b>	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	-1
<b><math>\pi_7</math></b>	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	-1

Az eredményül kapott dimenziótlan csoportok a következők:

$$\Pi_1 = q_m \cdot \frac{\sqrt{T_u \cdot R}}{p_d \cdot d^2} \quad (58)$$

$$\Pi_2 = \frac{p_u}{p_d} \quad (59)$$

$$\Pi 3 = \frac{L}{d} \quad (60)$$

$$\Pi 4 = \frac{v}{\sqrt{T_u \cdot R}} \quad (61)$$

$$\Pi 5 = \frac{v}{d \cdot \sqrt{T_u \cdot R}} \quad (62)$$

$$\Pi 6 = \frac{k}{d} \quad (63)$$

$$\Pi 7 = \frac{s}{d} \quad (64)$$

Az eredményül kapott dimenziótlán csoportok célszerű átrendezése után a következő dimenziótlán változókat képeztem:

Nyomásviszony:  $\frac{p_d}{p_u} = \frac{1}{\Pi 2} \quad (65)$

Reynolds-szám:  $Re = \frac{v \cdot d}{\nu} = \frac{\Pi 4}{\Pi 5} \quad (66)$

Relatív érdesség:  $\frac{k}{d} = \Pi 6 \quad (67)$

Furat hossz/átmérő viszonya:  $\frac{L}{d} = \Pi 3 \quad (68)$

Szeleptányér-távolság és furatátmérő viszonya:  $\frac{s}{d} = \Pi 7 \quad (69)$

Kvázi átömlési tényező:  $C'_q = q_m \cdot \frac{\sqrt{T_u \cdot R}}{p_u \cdot d^2} = \frac{\Pi 1}{\Pi 2} \quad (70)$

A dimenziótlán számok felsorolásába illeszthető a számítás elején említett két tényező, a szelepkosár letörési szöge ( $\alpha$ ), továbbá az izentropikus kitevő ( $\kappa$ ), melyek szintén dimenziótlán számok.

Mivel a dimenziótlan csoportokat a kombinálásuk mellett lehet konstanssal szorozni, ezért a kvázi átömlési tényezőt kiegészítettem, hogy a **(21) képletben** szereplő átömlési tényezőt kapjam:

$$C_q = C'_q \cdot \frac{1}{\frac{\pi}{4} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \kappa}{\kappa + 1}} \cdot \sqrt{\left(\frac{2}{\kappa + 1}\right)^{\frac{1}{\kappa - 1}}}} = \frac{q_m}{A \cdot C_m} \cdot \frac{\sqrt{T_u}}{p_u} \quad (71)$$

Az eredményül kapott összefüggés pontosan megegyezik azzal, amit akkor kapunk, ha a **(21) képletből**  $C_q$ -t kifejezzük.

### 3.3. A dimenzióanalízisből levonható következtetések

Az átrendezett dimenziótlan csoportok áttekintése után megállapíthatjuk, hogy a szelep tömegáramát befolyásoló dimenziótlan paraméterek megegyeznek azokkal, amelyeket akkor kapnánk, ha külön vizsgálnánk egy egyenes, kör keresztmetszetű csövet (Reynolds-szám, relatív érdesség, hossz/átmérő viszony), ill. egy éles peremű átömlőnyílást (nyomásviszony, átömlési tényező). A vizsgált szelep geometriáját tekintve ez várható volt, hiszen ez a geometria úgy is tekinthető, hogy egy cső csatlakozik a belépő keresztmetszethez.

A dimenzióanalízis eredménye azonban azt is mutatja, hogy vannak olyan jellemzők, amelyeket – mivel önmagában is dimenziótlanok – célszerű volt kivenni a dimenziómátrixból. Ezek a szelepkosár letörési szöge ( $\alpha$ ), továbbá az izentropikus kitevő ( $\kappa$ ), melyekről valószínűsíthető, hogy szintén hatással vannak az átömlési karakterisztikára. Mivel az irodalomban nem találtam a szelepkosár letörési szögére vonatkozó vizsgálati eredményeket, ezért későbbi vizsgálataim során ennek a paraméternek a hatását is elemeztem. Az izentropikus kitevő változásának hatását nem terveztem vizsgálni, mivel a célterület a haszongépjárművek fékrendszere, ahol az alkalmazott közeg kivétel nélkül levegő. Ezért vizsgálataim során  $\kappa$  értékét ennek megfelelően vettem figyelembe, ahogy az a **(16) képletből** kiderül.

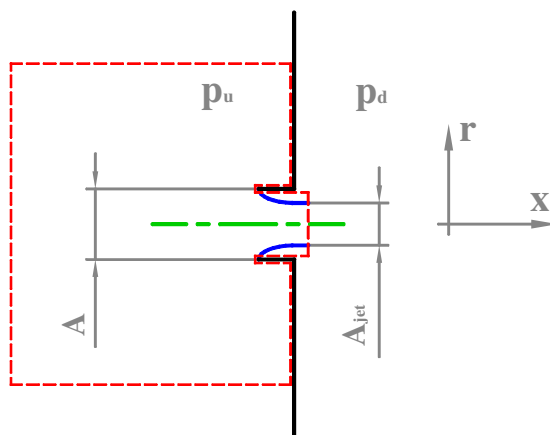
A felsorolt dimenziótlan csoportok közül nem terveztem vizsgálni a relatív érdesség hatását, mivel a fal érdesség mérése, beállítása a vizsgálathoz rendelkezésre álló eszközökkel nem volt megoldható. Az átömlési tényező értékét alapvetően nem a Reynolds-szám, hanem a nyomásviszony függvényében terveztem vizsgálni, mivel a szakirodalomban, és az általam vizsgált szimulációs programokban is az az elterjedt módszer nagynyomású, összenyomható közegek vizsgálata esetén.

## 4. Analitikus modell

A 2.6. fejezetben említett szimulációs szoftverek elemzése során arra a megállapításra jutottam, hogy egy jól alkalmazható szeleppmodell kidolgozásához célszerű először egy analitikus modellt felállítani. Az analitikus modell tartalmazza a lejátszó fizikai folyamatok alapvető leírását, ezzel egy jól kézbentartható alapot ad a modellezéshez.

### 4.1. A modell geometriája

A szelep analitikus modellje a Borda-féle átömlőnyílásra felírt impulzustételre alapul, melynek vázlata a 31. ábrán látható. A Borda-féle átömlőnyílás egy körkörös, éles peremű, rövid, egyenes cső, ami a nagynyomású tartály belsejébe nyúlik. Ez az analitikus modell összenyomhatatlan folyadékokra a mérésekkel ellenőrzött 0.5-ös átömlési tényezőt adja ki. Az Oswatitsch-féle modellhez képest az általam felállított analitikus modell a teljes nyomásviszony-tartományon szolgáltat adatokat az átömlési tényezőről.



31. ábra: Borda-féle átömlőnyílás és az ellenőrző felület [102]

A 31. ábrán látható ellenőrző felület határai a belépési oldalon elegendően távol helyezkednek el a kiömlőnyílástól ahhoz, hogy az átáramlási sebesség elhanyagolható legyen, továbbá a belépési statikus nyomás  $p_u$  konstans legyen. Az ellenőrző felület közvetlenül a Borda-féle kiömlőnyílás határán halad, azt nem tartalmazza. A kilépő oldalon az ellenőrzött felület az áramlás legszűkebb keresztmetszetében (vena contracta) van, ameddig még érvényes az izentropikus állapotváltozás feltételezése.

### 4.2. Leíró egyenletek

A modellben a következő feltételezéseket vettem alapul:

- Az áramlás stacionárius.
- A térerő hatása elhanyagolható.
- Az áramlás izentropikus (súrlódásmentes, hőátadás nincs) az áramlás legszűkebb keresztmetszetében és előtte. Ez azt jelenti, hogy még hangsebesség feletti áramlások esetén is az esetleges expanziós- vagy lökeshullámok okozta veszteségek a vena contracta után következnek, azaz az ellenőrző felületen kívül.

Ha felírjuk az impulzustételt az ellenőrző felületre, a következő összefüggést kapjuk (feltételezve hogy a folyamat az ellenőrző térfogatban izentropikus, és a teljes entalpia értéke nem változik):

$$-\rho_{jet} \cdot v_{jet}^2 \cdot A_{jet} = p_{jet} \cdot A_{jet} - p_u \cdot A + p_d \cdot (A - A_{jet}) \quad (72)$$

A **(72) képletben** feltételeztem, hogy a kiömlésoldali áramlási mezőn kívül érvényes statikus nyomás befolyásolja az áramlási keresztmetszetet ( $A - A_{jet}$ ) a kiömlőnyílásban, azaz a tartályba benyúló csöcszonk megfelelően rövid ahhoz, hogy még fojtott áramlás esetén (kritikus alatti nyomásviszony-tartomány) se töltse ki az áramlás sehhol a teljes keresztmetszetet.

Az átömlési tényező definíció szerint az áramlási és a geometriai keresztmetszet hányadosa:

$$C_q = \frac{A_{jet}}{A} = \frac{p_u - p_d}{p_{jet} - p_d + \rho_{jet} \cdot v_{jet}^2} \quad (73)$$

A kilépési sebesség a Borda-féle kiömlőnyílásban hangsebesség alatti, ill. hangsebesség közeli áramlásokra a következőképpen írható fel:

$$v_{jet}^2 = \frac{2 \cdot \kappa}{\kappa - 1} \cdot R \cdot T_u \cdot \left( 1 - \left( \frac{p_d}{p_u} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \right) \quad \text{ha } \frac{p_d}{p_u} > \left( \frac{p_d}{p_u} \right)_{crit} \quad (74a)$$

$$v_{jet}^2 = \frac{2 \cdot \kappa}{\kappa - 1} \cdot R \cdot T_u \cdot \left( 1 - \left( \frac{p_d}{p_u} \right)_{crit}^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \right) \quad \text{ha } \frac{p_d}{p_u} \leq \left( \frac{p_d}{p_u} \right)_{crit} \quad (74b)$$

A legszűkebb áramlási keresztmetszetben feltételeztem, hogy ahol az áramlás átlépi az ellenőrző felületet, ott kritikus nyomásviszony felett párhuzamosak lesznek az áramvonalak, azaz a környezeti nyomás lesz érvényes, míg kritikus nyomásviszony alatt az ellenőrző felületen kilépő áramlásban uralkodó nyomás és a belépőoldali nyomás hányadosa éppen a kritikus nyomásviszonnyal fog megegyezni:

$$\frac{p_{jet}}{p_u} = \frac{p_d}{p_u} \quad \text{ha } \frac{p_d}{p_u} > \left( \frac{p_d}{p_u} \right)_{crit} \quad (75a)$$

$$\frac{p_{jet}}{p_u} = \left( \frac{p_d}{p_u} \right)_{crit} \quad \text{ha } \frac{p_d}{p_u} \leq \left( \frac{p_d}{p_u} \right)_{crit} \quad (75b)$$

Ideális gázok esetén a nyomás és a sűrűség kapcsolata a következőképpen írható:

$$\frac{p_d}{p_u} = \left( \frac{\rho_d}{\rho_u} \right)^\kappa \quad (76)$$

Ezek után, ha behelyettesítem a **(74a)** és a **(74b)** képletet a **(73)** képletbe, a **(76)** képlet figyelembe vételével eredményül az átömlési tényezőre vonatkozó analitikus függvényt kapom:

$$C_q = \frac{1 - \frac{p_d}{p_u}}{\frac{2 \cdot \kappa}{\kappa - 1} \cdot \left(\frac{p_d}{p_u}\right)^{\frac{1}{\kappa}} \cdot \left(1 - \left(\frac{p_d}{p_u}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}\right)} \quad \text{ha } \frac{p_d}{p_u} > \left(\frac{p_d}{p_u}\right)_{crit} \quad (77a)$$

$$C_q = \frac{1 - \frac{p_d}{p_u}}{\frac{2 \cdot \kappa}{\kappa - 1} \cdot \left(\frac{p_d}{p_u}\right)^{\frac{1}{\kappa}} \cdot \left(1 - \left(\frac{p_d}{p_u}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}\right) + \left(\frac{p_d}{p_u}\right)_{crit} - \frac{p_d}{p_u}} \quad \text{ha } \frac{p_d}{p_u} \leq \left(\frac{p_d}{p_u}\right)_{crit} \quad (77b)$$

### 4.3. A modell összehasonlítása irodalmi eredményekkel

Egységnyi nyomásviszony felé tartva észrevehető, hogy a **(77a)** képlet szerint számolt átömlési tényező 0/0 alakot vesz fel. Ezért ellenőrzési céllal, a Bernoulli-L'Hospital szabályt [92] felhasználva meghatároztam a kifejezés határértékét  $p_d/p_u = 1$  mellett. A szabályt a **(77a)** képletre alkalmazva a következő összefüggés írható fel:

$$\lim_{\frac{p_d}{p_u} \rightarrow 1} \left( \frac{1 - \frac{p_d}{p_u}}{\frac{2 \cdot \kappa}{\kappa - 1} \cdot \left(\frac{p_d}{p_u}\right)^{\frac{1}{\kappa}} \cdot \left(1 - \left(\frac{p_d}{p_u}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}\right)} \right) = \lim_{\frac{p_d}{p_u} \rightarrow 1} \left( \frac{\frac{d}{d\left(\frac{p_d}{p_u}\right)} \left(1 - \frac{p_d}{p_u}\right)}{\frac{d}{d\left(\frac{p_d}{p_u}\right)} \left( \frac{2 \cdot \kappa}{\kappa - 1} \cdot \left(\frac{p_d}{p_u}\right)^{\frac{1}{\kappa}} \cdot \left(1 - \left(\frac{p_d}{p_u}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}\right) \right)} \right) \quad (78)$$

A számlálóban szereplő derivált számítása igen egyszerű:

$$\frac{d}{d\left(\frac{p_d}{p_u}\right)} \left(1 - \frac{p_d}{p_u}\right) = -1 \quad (79)$$

A nevezőben szereplő derivált megfelelő átrendezések után a következő alakot veszi fel:

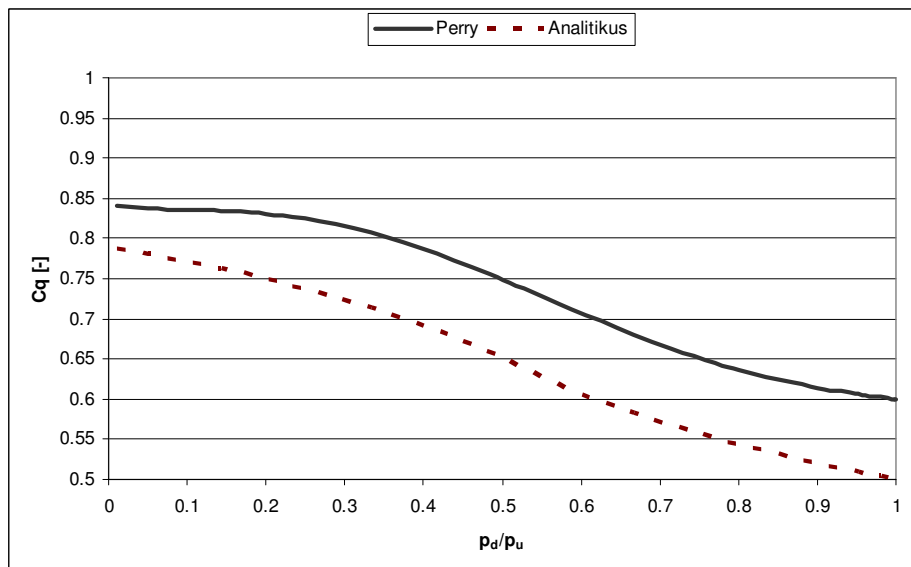
$$\frac{d}{d\left(\frac{p_d}{p_u}\right)} \left( \frac{2 \cdot \kappa}{\kappa - 1} \cdot \left(\frac{p_d}{p_u}\right)^{\frac{1}{\kappa}} \cdot \left(1 - \left(\frac{p_d}{p_u}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}\right) \right) = \frac{2 \cdot \kappa}{\kappa - 1} \cdot \frac{1}{\kappa} \cdot \left(\frac{p_d}{p_u}\right)^{\frac{1}{\kappa} - 1} - \frac{2 \cdot \kappa}{\kappa - 1} \quad (80)$$

A számláló és nevező deriváltjainak ismeretében a határérték már számítható:

$$\lim_{\frac{p_d}{p_u} \rightarrow 1} \left( \frac{-1}{\frac{2 \cdot \kappa}{\kappa-1} \cdot \frac{1}{\kappa} \cdot \left(\frac{p_d}{p_u}\right)^{\frac{1}{\kappa}-1} - \frac{2 \cdot \kappa}{\kappa-1}} \right) = \frac{-1}{\frac{2 \cdot \kappa}{\kappa-1} \cdot \frac{1}{\kappa} - \frac{2 \cdot \kappa}{\kappa-1}} = 0.5 \quad (81)$$

A fentiek alapján megállapítható, hogy összenyomhatatlan esetben, melyet az egységnyi értékű nyomásviszony jelképez, az analitikus modell határértéke megegyezik az irodalomban is szereplő 0.5-ös értékkel.

Az analitikus modell által szolgáltatott görbét a **2.4.3. fejezetben** említett modellek közül a Perry-féle számításhoz célszerű hasonlítani, mert az a teljes nyomásviszony-tartományon érvényes, mérési adatokon alapul, a trendje pedig hasonlít a Jobson, ill. Grace és Lapple által publikált eredményekhez, melyek szintén a teljes nyomásviszony-tartományt lefedik. Továbbá ez az egyetlen olyan összefüggés, melyet az ISO 6358 szabvány és a konstans átömlési tényezős számítási módszerek mellett alkalmaznak korszerű numerikus szimulációs programban. A **32. ábrán** jól látható, hogy az analitikus modell által adott görbe jellegre hasonlít a Perry által publikálthoz. A nagyobb hasonlóság kritikus nyomásviszony felett van, ott látszólag mindössze egy konstans eltérés van a két görbe között. Kritikus nyomásviszony alatt már a trendek között nagyobb az eltérés, az analitikus modell által adott görbe kisebb nyomásviszonyok felé haladva nagyobb mértékben emelkedik. Ez azt vetíti előre, hogy a modell továbbfejlesztése során külön kell kezelni a kritikus feletti és alatti nyomásviszonyt. A **31. ábrán** jól látható, hogy a levegősugár a kontrakció miatt nem tölti ki a rendelkezésre álló geometriai keresztmetszetet, így a sugár körüli gyűrűben az alacsony ellennyomás érvényesülhet. Ez a kritikus alatti nyomásviszonyokon tovább csökkenti a kontrakciót, ezzel az átömlési tényező növekedésére magyarázatot ad.



32. ábra: Az analitikus és a Perry-féle modell összehasonlítása

A fentiek alapján megállapítható, hogy az általam kidolgozott modell a teljes nyomásviszony-tartományon képes leírni a Borda-féle átömlőnyílás átömlési karakterisztikáját. Az analitikus modell trendje alapján megállapítható, hogy a szakirodalomban fellelhető, teljes nyomásviszony-tartományon érvényes analitikus, vagy empirikus modellek által megadott átömlési tényező értékét a nyomásviszony a kritikus alatti tartományon is befolyásolja. Megállapítható, hogy a Borda-féle (**14. ábra**), az éles peremű (**16. ábra**), valamint a négyzetes peremű (**17. ábra**) átömlőnyílások esetében az áramlás nem tölti ki a teljes geometriai keresztmetszetet, így a kilépő sugár körüli palástfelületen az ellennyomás is tud érvényesülni. Ez a hatás azt eredményezi, hogy az átömlési tényező értéke kritikus nyomásviszony alatt is folyamatosan növekszik.

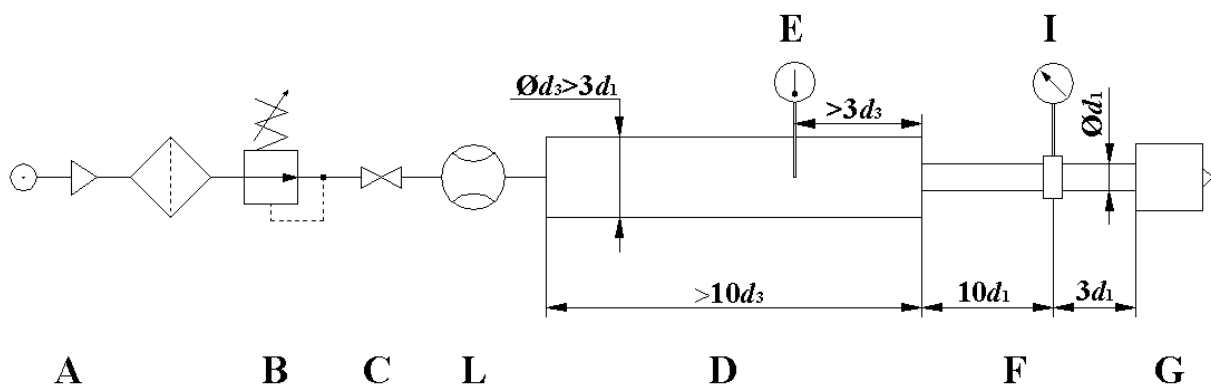
## 5. Mérések

A **2.5. fejezetből** kiderül, hogy a rendelkezésre álló mérési módszerek csak igen korlátozott mértékben alkalmasak nyomásviszony-függő karakterisztika felállítására. Ez a tény szükségessé tette egy olyan mérési módszer megalkotását, amellyel ez a feladat megvalósítható. Alapul a szabványos, ISO 6358-as mérést vettem, melynek célszerű átdolgozásával az átömlési tényező a nyomásviszony függvényében meghatározható. A mérések során az alábbi dimenziótlan jellemzőkkel rendelkező szelepet vizsgáltam először (*alapértelmezett geometria*):

- $\alpha = 8^\circ$
- $s/d = 0.6$
- $L/d = 4.5$

### 5.1. Egyszerűsített ISO 6358 mérés

A szabvány lehetővé tesz egy egyszerűsített mérési összeállítást is, mely a **33. ábrán** látható. Ez az összeállítás alapvetően abban különbözik az eredetitől (**23. ábra**), hogy itt a kiáramlás a légkörbe történik, így a kilépő nyomás mérése szükségtelenné válik. Természetesen a mérés során legalább egyszer meg kell mérni a légköri nyomást, azonban a folyamatos mérés szükségtelen. Az alábbi ábrán jól látható, hogy itt csupán a belépőoldali nyomás, a belépőoldali hőmérséklet, továbbá az átáramló mennyiség mérése van előírva. Ebben az összeállításban a betűjelek ugyanazt jelentik, mint a **23. ábra** esetében, és a szabvány szerinti mérési módszer is hasonló. Ez természetesen azt is jelenti, hogy ezzel a mérési módszerrel sem állítható fel nyomásviszony-függő karakterisztika.



33. ábra: Egyszerűsített ISO 6358 mérés

Az ábra alján, ill. tetején levő betűk a következő komponenseket jelölik:

- A A sűrített levegő forrása és a szűrő
- B Állítható nyomásszabályozó
- C Elzárószelep
- D Hőmérséklet mérésére kialakított cső
- E Hőmérsékletmérő műszer
- F Belépési nyomás mérésére kialakított cső

- G Vizsgáló elem
- I Belépési nyomást mérő készülék
- L Átáramló mennyiség mérőkészüléke

A nyomásviszony-függő átömlési karakterisztika felállításához a **(21) képletet** vettem alapul melyet ha  $C_q$ -ra átrendezünk, a következő kifejezést kapjuk:

$$C_q = \frac{q_m}{A \cdot C_m} \cdot \frac{\sqrt{T_u}}{p_u} \quad (82)$$

A **(82) képlet** és a **33. ábra** összevetéséből kiderül, hogy az összefüggésben szereplő tényezők közül mindegyik meghatározható. A mérésből megállapítható a be- és kilépőoldali nyomás, a belépőoldali hőmérséklet és a tömegáram. A szelep geometriája ismert, a tömegáram-paraméter meghatározásához szükséges tényezők (nyomásviszony, gázjellemzők) is adottak. Ez alapján megállapítható, hogy a fenti összeállítás a módosított módszerrel már alkalmas a nyomásfüggő átömlési karakterisztika meghatározására. Ugyanakkor a szabvány többi hátránya ugyanúgy fennáll, mint pl. a meghatározott formájú és méretű alkatrészek, a méretbeli korlát, a nagy energiaigény, a költséges tömegáram-mérő szükségessége. Ez vezetett ahhoz a felismeréshez, hogy a fenti összeállítás további finomításra szorul.

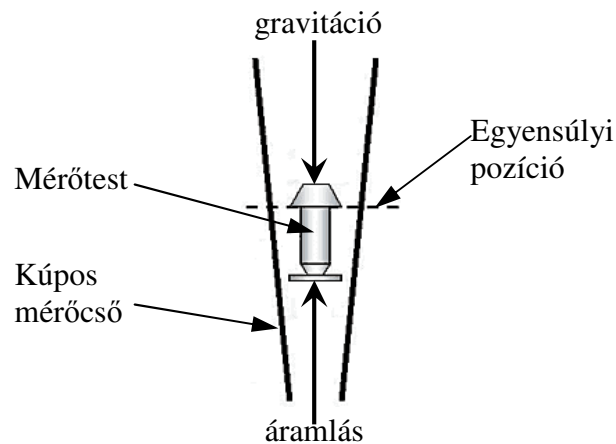
## 5.2. Az ISO mérés módosítása

Az előző fejezetben ismertetett mérési összeállítás esetében számomra a legnagyobb problémát a megfelelő mérési tartománnyal rendelkező tömegáram-mérő beszerzése jelentette. Ezek a műszerek igen drágák, ráadásul ha az alkalmazott EP szelep átmérőjét változtatni szeretném, akkor igen széles mérettartományon belül van szükség kellően pontos mérésre, ami tovább növeli a műszer árát. Ezért megkíséreltem úgy módosítani az összeállítást, hogy a tömegáram-mérő beszerzését elkerülhessem. Ez értelemszerűen azt jelentette, hogy a mérés a továbbiakban nem lesz szabványos, ugyanakkor erre nincs is szükség, hiszen ahogy a **2.5.1. fejezetből** kiderült, a szabványos mérés amúgy sem képes nyomásviszony-függő karakterisztika megállapítására. Természetesen az átáramló mennyiség mérése továbbra sem hagyható el, így először azt vizsgáltam meg, hogy milyen más eszközök léteznek erre a feladatra.

### 5.2.1. Az átáramló mennyiség mérése rotaméterrel

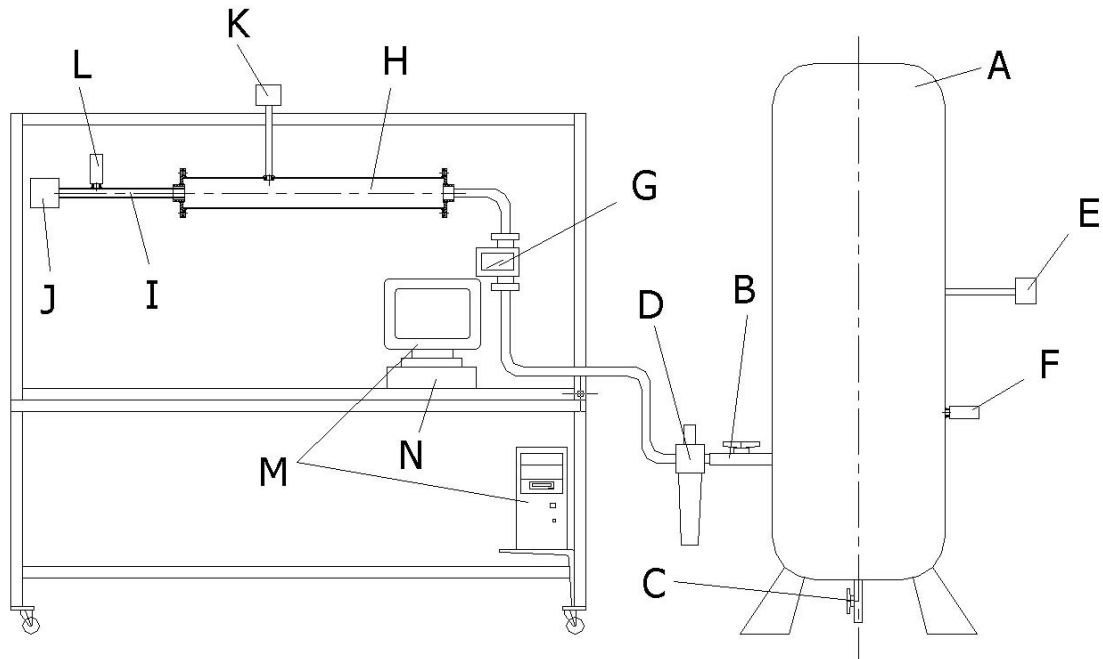
Az előzőekben ismertetett mérési módszer szerint a tömegáramot kell a nyomásviszony függvényében meghatározni a szelep nyomásviszony-függő karakterisztikájának megállapításához. Köztudott azonban, hogy ha az áramló közeg sűrűsége ismert, a tömegáram mérését vissza lehet vezetni a térfogatáram mérésére. Ebből az elvből kiindulva megvizsgáltam a térfogatáram-mérő eszközök kínálatát is. Mivel terveim között egy teljesen automatizált mérőberendezés összeállítása szerepelt, fontos szempont volt számomra a berendezés pontosságán, ill. árán kívül a számítógépes adatgyűjtésre való lehetőség is. Ezek alapján a térfogatáram mérésére egy *Krohne H250* típusú,  $\pm 1.6\%$  pontosságú, 4...20 mA kimenettel ellátott (ugyanakkor mutatóval is rendelkező) rotamétert választottam. A rotaméterek mérés technikai jellemzői (a gyártó szerint) a következők **[103][104]**:

- gazdaságos, egyszerű, minimális karbantartást igénylő szerkezet
- pontos (akár  $\pm 1\%$  alatt)
- megbízható (csekély súrlódás, csekély hiszterézis, így a mérés megismételhetősége jó)
- bármilyen külső energiaforrás nélkül is képes mechanikusan mutatni a mért értéket
- széles méréstartomány
- nagy nyomás- és hőmérséklettűrő képesség
- minimális nyomásvesztés
- alacsony térfogatáramokat is képes mérni
- általában függőleges beépítést igényel



34. ábra: Rotaméter elvi felépítése

A rotamétert a **33. ábra** szerinti „L” pozícióba helyeztem. Ebben a kiépítésben a rotaméter a nyomásszabályozó után, a nyomás- és hőmérsékletmérő csövek előtt helyezkedik el. Mivel ennek a mérőberendezés-típusnak jellemzője a minimális nyomásesés [103], ezért az áramló közeg sűrűségének számításához a nyomás- ill. hőmérséklet-mérő csőben levő műszerek adatait vettem alapul. A rotaméterrel történő mérések azonban vegyes eredményeket hoztak. A mérési összeállítás (**33. ábra**) „G” pozíciójában levő mágnesszelep megnyitása az áramlás lökészerű megindulását eredményezte. Ez természetesen a rotaméterre is hatással volt, a **34. ábrán** látható mérőtestet a hirtelen meginduló áramlás jóval feljebb lökte, mint az egyensúlyi pozíció. Ezért meg kellett várni az állandósult állapot kialakulását. Ez azonban nem minden esetben járt sikerrel. Számos alkalommal a rotaméter olyan lengésbe kezdett, amely az adott mérési pontban végig fennállt, így az a mérési pont nem volt elfogadható. A lengési probléma megoldására tett kísérletek nem jártak sikerrel, így egy mérési pont felvételét többször is meg kellett kísérelni, amíg sikerült lengésmentes állapotot elérni. Bizonyos állapotok mérése pedig nem volt megoldható, nem sikerült az állandósult állapotot semmilyen módszerrel sem elérni. E hátrányok ellenére, ha a lengés lecsillapodott, a műszer valóban képes volt megfelelő pontosságú, és – némi türelemmel – reprodukálható mérési adatokat szolgáltatni.

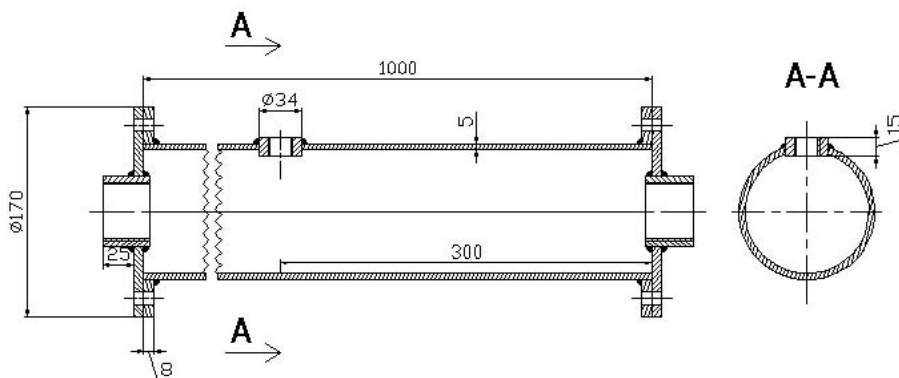


35. ábra: Rotaméterrel felszerelt mérés

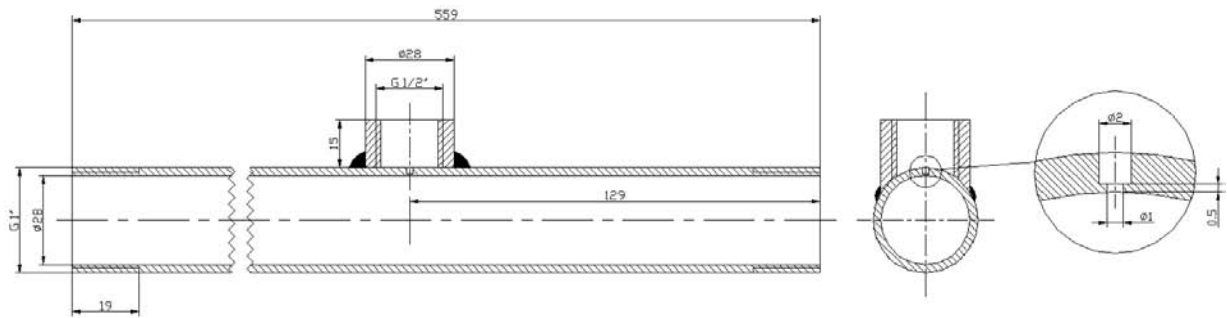
A **35. ábrán** látható a rotaméterrel felszerelt mérési összeállítás vázlatrajza. Az ábrán szereplő betűk a következő komponenseket jelölik:

A	Légtartály	H	Hőmérsékletmérő cső
B	Elzáró szelep	I	Nyomásmérő cső
C	Tartályleeresztő szelep	J	Vizsgált szelep
D	Légszűrő és nyomásszabályzó	K	Hőmérséklet-távadó ( $T_u$ )
E	Tartályhőmérséklet-távadó	L	Nyomástávadó ( $p_u$ )
F	Tartálynyomás-távadó	M	Számítógép
G	Rotaméter ( $q_v$ )	N	Mérőkártya-csatoló

A nyomás- és a hőmérsékletmérő cső a tanszéki műhelyben készült az ISO 6358 szabvány előírásai szerint. Vázlatrajzuk az alábbi ábrákon látható.



36. ábra: Hőmérsékletmérő cső

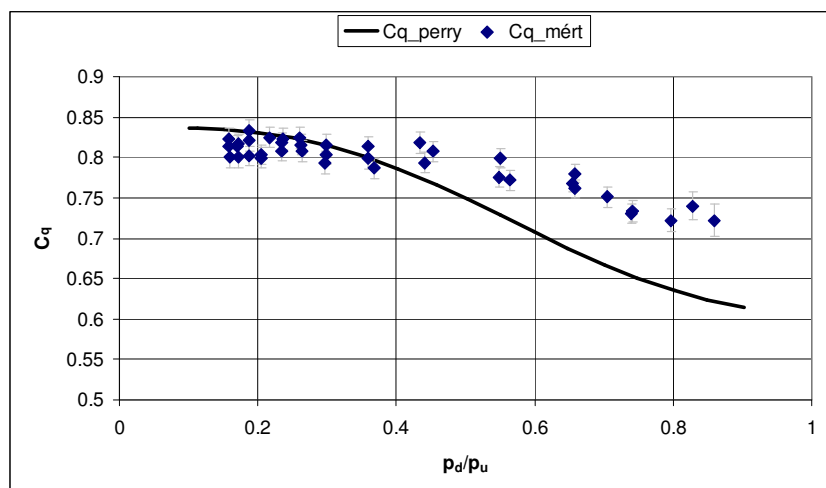


37. ábra: Nyomásmérő cső

A mérőkártya-csatoló feladata az volt, hogy a 4-20 mA kimenettel rendelkező távadók jeleit a mérőkártya számára mérhető mennyiséggé alakítsa, továbbá a mérőkártya vezérlő jeleit felerősítse a mágnesszelepnél alkalmazott áram- és feszültségértékre. A távadók elektromos köreibe egy-egy nagy pontosságú ( $\pm 0.1\%$  megengedett eltérésű) ellenállás került beépítésre, és az ellenálláson fellépő feszültségésést már képes volt mérni a mérőkártya. A kártya által kiadott jel erősítésére egy egyszerű szilárdtest relé lett beépítve. A mérőkártya 8 csatornás, 16 bites felbontású, legfeljebb 200 kHz mintavételezési frekvenciára képes, méréstartománya pedig  $\pm 10$  V. A kártya által biztosított legnagyobb mintavételezési frekvenciára természetesen nem volt szükség, hiszen ennél a mérésnél stacioner állapotot kellett vizsgálni, ezért 50 Hz-es frekvencia is tökéletesen elegendőnek bizonyult. A mérés 10 s-ig tartott, az átlagértéket a kezdeti tranziens utáni, 2-10 s közötti időtartamból számítottam.

A fejezet elején leírtak szerint a rotaméter számos alkalommal olyan lengésbe jött, amit nem sikerült lecsillapítani. Ennek ellenére – számos mérési sorozat segítségével – sikerült a teljes nyomásviszony-tartomány feltérképezése. A **38. ábrán** látható a rotaméteres mérésekből kapott eredmény sor, ami mellett összehasonlításként a Perry-polinom [68] által szolgáltatott görbe látható, mert az a teljes nyomásviszony-tartományon érvényes, mérési adatokon alapul, ill. az az egyetlen olyan összefüggés, amelyet az ISO 6358 szabvány és a konstans átömlési tényezős számítási módszerek mellett alkalmaznak korszerű numerikus szimulációs programban. Az ábrán feltüntettem a hibabecslés [105] eredményeként kapott hibasávokat is, melyek relatív értéke a nyomásviszony növekedésével nő, de nem haladja meg a 3%-ot.

Észrevehető, hogy bár az értékek számszerűen hasonlítanak, a trendjük teljesen más. A Perry-polinom értéke a teljes nyomásviszony-tartományon folyamatosan csökken, míg az általam kapott mérési eredmények szerint az átömlési tényező értéke kritikus nyomásviszony alatt konstans tendenciát mutat. Kritikus nyomásviszony felett az általam kapott mérési eredmények is csökkenő tendenciát mutatnak, azonban a Perry-polinomhoz képest jóval kisebb mértékben. Figyelembe véve, hogy az általam vizsgált szelep geometriája (**10/a. ábra**) a Perry által vizsgálttól (**16. ábra**) nagymértékben eltér, a különbség nem meglepő.



38. ábra: A rotaméteres mérés eredményei

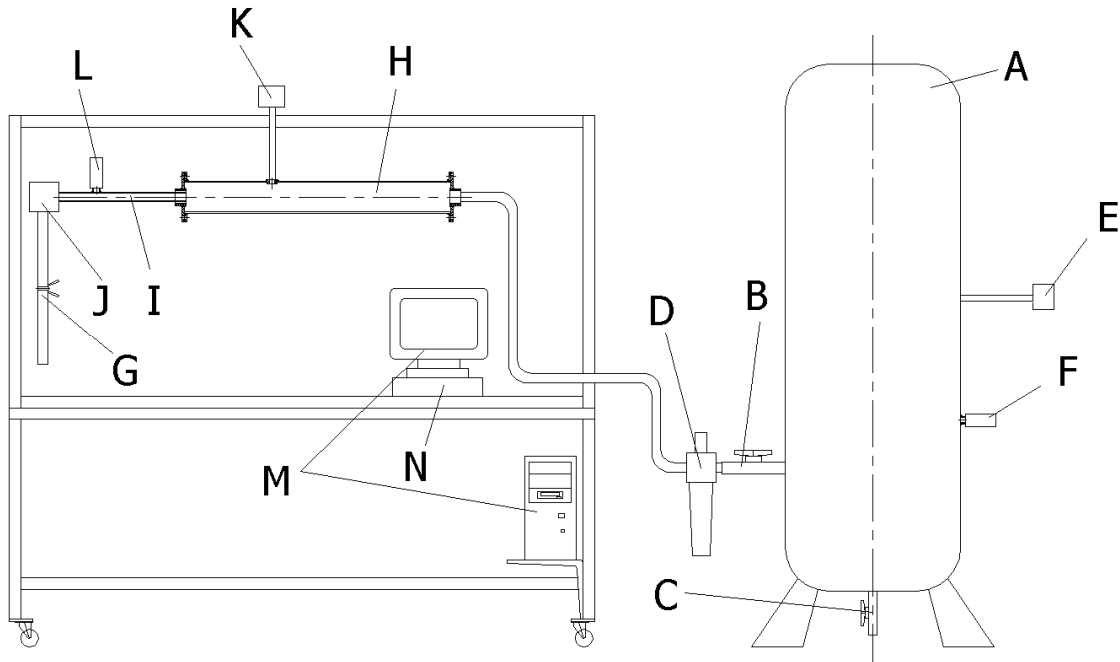
Bár a számos mérési sorozatból össze lehetett állítani egy olyan adatbázist, amely a teljes nyomásviszony-tartományt lefedi, ez a mérési módszer a rotaméter belengése miatt nem váltotta be a hozzá fűzött reményeket. Ezért szükségessé vált a mérés további módosítása.

## 5.2.2. Az átáramló mennyiség mérése mérőperemmel

A mérőperem egy régóta használt, pontos, egyszerű és megbízható eszköz térfogatáram mérésére. Ahhoz azonban, hogy egy számítógépes mérésadatgyűjtő rendszerbe lehessen integrálni, mindenképpen szükség van egy nyomáskülönbség-távadóra is. Továbbá a szabványban kijelölt helyen (33. ábra „L” pozíció) a nyomás értéke elérheti a  $10^6$  Pa-t is, azaz a nyomáskülönbség-távadónak el kellene tudnia viselni ezt a nyomást, míg a nyomáskülönbség nagyságrendileg  $10^2$ - $10^3$  Pa körül lehet. Ezért választottam eredetileg a rotamétert a mérőperemes mérés helyett. Azonban a rotaméterrel szerzett rossz tapasztalatok arra ösztönöztek, hogy ismét fontoljam meg ezt a lehetőséget is. Ebbéli megfontolásomban nagy szerepet játszott az **Istók Balázs** kollégám vezetésével fejlesztett *EMB-001* típusú nyomáskülönbség-mérő berendezés is. Ez a műszer ugyanis képes számítógéppel is kommunikálni, így lehetővé válik a nyomáskülönbség számítógépes adatrögzítése. A problémát ismét csak az jelentette, hogy a műszerre köthető nyomás maximális értéke erősen korlátozott. Ezért a mérőperemet nem lehetett a szabványban kijelölt helyre tenni, mert az ottani nyomás tönkretette volna. Ebből kifolyólag a mérőperemet közvetlenül a vizsgálandó szelep után kötöttem.

Ennek a megoldásnak a legfőbb előnye az volt, hogy így biztosítva lett a térfogatáram számítógépes mérése a rotaméternél fellépő, a mérés pontosságát károsan befolyásoló lengések nélkül. Mivel a mérőperemben nincsenek mozgó alkatrészek, így lengőrendszer sem alakulhat ki, az egyetlen tranziens jelenség a szelep nyitása után az összekötő csövekben fellépő nyomáslengés volt, ami azonban igen gyorsan lecsillapodott. Természetesen ez az elrendezés hátrányokkal is járt. Mivel a szelep a szabvány szerint közvetlenül a légkörbe eresztett le, így eredetileg a nyomásviszony számításánál elegendő volt a belépő nyomást figyelemmel követni, a kilépő nyomás mérésére egy egyszerű barométer is elegendő volt. A mérőperemes összeállítás esetében azonban már figyelembe kellett venni a mérőperemen fellépő nyomásesést is, ami azt jelentette, hogy a szelep kilépőoldali nyomása nem a légköri, hanem annál nagyobb lesz. Továbbá a mérőperemen fellépő nyomásesés annál nagyobb, minél nagyobb a térfogatáram, azaz ha egy nagyobb szelepet vizsgálok, a nyomásesés is

nagyobb lesz. Kisebb nyomásviszonyok mellett azonban a nyomásesés olyan alacsonnyá válik, hogy a mérőperem csak igen nagy hibaszázalékkal képes eredményt szolgáltatni. Ennek következtében a rendelkezésre álló mérőperemek közül azt választottam ki, amelynek méretei a legszélesebb tartományra adtak lehetőséget a vizsgált szelepek között.



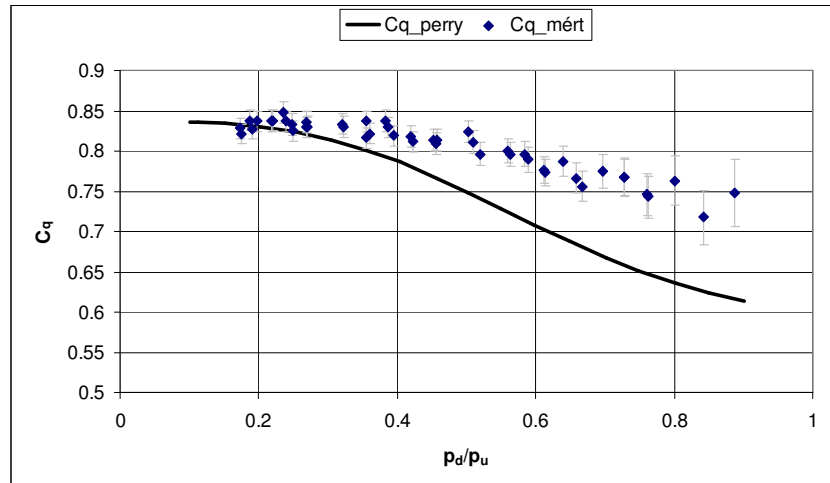
39. ábra: Mérőperemmel felszerelt mérés

A 39. ábrán látható a mérőperemmel felszerelt mérési összeállítás vázlatrajza. Az ábrán szereplő betűk a következő komponenseket jelölik:

A	Légtartály	H	Hőmérsékletmérő cső
B	Elzáró szelep	I	Nyomásmérő cső
C	Tartályleeresztő szelep	J	Vizsgált szelep
D	Légszűrő és nyomásszabályzó	K	Hőmérséklet-távadó ( $T_u$ )
E	Tartályhőmérséklet-távadó	L	Nyomástávadó ( $p_u$ )
F	Tartálynyomás-távadó	M	Számítógép
G	Mérőperem ( $q_v$ )	N	Mérőkártya-csatoló

Ahogy a fenti ábrán látható, ez a mérés mindössze abban különbözik a rotaméterrel felszerelt változattól, hogy a rotaméter el lett távolítva, és a vizsgált szelep után lett bekötve a mérőperem. Így a mérési folyamat lefutása is hasonlóan nézett ki, azzal a különbséggel, hogy itt nem alakultak ki olyan hosszantartó nyomáslengések, mint a rotaméteres mérésnél. A felhasznált mérőeszköz egy MSZ 1709/6 szerint készült „negyedkörös belépésű mérőperem” volt. Mivel itt nem léptek fel nyomáslengések, így nem volt szükség a mérési sorozat sokszoros ismétlésére a teljes nyomásviszony-tartomány feltérképezéséhez.

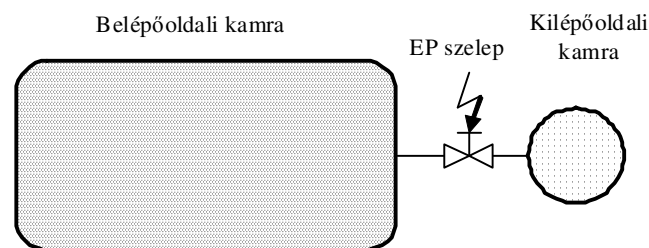
A 40. ábrán látható a mérőperemes mérésekből kapott eredmény sor, ami mellett összehasonlításként továbbra is a Perry-polinom által szolgáltatott görbe látható (az egyes méréstípusokból származó eredményeket a fejezet végén hasonlítom össze). Jól látható, hogy a rotaméteres méréssel kapott eredményekhez hasonlóan, itt is eltér a mérésekből kapott eredmény trendje a Perry-polinom által szolgáltatott értékektől. A becsült hiba [105] relatív értéke itt a nyomásviszony növekedésével megközelítette az 5.5%-ot.



40. ábra: A mérőperemes mérés eredményei

### 5.3. Kamrából-kamrába módszer

Ahogy az a **2. fejezetből** kiderült, a modern, magas integráltsági fokú pneumatikus rendszerekben a nagy nyomású levegő általában egy EP szelepen keresztül áramlik az egyik kamrából a másikba. Továbbá ezek a rendszerek általában rendelkeznek beépített nagysebességű nyomásérzékelőkkel, hogy elláthassák információval a vezérlő elektronikát a rendszer állapotáról, emellett rendelkeznek beépített csatlakozókkal külső vezérlő, hibakereső és adatrögzítő berendezések csatlakoztatására. Ez adta az ötletet arra, hogy valamilyen módon ezt a rendszert fel lehetne használni a szelepkarakterisztika mérésére [106][107]. Ez azt jelenti, hogy megfelelő módszer alkalmazásával a két kamra között levő EP szelep átömlési karakterisztikája a rendszer megbontása és a szelep kiemelése nélkül meghatározható lenne. Ez igen előnyös megoldás lenne, ugyanis nem igényelné különálló mérőberendezés felépítését, valamint a meglévő rendszerek fejlesztése is egyszerűbbé válna.



41. ábra: Kamrából-kamrába típusú mérés elvi kialakítása

A kamrából-kamrába módszernek megfelelő mérés elvi kialakítása a **41. ábrán** látható. A módszer szerint a nyomásmérő távadókat gyárilag beleintegrálták az egyes kamrákba, így azok külön nincsenek feltüntetve. Az alábbiakban először az általam kidolgozott mérési módszer elvi háttérét, majd a mérés gyakorlati megvalósítását ismertetem.

#### 5.3.1. A mérés elvi háttere

Ideális gáz izentropikus áramlását feltételezve a tömegáram számítása a **2.4.2. fejezetben** említett módon, a **(16)-(82) képletek** alapján végezhető. A képletben szereplő paraméterek

közül a legszűkebb geometriai keresztmetszet általában ismert, a kamrákban levő gáz hőmérséklete pedig állandósult állapotban megegyezik a környezeti hőmérséklettel. A nyomásokat a beépített nyomástávadók segítségével a csatlakoztatott adatrögzítő rendszer rögzíti, így két ismeretlen marad: a tömegáram ( $q_m$ ) és az átömlési tényező ( $C_q$ ). Az átömlési karakterisztika ismeretéhez az átömlési tényező értékeit kell a nyomásviszony függvényében meghatározni. Tehát a tömegáramot kell az eredményekből kiszámítani. A számítások során figyelembe kell venni, hogy az EP rendszerek általában nem rendelkeznek beépített hőmérséklet-távadóval, ezért a számítási módszert úgy kell felépíteni, hogy a hőmérséklet-változás mérésére ne legyen szükség. Ugyanakkor a legtöbb korszerű gépjármű (nem csak haszongépjárművek) rendelkezik környezeti hőmérsékletet mérő eszközzel annak érdekében, hogy a beszívott levegő mennyiségét kellő pontossággal tudja mérni. Ezért a környezeti hőmérséklet meghatározása nagy valószínűséggel újabb eszközök beszerzése nélkül is kivitelezhető, azaz a környezeti hőmérséklet mérése modern járművekben nem számít olyan követelménynek, ami további mérőeszközök beszerelését indokolná.

A **41. ábrán** látható összeállításon szereplő kamrák termodinamikailag nyílt rendszernek tekinthetők. Az egyik kamrára (ellenőrzött térfogat) alkalmazva a termodinamika első főtételét, a belső energia változása a következőképpen írható fel [59][61]:

$$\frac{dU}{dt} = \sum_j q_{m,j} \cdot h_j + \frac{dQ}{dt} \quad (83)$$

ahol  $q_{m,j} \cdot h_j$  az entalpiaáram a kamra csatlakozóin,  $\frac{dQ}{dt}$  pedig az ellenőrzött térfogatba irányuló hőáram, mely a következőképpen definiálható:

$$\frac{dQ}{dt} = K \cdot A \cdot (T_{ext} - T) \quad (84)$$

ahol  $K$  a hőátadási tényező,  $A$  a hőcserélő felület,  $T_{ext}$  a külső hőmérséklet,  $T$  pedig a belső hőmérséklet. A feltételezéseket alapul véve, a folyamat elején az ellenőrzött és az azon kívüli térfogat hőmérséklete megegyezik, továbbá a hőmérséklet változása az első tizedmásodpercben olyan alacsony lesz, hogy el lehet hanyagolni:

$$T_{ext} - T = 0 \quad (85)$$

Ezért a folyamat elején az ellenőrzött térfogatba történő hőáram értéke is zérus:

$$\frac{dQ}{dt} = 0 \quad (86)$$

Jelöljük a fajlagos (tömegesítésre vetített) belső energiát  $u$ -val:

$$u = \frac{U}{m} \quad (87)$$

Majd alakítsuk át ennek segítségével a belső energia ( $U$ ) változását számító képletet:

$$m \cdot \frac{du}{dt} + u \cdot \frac{dm}{dt} = \sum_i q_{m,i} \cdot h_i \quad (88)$$

Ideális gázok esetében a fajlagos belső energia ( $u$ ) a hőmérséklet ( $T$ ) függvényében változik:

$$\frac{du}{dt} = C_v \cdot \frac{dT}{dt} \quad (89)$$

A **(88)** és **(89)** képlet alapján az idő szerinti megváltozásra a következő összefüggést kapjuk:

$$\frac{dT}{dt} = \frac{\sum_i q_{m,i} \cdot h_i - \frac{dm}{dt} \cdot C_v \cdot T}{m \cdot C_v} \quad (90)$$

Célszerűen átrendezve:

$$\frac{dT}{dt} = \frac{1}{m} \cdot \left( \frac{1}{C_v} \cdot \sum_i q_{m,i} \cdot h_i - \sum_i q_{m,i} \cdot T \right) \quad (91)$$

Mivel a **41. ábra** szerinti összeállításban csak egy tömegáram-forrás van, ezt még tovább lehet egyszerűsíteni:

$$\frac{dT}{dt} = \frac{1}{m} \cdot \left( \frac{1}{C_v} \cdot q_m \cdot h - q_m \cdot T \right) \quad (92)$$

Ideális gázok esetében az entalpia ( $h$ ) a következőképpen számítható **[108]**:

$$h = C_p \cdot T \quad (93)$$

A **(93)** képletet a **(92)** képletbe behelyettesítve a következőt kapjuk:

$$\frac{dT}{dt} = \frac{1}{m} \cdot \left( \frac{q_m \cdot C_p \cdot T}{C_v} - q_m \cdot T \right) \quad (94)$$

Az izentropikus kitevő a következőképpen számolható **[58]**:

$$\kappa = \frac{C_p}{C_v} \quad (95)$$

Ezzel a következő egyszerűsítést tudjuk elvégezni:

$$\frac{dT}{dt} = \frac{q_m \cdot T}{m} \cdot (\kappa - 1) \quad (96)$$

A nyomásváltozás az ideális gáz állapotegyenletének deriválása után számítható:

$$V \cdot \frac{dp}{dt} = -p \cdot \frac{dV}{dt} + m \cdot R \cdot \frac{dT}{dt} + R \cdot T \cdot q_m \quad (97)$$

A **(96) képlet** alapján a fenti összefüggés a következő alakra hozható:

$$V \cdot \frac{dp}{dt} = m \cdot R \cdot \frac{q_m \cdot T \cdot (\kappa - 1)}{m} + R \cdot T \cdot q_m \quad (98)$$

Megfelelő egyszerűsítések elvégzése után a következőt kapjuk:

$$V \cdot \frac{dp}{dt} = R \cdot T \cdot q_m \cdot \kappa \quad (99)$$

Ebből már kifejezhetjük a tömegáramot:

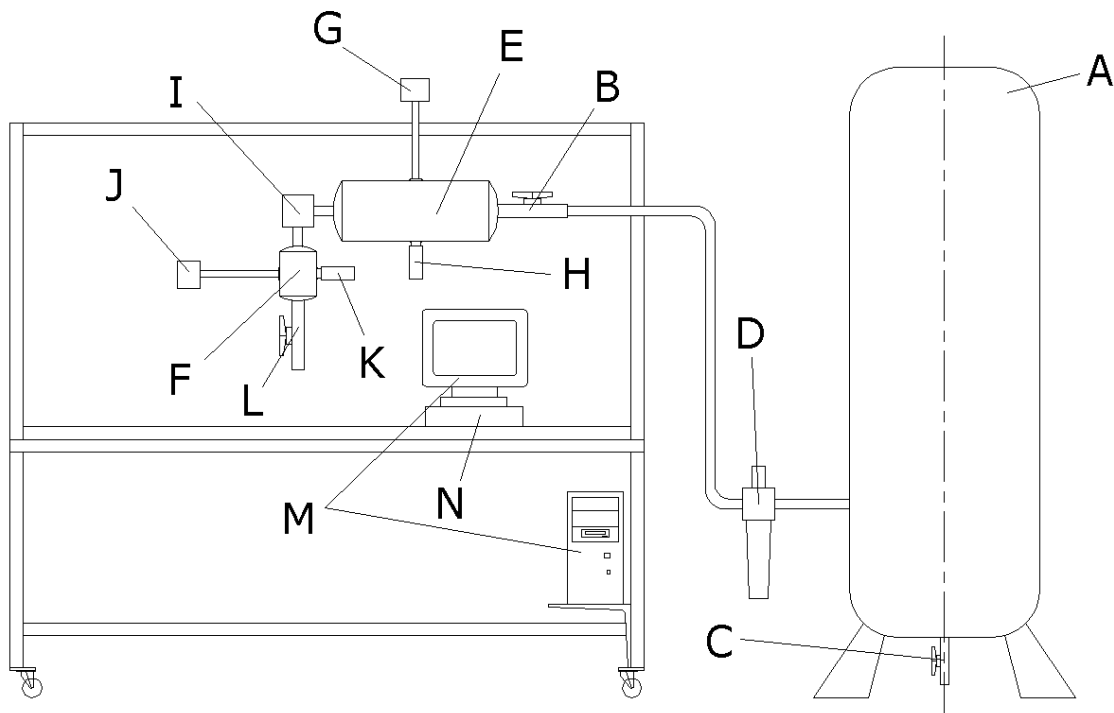
$$q_m = \frac{V \cdot \frac{dp}{dt}}{R \cdot T \cdot \kappa} \quad (100)$$

A fenti összefüggés azt jelenti, hogy a tömegáram számításához ismerni kell a kamra térfogatát ( $V$ ), a kezdeti hőmérsékletet ( $T$ ), ill. a gázjellemzőket ( $R$ ,  $\kappa$ ). Ezenkívül szükséges mérni a nyomás változását is ( $dp/dt$ ). A tömegáram számítása után az átömlési tényező számítható a **(82) képlet** alapján. Látható az is, hogy a módszer szerint egy kamra mérése is elegendő, ugyanakkor a nyomásviszony megállapításához mindenképpen szükséges a másik kamra nyomásának mérése is. Abban az esetben azonban, ha a kilépőoldali kamrában a mérés elején légköri nyomás van, akkor annak a mérése teljesen szükségtelen, ugyanis a belépőoldali kamra jellemzőinek méréséből szinte minden szükséges információ előállítható az átömlési karakterisztika meghatározásához. A teljes megoldáshoz csupán a környezeti nyomás mérése van szükség, ami egy egyszerű barométerrel megoldható.

### 5.3.2. A mérés gyakorlati megvalósítása

A kamrából-kamrába mérési összeállítás vázlatrajza látható a **42. ábrán**. Az ábrán szereplő betűk a következő komponenseket jelölik:

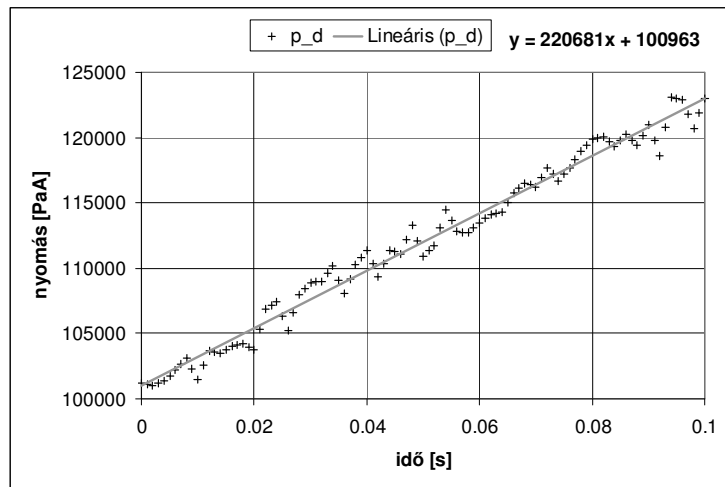
A	Légtartály	H	Tartálynyomás-távadó ( $p_u$ )
B	Elzáró szelep	I	Vizsgált szelep
C	Tartályleeresztő szelep	J	Tartályhőmérséklet-távadó ( $T_d$ )
D	Légszűrő és nyomásszabályzó	K	Tartálynyomás-távadó ( $p_d$ )
E	Nagy tartály	L	Leeresztő szelep
F	Kis tartály	M	Számítógép
G	Tartályhőmérséklet-távadó ( $T_u$ )	N	Mérőkártya-csatoló



**42. ábra: Kamrából-kamrába mérés**

A mérési folyamat során a kamrákat oly módon javasolt feltölteni, hogy a nyomásviszony jóval a kritikus alatt legyen. Célszerű a kisnyomású kamrát leüríteni a légkörrel megegyező nyomásra, míg a nagynyomású kamrát feltölteni az alkalmazott rendszernyomásnak megfelelő értékre, hogy a mérés a teljes működési tartományt lefedje. A feltöltés után meg kell várni, hogy mindkét kamra elérje az állandósult állapotot. Ezután a vezérlőelektronika kinyitja az EP szelepet egy rövid időre (0.1s nagyságrendű időtartam), majd lezárja. Amíg a szelep nyitva van, egy olyan tranziens folyamat indul meg, mely során a nyomás a kamrákban elkezdi kiegyenlítődni. Ezalatt a mért nyomásadatok folyamatosan rögzítésre kerülnek, lehetőség szerint legalább 1 kHz-es mintavételezési frekvenciával. Az EP szelep zárása után a kisnyomású kamrát célszerű leüríteni a légkörbe, majd ismét megvárni, hogy mindkét kamrában beálljon az állandósult állapot. Ezeket a lépéseket addig kell ismételni, amíg a kapott mérési pontok lefedik a kívánt nyomásviszony-tartományt. A **43. ábrán** egy ilyen mérési ponthoz tartozó tipikus nyomásdiagram látható. Az ábrát szemlélve érthető, hogy miért van szükség ilyen gyors mintavételezésre, hiszen kevesebb minta esetén a trendvonal felvétele

pontatlan lehet. Az is nyilvánvaló, hogy az ábrán szereplő trendvonal meredeksége közvetlenül a **(100) képletben** szereplő  $dp/dt$  tényezőt adja meg, így a többi geometriai, ill. gázjellemző ismeretében a tömegáram – és abból az átömlési tényező – már expliciten számítható.

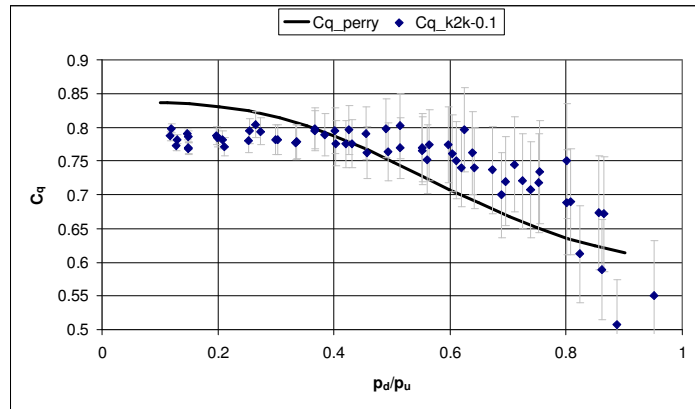


43. ábra: Kamrából-kamrába mérés tipikus nyomásdiagramja

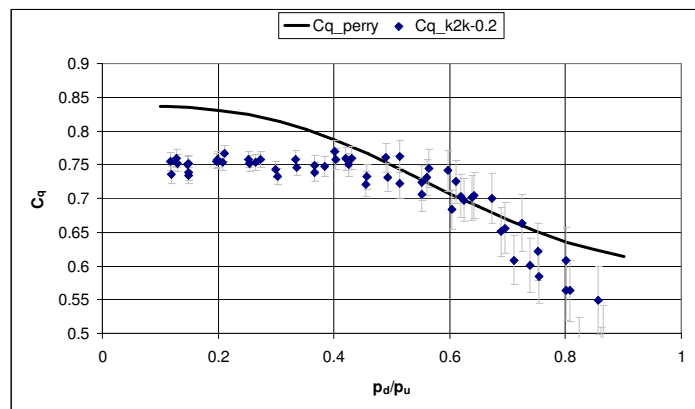
A módszer legnagyobb korlátja, hogy a hőmérsékletváltozást elhanyagolja, ami miatt a **(100) képlet** csak a folyamat kezdeti, nagyon szűk részében képes kellő pontossággal visszaadni a tömegáramot. Ez azt jelenti, hogy a módszer alkalmazásához mindenképpen szükséges nagysebességű nyomástávadó és adatrögzítő rendszer használata. A mérés során a hőmérséklet értékei is rögzítve lettek, amiből az derült ki, hogy a mérési folyamat első másodpercében a hőmérsékletváltozás 1%-on belül marad. Az ebből adódó pontatlanságot csökkentendő, célszerű a mérés ennél rövidebb kezdeti szakaszát figyelembe venni, ugyanakkor törekedni arra, hogy azon a szakaszon megfelelő számú mérési pont legyen. Pl. 0.1s alatt, 1 kHz-es mintavételezést alapul véve, 100 pont vehető fel, amire már kellő pontossággal lehetséges egy egyenest illeszteni, amiből a nyomásváltozás idő szerinti meredeksége meghatározható. Ugyanakkor ez az időtartam várhatóan elég rövid ahhoz, hogy komolyabb hőmérsékletváltozás ne következhesse be, így az elhanyagolásából adódó hiba mértéke megfelelően alacsony értéken tartható.

### 5.3.3. Mérési eredmények

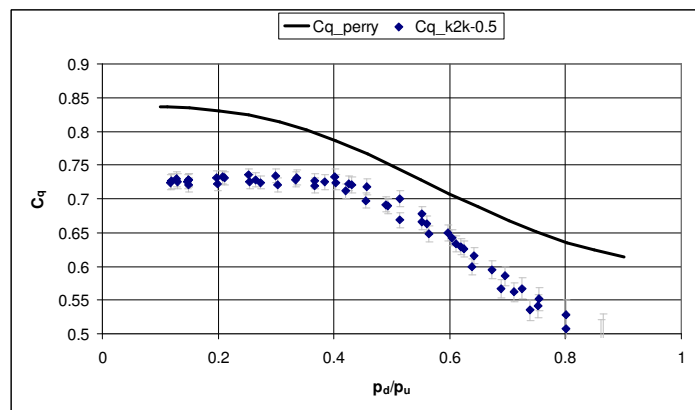
A fenti bekezdésben ismertetett kezdeti szakasz hosszának meghatározása céljából különböző hosszúságú mérési időtartammal végeztem kísérleteket. Ennek eredményei az alábbi ábrákon láthatók. A **44. ábrán** 0.1s, a **45. ábrán** 0.2s, a **46. ábrán** pedig 0.5s időtartamú mérési szakaszt vizsgáltam. Az ábrákon feltüntettem a hibabecslés **[105]** eredményeként kapott hibasávokat.



44. ábra: Kamrából-kamrába mérés, 0.1s szakasszal



45. ábra: Kamrából-kamrába mérés, 0.2s szakasszal

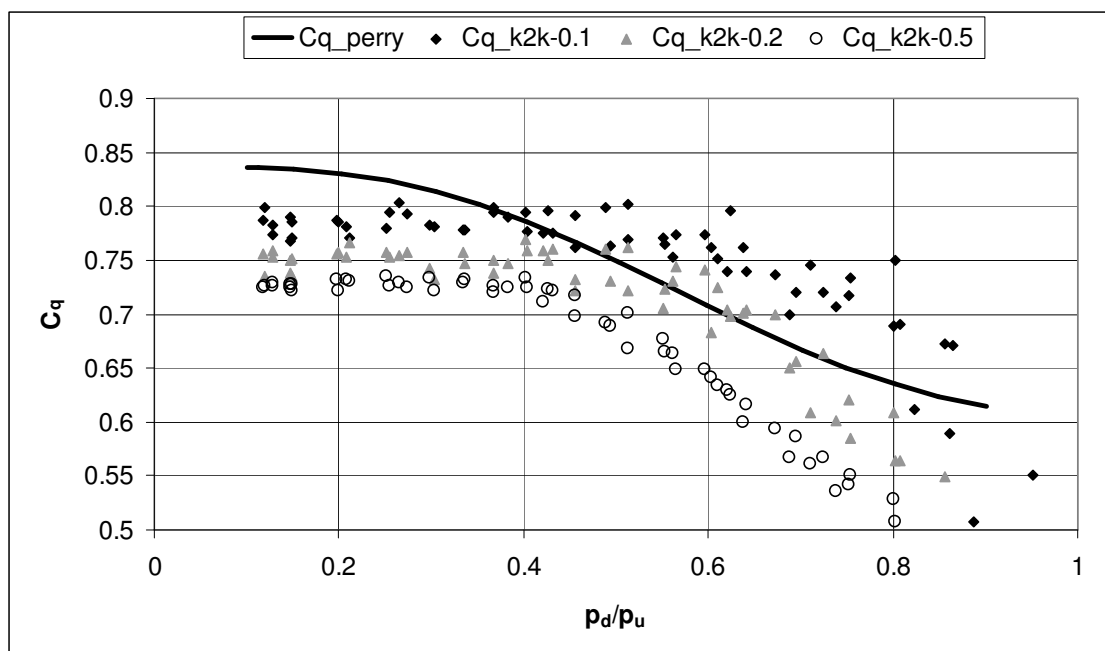


46. ábra: Kamrából-kamrába mérés, 0.5s szakasszal

A fenti ábrákból egyértelműen látható, hogy minél hosszabb a mérési szakasz, annál kisebb lesz a számított átömlési tényező. Ez igazolja azt a feltételezést, mely szerint a hőmérséklet-változás elhanyagolása csak a mérés kezdeti, nagyon rövid szakaszán tehető meg. Ugyanakkor az is látható az ábrákból, hogy a rövidebb mérési szakasz esetében a mérési eredmények szórása és hibásávja nagyobb lesz. Ez elsősorban a mérőműszer zajának következménye (43. ábra). Látható, hogy 0.1 s időtartamú mérés esetén ez a hibásáv kritikus nyomásviszony felett már számottevő, 0.8 feletti nyomásviszonyon meghaladja a 15%-ot. Kritikus nyomásviszony alatt ugyanakkor 6% alatt marad, ami mérnöki szempontból elfogadható. A mérési szakasz hosszának növelésével a hibásávok csökkennek, 0.2 s esetén 11%, 0.5 s esetén pedig 7% a hibahatár a becslés alapján. A kiértékelés során figyelembe kell venni, hogy ez a becslés csak a mérőműszerek és a görbeillesztés hibáját veszi figyelembe, a

hőmérséklet-változás elhanyagolását nem.

Pontosabb, nagyobb felbontású nyomásmérő műszerrel a zaj csökkenthető, ezzel a görbeillesztés, azaz a mérési eredmények pontossága javítható. Különösen igaz ez a kritikus feletti nyomásviszony-tartományra. Látható, hogy mindhárom mérés esetében a nyomásviszony növekedésével a mérési eredmények szórása is nő. Ez annak a következménye, hogy kisebb nyomások, ill. lassabb nyomásnövekedések esetében a mérőműszer zaja nagyobb pontatlanságot okoz, így kisebb nyomásokon – ugyanazt a nyomásmérőt feltételezve – a módszer pontossága romlik. Természetesen egy mérési összeállításban van lehetőség a nyomástávadó kicserélésére, azonban azon a területen, ahol ez a mérési módszer előnyös lehet – azaz a haszongépjárművek esetében – az integrált nyomástávadók kicserélése éppen a módszer azon előnyét venné el, mely szerint nincs szükség a rendszer megbontására. Ugyanakkor egy ilyen mérési összeállítással gyakorlatban hasznosítható tapasztalat szerezhető.



47. ábra: Kamrából-kamrába mérés eredményei

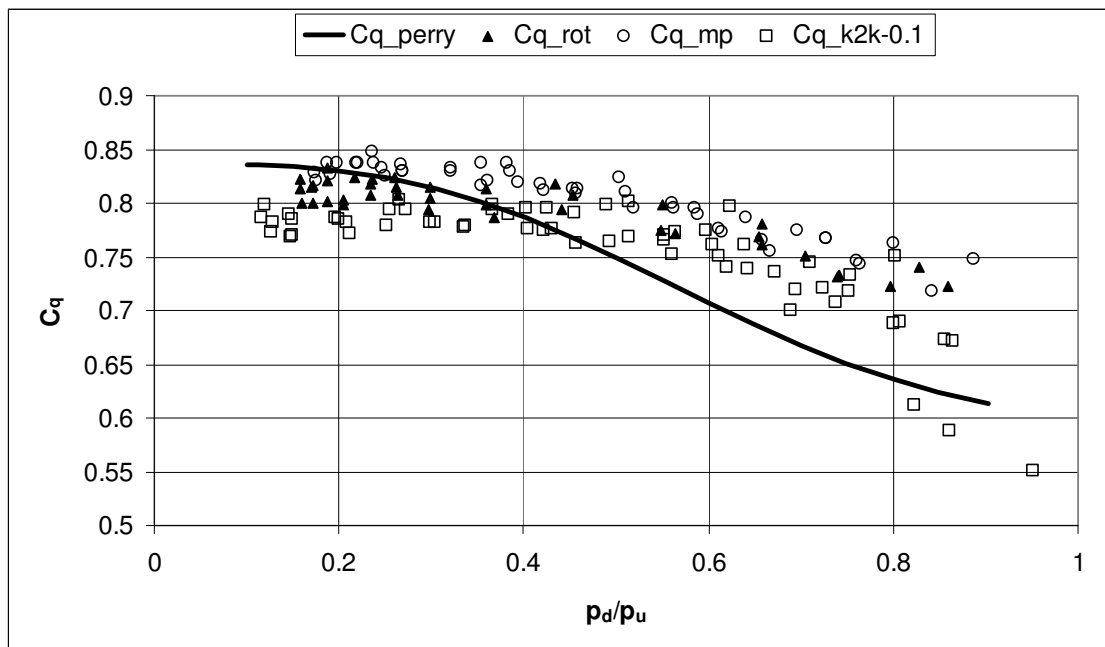
A 47. ábrán egymás mellett láthatók a különböző hosszúságú mérési szakaszokkal kapott eredmények. Kritikus nyomásviszony alatt az átömlési tényező trendje ebben az esetben is konstans, míg kritikus felett folyamatosan csökkenő értéket mutat. Azonban a csökkenés mértéke jól láthatóan annál nagyobb, minél hosszabb a mérési szakasz. Kritikus nyomásviszony felett a 0.2 s hosszúságú mérési szakasszal kapott eredmények hasonlítanak a legjobban a Perry-polinomhoz. A 0.1 s hosszúságú mérési szakasz esetében, bár a trend igen hasonló, az értékek jóval felette vannak, míg 0.5 s hosszúságú mérési szakasznál a csökkenés sokkal markánsabb, 0.75-ös nyomásviszony felett 0.5 alatti értékek jönnek ki az átömlési tényezőre.

A kritikus feletti nyomásviszony-tartományon tapasztalható csökkenés azonban nem csak a hőmérséklet-változás elhanyagolásából adódik. A kisebb nyomások esetében a mérőműszer zaja valóban nagyobb pontatlanságot okoz, de a csökkenésnek elsősorban fizikai oka van. Kritikus nyomásviszony alatt ugyanis az átáramlás sebessége a legszűkebb keresztmetszetben a helyi hangsebességgel egyezik meg ((3) képlet), ami a gázjellemzők mellett a belépőoldali

tartály hőmérsékletétől függ csak ((4) képlet). Ugyanakkora kezdeti hőmérsékletről indulva az átáramlási sebesség is ugyanakkora lesz, csak a sűrűség változik a belépőoldali tartály nyomásának megfelelően. Természetesen ez azt eredményezi, hogy a tömegáram is változni fog, azonban kritikus nyomásviszony felett az átáramlási sebesség is változik ((10) képlet) a sűrűség mellett. Ezért kritikus nyomásviszony alatt pontosabban közelíthető a nyomás változása egy lineáris szakasszal, mint kritikus nyomásviszony felett. Ez is jól látható a 47. ábrán, az egyes mérési sorozatok közti különbség kritikus nyomásviszony alatt gyakorlatilag konstans, míg kritikus felett a különbség folyamatosan növekszik.

#### 5.4. A mérési eredmények összehasonlítása

Az eredmények vizsgálata során megállapítható, hogy trendjét tekintve a kamrából-kamrába méréssel kapott eredmények hasonlítanak a mérőperemes, ill. a rotaméteres méréshez. A legnagyobb hasonlatosságot egyértelműen a 0.1 s hosszúságú szakaszhoz tartozó eredmények mutatják, ahogy a 48. ábrán is látható. Ennek a hasonlatosságnak az oka a fentebb leírtak ismeretében nyilvánvaló. Az is látszik az ábrán, hogy még a 0.1 s hosszúságú szakasszal kapott mérési eredmények is következetesen a mérőperemes, ill. a rotaméteres eredmények alatt vannak, ami a hőmérséklet-változás elhanyagolásának következménye. Az is látható ugyanakkor, hogy a rotaméteres és a kamrából-kamrába mérés eredményei közötti különbség a vizsgált tartomány legnagyobb részében, elsősorban kritikus nyomásviszony alatt 7%-on belül marad, ami mérnöki szempontból elfogadható. Nagyobb nyomásviszonyokon (0.8 felett), az előző fejezetben ismertetettek miatt a különbség nő, eléri a 17%-ot, ezért ezen a tartományon a kamrából-kamrába módszer csak közelítő eredmények szolgáltatására alkalmas.



48. ábra: Rotaméteres, mérőperemes és kamrából-kamrába mérés összehasonlítása

A kamrából-kamrába eljárás nagymértékben épít arra a tényre, hogy számos modern EP rendszer alapfelszereltségéhez tartoznak azok az eszközök (beépített nagysebességű nyomástávadó, adatrögzítő csatlakoztatási lehetőség), amik – amelltt hogy a rendszer üzemszerű működéséhez is szükségesek – lehetővé teszik ennek a mérési folyamatnak az

elvégzését. Megállapítható, hogy ilyen rendszerek esetében ez a módszer előnyös az eddig alkalmazottakhoz képest, mivel nem igényli a rendszer megbontását. A többihez képest jóval költségtakarékosabb, hiszen itt csupán a mérés során fellépő energiafelhasználásból adódik költség, külön mérőeszközök beszerzése nem szükséges, mivel azok már eleve be vannak építve. Látható, hogy ez a módszer a teljes nyomásviszony-tartományon lehetővé teszi a nyomásviszony-függő átömlési karakterisztika meghatározását, amely kritikus nyomásviszony alatt mérnöki szempontból elegendően pontos. Kritikus nyomásviszony felett a módszer pontossága csökken, azonban közelítő eredmények felállítására így is alkalmas. A valóságot legjobban tükröző eredmények rövid (0.1 s) mérési szakasz alkalmazásával kaphatók, azonban ekkor igen nagy pontosságú nyomástávadók és legalább 1 kHz-es vagy nagyobb mintavételezési frekvencia alkalmazása javasolt a görbeillesztésből adódó hiba csökkentésére. A módszer alkalmazható különálló mérőpadon is, bár abban az esetben a költségtakarékosságból adódó előnyök nem érvényesülnek.

## 6. Numerikus áramlástan vizsgálatok

A numerikus áramlástan (CFD) vizsgálat számos esetben az egyetlen lehetőség arra, hogy az áramlások részleteiről is információkat kapjunk. A jelenleg rendelkezésre álló mérőeszközök ugyanis nem minden esetben teszik lehetővé a teljes áramlási tér feltérképezését. Az általam vizsgált szelep tipikus példája ennek, hiszen az átömlési keresztmetszet önmagában kisebb, mint egy mérőszonda, ráadásul még az olyan korszerű mérési módszerek, mint a PIV is csak nagyobb méretű szelepek áramlási terét tudják kellő részletességgel vizsgálni. Rendelkezésre állnak ugyanakkor a belépő és kilépő nyomás és hőmérséklet, továbbá az átáramló mennyiség meghatározására alkalmas műszerek, mellyel a CFD vizsgálatok eredménye validálható. A CFD vizsgálat további előnyei közé tartozik az is, hogy a geometriai változtatások jóval könnyebben végezhetőek el, mint a mérési összeállítás esetében.

Igen fontos kiemelni azt a tényt is, hogy ezekben a szelepekben az átömlőnyílások műanyagból, fröccsöntéssel készülnek. Ez a gyártási eljárás igen alacsony felületi érdességet [109] és nagy geometriai pontosságot [110] biztosít, továbbá megfelelő darabszám esetén igen gazdaságos előállítás teszt lehetővé. Ezen előnyök miatt a tömegtermelésben előszeretettel alkalmazzák, az összes műanyagtermék kb. harmada ezzel az eljárással készül [111]. Ilyen alacsony felületi érdesség előállítása általános megmunkálóeszközökkel (fúrógép, marógép, dörzsár) gyakorlatilag kivitelezhetetlen, ezért a rendelkezésre álló méretválasztékot lehetett csak felhasználni a mérések során. Az átömlőnyílás kis átmérője miatt ugyanis a határréteg vastagsága jelentősen befolyásolja az átömlési tényezőt, a határréteg vastagsága viszont nagymértékben függ a felületi érdességtől. Ezenkívül kritikus nyomásviszony alatt az átömlőnyílás palástján egy egészen apró kiemelkedés is ferde lökeshullám kialakulásához vezethet, ami szintén befolyásolja az átömlési tényezőt.

A fent leírtakat figyelembe véve a szelepek CFD modellje a rendelkezésre álló alkatrészek alapján készült el. Ezen számos futtatást végeztem különböző nyomásviszonyokon, amelyek eredményeit mérésekkel ellenőriztem.

### 6.1. A szelep CFD modellje

A CFD modell elkészítéséhez a Fluent véges térfogatos diszkretizáción alapuló általános célú CFD programot használtam [112]. A vizsgált geometria tengelyszimmetrikus az átömlőnyílás elegendően nagy környezetében, így a vizsgálatokat tengelyszimmetrikus 2D (kvázi-3D) geometrián végeztem (30. ábra). Kiindulásként az 5. fejezet elején ismertetett alapértelmezett geometriát vettem.

A numerikus háló cellaszámának csökkentése érdekében a kilépő sugár távolabbi környezetében a cellaméret folyamatosan növekszik. Az átömlőnyílásban és közvetlen környezetében az áramlás részleteinek vizsgálhatósága céljából szükséges volt a cellaméret lecsökkentése. A (82) képlet alapján az átömlési tényező meghatározásához ismerni kell a legszűkebb geometriai keresztmetszetet, a be- és kilépőoldali nyomást, a belépőoldali hőmérsékletet, a gázállandókat és a tömegáramot. A CFD szimulációk során a nyomások és hőmérsékletek peremfeltételként beállíthatók, a legszűkebb geometriai keresztmetszetet a numerikus háló definiálja, a gázjellemzők az áramló közeg meghatározásakor szintén megadhatók, így egyetlen eredményként csak a tömegáramot kellett megtudni. Ehhez felhasználtam, hogy a Fluent képes szövegfájlba kiírni bármely, így a peremfeltételként

megadott keresztmetszeten átáramló közeg tömegáramát az iteráció során. Így már minden számadat rendelkezésre állt az átömlési tényező meghatározásához.

### 6.1.1. Futtatási paraméterek

A futtatási paraméterek felállítása során először azt vizsgáltam meg, hogy szükséges-e a hőcserét modellezni az áramló közeg és a szeleplegeometria között. Ennek során az alábbi megállapításokat tettem:

- Az EP szelepek átömlési geometriájának (furat) jellemző mérete, és ebből következően a szelep és az áramló közeg közti hőátadó felület igen kicsi.
- A szelepkosár teljes egészében, a szeleptestnek pedig az áramlással érintkező része műanyagból, azaz igen kis hővezető képességű és hőkapacitású anyagból készült.
- A szelepen keresztül az átáramlási folyamat igen gyors, a Fluent szerint a teljes számítási tartományt a közeg 0.01 s nagyságrendű idő alatt bejárja, a szelep belsejében levő furaton pedig kevesebb mint 0.001 s alatt halad át.

A fentiek figyelembevételével az áramlás hőszigeteltnek tekinthető.

A kutatás legfőbb célja az volt, hogy egy olyan 1D szeleplemodellt alkossak meg, amely kellő pontossággal, ugyanakkor a lehető legkevesebb paraméterrel képes leírni a szelep átömlési karakterisztikáját. Mivel ezt a szeleplemodellt elsősorban numerikus szimulációs környezetbe szántam, ezért a CFD vizsgálatokat is úgy végeztem, hogy minél jobban illeszkedjen a célkörnyezetbe. Az 1D numerikus szimulációs környezetek az instacioner folyamatot igen rövid stacioner folyamatok sorozataként tekintik [61]. Emellett, a **2.4.1. fejezetben** leírtak szerint, a kezdeti tranzienst elhanyagolhatóan rövid idejű a teljes folyamathoz képest, így a CFD futtatások során is stacioner állapotokat vizsgáltam, melyhez a sűrűség alapú implicit megoldót használtam fel [112].

A turbulencia leírására a Renormalization Group Theory (RNG)  $k-\varepsilon$  modellt alkalmaztam, mely a standard  $k-\varepsilon$  modell továbbfejlesztett változata. A standard  $k-\varepsilon$  a legrégebben használt, a Boussinesq-féle örvényviszkózitási hipotézisen alapuló két-egyenlet modell [113]. A  $k$  turbulens kinetikus energiára és az  $\varepsilon$  turbulens kinetikus energiadisszipáció sebességére vonatkozóan egyaránt tartalmaz egy-egy transzportegyenletet, amely lehetővé teszi a turbulens viszkózitáció és a hosszlépték egymástól független meghatározását. Félig tapasztalati modell, mivel a  $k$  transzportegyenlete egy egzakt egyenletről egyszerűsítő feltételezésekkel származik, míg az  $\varepsilon$  transzportegyenlete a  $k$  egyenlet alapján készült dimenzió megfontolások alapján. A standard  $k-\varepsilon$  modell, mivel meglehetősen régóta elérhető, már igen részletesen fel lett térképezve, így ezek ismeretében széles körben elterjedt. Az RNG  $k-\varepsilon$  modell a standard modell továbbfejlesztett változata, melyet a Navier-Stokes egyenletekből az ún. renormalization group elmélet segítségével állították elő [114]. A standard  $k-\varepsilon$  modellhez hasonló, azonban alacsony és magas Reynolds-szám tartományban is megbízható eredményekre képes. Az RNG modell – a továbbfejlesztésnek köszönhetően – előnyösen alkalmazható kompresszibilis közegek nagy sebességű áramlása esetén [115].

Mivel az áramlás jelentős részben egy igen kis méretű cső belsejében zajlik, a csőfal közeli tartomány megfelelő kezelése kiemelt fontosságú a jó eredmény elérése érdekében. Közvetlenül a fal mellett van egy igen vékony réteg, ahol a fal jelenléte megakadályozza az örvények keletkezését, ill. a falra merőleges irányú mozgását. Ebben a rétegben a viszkózitáció

dominál, ezért is nevezik viszkózus (lamináris) alaprétegnek. A viszkózus alapréteg és a kialakult turbulens áramlás között van az átmeneti réteg. Ezeket a tartományokat kétféle módszerrel lehet kezelni. Az egyik lehetőség az áramlási tartomány megfelelően finom felbontása, ami lehetővé teszi, hogy a turbulenciamodellek közvetlenül számíthassák az áramlást egészen a falig. Ez viszont igen finom numerikus hálót igényel. Általában erre nincs lehetőség, ekkor falfüggvényekkel modellezik a falközeli tartományt.

A standard falfüggvény esetében az áramlási jellemzők a logaritmikus faltörvény szerint kapnak értéket [116]. Ez a módszer, hasonlóan a standard  $k-\varepsilon$  modellhez, igen régóta ismert, és az áramlások egy részében megfelelő eredményt ad. Ennek továbbfejlesztése a „*non-equilibrium wall function*”, azaz nem egyensúlyi falfüggvény, mely a standard módosított változata [117]. Ennek két alapvető jellemzője van:

- A logaritmikus faltörvényben figyelembe veszi a nyomásváltozás hatását.
- A turbulencia produkcióját és disszipációját az első cellában a cella két részre bontásával számolja.

Ennek az eljárásnak az előnye, hogy jól használható főleg olyan áramlásoknál, amelyekben határreteg leválás és visszafekvés van jelen, valamint ahol az áramlás ki van téve a nyomás hirtelen változásának. A fentiek miatt a turbulencia leírására az RNG  $k-\varepsilon$  modellt, míg a fali viszkózus határreteg kezelésére a nem egyensúlyi fali határreteg függvényét választottam.

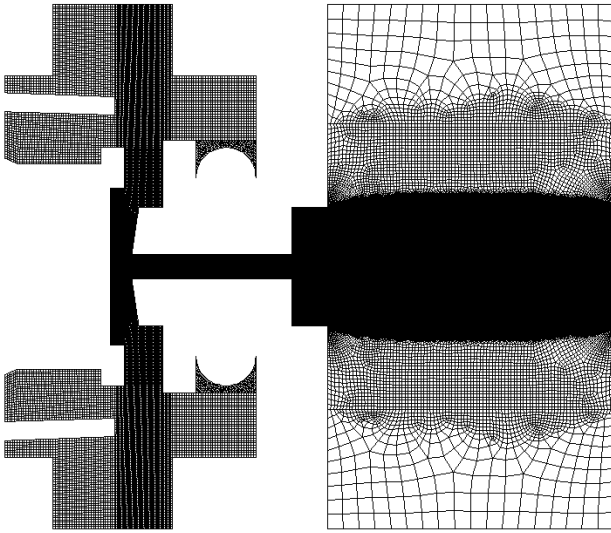
Peremfeltételként a be- és kilépő oldalon is a statikus nyomás értékét írtam elő. Áramló közegnek ideális gázt írtam elő. A pontosabb megoldás érdekében másodrendű szél felőli súlyozást alkalmaztam. A futtatás során rögzítettem a tömegáramokat minden iterációs lépésnél a be- és kilépő oldalon is. Erre azért volt szükség, mert jóval több iterációs lépés kellett ahhoz, hogy a tömegáramok beálljanak az állandó értékre, mint ahogy azt a reziduumokból gondolni lehetett. A reziduumok figyelése azt jelezte, hogy a számítás már bekonvergált, ugyanakkor a tömegáramok még folyamatosan változtak. A futtatást addig folytattam, amíg az iteráció-tömegáram görbén az utolsó 500 iterációs lépéshez tartozó lokális szélsőértékek közti távolság 1% alá csökkent. Mivel ennek a feltételnek a figyelése Fluenten belül nem megoldott, ezért az iterációs lépések számát a kezdeti futtatások alapján vett tapasztalati értékre állítottam be, és ha a lépésszám kevésnek bizonyult, akkor tovább futtattam a szimulációt. Hasonló feltételt írtam elő a be- és kiáramló tömegáram közti különbségre is. Ez a különbség a be- és kilépő tömegáramok között a Fluent iterációs módszeréből és abból a tényből származott, hogy a közeg összenyomható. Amikor a tömegáram-görbe és a tömegáram-különbség görbe is teljesítette a fenti feltételeket, a tömegáram értékének az utolsó 500 iterációs lépés átlagát vettem. A tapasztalatok szerint a tömegáram-görbe figyelése elégségesnek bizonyult, mivel az első számítási sorozatban mindenhol, a többi sorozat esetében pedig szűrőpróbaszerűen kiválasztott pontokban is a tömegáram-görbe teljesítette legkésőbb az általam felállított konvergencia-kritériumot.

### 6.1.2. Érzékenység-vizsgálatok

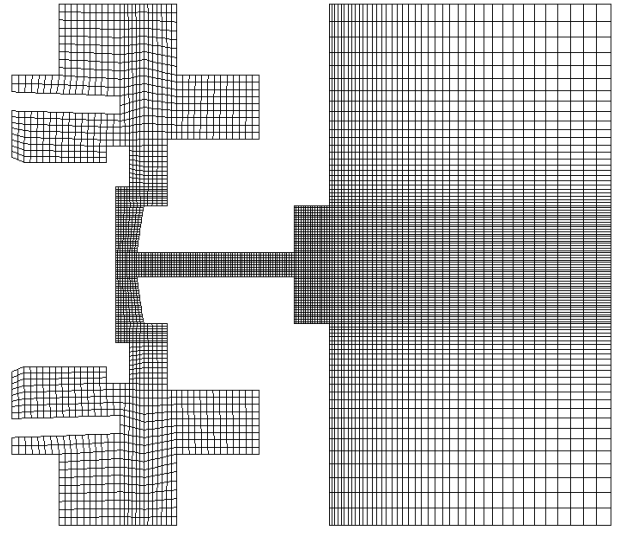
Mivel számos futtatást végeztem, törekednem kellett olyan numerikus háló létrehozására, amely minimális cellaszámmal képes megfelelő eredményeket adni. Ezért először, kiindulási és összehasonlítási célból elkészítettem egy igen finom, részben strukturált hálót (VI, 49. ábra), mely kb. 110 000 cellát tartalmazott. Ezen végeztem az első futtatásokat. Ezután végeztem néhány egyszerűsítést a geometrián, olyan helyeken, amelyek a fő áramlási utat kevésbé befolyásolták. Erre egy jóval kisebb elemszámú, ugyanakkor már teljesen strukturált hálót illesztettem (V2, 50. ábra), mely kevesebb mint 5 000 cellát tartalmazott.

A geometriát ezután még tovább egyszerűsítettem, de a hálósűrűséget nem változtattam (V3, **51. ábra**). A fenti modelleket különböző nyomásviszonyokon futtattam, és megállapítottam, hogy az egyes modellek tömegárama közti különbség 1%-on belül maradt. A nagyobb különbség a ritkább és a sűrűbb háló között (VI-V2) mutatkozott, míg a két, ritkább háló esetében (V2-V3) a különbség 0.1% alatt volt. A harmadik hálót ezután besűrítettem (V4, **52. ábra**), ami így kb. 15 000 cellát tartalmazott. A futtatások, melyeket ezen a hálón végeztem, nem hoztak jelentős változást, a különbség továbbra is 1%-on belül maradt. Mindezek figyelembevételével megállapítottam, hogy a tömegáram értékét kb. egy nagyságrenddel jobban befolyásolja a numerikus háló sűrűsége, mint ha a fő áramlási úton kívül eső geometriai elemeket egyszerűsítem. Ugyanakkor a sűrűbb háló is mindössze 1%-on belüli különbséget okoz, ami azt jelenti, hogy a tömegáram vizsgálatának szempontjából a ritkább háló is elfogadható. Természetesen az áramlás részleteinek vizsgálatához a sűrűbb hálóra van szükség, különösen kisebb nyomásviszonyok mellett, hiszen ott várhatóan lökéshullámok is ki fognak alakulni.

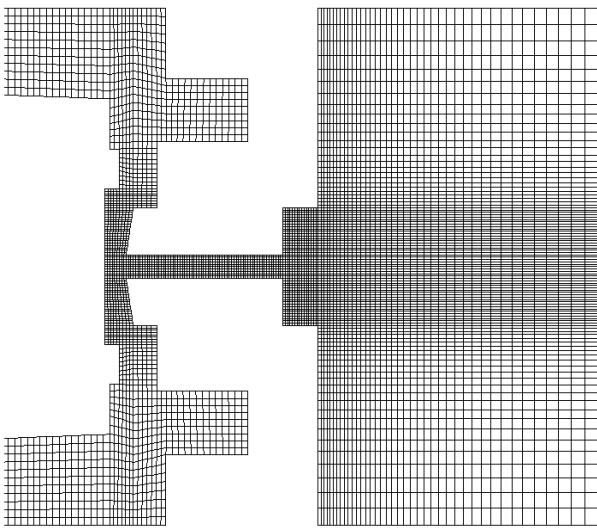
A belépő perem az átömlőnyílástól elegendően távol helyezkedik el ahhoz, hogy az ott belépő levegő dinamikus nyomása a statikushoz képest elhanyagolható legyen. A kilépő oldalon igen nagy tartomány alkalmazására lett volna szükség egy hasonló elhanyagoláshoz, így az alkalmazott geometria hosszúságát érzékenységi vizsgálatok segítségével választottam ki. Különböző hosszúságú kilépő tartományok (**53. ábra, 54. ábra**) vizsgálatával megállapítottam, hogy a kezdeti méret növelésére a tömegáram csupán elhanyagolható mértékben változott. Ezeket a módosításokat a fent ismertetett ritkább hálón (**51. ábra**) hajtottam végre, és azt az eredményt kaptam, hogy a kilépő oldal meghosszabbítása 0.1%-nál kisebb mértékben befolyásolja a tömegáram értékét. A fentiek alapján megállapítottam, hogy a V3-as háló tökéletesen megfelel a tömegáram vizsgálatára, azonban az áramlás részleteinek vizsgálatához szükség lesz a VI-es hálóra is.



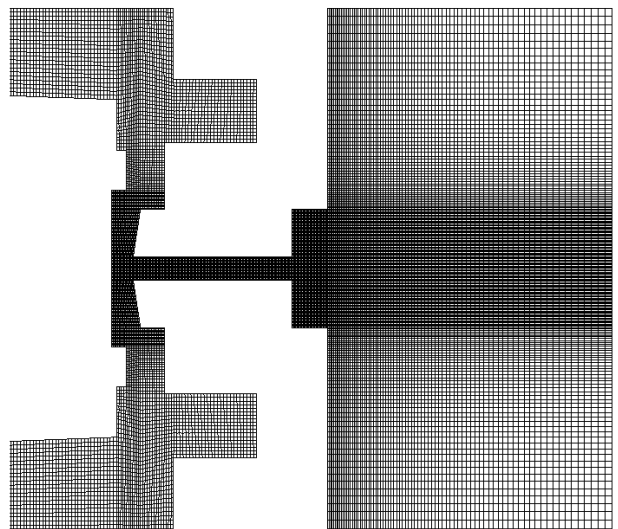
49. ábra: Kezdeti numerikus háló (V1)



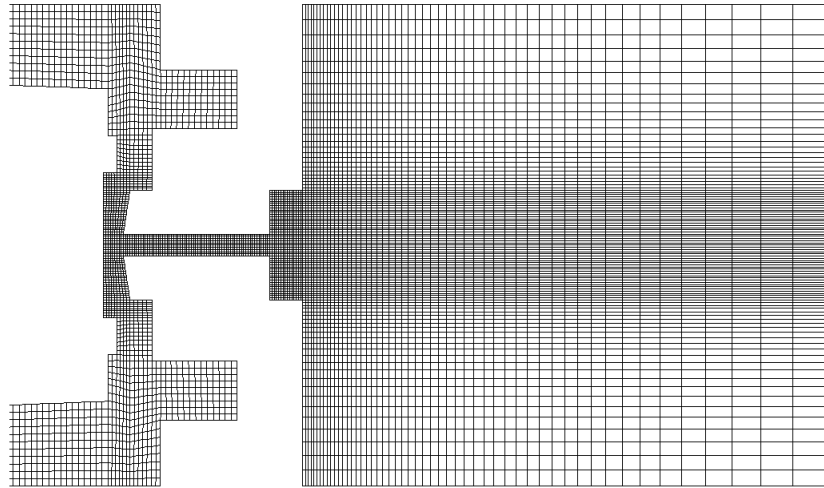
50. ábra: Második, egyszerűsített és ritkított háló (V2)



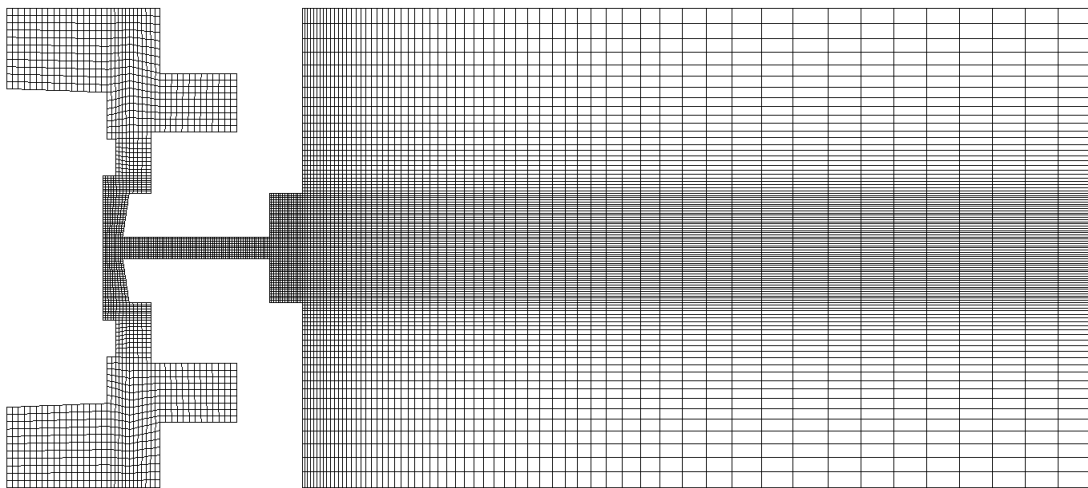
51. ábra: Harmadik, tovább egyszerűsített háló (V3)



52. ábra: A harmadik háló sűrített változata (V4)



53. ábra: Hosszabbított kilépő oldal

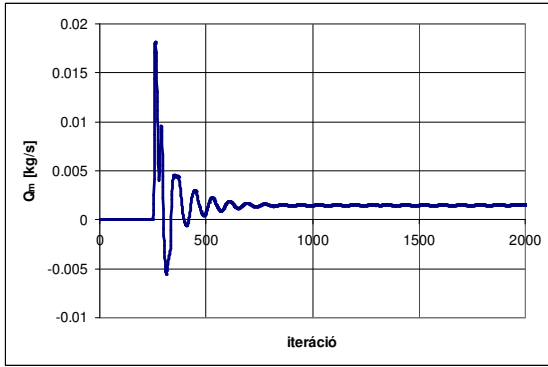


54. ábra: Tovább hosszabbított kilépő oldal

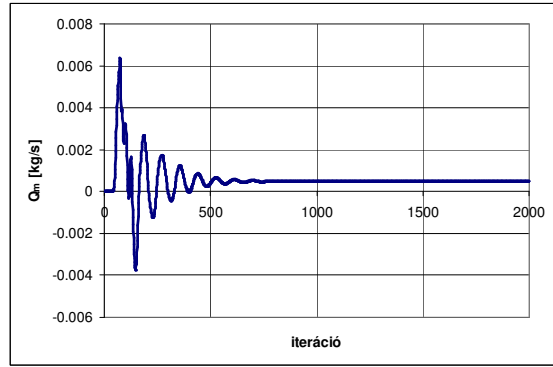
## 6.2. A CFD modell eredményei

### 6.2.1. Konvergencia-kritériumok teljesülése

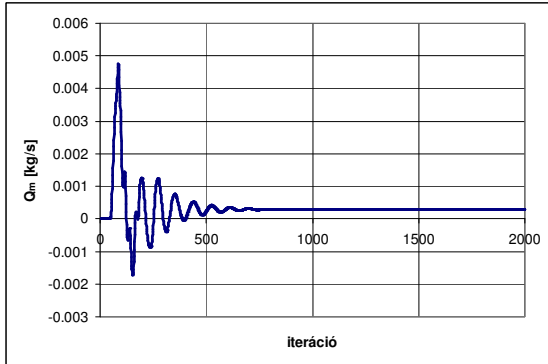
Az előző fejezetben leírtak szerint a számításokat addig folytattam, amíg a tömegáram stabilizálódott. Ehhez kisebb nyomásviszonyokon szükséges volt a számítást elsőrendű szél felőli súlyozással indítani, másodrendűvel ugyanis a konvergálás a megadott kezdeti feltételek mellett nem volt biztosított. Miután az elsőrendű súlyozás mellett kialakult egy kezdeti áramkép, átváltottam másodrendű súlyozásra a nagyobb pontosság érdekében. Nagyobb nyomásviszony mellett a numerikus megoldó könnyebben boldogult, ott nem volt szükség elsőrendű súlyozással kezdeni. Az **55. ábrán** a tömegáram változása követhető az iterációs lépések függvényében 0.1, 0.3, 0.5 és 0.8-as nyomásviszonyok mellett. Jól látható, hogy a kezdeti jelentős ingadozások után a tömegáram beáll egy stabil értékre. A jobb láthatóság érdekében az **56. ábrán** látható az utolsó 1000, ill. 0.8-as nyomásviszony mellett az utolsó 500 iterációs lépéshez tartozó tömegáram.



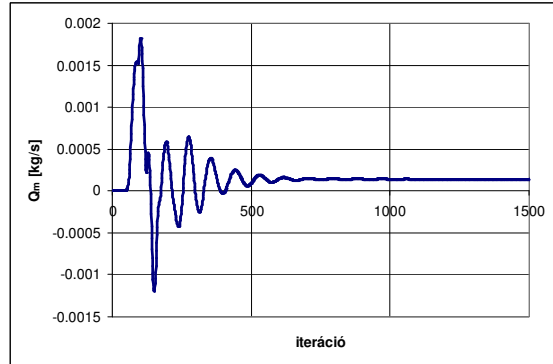
$$p_d/p_u = 0.1$$



$$p_d/p_u = 0.3$$

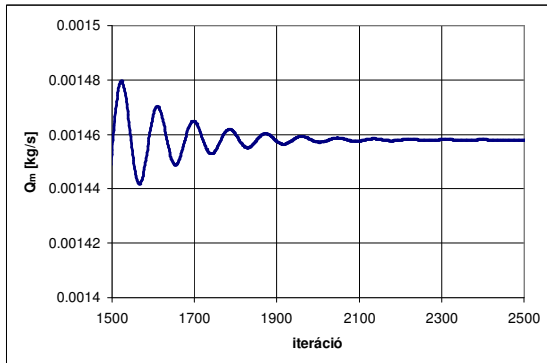


$$p_d/p_u = 0.5$$

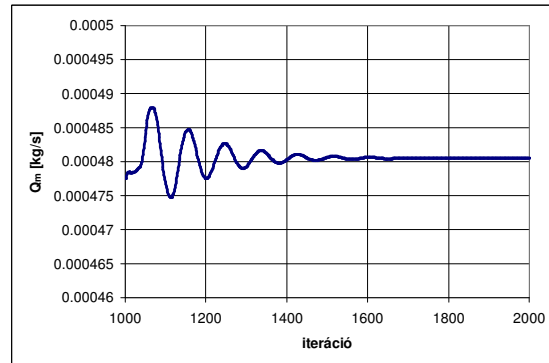


$$p_d/p_u = 0.8$$

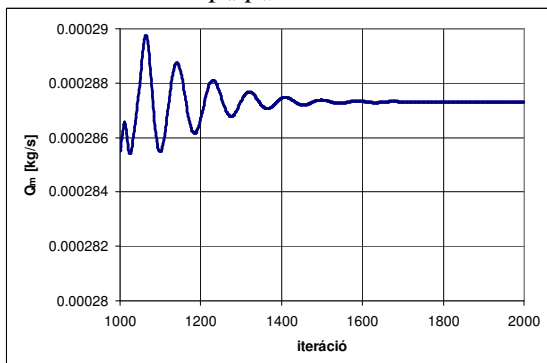
55. ábra: Tömegáram az iteráció függvényében



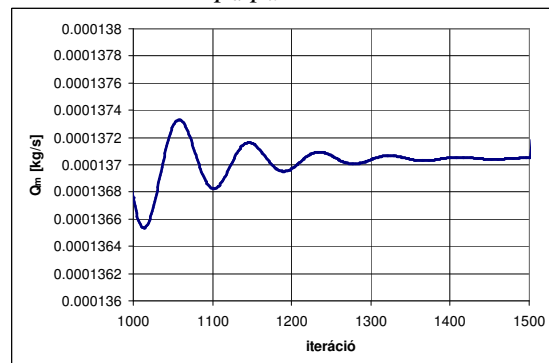
$$p_d/p_u = 0.1$$



$$p_d/p_u = 0.3$$



$$p_d/p_u = 0.5$$

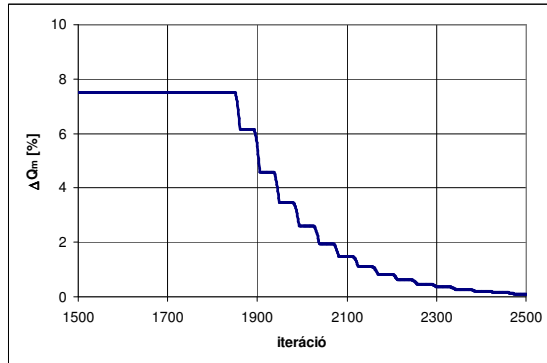


$$p_d/p_u = 0.8$$

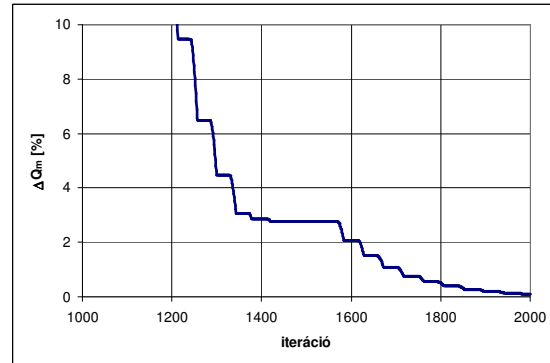
56. ábra: Tömegáram az utolsó 1000 (500) iterációs lépésben

A 6.1.1. fejezetben leírtak szerint az iteráció befejezését jelentő kritérium az volt, hogy a tömegáram-görbén az utolsó 500 iterációs lépéshez tartozó lokális szélsőértékek közti

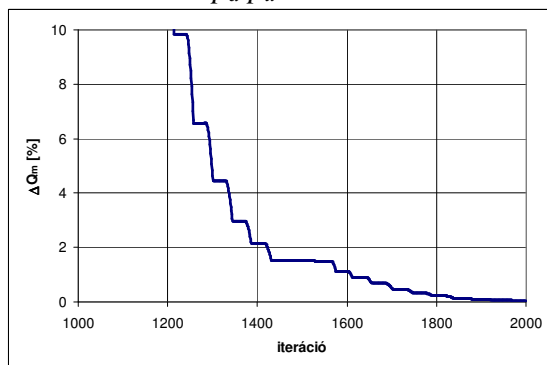
távolság 1% alá csökkenjen. Az **57. ábrán** minden iterációs ponthoz az azt megelőző 500 lépés minimuma és maximuma közötti különbség látható a megelőző 500 lépés átlagértékével dimenziótlanítva. Látható, hogy kb. 1500-2500 lépésre volt szükség az általam felállított konvergencia-kritériumok teljesítéséhez. A stabil állapot elérése után a **(82) képlet** alapján már meg lehetett határozni az átömlési tényező értékét.



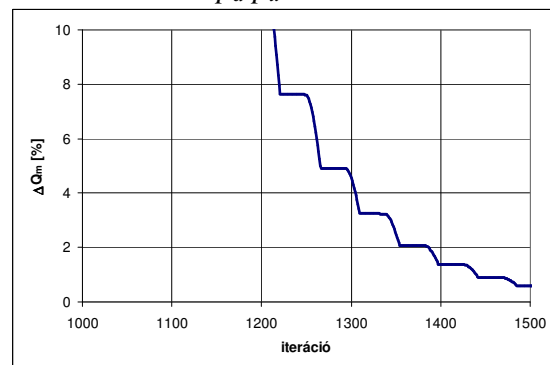
$$p_d/p_u = 0.1$$



$$p_d/p_u = 0.3$$



$$p_d/p_u = 0.5$$

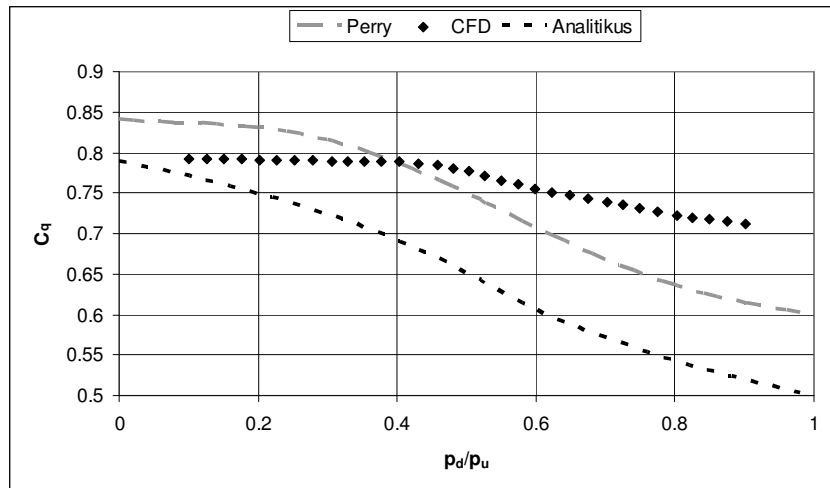


$$p_d/p_u = 0.8$$

57. ábra: Az utolsó 500 iterációs lépés minimuma és maximuma közti különbség

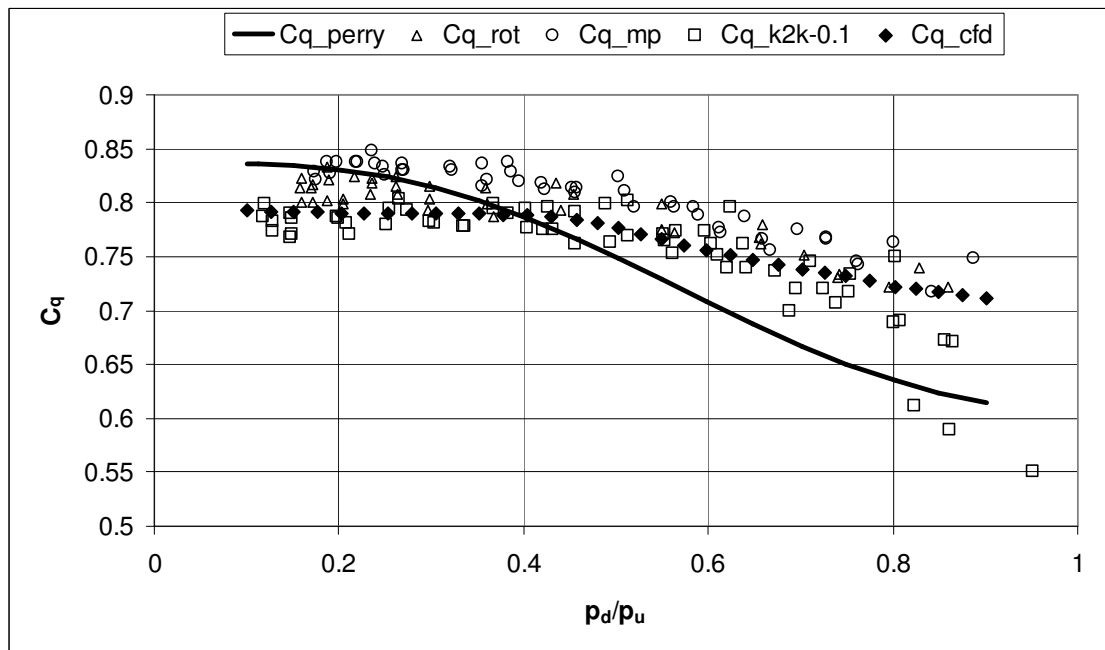
## 6.2.2. Átömlési tényező

Az átömlési tényezőt az előző fejezetben leírtak alapján számítottam. A nyomásviszonytartomány azon részét vizsgáltam, amely a célterület (haszongépjárművek pneumatikus rendszerei) szempontjából lényeges volt, így a legnagyobb, általam vizsgált nyomásviszony 0.1 volt, a legkisebb pedig 0.9. A kapott értékek az **58. ábrán** láthatók.



58. ábra: Átömlési tényező a CFD számítás alapján

A fenti ábrán jól látható, hogy a CFD számítás által kapott értékek trendje jelentősen eltér a Perry-polinomtól. A CFD eredményeket a mérésekkel összehasonlítva az 59. ábrán, látható hogy a mért és számított eredmények hasonló trendet követnek. Mivel az 5.2. fejezet alapján a rotaméteres mérés becsült hibaszázaléka kisebb, ezért azt tekintetem elsődleges összehasonlítási alapnak, de összehasonlítottam a másik két mérési módszerrel is.



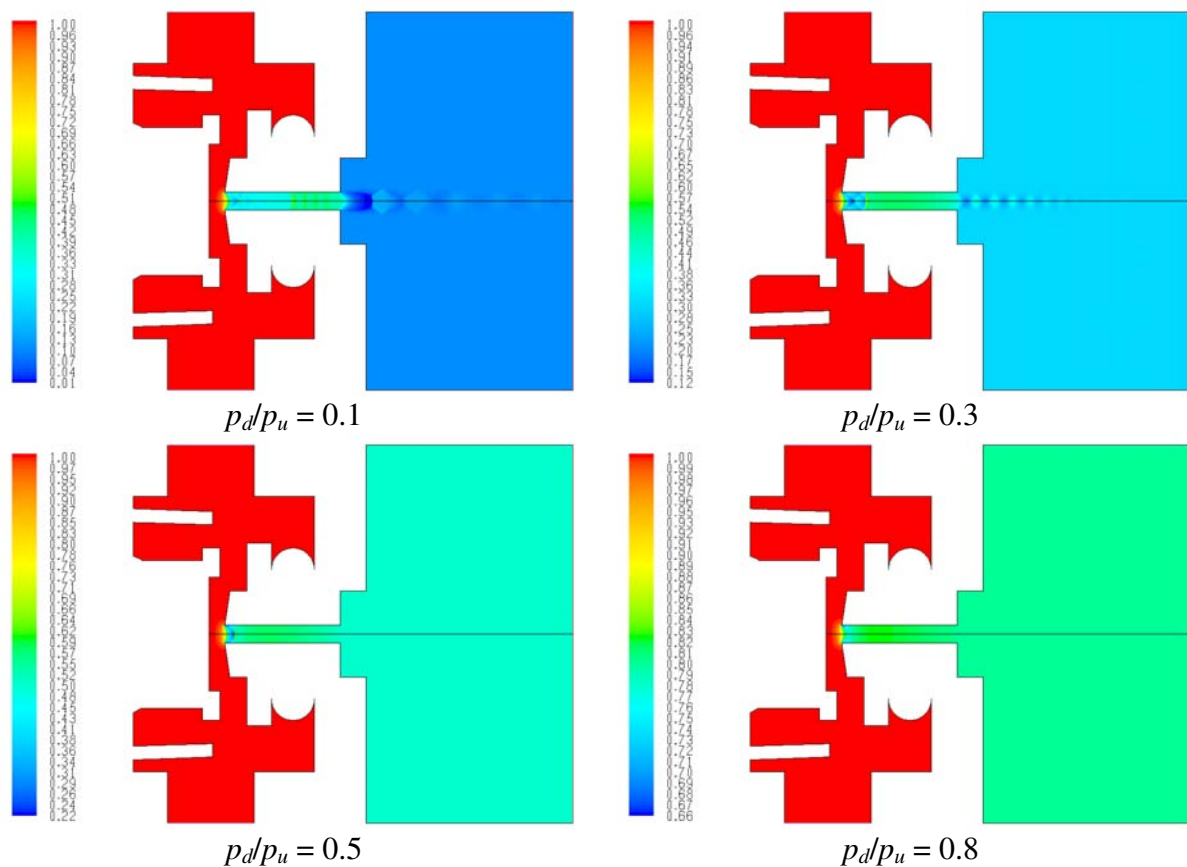
59. ábra: Mérési és CFD eredmények összehasonlítása

Kritikus nyomásviszony alatti értékek szempontjából a legjobb egyezést a kamrából-kamrába módszer adja, de a rotaméteres, ill. mérőperemes mérés eltérése is 10% alatt van. Kritikus nyomásviszony felett azonban a kamrából-kamrába módszer trendje már jobban eltér, ami az 5.4. fejezetben leírtakból adódik. Ebben a tartományban a legjobb egyezést a rotaméteres mérés adja, azonban a mérőperemes mérés eltérése is 10%-on belül marad. A teljes tartományt vizsgálva megállapítható, hogy a CFD eredményekhez legközelebb a rotaméteres mérés van, a másik kettő méréstípusból a mérőperemes a kritikus feletti, míg a kamrából-kamrába módszer a kritikus alatti nyomásviszony-tartományon mutat jobb egyezést. Jól látható az is, hogy a rotaméteres, ill. mérőperemes eredmények szinte mindenhol a

CFD számítás felett vannak, míg a kamrából-kamrába eredmények inkább alatta. Ez alapján valószínűsíthető, hogy a CFD számítás is kismértékben alábecsüli az átömlési tényezőt. Ez valószínűleg abból adódik, hogy az átömlőnyílás pereme a CFD számításnál tökéletesen éles, lekerekítés nélküli, míg tömeggyártás során még a nagy pontosságot adó fröccsöntéssel sem lehet teljesen lekerekítés- és letörésmentes belépő peremet létrehozni. A fentiek alapján kijelenthető, hogy a CFD számítások mérnöki szempontból megfelelő pontossággal képesek visszaadni a vizsgált szelep átömlési karakterisztikáját.

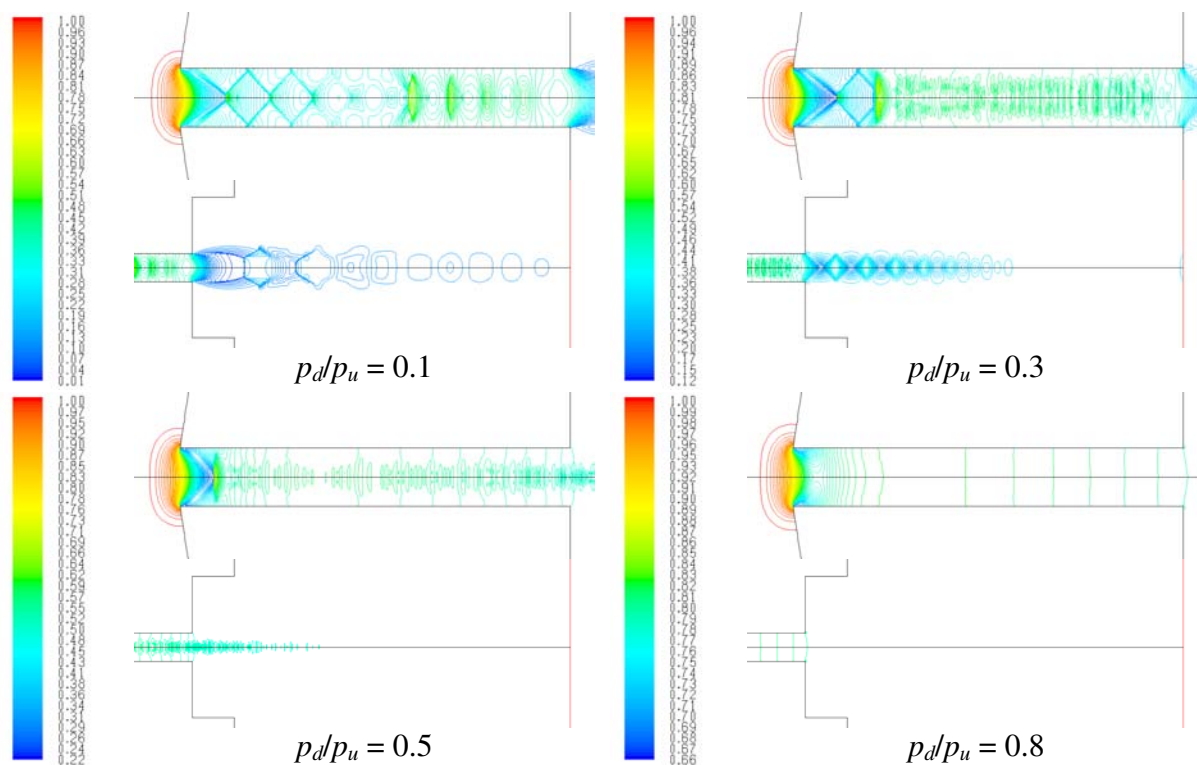
### 6.2.3. Az áramlás részletes vizsgálata

Ahogy azt a **6. fejezet** elején kifejtettem, a CFD számítás egyik nagy előnye, hogy az áramlás olyan részleteit is képes megjeleníteni, amit – tudomásom szerint – jelenleg semmilyen mérőeszközzel nem lehet kísérleti úton vizsgálni. A számítási eredményeket viszont validálni kell, amire jelen esetben lehetőség nyílt az átömlési karakterisztika vizsgálatával. Miután megállapítást nyert, hogy a CFD számítások eredményei trendjüket és értékeiket tekintve is jó egyezést mutatnak a mérésekkel, valószínűsíthető, hogy a kapott áramlási képek is jó közelítéssel ábrázolják a valós áramlási viszonyokat. A **6.1.2. fejezetben** leírtak szerint az áramlás részleteinek vizsgálatához a VI-es, legsűrűbb hálót használtam annak érdekében, hogy a várhatóan megjelenő lökéshullámok minél élesebb kontúrral rendelkezzenek. Itt is ugyanazokat a konvergencia-kritériumokat alkalmaztam, mint a ritkább hálónál. A fő különbség az volt, hogy itt a lassabb konvergencia miatt – ami a jóval nagyobb cellaszám és a részben strukturálatlan háló következménye – több iterációs lépésre volt szükség a stabil állapot eléréséhez. Az így kapott nyomáskontúrokból néhány jellemző példa a **60. ábrán** látható. Az ábrán a nyomásértékek a belépőoldali nyomással vannak dimenziótlannítva ( $p/p_u$ ).



60. ábra: Nyomáskontúrok a belépőoldali nyomással dimenziótlannítva ( $p/p_u$ )

A **61. ábrán** a szelep belsejében, ill. kilépőoldalán kialakult nyomáskontúrok láthatók kinagyítva, a belépőoldali nyomással dimenziótlanítva ( $p/p_u$ ), a jobb láthatóság érdekében vonalas ábrázolással. Az ábrák vizsgálata során jól elkülöníthetők az egyes nyomásviszony-tartományok. Kritikus alatti nyomásviszony esetén a szelep belsejében ferde lökeshullámok alakulnak ki, melyek a csőfalról többször visszaverődnek. A lökeshullámok kialakulásából több következtetést is le lehet vonni. Lökeshullámok csak hangsebesség feletti áramlásban alakulhatnak ki, amihez viszont szükséges egy szűkülő-bővülő keresztmetszet (Laval-fúvóka). Mivel a csőbe történő belépésnél kialakul egy leválás, az megváltoztatja az áramlási keresztmetszetet. A leválás után az áramlás visszafekszik a falra, így a leválás okozta szűkület után az áramlási keresztmetszet ismét felbővül, így egy szűkülő-bővülő áramlási keresztmetszet alakul ki. Összehasonlításképpen egy hangsebesség feletti üzemelő, állandó keresztmetszetű csőhöz csatlakozó konfúzorral Schlieren-optikával készített kép látható a **62. ábrán**. Látható, hogy a lökeshullámok formája és elhelyezkedése nagymértékű hasonlóságot mutat a CFD számítás eredményeivel.



**61. ábra:** Dimenziótlan nyomáskontúrok ( $p/p_u$ ) a szelep belsejében és kilépőoldalán



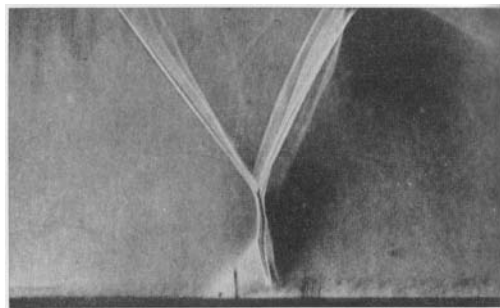
**62. ábra:** Lökeshullámok egy hangsebesség feletti üzemelő konfúzor után kapcsolt csőben [63]

Az ábrákon az is megfigyelhető, hogy nyomásviszonytól függően előbb-utóbb kialakul a csőben egy merőleges lökeshullám, ami mögött a közvetlenül belépés után kialakulthoz képest nagyobb nyomás van. Ez a jelenség tapasztalható a **62. ábrán** és a CFD számítások eredményeiben is alacsonyabb nyomásviszonyok mellett, annak ellenére, hogy a számításokban vizsgált cső végig állandó keresztmetszetű. Így kijelenthető, hogy az állandó keresztmetszetű csőben ilyen formában megjelenő lökeshullámok a belépéskor keletkező

leválási buborék okozta keresztmetszet-változás miatt jönnek létre.

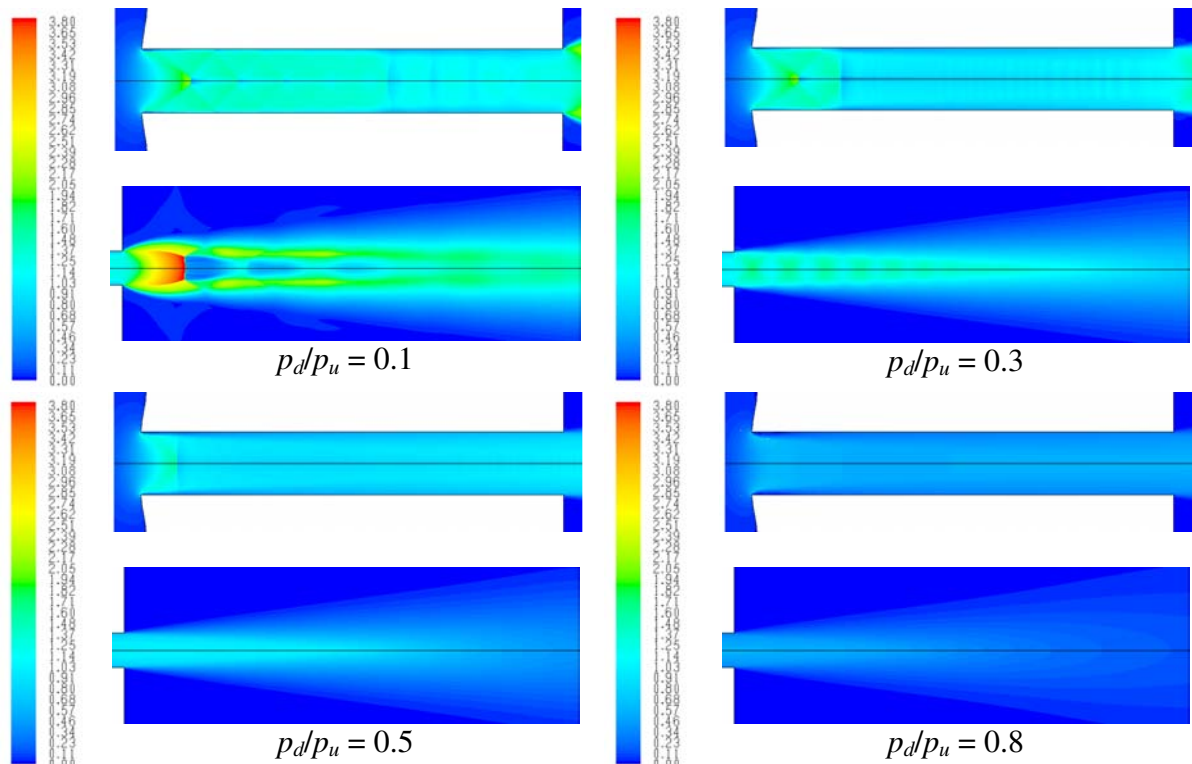
Alacsonyabb nyomásviszonyokon ( $p_d/p_u = 0.1$  ill.  $0.3$ ) a kilépőoldal felé haladva a csövön kívüli és belüli nyomás hányadosa még mindig kritikus alatti, így a kilépőoldalon is megjelennek a lökeshullámok. Jól látható, hogy a kritikus nyomásviszony felé közeledve ( $p_d/p_u = 0.5$ ) már csak a cső belépőoldalán alakul ki ferde lökeshullám, ami mögött szinte azonnal kialakul egy merőleges lökeshullám is, a kilépésnél pedig egyáltalán nincsenek lökeshullámok. Kritikus nyomásviszony felett ( $p_d/p_u = 0.8$ ) pedig már a belépésnél sem.

A készített képeken megfigyelhető továbbá, hogy a lökeshullámok nem közvetlenül a falakról verődnek vissza. A fal határréteg ugyanis befolyásolja ezt a visszaverődést. A lökeshullámok és a határréteg közti kölcsönhatás eredménye, hogy ahol a ferde lökeshullám eléri a határréteget, ott a határrétegben megjelenik egy merőleges lökeshullám és ebből indul ki a visszaverődött lökeshullám. Egy ilyen jelenségről Schlieren-optikával készített kép a **63. ábrán** látható. Jól látható, hogy a CFD számítás jellegre helyesen visszaadja ezt az effektust is.

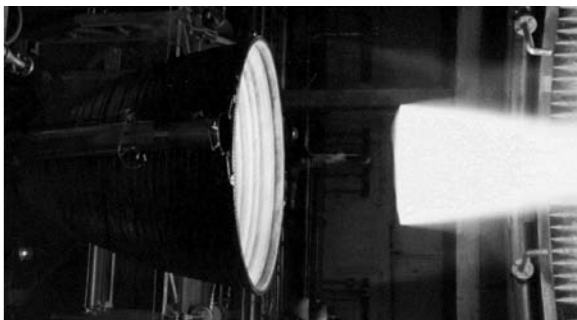


**63. ábra:** Lökeshullám visszaverődése határrétegben [63]

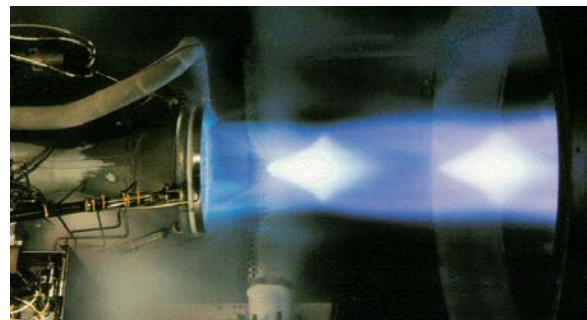
A nyomáskontúrok elemzése során tett megállapításokat a Mach-kontúrok vizsgálatával lehet alátámasztani. A **64. ábrán** láthatók a Mach-kontúrok a szelep belsejében és kilépőoldalán. Jól látható, hogy egészen alacsony,  $0.1$ -es nyomásviszony mellett a kilépőoldalon alakul ki egy igen nagy Mach-számú áramlás, míg ennél valamivel magasabb,  $0.3$ -as nyomásviszony mellett a csőbe belépő és az onnan kilépő áramlás Mach-száma már összemérhető. Szintén összemérhető a csőbe belépéskor kialakuló lökeshullám alakja és Mach-száma a  $0.1$ -es és  $0.3$ -as nyomásviszonyokon. Kritikus alatti nyomásviszonyokon látható, hogy a merőleges lökeshullám után a Mach-szám értéke  $1$  alá csökken, majd a csőből kilépés utáni újabb expanzió miatt ismét  $1$  fölé növekszik.  $0.8$ -as nyomásviszonyon viszont nem alakul ki még lokálisan sem hangsebesség feletti áramlás. Az alacsonyabb nyomásviszonyok mellett a kilépőoldalon kialakuló Mach-kontúrok hasonlítanak egy túlexpandált Laval-fúvóka esetében létrejövő áramlási profilra. A **65/a. ábrán** látható Mach-koronghoz hasonló áramkép alakul ki a szelep kilépőoldalán  $0.1$ -es nyomásviszony mellett. A **65/b. ábrán** látható gyémánt mintázathoz hasonló áramlás pedig a nagyobb,  $0.3$ -as nyomásviszony mellett alakul ki.



64. ábra: Mach-kontúrok a szelep belsejében és kilépőoldalán



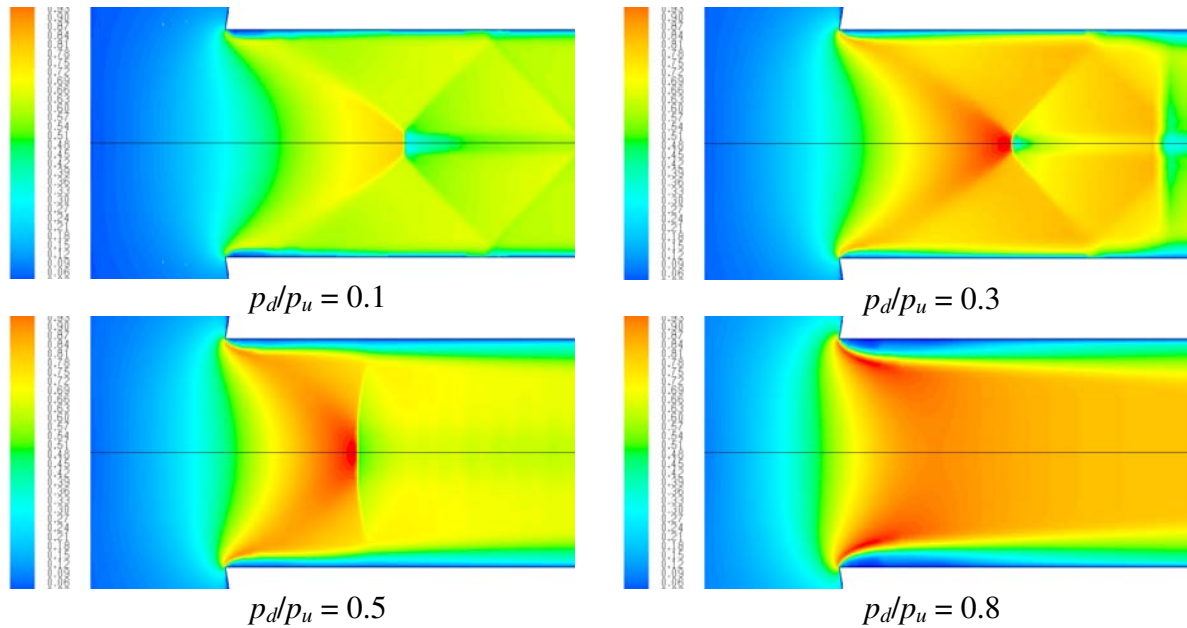
65/a. ábra: Mach-korong [118]



65/b. ábra: Mach-gyémánt minta [118]

A **64. ábrán** a belépéskor kialakuló leválás is észrevehető, de az alkalmazott skála miatt csak korlátozott mértékben. Jobban látszik a csőáramlás merőleges lökeshullám utáni részében kritikus alatti nyomásviszony esetén, hogy a fal határréteg megvastagodik a merőleges lökeshullám előtti áramláshoz képest. Kritikus nyomásviszony felett nem alakul ki lökeshullám, itt a határréteg vastagsága a cső csaknem teljes hosszában hasonló méretű, mint kritikus alatti nyomásviszony esetén a merőleges lökeshullám után.

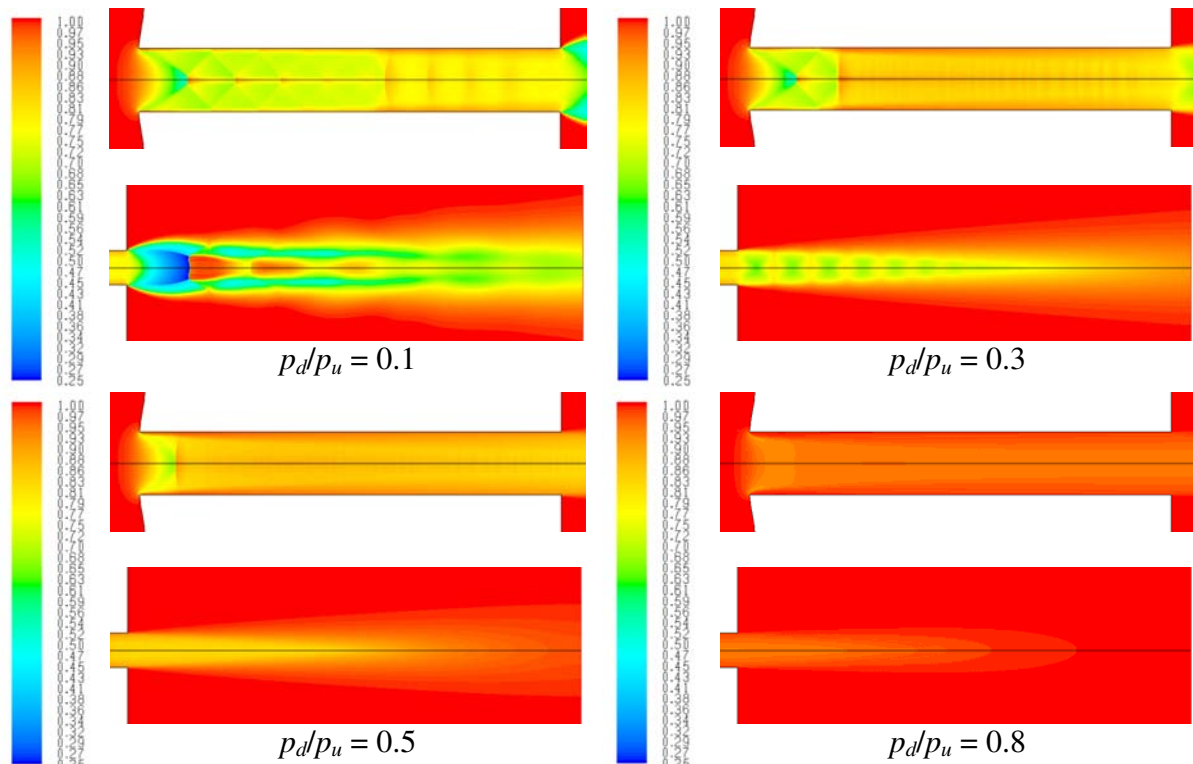
Mivel a belépéskor kialakuló leválási zóna a Mach-kontúrok alkalmazásával nem mindegyik esetben látható jól, ezért egy külön képsorozatot készítettem sebességkontúrok alkalmazásával, mely a belépés környezetében kinagyítva a **66. ábrán** látható. A sebességértékek a teljes számítási tartományban az adott nyomásviszony mellett fellépő legnagyobb sebességgel vannak dimenziótlanítva ( $v/v_{max}$ ).



66. ábra: Dimenziótlan áramlási sebesség a belépő keresztmetszet környezetében

A **66. ábrán** jól látható, hogy a leválási buborék mérete 0.1-es és 0.3-as nyomásviszony esetén gyakorlatilag megegyezik, míg kritikus nyomásviszony közelében kismértékben, felette pedig nagyobb mértékben megnő. A közvetlenül belépés után kialakuló lökeshullám sebessége és formája is nagymértékű hasonlatosságot mutat 0.1-es és 0.3-as nyomásviszony mellett. Ez korrelál az **59. ábrán** látható eredményekkel, amelyekből kiderül, hogy kritikus nyomásviszony alatt az átömlési tényező gyakorlatilag konstans, míg kritikus nyomásviszony felett folyamatosan csökken, viszont ez a csökkenés nem a kritikus nyomásviszonynál, hanem az alatt, kb. 0.4-es nyomásviszonytól kezdődik a mérések és a CFD számítások szerint is.

Mivel a Mach-szám értékét nem csak az áramlási sebesség, hanem a helyi hangsebesség értéke is befolyásolja, amit viszont a helyi hőmérsékletből lehet számítani, ezért megvizsgáltam a hőmérséklet-kontúrokat is, melyek a **67. ábrán**, a belépőoldali hőmérséklettel dimenziótlánítva ( $T/T_u$ ) láthatók. Jól látható, hogy az erőteljes expanzió miatt a hőmérséklet nagymértékben lecsökken, 0.1-es nyomásviszonyon 100 K alatti értékre a szelepből kilépő sugár elején. Ez az alacsony hőmérséklet magyarázatot ad a fellépő Mach-számok nagyságára is, hiszen ilyen alacsony hőmérsékletek mellett a helyi hangsebesség értéke is alacsonyabb lesz, ami a Mach-szám értékét növeli. A kinagyított képeken jól látható, hogy a hőmérséklet-kontúrok nagymértékben hasonlítanak a Mach-kontúrokhoz.



67. ábra: Dimenziótlan hőmérséklet-kontúrok a szelep belsejében és kilépőoldalán ( $T/T_u$ )

A CFD vizsgálatok eredményeként megállapítható, hogy a szelepben található rövid cső elején egy leválási zóna alakul ki, amely megváltoztatja az áramlási keresztmetszetet. Ez az áramlási keresztmetszet egy virtuális Laval-fúvókát formáz, ami a szelep belsejében kritikus nyomásviszony alatt hangsebesség fölé gyorsítja az áramlást. Megállapítható, hogy a hangsebesség fölötti áramlásban a leválási zónából kiinduló ferde lökeshullámok jelennek meg. Kritikus nyomásviszony alatt a csőben megjelenik egy merőleges lökeshullám is, amely után az áramlás hangsebesség alatti értékre lassul, a fali határréteg pedig megvastagszik. Belépésnél a leválási zóna miatt keletkező legszűkebb keresztmetszet után a levált határréteg visszafekszik a falra és a teljes geometriai keresztmetszetet kitölti, így a kilépőoldali ellennyomás csak korlátozott mértékben képes befolyásolni az áramlást. A leválási zóna mérete kritikus alatti nyomásviszonyon gyakorlatilag állandó, míg kritikus felett növekszik, ebből kifolyólag az átömlési tényező értéke kritikus nyomásviszony alatt elhanyagolható mértékben változik, míg kritikus felett számottevően csökken. Végül megállapítható, hogy a CFD vizsgálatok jellegre és értékre is a mérnöki gyakorlat szempontjából kellő pontossággal képesek visszaadni a szelep átömlési karakterisztikáját.

## 7. Félempirikus modell

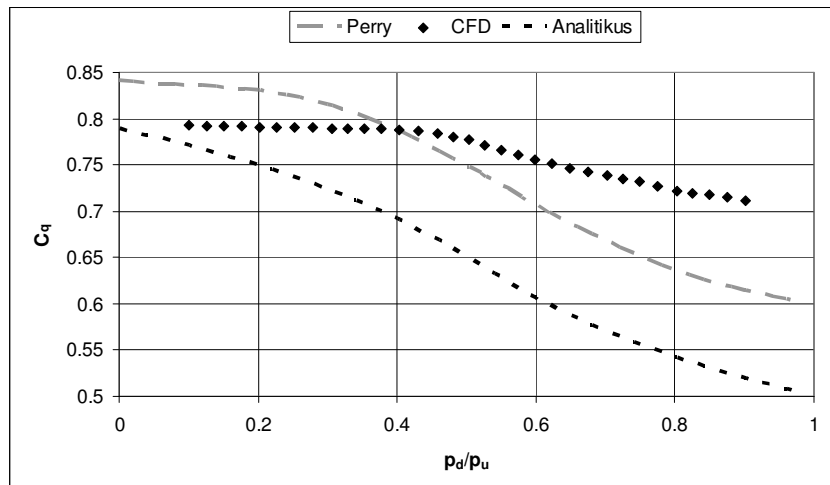
Kutatási témám egyik elsődleges célja volt egy olyan egyszerűsített 1D szelepmodell felállítása, amely kellő pontossággal, ugyanakkor alacsony számítási igénnyel képes visszaadni az általam vizsgált szelepcsaldát átömlési karakterisztikáját. A **4. fejezetben** ismertetett analitikus modell által adott átömlési karakterisztika ugyanakkor nyilvánvalóan nem alkalmas erre a célra, hiszen levezetésénél számos elhanyagolást tettünk. Bár hasonló trendeket mutat, mint a mérési, ill. CFD eredmények, számottevő különbségek is fellelhetők az értékeket és a trendet tekintve is (**68. ábra**). Ugyanakkor az analitikus modell elméleti alapokon nyugszik és segítségével a karakterisztika expliciten számolható, így jó alapot biztosít egy félempirikus modell létrehozására. A félempirikus modell így analitikus, elméleti összefüggésekre építhet, azok eredményét a mérések és CFD vizsgálatok figyelembevételével, korrekciós függvények használatával módosíthatja [119]. Fontos szempont, hogy a korrekciós függvények nem lehetnek túl bonyolultak, mert úgy nem teljesítik az alacsony számításigényre vonatkozó kritériumot. A félempirikus modell a korrekciós függvényekkel emellett lehetőséget biztosít az egyes geometriai paraméterek hatásának figyelembevételére.

Kiindulásként az **5. fejezet** elején ismertetett alapértelmezett geometriát vettem. A **6.2.2. fejezetben** leírtaknak megfelelően az alapértelmezett geometriánál a rotaméteres mérést tekintettem elsődleges viszonyítási alapnak, az **5.2.1. fejezetben** leírt problémák miatt a geometriai paraméterek hatását vizsgáló CFD számításokat mérőperemes mérésekkel ellenőriztem a vizsgált dimenziótlan paraméter-tartományok szélén. Az ellenőrző mérések és a CFD számítások összevetése hasonló korrelációjú eredményeket hozott, mint a **6.2.2. fejezetben** bemutatott összehasonlítás, így kijelenthető, hogy a vizsgált dimenziótlan paraméter-tartományokon a CFD számítások mérnöki szempontból megfelelő pontosságot adnak.

### 7.1. Modell felállítása a kiinduló állapotra

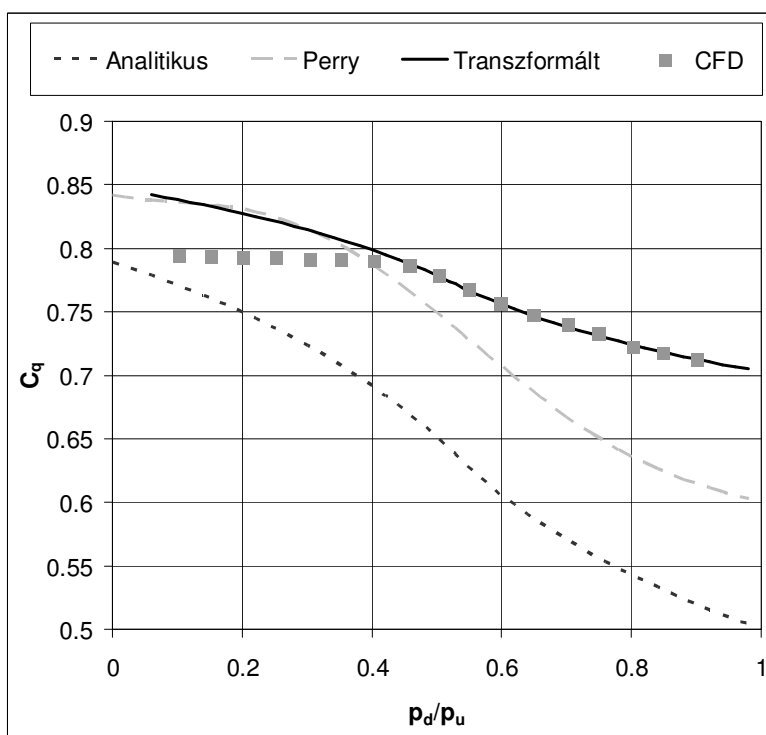
A **6. fejezetben** bebizonyosodott, hogy az általam készített CFD modell kellő pontossággal képes visszaadni a szelep átömlési karakterisztikáját. Az **59. ábrán** látható, hogy a CFD modell a mért adatok trendjét és értékeit is követi. Az is látható azonban, hogy a mérések által szolgáltatott adatok az egyes paraméterek átömlési karakterisztikára gyakorolt hatásának vizsgálatára nem alkalmasak, mivel a paraméterek hatása a szórásnál kisebb mértékű is lehet. Ez azt jelenti, hogy a méréseket közvetlenül nem lehet felhasználni a paraméterek hatásának vizsgálatára, hanem számos mérési sorozat átlagából lehet csak a pontos eredményekre következtetni. A CFD vizsgálat ebből a szempontból jóval érzékenyebb, ott egy sorozat elég egy geometriai konfiguráció átömlési karakterisztikájának meghatározására. Ezért a félempirikus modell felállításához a CFD számításokból kapott, mérésekkel ellenőrzött eredményeket vettem alapul.

A **68. ábrán** látható összehasonlításból kiderül, hogy a CFD modell által szolgáltatott eredmények kritikus nyomásviszony felett jobban hasonlítanak az analitikus modellre. Ez azt valószínűsíti, hogy különböző korrekciós függvényeket kell alkalmazni kritikus nyomásviszony alatt és felett. Az illesztést a legkisebb négyzetek módszerével végeztem. Számos különböző függvényt vizsgáltam meg, melyek között több olyan is volt, melyek kellő pontosságú illesztést tettek lehetővé. A megfogalmazott célkitűzésnek (minimális számítási igény) megfelelően ezek közül a legegyszerűbbet választottam ki.



68. ábra: Analitikus modell és a CFD számítások összehasonlítása

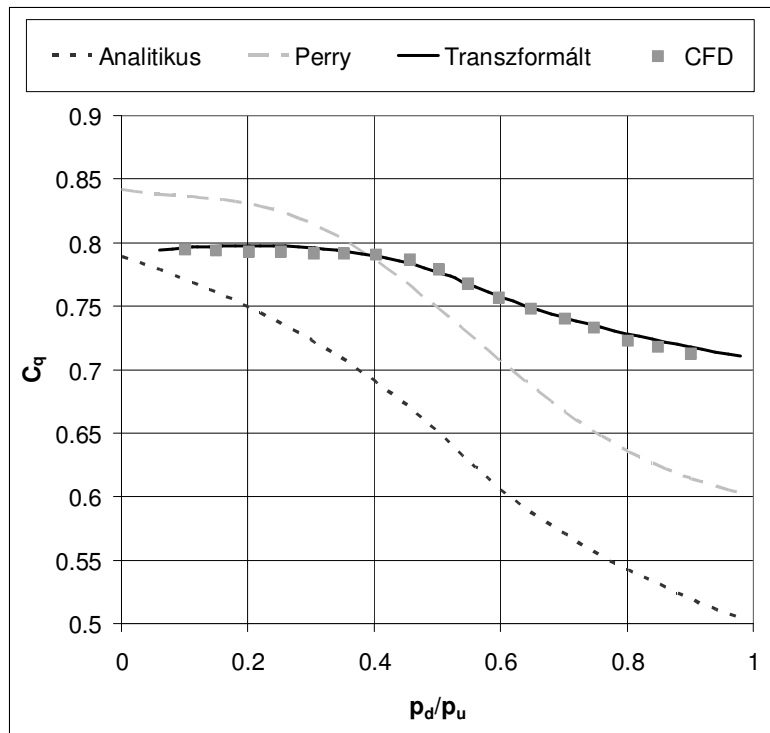
Kritikus feletti nyomásviszonyon az illesztés egy egyszerű lineáris transzformációval megoldható, mely független a nyomásviszonytól, és mindössze két konstans használ. A 69. ábrán látható, hogy a (101a) képlet alapján transzformált görbe szinte tökéletesen illik a CFD számítás által szolgáltatott adatokra kritikus feletti nyomásviszony-tartományon. Ez valószínűsítette, hogy a kritikus alatti nyomásviszony-tartomány esetében is hasonló korrekciós függvényt célszerű alkalmazni, továbbá szintén célszerű a kritikus feletti nyomásviszony-tartomány esetében alkalmazott korrekciós függvény paramétereit felhasználni.



69. ábra: Transzformáció kritikus nyomásviszony felett

A fenti bekezdésnek megfelelően, a 69. ábrán látható „Transzformált” görbe egy egyszerű lineáris transzformáción alapul. Az eredeti analitikus görbe el lett forgatva a kritikus nyomásviszonyhoz analitikus modellel számított átömlési tényező értéke körül, majd el lett

tolva a függőleges tengely mentén egy konstans értékkel. Az így kapott görbe igen pontosan követi a CFD számítások eredményeit a kritikus feletti nyomásviszony-tartományban, viszont alatta már jelentősen eltér. Ennek a korrigálásához egy nyomásviszony-függő korrekciós függvény alkalmazására volt szükség. Ez egyel több korrekciós tényezőt ( $K_3$ ) tartalmaz a kritikus feletti nyomásviszony-tartományban alkalmazott kettőhöz képest ( $K_1, K_2$ ). A végső görbe, amely tartalmazza mindkét korrekciót a megfelelő nyomásviszony-tartományban, a **70. ábrán** látható, a transzformációt pedig a **(101a)-(101b) képletek** segítségével végeztem el. A transzformált görbe igen pontosan követi a CFD számításból kapott eredményeket, a különbség a teljes tartományon  $\pm 1\%$ -on belül marad. Belátható, hogy a két képlet kritikus nyomásviszonyon azonos eredményt ad, hiszen ott az első tag mindkét esetben zérus, a fennmaradó két tag ( $C_{qcrit}, K_2$ ) pedig megegyezik.



70. ábra: Transzformáció a teljes nyomásviszony-tartományon

$$C_{qcorr} = (C_q - C_{qcrit}) \cdot K_1 + C_{qcrit} + K_2 \quad \text{ha} \quad \frac{P_d}{P_u} > \left( \frac{P_d}{P_u} \right)_{crit} \quad (101a)$$

$$C_{qcorr} = (C_q - C_{qcrit}) \cdot \left( K_3 + \frac{P_d}{P_u} \cdot \frac{K_1 - K_3}{C_{qcrit}} \right) + C_{qcrit} + K_2 \quad \text{ha} \quad \frac{P_d}{P_u} \leq \left( \frac{P_d}{P_u} \right)_{crit} \quad (101b)$$

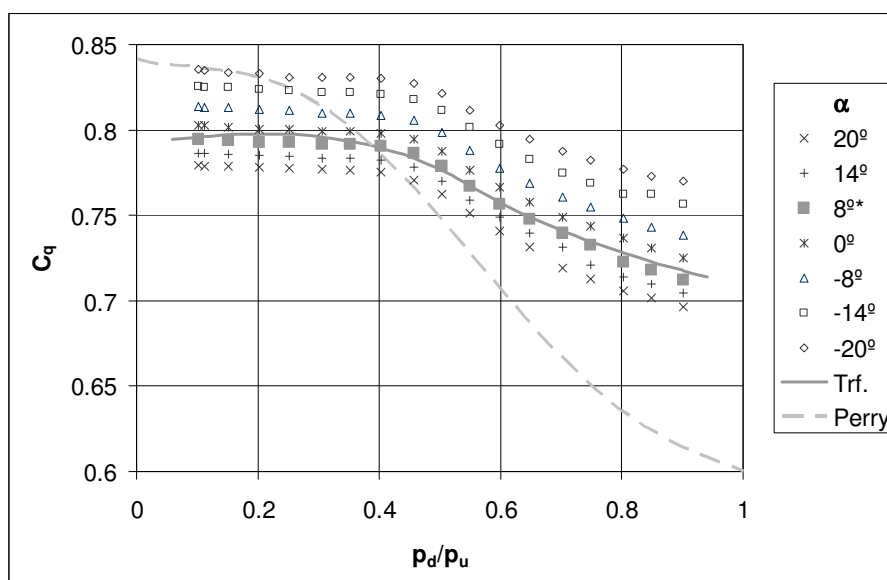
A **(101a)-(101b) képletekben**  $C_q$  az analitikus modell által számított átömlési tényezőt, míg  $C_{qcrit}$  az analitikus modell által a *kritikus nyomásviszonyon* számított átömlési tényezőt jelöli. A  $K_1$ - $K_3$  korrekciós tényezők értékei a következő fejezetekben ismertetett függvények szerint számíthatók, a vizsgált dimenziótlán paraméterek függvényében.

## 7.2. Korrekció a szeleplék állásszögének függvényében

A CFD vizsgálatok előnyei közé tartozik az is, hogy könnyű megváltoztatni a geometriai paramétereket, míg kísérleti vizsgálatok során az új alkatrészek előállítása nehezebb és költségesebb. Ezért úgy döntöttem, hogy a CFD modell segítségével fogom vizsgálni egyes paraméterek hatását. Eddig az átömlési tényezőt vizsgáltam a nyomásviszony függvényében, így következő lépésként egy geometriai jellemzőt kellett választani, célszerűen olyat, amelynek hatásáról nem álltak rendelkezésre irodalmi adatok. Ezért az egyik dimenziótlán paraméternek az átömlőnyílás belépő oldalán elhelyezkedő szeleplék állásszögét ( $\alpha$ ) vettem (30. ábra)[120].

A 6.2.3. fejezetben bemutatott CFD eredményekből kiderült, hogy amikor az áramlás belép a szeleplékcsőn levő furatba, közvetlenül a belépőél után kialakul egy leválási zóna. Az is kiderült a vizsgálatokból, hogy ennek a zónának a mérete közvetlenül befolyásolja az átömlési tényezőt. A szeleplék állásszögének változtatásával ennek a leválási zónának a mérete, így az átömlési karakterisztika befolyásolható. Várható, hogy nagyobb állásszögek mellett a leválási zóna mérete nagyobb, így az átömlési tényező értéke kisebb lesz.

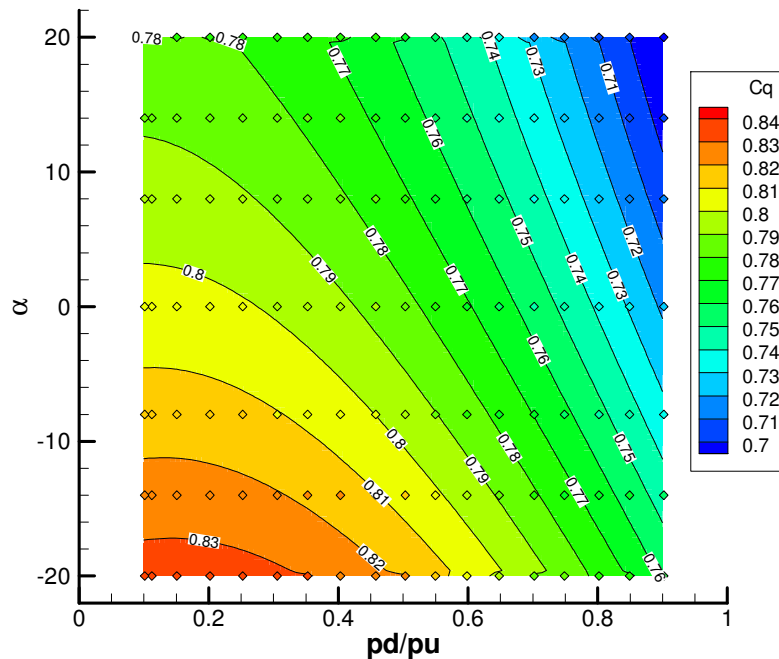
A különböző állásszögekre végzett vizsgálatok eredménye a 71. ábrán látható. Összehasonlításképpen feltüntettem a 7.1. fejezetben ismertetett „*Tranzformált*” görbét (Trf.) és a Perry-polinomot is. Mivel az alapértelmezett geometriában az állásszög  $8^\circ$  volt, ezért az ehhez tartozó értékeket a többitől élesen elkülönülő jelöléssel láttam el, a jelmagyarázatban pedig \*-al jelöltem. A trendek jobb szemléltetése céljából a 72. ábrán látható a Tecplot vizualizációs program [121] segítségével készült, közelítő interpolációt alkalmazó kontúrtérkép. Az ábra vizsgálata során figyelembe kell venni, hogy a vizualizációs program interpolációs rutinjának korlátai miatt számszerű értékeket erről a kontúrtérképről nem érdemes leolvasni, azonban a főbb trendek alakulását – az eljárás korlátainak figyelembevétele mellett – igen szemléletesen mutatja be.



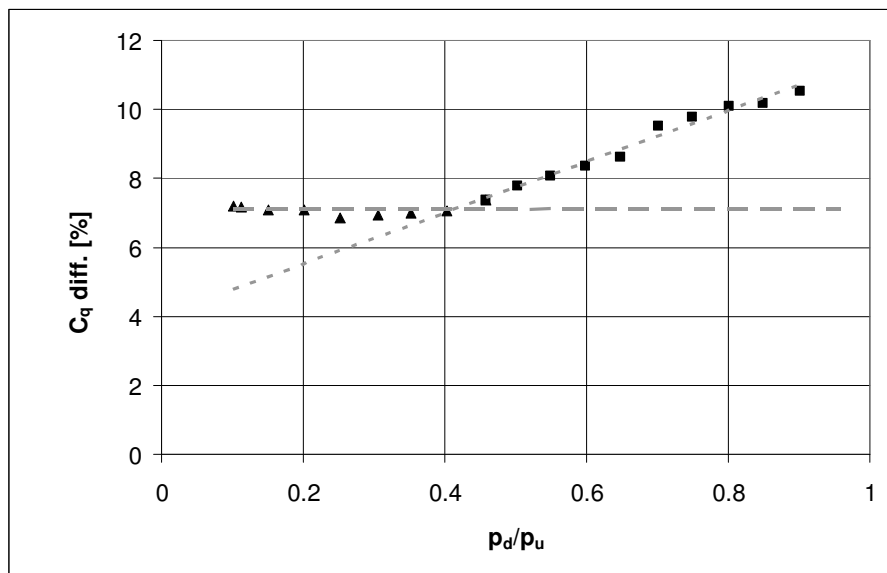
71. ábra:  $C_q$  értékek különböző állásszögekhez

Jól látszik, hogy a feltételezésnek megfelelően, nagyobb állásszöghöz kisebb átömlési tényező tartozik. Az is látszik ugyanakkor, hogy a változás mértéke  $40^\circ$ -os állásszög-változás mellett meghaladja a 10%-ot. A 73. ábrán levő grafikon is ezt támasztja alá, ahol összehasonlítottam

az adott nyomásviszonyhoz tartozó legnagyobb és legkisebb értékeket, és a különbséget a nyomásviszony függvényében ábrázoltam. Megfigyelhető, hogy ez a különbség a kritikus alatti nyomásviszony-tartomány egy részében állandó, kb. 7%, kritikus felett viszont folyamatosan nő, kb. 11%-ot ér el. Látható az is, hogy a két illesztett egyenes nem a kritikus nyomásviszonynál, hanem kb. 0.4-es értéknél találkozik. Ennek valószínűleg a belépésnél kialakuló Laval-fúvóka formájú áramlási keresztmetszet az oka, amely bizonyos nyomásviszony alatt hangsebesség feletti áramlást hoz létre a szelepkosáron levő cső egy részében.



72. ábra: Átömlési tényező kontúrtérképe a nyomásviszony és  $\alpha$  függvényében



73. ábra: A legkisebb és legnagyobb  $C_q$  közti különbség a nyomásviszony függvényében

A CFD vizsgálatok elvégzése után a **(101a-b) képletek** segítségével meghatároztam a  $K_i$  korrekciós tényezők értékeit az állásszög függvényében. Miután megállapítottam mindegyik állásszögre a tényezők értékeit, nyilvánvaló lett, hogy azok változása az állásszög függvényében egy egyszerű lineáris összefüggéssel leírható a **(102a-c) képletek** szerint. A

korrekciós tényezőkre ezekkel a függvényekkel számított értékek a korrigált átömlési tényezőt az empirikus értékekhez képest  $\pm 1\%$ -os sávon belül tartják.

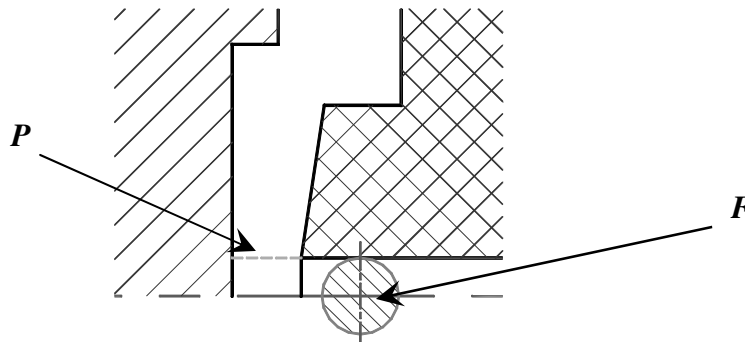
$$K_1 = 2.777 \cdot 10^{-3} \cdot \alpha + 0.4341 \quad (102a)$$

$$K_2 = -1.47 \cdot 10^{-3} \cdot \alpha + 0.1419 \quad (102b)$$

$$K_3 = 2.585 \cdot 10^{-4} \cdot \alpha + 0.1319 \quad (102c)$$

### 7.3. Korrekció $\Delta s$ függvényében

A (82) képlet alapján az átömlési tényező a legszűkebb geometriai keresztmetszetre vonatkozik. Az eddigi esetekben a legszűkebb keresztmetszet kivétel nélkül a szelepkosáron levő furat volt, ezért felmerült az a kérdés, hogy hogyan változik az átömlési tényező abban az esetben, ha nem a furat, hanem a szelepkosár és a szeleptest közötti palástfelület válik a legszűkebb keresztmetszetté, ill. hogy mi történik abban az esetben, ha a furat keresztmetszete és ez a palástfelület megegyezik. Ezért a CFD vizsgálatokat különböző szeleptányér-távolság – furatátmérő viszony ( $s/d$ ) mellett is elvégeztem.  $s/d$  definíciója alapján nyilvánvaló, hogy ha  $s$  értéke kisebb, mint  $d/4$ , akkor a szelepkosár és a szeleptest közti palástfelület lesz a legszűkebb keresztmetszet. A vizsgált dimenziótlan paraméter esetében ez  $s/d = 0.25$  alatt lép fel. A 74. ábrán látható az átáramlási geometria kinagyítva, melyen  $P$  jelöli a palástfelületet és  $F$  a furatkeresztmetszetet.

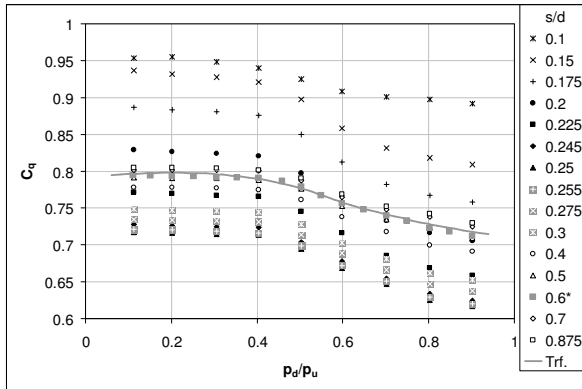


74. ábra: Az átáramlási geometria kinagyítva

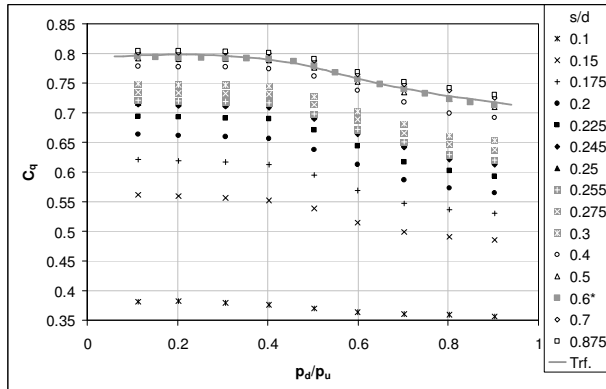
Mivel az átömlési tényező a definíció szerint mindig a legszűkebb geometriai keresztmetszetre vonatkozik,  $s/d = 0.25$  alatt a palástfelülettel, felette pedig a furatkeresztmetszettel számoltam. Mérnöki szempontból azonban célszerű lehet egy olyan ábrázolásmód, ahol a teljes  $s/d$  tartományban (tehát  $s/d = 0.25$  alatt is) a furatkeresztmetszettel van számítva az átömlési tényező. Ebben az esetben figyelembe kell venni, hogy  $s/d = 0.25$  alatt a folyamatosan csökkenő palástkeresztmetszet fogja meghatározni a tömegáramot, így az átömlési tényező folyamatosan csökkenni fog, akár irreálisan alacsony értékekre.

A fenti gondolatmenetnek megfelelően az alábbi ábrákon külön követhető a kétféle számítási mód. A baloldali ábrákon (75/a., 76/a.) láthatók az átömlési tényező definíció szerinti számítási módjával kapott eredmények, míg a jobboldali ábrákon (75/b., 76/b.) a mérnöki szempontból egyszerűsített számítási mód eredményei. A 75. ábrán feltüntettem összehasonlításképpen a 7.1. fejezetben ismertetett „Transformált” görbét (Trf.) is, az alapértelmezett geometria ( $s/d = 0.6$ ) pedig a jelmagyarázatban \*-al van jelölve. A 76. ábrán a trendek jobb szemléltetése céljából készült közelítő interpolációt alkalmazó kontúrtérkép

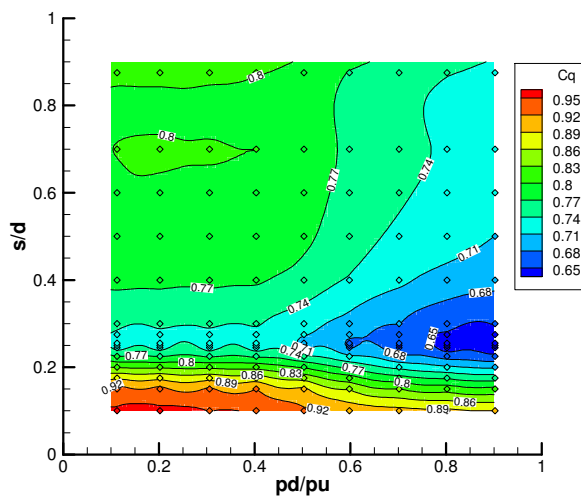
látható.



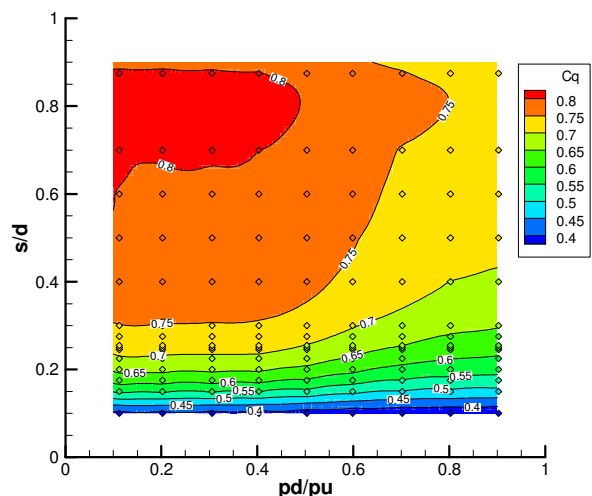
75/a. ábra:  $C_q$  értékek különböző  $s/d$  viszonyokhoz, definíció szerint számítva



75/b. ábra:  $C_q$  értékek különböző  $s/d$  viszonyokhoz, mérnöki szemlélet szerint számítva



76/a. ábra:  $C_q$  kontúrtérképe  $pd/p_u$  és  $s/d$  függvényében, definíció szerint számítva

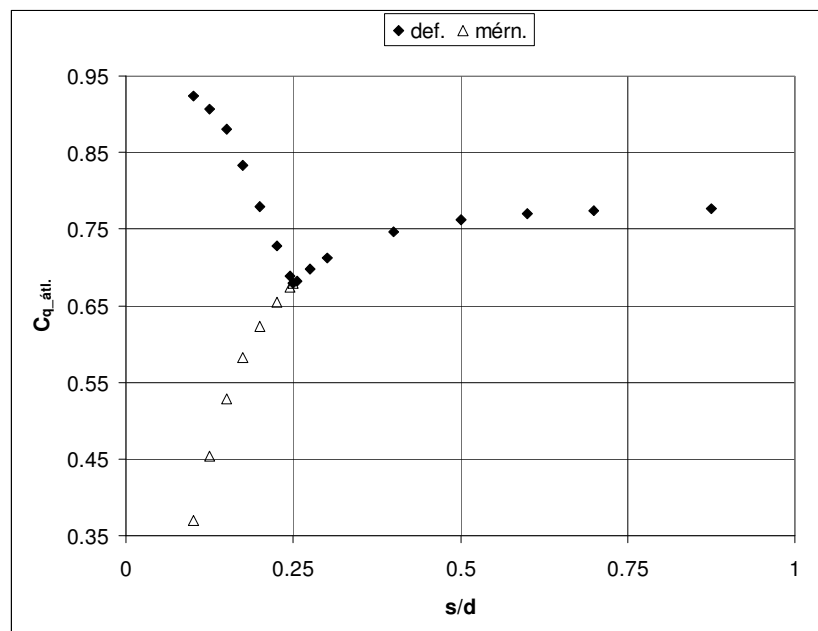


76/b. ábra:  $C_q$  kontúrtérképe  $pd/p_u$  és  $s/d$  függvényében, mérnöki szemlélet szerint számítva

A **75/a. ábrán** feltűnő, hogy  $s/d < 0.2$  esetén az átömlési tényező igen nagy értékeket is felvehet. Ha a nyomásviszony 0.3 alatt van és  $s/d = 0.1$ , akkor az átömlési tényező egészen 0.95-ig növekszik, de kritikus feletti nyomásviszonyon is csak kb. 0.9-es értékre csökken. Ugyanakkor az is látható, hogy a legkisebb átömlési tényező  $s/d = 0.25$  mellett jelenik meg. Ezzel szemben, a **75/b. ábrán** az átömlési tényező folyamatosan csökken  $s/d = 0.25$  alatt is, egészen 0.4 alá. Ez a Borda-féle kiömlőnyílásnál jól ismert 0.5-ös érték alatt van, viszont ez a palástkeresztmetszet csökkenése folytán csökkenő tömegáram miatt adódik.

A **76/a. ábrán** jól követhetőek a **75/a. ábrán** felismerhető trendek, szembetűnő hogy a legkisebb értékek  $s/d = 0.25$  mellett, magas nyomásviszonyokon jelennek meg. Észrevehető, hogy az átömlési tényező növekedése  $s/d = 0.25$  alatt igen erőteljes, míg felette jóval lassabb, majd  $s/d = 0.7$  felett, alacsony nyomásviszonyon némi visszaesést majd újabb növekedést mutat. Figyelembe kell venni azonban, hogy ez a visszaesés a vizualizációs program interpolációs rutinjának korlátai miatt látható, a valóságban – a **75. ábrának** megfelelően – az átömlési tényező nem csökken. Ez a látszólagos visszaesés a **76/b. ábrán** is tapasztalható. A **7.2. fejezethez** hasonlóan itt is meg lehet állapítani, hogy ez a kontúrtérkép elsősorban a főbb trendek szemléletes ábrázolására alkalmas.

A **77. ábrán** látható az átlagos átömlési tényező  $s/d$  függvényében. Felismerhető, hogy  $s/d$  növelésével az átömlési tényező növekszik ugyan, de 0.5 felett már csupán minimális mértékű ez a növekedés. A fentiek alapján nyilvánvaló, hogy a definíció szerint számított átömlési tényező (*def.*) tekintetében  $s/d = 0.25$  jelenti a legrosszabb konfigurációt, 0.5 fölé növelni viszont gyakorlatilag felesleges.  $s/d$  csökkentésével a definíció szerint számított átömlési tényező értéke növekszik, ennek a felső határát további vizsgálatokkal lehet meghatározni. A mérnöki szemlélet szerint számított érték (*mérn.*) ezzel szemben szigorúan monoton csökkenést mutat. Látható, hogy az állásszög változtatásával szemben, ahol az átömlési tényező értéke kb. 10%-os sávban mozgott, itt a különbség akár 30%-os is lehet a definíció szerinti számítással, míg a mérnöki szemlélet szerinti számítással szinte a teljes tartományt lefedi.



**77. ábra: Átlagos átömlési tényező  $s/d$  függvényében**

A geometria vizsgálatával könnyen belátható, hogy a szelepkosár és a szeleptest a tengelyszimmetria miatt tetszőleges  $s/d$  mellett egy konfúzort képez. Egy konfúzorban a kontrakció általában kicsi, így arra lehet számítani, hogy ha a palástfelület a legszűkebb keresztmetszet, akkor az átömlési tényező megnő. Figyelembe kell azonban venni, hogy az eddigi számítások szerint a kiinduló geometriánál az átömlési tényező értéke átlagosan kb. 0.75–0.8, amiből arra lehet következtetni, hogy a kiinduló geometria átömlési tényezőihez képesti javulás kb. akkor kezdődik, ha  $s < d/4 \cdot 0.8$ . A **75/a. és 77. ábrákon** jól követhető ez a trend, látható hogy kb.  $s/d = 0.2$  alatt a definíció szerint számított átömlési tényező következetesen az alapértelmezett geometriánál kapott értékek felett van.

A CFD vizsgálatok elvégzése után a **(101a-b) képletek** segítségével meghatároztam a  $K_i$  korrekciós tényezők értékeit  $s/d$  függvényében. A fenti bekezdésekben foglaltak alapján nem volt meglepő, hogy a tényezők értékei különbözően változnak  $s/d = 0.25$  alatt és felett. 0.25 alatt ráadásul a kétféle szemléletmód is külön vizsgálatot igényelt. A korrekciós tényezők változása a **(103a)-(105c) képleteken** követhető. A tényezőkre ezekkel a függvényekkel számított értékek a korrigált átömlési tényezőt az empirikus értékekhez képest  $\pm 3\%$ -os sávon belül tartják.

$$K_1 = -49.164 \cdot ((s/d) - 0.25)^2 - 5.432 \cdot ((s/d) - 0.25) + 0.5833 \quad (103a)$$

$$K_2 = -11.831 \cdot ((s/d) - 0.25)^2 - 2.334 \cdot ((s/d) - 0.25) + 0.2133 \quad (103b)$$

$$K_3 = -5.435 \cdot ((s/d) - 0.25)^2 - 2.438 \cdot ((s/d) - 0.25) + 0.0472 \quad (103c)$$

ha  $s/d < 0.25$ , és  $C_q$  számítása definíció szerint történik,

$$K_1 = -27.834 \cdot ((s/d) - 0.25)^2 - 1.084 \cdot ((s/d) - 0.25) + 0.5833 \quad (104a)$$

$$K_2 = -11.05 \cdot ((s/d) - 0.25)^2 - 0.903 \cdot ((s/d) - 0.25) + 0.2133 \quad (104b)$$

$$K_3 = -10.248 \cdot ((s/d) - 0.25)^2 + 0.5565 \cdot ((s/d) - 0.25) + 0.0472 \quad (104c)$$

ha  $s/d < 0.25$ , és  $C_q$  számítása mérnöki szemlélet szerint történik, és

$$K_1 = 0.4531 \cdot ((s/d) - 0.25)^2 - 0.5214 \cdot ((s/d) - 0.25) + 0.5833 \quad (105a)$$

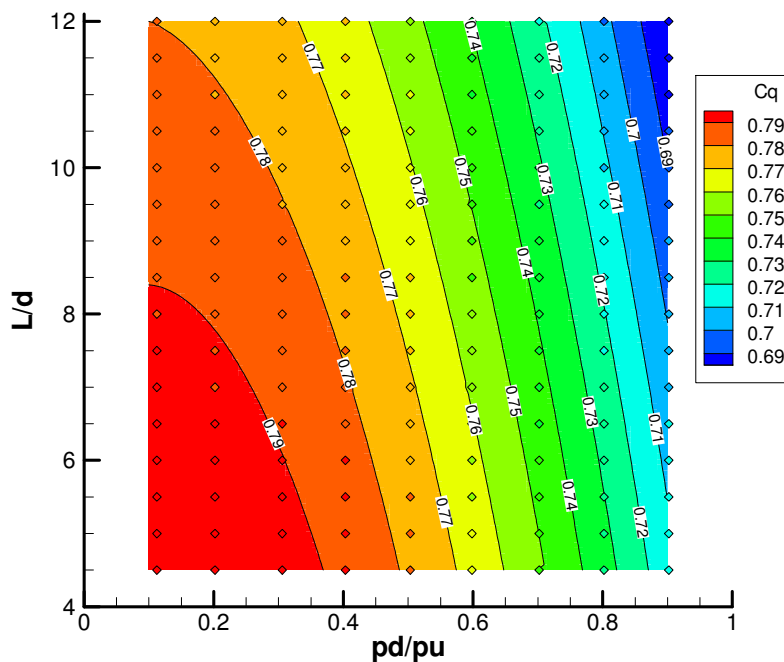
$$K_2 = 0.5923 \cdot ((s/d) - 0.25)^2 - 0.4450 \cdot ((s/d) - 0.25) + 0.2133 \quad (105b)$$

$$K_3 = -0.3812 \cdot ((s/d) - 0.25)^2 + 0.3814 \cdot ((s/d) - 0.25) + 0.0472 \quad (105c)$$

ha  $s/d \geq 0.25$ .

#### **7.4. Korrekció a furat hossz/átmérő viszonyának függvényében**

Az általam vizsgált szelep egyik jellegzetessége, hogy az átömlő furat hossza többszöröse az átmérőjének. A furatban a közeg igen nagy sebességgel áramlik, így feltételezhető, hogy a fali súrlódás is hatással van az átömlési karakterisztikára. Ennek ellenőrzésére vizsgálatokat végeztem különböző hossz-átmérő viszonyok mellett is. Eredményül azonban azt kaptam, hogy a hossz-átmérő viszony alapértelmezett geometriához képesti 2.5-szeres növelése mindössze 5%-os mérséklődést okozott az átömlési tényezőben. Ez ráadásul csak 0.8 feletti nyomásviszonyon jelentkezett, míg 0.2 alatti nyomásviszonyon a különbség 2.5% alá csökkent. A trendek szemléltetése céljából a **78. ábrán** látható a nyomásviszony és a hossz/átmérő viszony függvényében készített kontúrtérkép, melyen jól követhető, hogy a kontúrvonalak kritikus feletti nyomásviszonyokon szinte függőlegesek, az átömlési tényező a  $L/d$  viszony függvényében minimális mértékben változik.



78. ábra: Átömlési tényező kontúrtérképe a nyomásviszony és  $L/d$  függvényében

Ennek a jelenségnek a megértéséhez ismét megvizsgáltam a CFD számításokról készült ábrákat (6.2.3. fejezet). Jól látható, hogy a lökeshullámok legfeljebb a szelepen levő furat első felében, a belépéstől legfeljebb 3-4 átmérőnyi távolságra jelennek meg. Ezután egy merőleges lökeshullám jelenik meg, és onnantól kezdve az áramlás hangsebesség alá csökken. Mindebből az a következtetés vonható le, hogy az áramlás merőleges lökeshullám utáni, ill. kritikus nyomásviszony felett a leválási zóna utáni szakaszban a fali súrlódás hatása a belépésnél kialakuló veszteségekhez képest nem számottevő. Ez azt jelenti, hogy a hossz-átmérő viszony hatása az átömlési tényezőre minimális, az átömlési karakterisztika befolyásolása ezzel a dimenziótlan paraméterrel az általam vizsgált szelepcsoporton nem célszerű, hiszen más paraméterek sokkal nagyobb mértékben képesek befolyásolni azt.

## 8. Összefoglalás, tézisek

- 1. Tézis:** Az általam vizsgált szeleptípusra az irodalomban fellelhető eseteknél szélesebb körűen, szisztematikusan meghatároztam a kialakuló stacioner tömegáramot befolyásoló jellemzőket. A szakirodalomban publikált módszertant kiegészítettem azzal, hogy dimenzióanalízist alkalmaztam, mely révén az eddigieknél szélesebb körű dimenziótlan csoportokat definiáltam a vizsgált szeleptípusra. Megállapítottam, hogy a dimenziómátrixból származó dimenziótlan jellemzők mellett egyéb dimenziótlan jellemzők is befolyásolják a tömegáramot. Ezért a dimenziómátrixból származó jellemzők mellett egy olyan dimenziótlan jellemző hatását is vizsgáltam, amely a szakirodalomban nem szerepelt (szelepkosár letörési szöge).
- 2. Tézis:** Kidolgoztam egy analitikus modellt az átömlési tényező ( $C_q$ ) nyomásviszony-függésére ( $p_d/p_u$ ) Borda-féle kiömlőnyílás és stacioner áramlás esetén, amely az eddigi analitikus modellekhez képest a teljes nyomásviszony-tartományon alkalmazható. Az analitikus modelltől megállapítható trend és a CFD számítások alapján magyarázatot adtam a szakirodalomban fellelhető, teljes nyomásviszony-tartományon érvényes empirikus modellek által mutatott trendre, miszerint az átömlési tényező értékét a nyomásviszony a kritikus alatti tartományon is befolyásolja. Bár a legszűkebb keresztmetszetben a kritikusnak megfelelő viszonyok (nyomás, hőmérséklet) uralkodnak, ugyanakkor a sugár körüli körgyűrűben az ellennyomás is tud érvényesülni a mérőperem-jellegű, ill. a Borda-féle kiömlőnyílásokban. Ennek köszönhetően a mérőperem-jellegű, ill. a Borda-féle kiömlőnyílásokat vizsgáló empirikus modellekben az átömlési tényező kritikus nyomásviszony alatt a nyomásviszony csökkenésével folyamatosan emelkedő tendenciát mutat. Megállapítottam, hogy az általam vizsgált szelepcsoportban az ellennyomás csak korlátozott mértékben képes befolyásolni az átömlési tényezőt kritikus nyomásviszony alatt, mert az átömlőnyílásba történő belépéskor keletkező leválási zóna után az áramlás ismét kitölti a rendelkezésre álló geometriai keresztmetszetet, így az ellennyomás a vena contracta közelében nem képes érvényesülni. Ráműtattam, hogy ezek a jelenségek, ill. a CFD számítások eredményei magyarázatot adnak az átömlési karakterisztika konstans trendjére kritikus nyomásviszony alatt, ill. a nyomásviszony növelése esetén folyamatos csökkenésre kritikus nyomásviszony felett.

A szerző kapcsolódó cikkei: [102],[119]

- 3. Tézis:** Kidolgoztam egy új mérési módszertant, melynek segítségével pneumatikus szelepek nyomásviszony-függő átömlési karakterisztikája állítható fel a teljes nyomásviszony-tartományon, stacioner áramlás feltételezésével. Bebizonyítottam, hogy a tömegáram meghatározása visszavezethető egy tartály nyomásváltozásának mérésére. Megállapítottam, hogy a hőmérséklet-változás elhanyagolása csak a leürítési folyamat kezdeti, igen rövid szakaszán ad elfogadható közelítést. Kimutattam, hogy módszerem a kritikus alatti nyomásviszony-tartományon mérnöki szempontból megfelelően pontos, emellett a kritikus feletti tartományon is alkalmas közelítő eredmények

felállítására. Ráműtattam arra, hogy ez a módszer haszongépjárművek pneumatikus rendszerén végzett kutatás-fejlesztés során alkalmazható előnyösen, mivel azokban a rendszerekben gyárilag be vannak építve a mérést lehetővé tevő nagy sebességű és nagy pontosságú nyomástávadók és az adatrögzítéshez szükséges elektronika.

A szerző kapcsolódó cikkei: [57],[106],[107],[120]

- 4. Tézis:** Az általam vizsgált szelepcsoportra kísérletekkel alátámasztott numerikus áramlástan vizsgálatokat végeztem, melyek során a stationer áramlás szerkezetét és az átömlési tényező változását az irodalomban talált eseteknél szélesebb körű és részletesebb vizsgálatnak vettem alá. Kimutattam, hogy a leválási zóna által megváltoztatott áramlási keresztmetszet egy virtuális Laval-fűvókát formáz kritikus nyomásviszony alatt, így a szelep belsejében lokálisan hangsebesség feletti áramlás alakul ki. Ráműtattam arra, hogy a kialakuló áramkép nagymértékben hasonlít a hangsebesség felett üzemelő konfúzorok után csatlakoztatott csőben kialakulóra. Megállapítottam, hogy a szelepfurat belépő keresztmetszetében kialakuló lökeshullámok, ill. a leválási zóna méretei kritikus nyomásviszony alatt minimális mértékben változnak. Kritikus feletti nyomásviszonyon ugyanakkor a leválási zóna folyamatosan növekszik, csökkentve ezzel az átömlési tényezőt.

A szerző kapcsolódó cikkei: [57],[102],[119],[120]

- 5. Tézis:** Az általam kidolgozott analitikus modell és a kísérletekkel alátámasztott numerikus áramlástan vizsgálatok alapján felállítottam egy félempirikus modellt. Megállapítottam, hogy az általam kidolgozott analitikus modelltől egyszerű transzformációk révén a vizsgálati körben bármely  $C_q$  görbe származtatható úgy, hogy az eredmények legfeljebb 3% relatív eltéréssel követik a CFD módszerrel számított átömlési tényezőt. Igazoltam, hogy kritikus nyomásviszony alatt és felett különböző transzformáció alkalmazása szükséges. Kimutattam, hogy az átömlési tényező korrekciójának függése a szelepkosár letörési szögétől ( $\alpha$ ) lineáris, ugyanakkor a szeleptányér-távolság – furatátmérő viszonytól ( $s/d$ ) már másodfokú. Megállapítottam, hogy az átömlési tényező korrekciójának függése az  $s/d$  viszonytól különbözik a 0.25 alatti és feletti tartományon, de az összefüggés mindkét esetben másodfokú. Megállapítottam, hogy az  $s/d$  viszonyt nem érdemes 0.5 fölé növelni, mert abban a tartományban  $C_q$  növekedése  $s/d$  függvényében minimális. Ráműtattam arra, hogy az általam vizsgált tartományban a hossz-átmérő viszony ( $L/d$ ) növelése minimális mértékben befolyásolja az átömlési tényezőt, vagyis az áramlás merőleges lökeshullám utáni, ill. kritikus nyomásviszony felett a leválási zóna utáni szakaszában a fali súrlódás hatása a belépésnél kialakuló veszteségekhez képest nem számottevő.

A szerző kapcsolódó cikkei: [102],[119],[120]

## 9. Irodalomjegyzék

- [1] U.S. Department of Energy, Energy Efficiency and Renewable Energy (EERE): *Improving Compressed Air System Performance*, USA, 1998.
- [2] U.S. Department of Energy, Energy Efficiency and Renewable Energy (EERE): *Determine the Cost of Compressed Air for Your Plant*, USA, 2000.
- [3] K. Szócs, P. Kőfalusi, S. Németh: *Fékrendszerek*, Maróti-Godai, 1997.
- [4] Knorr-Bremse: *Solenoid Valves*, 2004.
- [5] Bosch-Rexroth: *Pneumatics Catalog*, 2006.
- [6] ISO 1219-1:2006, *Fluid power systems and components -- Graphic symbols and circuit diagrams*
- [7] S. Helduser, O. Beyer, H. Lausch: *Development and optimization of industrial proportional pressure-relief valves*, Proc. 7th Scandinavian International Conference on Fluid Power (SICFP '01), Vol. 1, pp. 191-203, Linköping, Sweden, 2001.
- [8] Artur J. Jaworski, Tomasz Dyakowski: *Observations of “granular jump” in the pneumatic conveying system*, Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 31, pp. 877–885, 2007.
- [9] Néstor Vásquez, Karl Jacob, Ray Cocco, Shrikant Dhodapkar, George E. Klinzing: *Visual analysis of particle bouncing and its effect on pressure drop in dilute phase pneumatic conveying*, Powder Technology, Vol. 179, pp. 170–175, 2008.
- [10] C.P. Sampaio, R.M. Nogueira, C.D. Roberto, J.S. Silva: *Development of a dryer with airflow reversal and a pneumatic system for grain movement*, Biosystems Engineering, Vol. 98, pp. 33 – 38, 2007.
- [11] R. Benhadj, R.L. Roome: *Pneumatic proximity-to-tactile imaging device*, Sensor Review, Vol. 20, pp. 36-42, 2000.
- [12] Bertrand Tondu, Pierre Lopez: *The McKibben muscle and its use in actuating robot-arms showing similarities with human arm behaviour*, Industrial Robot, Vol. 24, pp. 432–439, 1997.
- [13] John Iovine: *Artificial Pneumatic Muscles*, Servo, Vol. 6, pp. 52-56, 2006.
- [14] Gustavo A. Ardila Rodríguez, Carole Rossi, Kaili Zhang: *Multi-physics system modeling of a pneumatic micro actuator*, Sensors and Actuators, Vol. A 141, pp. 489–498, 2008.
- [15] Antonio Luque, José M. Quero, Cyrille Hibert, Philippe Flückiger, Alfonso M. Ganán-Calvo: *Integrable silicon microfluidic valve with pneumatic actuation*, Sensors and Actuators, Vol. A 118, pp. 144–151, 2005.
- [16] Ok Chan Jeong, Satoshi Konishi: *Fabrication and drive test of pneumatic PDMS micro pump*, Sensors and Actuators, Vol. A 135, pp. 849–856, 2007.
- [17] Gwo-Bin Lee, Chen-Fu Lin, Chih-Hao Wang, Huei-Huang Lee, Wei-Yin Liao, Tse-Chuan Chou: *Microfluidic pH-sensing chips integrated with pneumatic fluid-control devices*, Biosensors and Bioelectronics, Vol. 21, pp. 1468–1475, 2006.
- [18] Kwang-Joon Kim, Jeung-Hoon Lee: *Modeling of nonlinear complex stiffness of dual-chamber pneumatic spring for precision vibration isolations*, Journal of Sound and Vibration, Vol. 301, pp. 909–926, 2007.
- [19] Sheng-Chung Tzeng, K. David Huang: *Development of a hybrid pneumatic-power vehicle*, Applied Energy, Vol. 80, pp. 47–59, 2005.
- [20] H. Németh, G. Kristóf, V. Szente, L. Palkovics: *Advanced CFD simulation of a compressed air injection module*, Proc. Conference of Modelling Fluid Flow (CMFF '06), Budapest, 2006.
- [21] Shankar C. Subramanian, Swaroop Darbha, K. R. Rajagopal: *A Diagnostic System for Air Brakes in Commercial Vehicles*, IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems, Vol. 7, pp. 360-376, 2006.
- [22] K.R. Rajagopal, S.V. Natarajan, S.C. Subramanian, S. Darbha: *A model of the relay valve used in an air brake system*, Nonlinear Analysis: Hybrid Systems, Vol. 1, pp. 430–442, 2007.

- [23] Knorr-Bremse: *A haszonjárműfék története*, [www.knorr-bremse.hu](http://www.knorr-bremse.hu), 2007.
- [24] WABCO: *Truck ABS/EBS*, 2004.
- [25] WABCO: *ESP for Commercial Vehicles*, 2004.
- [26] Knorr-Bremse: *Közúti haszonjármű rendszerek*, 2001.
- [27] P. Kőfalusi: *Intelligens közlekedési rendszerek*, Camion Truck & Bus Magazin 2005/8.
- [28] Bosch-Rexroth: *Creating More Movement with Air*, 2007.
- [29] Festo: *The Pneumatics Installation Guide*, 2006.
- [30] P. Kőfalusi: *Sűrítettlevegő-előkészítés*, Camion Truck & Bus Magazin 2005/10.
- [31] Knorr-Bremse: *Air processing unit ZB46 family*, 2004.
- [32] L. Straub: *Electronic Control of Braking Systems – Legislation (ECE R. 13)*, ABS – TCS – VDC: Where Will the Technology Lead Us?, Society of Automotive Engineers, Inc. PA, USA, 1996.
- [33] WABCO: *EBS-Lehrgang*, 2002.
- [34] Knorr-Bremse: *EBS 5 – new EBS generation with integrated ESP*, 2002.
- [35] B. Istók, J. Vad, V. Sente: *Behavior of a pneumatic pressure regulator valve under leakage circumstances*, Proc. 2nd International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics, and Thermodynamics, Victoria Falls, Zambia, 2003.
- [36] V. Sente, J. Vad: *Noise and vibration studies on pneumatic circuit protection valves*, XXXVI. Combined Conference on Heavy Vehicles (BusTruck '05), Budapest, 2005.
- [37] WABCO: *EBS - System and functional description*, 2007.
- [38] F. Varga, K. Szöcs, A. Juhász: *ABS-ASR felhasználói kézikönyv*, Knorr-Bremse, 1998.
- [39] P. Kőfalusi: *Elektronikus légfék*, Camion Truck & Bus Magazin 2006/5.
- [40] Knorr-Bremse: *Electronic Braking System for Trucks*, 2003.
- [41] TÜV: *Official Test Report for Commercial Motor Vehicles ABS/ASR "D"-Generation*, 1997.
- [42] Knorr-Bremse: *Relay Valves*, 2000.
- [43] V. Sente, J. Vad, G. Lóránt, A. Fries: *Computational and Experimental Investigation on Dynamics of Electric Braking Systems*, Proc. 7th Scandinavian International Conference on Fluid Power, Vol. 1., pp. 263 – 275, Linköping, Sweden, 2001.
- [44] E. Bideaux, S. Scavarda: *A Pneumatic Library for AMESim*, Proc. ASME'98 Conference, Anaheim, California, 1998.
- [45] M.A.A. Shoukat Choudhury, Mridul Jain, Sirish L. Shah: *Stiction – definition, modelling, detection and quantification*, Journal of Process Control, Vol. 18, pp. 232–243, 2008.
- [46] Simrit: *New design of X-ring is introduced*, Sealing Technology, Vol. 2004, Issue 2, 2004.
- [47] Cs. Hős, B. Istók, V. Sente, G. Kristóf, J. Vad: *Gas Dynamic Pipe Flow Effects in Controlled Pneumatic Systems - a Simulation Study*, Proc. MICROCAD '01, Miskolc, 2001.
- [48] Cs. Hős, B. Istók, V. Sente, G. Kristóf, J. Vad: *On the Simulation of Gas Dynamic Pipe Flow Effects in AMESim Environment*, Periodica Polytechnica Mechanical Engineering Series, Vol. 45, Issue 2, 2001.
- [49] Robert B. van Varseveld, Gary M. Bone: *Accurate position control of a pneumatic actuator using on-off solenoid valves*, IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, Vol. 2, pp. 195-204, 1997.
- [50] Ming-Chang Shih, Ming-An Ma: *Position control of a pneumatic cylinder using fuzzy PWM control method*, Mechatronics, Vol. 8, pp. 241-253, 1998.
- [51] ISO 12238:2001, *Pneumatic fluid power -- Directional control valves -- Measurement of shifting time*
- [52] T. Fujita, K. Miyata, T. Maehara: *Compact ABS Modulator with Small-Solenoid Valves*, ABS – TCS – VDC: Where Will the Technology Lead Us?, Society of Automotive Engineers, Inc. PA, USA, 1996.

- [53] Ming-Chang Shih, Chuen-Guey Hwang: *Fuzzy PWM control of the positions of a pneumatic robot cylinder using high speed solenoid valve*, JSME international journal. Series C, Mechanical systems, machine elements and manufacturing, Vol. 40, pp. 469-476, 1997.
- [54] LMS: *Building a robust path for virtual wind turbine design*, LMS News, Vol. 2, pp. 8-11, 2007.
- [55] Eric Bideaux, Jean-Yves Champagne, Stéphane Paquet: *Towards coupling Computational Fluid Dynamics with System Dynamic Simulation Softwares*, Proc. Sixth International Symposium on Fluid Power Transmission and Control (SIFPC'05), Hangzhou, China, 2005.
- [56] V. Szente, J. Vad: *Computational and Experimental Investigation on Solenoid Valve Dynamics*, 2001 IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics, Como, Italy, 2001.
- [57] V. Szente, J. Vad: *Computational and experimental investigation on the flow characteristics of electropneumatic valves*, Gépészet '02, május 30-31, Budapest, 2002.
- [58] T. Lajos: *Az áramlástan alapjai*, Műegyetemi Kiadó, 2000.
- [59] D. McCloy, H.R. Martin: *Control of fluid power: analysis and design*, Chichester, Ellis Horwood, 1980.
- [60] I.E. Idel'Chik: *Handbook of Hydraulic Resistance, 3rd Edition*, 1-56700-0746, Begell House Inc, 1996.
- [61] LMS Imagine.Lab AMESim Rev. 7. documentation, <http://www.lmsintl.com/Imagine>, 2008.
- [62] A. Busemann.: *Hodographmethode der Gasdynamik*, Zeitschrift für angewandte Math. und Mech., Vol. 17, No. 2, 1937.
- [63] Ascher H. Shapiro: *The Dynamics and Thermodynamics of Compressible Fluid Flow*, John Wiley & Sons, New York, 1953.
- [64] G.C.J. Hofmans, R.J.J. Boot, P.P.J.M. Durrieu, Y. Auregan, A. Hirschberg: *Aeroacoustic response of a slit-shaped diaphragm in a pipe at low Helmholtz number, 1 - quasi-steady results*, Journal of Sound and Vibration, Vol. 244, pp. 35-56, 2001.
- [65] Bernard A. Power: *Properties of a Universal Wave Field*, [www.shroudscience.info](http://www.shroudscience.info), 2005.
- [66] G. Kirchhoff: *Zur Theorie freier Flüssigkeitstrahlen*, J. Reine Angewandte Math., Vol. 70, p. 289, 1869.
- [67] K. Oswatitsch: *Grundlagen der Gasdynamik*, Springer-Verlag, 1976.
- [68] J. A. Perry: *Critical flow through sharp-edged orifices*, Trans. ASME, Vol. 71, 1949.
- [69] ISO 5167:2003, *Measurement of fluid flow by means of pressure differential devices*
- [70] H. P. Grace, C. E. Lapple: *Discharge coefficients for small-diameter orifices and flow nozzles*, Trans. ASME, Vol. 73, pp 639-647, 1951.
- [71] D. A. Jobson: *On the flow of a compressible fluid through orifices*, Proc. IME, Vol. 169, pp 767-779, 1955.
- [72] W. B. Brower, E. Eisler, E. J. Filkorn, J. Gonenc, C. Plati, J. Stagnitti: *On the compressible flow through an orifice*, Trans. ASME, Vol. 115, 1993.
- [73] N. Bignell: *Comparison techniques for small sonic nozzles*, Flow Measurement and Instrumentation, Vol. 7, pp 109-114, 1996.
- [74] ISO 9300:2005, *Measurement of gas flow by means of critical flow Venturi nozzles*
- [75] A. N. Johnson, P. I. Espina, G. E. Mattingly, J. D. Wright, C. L. Merkle: *Numerical characterization of the discharge coefficient in critical nozzles*, Proc. NCSL Workshop & Symposium, Vol. 1, pp. 407-422, 1998.
- [76] W. Jitschin, M. Ronzheimer, S. Khodabakhshi: *Gas flow measurement by means of orifices and Venturi tubes*, Vacuum, Vol. 53, pp. 181-185, 1999.
- [77] C.A. Long, A. Alexiou, N.J. Hills, A.B. Turner, L.-S. Wong, J.A. Millward: *Discharge coefficients for flow through holes normal to a rotating shaft*, International Journal of Heat and Fluid Flow, Vol. 21, pp. 701-709, 2000.
- [78] D. H. Tsai, E. C. Cassidy: *Dynamic behavior of simple pneumatic pressure reducer*, J. Basic Eng., Vol. 83, 1961.

- [79] ISO 4126:2004, *Safety devices for protection against excessive pressure*
- [80] S. D. Morris: *Liquid flow through safety valves: Diameter ratio effects on discharge coefficients, sizing and stability*, J. Loss Prev. Process Ind., Vol. 9, pp. 211-224, 1996.
- [81] Albert K. Henning: *A Compact, Pressure- and Structure-Based Gas Flow Model for Microvalves*, Proc. 3rd Conference on Materials and device characterization in micromachining, Vol. 4175, pp. 74-81, Santa Clara, CA, USA, 2000.
- [82] Jihong Wang, Junsheng Pu, Philip Moore: *Accurate position control of servo pneumatic actuator systems - an application to food packaging*, Control Engineering Practice, Vol. 7, pp. 699-706, 1999.
- [83] Jihong Wang, Junsheng Pu, Philip Moore: *A practical control strategy for servo-pneumatic actuator systems*, Control Engineering Practice, Vol. 7, pp. 1483-1488, 1999.
- [84] M. Sorli, S. Pastorelli: *Performance of a pneumatic force controlling servosystem - Influence of valves conductance*, Robotics and Autonomous Systems, Vol. 30, pp. 283-300, 2000.
- [85] Fulin Xiang, Jan Wikander: *Experimental nonlinear modelling of a pneumatic analog solenoid spool valve - a describing function approach*, Proc. 7th Scandinavian International Conference on Fluid Power (SICFP '01), Vol. 1, pp. 205-219, Linköping, Sweden, 2001.
- [86] J. Ruan, R. Burton, P. Ukrainetz: *Investigation of the characteristics of a 2D pneumatic flow control valve*, Proc. 7th Scandinavian International Conference on Fluid Power (SICFP '01), Vol. 1, pp. 429-443, Linköping, Sweden, 2001.
- [87] Gi Sang Choi, Han Koo Lee, Gi Heung Choi: *A study on tracking position control of pneumatic actuators*, Mechatronics, Vol. 12, pp. 813-831, 2002.
- [88] H. Németh, P. Ailer, K. M. Hangos: *Nonlinear modelling and model verification of a single protection valve*, Periodica Polytechnica Ser. Transportation Eng., Vol. 30, pp. 69-92, 2002.
- [89] H. Németh, L. Palkovics, K. M. Hangos: *Unified model simplification procedure applied to a single protection valve*, Control Engineering Practice, Vol. 13, pp. 315-326, 2005.
- [90] ISO 6358:1989, *Pneumatic fluid power. Components using compressible fluids. Determination of flow rate characteristics.*
- [91] D. A. Sullivan: *Historical Review of Real-Fluid Isentropic Flow Models*. Trans. ASME, Journal of Fluids Engineering, Vol. 103, pp. 258-267, 1981.
- [92] Farkas Miklós, Fritz Józsefné, Kiss Ernőné: *Matematika II*, Műegyetemi Kiadó, 1994.
- [93] JFPS 2009:2002, *Test method for flow-rate characteristics of pneumatic components using charge method.*
- [94] JIS B 8390:2000, *Pneumatic Fluid Power Components Using Compressible Fluids - Determination of Flow-rate Characteristics.*
- [95] S. de las Heras: *A new experimental algorithm for the evaluation of the true sonic conductance of pneumatic components using the characteristic unloading time*, International Journal of Fluid Power, Vol. 2, No. 1, pp. 17-24, 2001.
- [96] K. Kawashima, Y. Ishii, T. Funaki, T. Kagawa: *Determination of Flow Rate Characteristics of Pneumatic Solenoid Valves Using an Isothermal Chamber*, Journal of Fluids Engineering, Vol. 126, Issue 2, pp. 273-279, 2004.
- [97] Cesar Pichardo, Marisol Delgado: *Pseudo-bond graph model and simulation of an industrial flash separator*, Simulation Modelling Practice and Theory, Vol. 11, pp. 125-150, 2003.
- [98] Eric Bideaux, Wilfrid Marquis-Favre, Serge Scavarda: *A planar mechanical library in the AMESim simulation software*, Simulation Modelling Practice and Theory, Vol. 14, pp. 25-46, 2006.
- [99] Tomas Skoglund, Petr Dejmek: *A dynamic object-oriented model for efficient simulation of fluid dispersion in turbulent flow with varying fluid properties*, Chemical Engineering Science, Vol. 62, pp. 2168 - 2178, 2007.
- [100] Sheng-Chung Tzeng, K. David Huang, Wei-Chuan Chang: *Energy-saving hybrid vehicle using a pneumatic-power system*, Applied Energy, Vol. 81, pp. 1-18, 2005.

- [101] T. Szirtes: *The High Art of Dimensional Analysis and Modeling*, Thomas Szirtes and Associates, Inc. Toronto, Canada, 1997.
- [102] V. Szente, J. Vad: *A semi-empirical model for characterisation of flow coefficient for pneumatic solenoid valves*, Periodica Polytechnica Mechanical Engineering Series, Vol. 47, pp. 131-142, 2003.
- [103] Krohne: *Measurement principles*, [www.krohne.com](http://www.krohne.com), 2007.
- [104] Bogdan Stoyanov, Jordan Beyazov: *Determination of the Flow Rate of Different Fluids by a Rotameter*, Proc. Problems of Engineering, Cybernetics and Robotics, Vol. 1, pp. 71-78, Sofia, Bulgaria, 2005.
- [105] T. Arts, H. Boerrigter, J-M. Buchlin, M. Carbonaro, R. Dénos, G. Degrez, D. Fletcher, D. Olivari, M. L. Riethmuller, R. A. van den Braembussche: *Measurement techniques in Fluid Dynamics 2<sup>nd</sup> revised edition*, von Karman Institute for Fluid Dynamics, 2002.
- [106] V. Szente, Z. Mózer, Á. Tajti: *Experimental investigation on pneumatic components*, Proc. Conference of Modelling Fluid Flow (CMFF '03), Budapest, 2003.
- [107] V. Szente: *Comparison on different measurement methods on electro-pneumatic valves*, Proc. Gépészet '06, Budapest, 2006.
- [108] T. Jászay: *Műszaki hőtán (Termodinamika)*, Műegyetemi Kiadó, 1994.
- [109] W. Michaeli, S. Heßner, F. Klaiber, J. Forster: *Geometrical Accuracy and Optical Performance of Injection Moulded and Injection-compression Moulded Plastic*, CIRP Annals - Manufacturing Technology, Vol. 56, pp. 545-548, 2007.
- [110] M. Nakao, M. Yoda, T. Nagao: *Locally Controlling Heat Flux for Preventing Micrometre-Order Deformation with Injection Molding of Miniature Products*, CIRP Annals - Manufacturing Technology, Vol. 52, pp. 451-454, 2003.
- [111] S. H. Tang, Y. J. Tan, S. M. Sapuan, S. Sulaiman, N. Ismail, R. Samin: *The use of Taguchi method in the design of plastic injection mould for reducing warpage*, Journal of Materials Processing Technology, Vol. 182, pp. 418-426, 2007.
- [112] ANSYS Fluent 6.3 documentation, [www.fluent.com](http://www.fluent.com), 2008.
- [113] B. E. Launder, D. B. Spalding: *Lectures in Mathematical Models of Turbulence*, Academic Press, London, England, 1972.
- [114] D. Choudhury: *Introduction to the Renormalization Group Method and Turbulence Modeling*, Fluent Inc. Technical Memorandum TM-107, 1993.
- [115] S. Djouimaa, L. Messaoudi, Paul W. Giel: *Transonic turbine blade loading calculations using different turbulence models – effects of reflecting and non-reflecting boundary conditions*, Applied Thermal Engineering, Vol. 27, pp. 779–787, 2007.
- [116] B. E. Launder, D. B. Spalding: *The Numerical Computation of Turbulent Flows*, Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 3:269-289, 1974.
- [117] S.-E. Kim, D. Choudhury: *A Near-Wall Treatment Using Wall Functions Sensitized to Pressure Gradient*, ASME FED Vol. 217, Separated and Complex Flows. ASME, 1995.
- [118] Jan Östlund: *Flow processes in rocket engine nozzles with focus on flow separation and side-loads*, Technical Report 2002:09, Royal Institute of Technology, Stockholm, Sweden, 2002.
- [119] V. Szente, J. Vad: *Félempirikus modell kisméretű pneumatikus mágnesszelepekre*, Gép, Vol. 2, pp. 22-27, 2004.
- [120] V. Szente, J. Vad: *Computational and experimental investigation on the flow characteristics of small-scale pneumatic solenoid valves*, Proc. 2nd International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics, and Thermodynamics, Victoria Falls, Zambia, 2003.
- [121] Tecplot 360 2008 v11 documentation, [www.tecplot.com](http://www.tecplot.com), 2008.

## 10. Az értekezés témaköréhez kapcsolódó publikációk

- V. Szente: *Comparison on different measurement methods on electro-pneumatic valves*, Proc. Gépészet '06, Budapest, 2006.
- H. Németh, G. Kristóf, V. Szente, L. Palkovics: *Advanced CFD simulation of a compressed air injection module*, Proc. Conference of Modelling Fluid Flow (CMFF '06), Budapest, 2006.
- V. Szente, J. Vad: *Noise and vibration studies on pneumatic circuit protection valves*, XXXVI. Combined Conference on Heavy Vehicles (BusTruck '05), Budapest, 2005.
- V. Szente, J. Vad: *Félempirikus modell kisméretű pneumatikus mágnesszelepekre*, Gép, Vol. 2, pp. 22-27, 2004.
- V. Szente, Z. Mózer, Á. Tajti: *Experimental investigation on pneumatic components*, Proc. Conference of Modelling Fluid Flow (CMFF '03), Budapest, 2003.
- V. Szente, J. Vad: *A semi-empirical model for characterisation of flow coefficient for pneumatic solenoid valves*, Periodica Polytechnica Mechanical Engineering Series, Vol. 47, pp. 131-142, 2003.
- V. Szente, J. Vad: *Computational and experimental investigation on the flow characteristics of small-scale pneumatic solenoid valves*, Proc. 2nd International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics, and Thermodynamics, Victoria Falls, Zambia, 2003.
- B. Istók, J. Vad, V. Szente: *Behavior of a pneumatic pressure regulator valve under leakage circumstances*, Proc. 2nd International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics, and Thermodynamics, Victoria Falls, Zambia, 2003.
- V. Szente, J. Vad: *Computational and experimental investigation on the flow characteristics of electropneumatic valves*, Gépészet '02, május 30-31, Budapest, 2002.
- V. Szente, J. Vad, G. Lóránt, A. Fries: *Computational and Experimental Investigation on Dynamics of Electric Braking Systems*, Proc. 7th Scandinavian International Conference on Fluid Power, Vol. 1., pp. 263 – 275, Linköping, Sweden, 2001.
- V. Szente, J. Vad: *Computational and Experimental Investigation on Solenoid Valve Dynamics*, 2001 IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics, Como, Italy, 2001.
- Cs. Hős, B. Istók, V. Szente, G. Kristóf, J. Vad: *Gas Dynamic Pipe Flow Effects in Controlled Pneumatic Systems - a Simulation Study*, Proc. MICROCAD '01, Miskolc, 2001.
- Cs. Hős, B. Istók, V. Szente, G. Kristóf, J. Vad: *On the Simulation of Gas Dynamic Pipe Flow Effects in AMESim Environment*, Periodica Polytechnica Mechanical Engineering Series, Vol. 45, Issue 2, 2001.