

Pécsi Tudományegyetem
Pollack Mihály Műszaki és Informatikai kar
Gépészmérnöki szak

Tudományos Diákköri Konferencia

Gergely Dániel Zoltán
Budapest, 2012

Bizonytalanságok csővezetéki ellenállások számításánál

Konzulens:

Dr.Vajda József

Budapest

2012

A TDK-dolgozat készítője:

Gergely Dániel Zoltán

Előszó:

2009-ben kezdtem el az épületgépészeti tanulmányaimat, amikor szüleim beíratk egy technikai iskolába, amit természetesen el is végeztem. Akkoriban nagyon nem szerettem ezt a szakmát, nem is nagyon tettem annak érdekében, hogy tudásomat bővítsem. Bőven meg voltam elégedve az iskolában leadott anyaggal, s ezen túl nem kívántam foglalkozni a szakmával. A kötelező nyári gyakorlaton fordult a kocka, melyet édesapámnál töltöttem el. Egy csettintésre elkezdett érdekelni a „miért”! Kezdetben a jelenleg is alkalmazott hőszükséglet számítását gyakoroltam, majd a későbbiek folyamán bonyolultabb dolgok méretezését is sikerült önszorgalomból elsajátítani.

Mára az épületgépészettel való foglalkozás számomra öröm, melyben mindig lehet találni kihívásokat. Rengeteg tanulni valóm van még, hiszen rohamosan fejlődő világban élünk és az új technológiákat el kell sajátítani annak érdekében, hogy a későbbiek folyamán szakmai tudásomat professzionális szintre emeljem! Sokak szerint ez már fanatizmus, de szerintem ez csak az átlagtól való jobbá válás akarása! Sok szakembernek és mérnöknek köszönhetem eddigi tudásomat, de legfőképpen édesapámnak, hiszen nélküle, mint ahogy egy fűtési rendszer is, kivitelezhetetlen lett volna. Remélem, hogy ebben a munkámban olyan dolgokat tudok közölni, s mutatni, amiről ilyen részletesen még nem foglalkozott senki.

Külön köszönet az alábbi személyeknek, akik mindig maximálisan a rendelkezésemre állnak, amikor egy megoldatlan szakmai kérdés merül fel:

Gergely Zoltán (édesapám, Lombos LOMBRA Kft. ügyvezetője)

Mocsári Zoltán (Windsor Heating Kft. ügyvezetője)

Cségi István (okl. Épületgépész mérnök, szaktanár, író)

Hamar Péter (Épületgépész mérnök, Sinus- Ker Ipari és Kereskedelmi Kft.)

Vörös Szilárd (okl. Épületgépész mérnök, Imi International Kft.)

Darabos Pál (Épületgépész tervező, Green Terv Mérnöki Iroda Kft.)

Lengyel György (okl. Épületgépész mérnök, szaktanár)

Dr. Vajda József (okl. Épületgépész mérnök, főiskolai tanár, a műszaki tudományok kandidátusa)

Továbbá az Equflow Kft.-nek, hogy a mérőpad elkészítéséhez szükséges rotaméterrel támogattak!

Cél:

A címet olvasva kicsit elcsodálkozhatunk, hogy milyen „bizonytalanságok”-ról beszélünk? Az épületgépészetben a mérnökök évek óta alkalmazzák a jól megszokott képleteket, illetve a számítógépes tervezői programok is a megszokott összefüggések alapján számolnak.

Jogosan kérdezné valaki, hogy miért kell olyan dolgot feszegetni, amiről úgy véljük, hogy mindent tudunk. Nos, a válasz egyszerű. Az ok az emberi kíváncsiság, vagyis a „miért” keresése! Második félévben Áramlástan zárthelyi dolgozatra készülve két kérdés merült fel bennem. Az egyik az órán tanult képletek, melyekkel a csősúrlódási tényező értéke meghatározható. Kérdéses volt számomra, hogy a különböző képletek mennyire fedik a valóságot. Erre kaptam választ Dr. Vajda József Tanár Úrtól, akinek köszönhetem a TDK-n való részvételemet. Teljes mértékben nem volt kielégítő a kapott válasz, hiszen további kérdések merültek fel bennem, így elkezdtem kutakodni, ezáltal megtaláltam azt a témát, amiről ez a dolgozat szól.

Ebben a dolgozatban a csősúrlódási tényezőket és az alaki ellenállási tényezőket fogjuk boncolgatni, melyeket méréssel ellenőrzünk. Kérdés: vajon a katalógusokban megadott súrlódási nyomásveszteség diagramokon leolvasott értékek egyeznek-e a számítási eredményekkel? Abban az esetben, ha a csővezetéki és alaki ellenállásokat lemérnénk egy mérőpadon, ugyanazokat az értékeket kapnánk-e? A szelepek és csővezetékek nyomásveszteség diagramjai 100%-ban fedik-e a valóságot és nyugodt szívvel támaszkodhatunk-e ezekre az értékekre? Ezek az értékek használhatók-e akkor is, ha közvetlenül egymás után kötünk például két ferde szelepet? Sok szakkönyvet olvastam, tanultam, de ezekre a kérdésekre nem kaptam választ, és remélem, hogy a kutatás után megkapom őket.

Első részben, mint említettem a csősúrlódást analizáljuk és ezen belül pedig a rézcsövet választom. Ennek két fő oka a következő. Az egyik az alak tartóssága, hiszen például egy félkemény rézcsövet nem lehet könnyen a kör keresztmetszettől eltérő alakra rongálni, mint mondjuk egy műanyag csövet. Én úgy vélem, hogy a rézcsöveknek ez az egyik előnye a műanyaggal szemben. A második dolog, ami viszont hátrány, a cső belső felületén való lerakódás és a korrózió veszélye. Az ilyen rendszereknél alkalmazott rézcső belső felületén rézionok válnak le, amelyek a hőhordozó közeggel keringenek. Azokon a pontokon, ahol az áramlási sebesség kicsi, lerakódnak. A lerakódás helyén kialakul az elektrokémiai korrózió. Persze zárt fűtési rendszerek esetében és oxigéndiffúziótól mentes csövek alkalmazásakor

nincs a rendszerben oxigén (jól kiépített, megfelelően légtelenített rendszer esetében), tehát a lerakódás és lyukadás veszélye nem áll fenn. Azonban a rézcsöveket nem csak fűtési, hanem vízellátási célra is alkalmazzák. Ilyen esetekben a vízkő okozta lerakódással kell számoljunk (ez fűtésnél is fennállhat), főleg használati melegvíz (HMV) rendszereknél, ugyanis a melegítés hatására kiválik a kalcium. Persze ez függ a helyi adottságoktól is. Összegezve nagyon nehéz megmondani, hogy egy megtervezett-megépített rendszerben az évek alatt milyen kémiai és fizikai jelenségek fognak lezajlani. A katalógusokban megadott nyomásvesztés diagramok nem tartalmazzak korrekciós értékeket az esetlegesen megnövekedett fajlagos nyomásvesztés számítására, a diagramok és táblázatok csak új csővezetékekre értelmezhetőek.

Ilyen esetekben megváltozhatnak a csővezetékek paraméterei, ami a tervezettől eltérő üzemeléshez vezethet.

Hogy ez pozitív vagy negatív irányú változást idéz elő, az attól függ, hogy a tervező-mérnök milyen adatokra méretezte a rendszert. Ennek a dolgozatnak a feladata az is, hogy lássuk, mekkora különbségek vannak régi és új csővezetékek közt és választ kapjunk arra, hogy mely értékekre érdemes méreteznünk annak érdekében, hogy gazdaságos rendszert tudjunk megvalósítani. Nyilván ez némi gondolkodással jár, hiszen tudnunk kell, milyen típusú rendszert építünk, amiből következtetéseket tudunk levonni, hogy körülbelül milyen változások fognak végbemenni. Annak érdekében, hogy ezekre a problémákra választ kapjunk egy saját mérőpadot építettem, melyen a kérdéses csővezetékek lemérhetőek. Ennek elkészítésében édesapám nagyon nagy segítségemre volt. A mérés-számolás víz közeggel történt.

A dolgozat befejező részében láthatjuk, milyen üzemelési költségek várhatóak, milyen különbségek vannak a csővezetékek között és, hogy érdemes-e nagyobb adatokra méretezni egy rendszert.

Egyszerűen szakkönyvekből kivesszük a szükséges adatokat, majd a megszokott módon elvégezzük a számításokat és ezek után méréssel ellenőrizzük azokat, és levonjuk a következtetéseket.

Tartalomjegyzék:

1.	A mérés bemutatása	10
1.1	A mérés célja	10
1.2	A mérőpad elvi kapcsolása és ismertetése	11
1.3	A mérés menete	12
1.4	Mérés és számítási eredmények összehasonlításának menete	12
1.5	Általános képletek, összefüggések	12
2.	Elméleti alapok	13
2.1	Reynolds szám	13
2.1.1	Lamináris-Turbulens átcsapás	13
2.1.2	Lamináris áramlás a hidraulikus váltóban	14
2.2	Az abszolút felületi érdesség	14
2.2.1	Csővezetékek abszolút felületi érdesség értékei	14
2.2.2	Az abszolút felületi érdesség értelmezése	14
2.3	A csősúrlódási tényező	15
2.3.1	Csősúrlódási tényező meghatározása a Moody diagram segítségével	15
2.3.2	Csősúrlódási tényező meghatározása képlet (ek) segítségével	16
2.3.3	A „Hagyományos” és a „Módosított” Moody diagramok	17-21
2.4	Az alaki ellenállás tényezők	22
2.4.1	Könyökben lévő áramlás	22
2.4.2	Hirtelen keresztmetszet bővülés vagy szűkítés (Borda-Carnot veszteség)	22
2.4.3	Alaki ellenállás értékek	23
2.5	Szelepek beépítési feltételei	24-25
2.5.1	A beszabályozó szelepek beépítésének feltételei, műszeres mérés esetén	26
2.6	Kontinuitási (Folytonosság) törvény	27
2.7	Nyomásveszteségek meghatározása	28
2.7.1	Súrlódásból adódó nyomásveszteség egyenes csőben (Bernoulli egyenlet)	28
2.7.2	Alaki ellenállásból adódó nyomásveszteség	28
2.7.3	Csővezetékek teljes nyomásvesztesége	28
2.8	Az átfolyás kapacitás	28
2.8.1	A kvs érték (maximális átfolyás kapacitás)	29

2.8.2	A kv érték (adott átfolyás kapacitás)	29
2.8.3	A kvs érték meghatározás	29
2.8.4	Nyomásveszteség meghatározása a kvs érték alapján	29
2.8.5	Kvs érték meghatározása a víztől eltérő sűrűségű közeg alkalmazása esetén	29
3.	Analízis	30
3.1	Csősúrlódásból adódó nyomásveszteség	30
3.1.1	Rézcsővezeték belső keresztmetszeti értéke (i) és egyéb adatok	30-31
3.1.2	Új rézcsővezeték számított fajlagos súrlódási nyomásveszteség diagramok	32
3.1.3	Új rézcsővezeték mért fajlagos súrlódási nyomásveszteség diagram	33
3.1.4	Mért és számított új rézcsővezetékek fajlagos nyomásveszteségei közös diagramban ábrázolva	33
3.1.5	Használt rézcsővezetékek számított fajlagos súrlódási nyomásveszteség diagramok	34
3.1.6	Használt rézcsővezeték mért fajlagos súrlódási nyomásveszteség diagram	35
3.1.7	Használt rézcsővezeték számított és mért fajlagos súrlódási nyomásveszteség közös diagramban ábrázolva	35
3.1.8	Használt és új rézcsővezeték mért fajlagos súrlódási nyomásveszteség közös diagramban ábrázolva	36
3.1.9	A perem él ellenállása	36-37
3.2	Szelepek ellenállásainak a vizsgálata	38
3.2.1	Egy darab szelep nyomásveszteség diagramja a gyár adatai alapján	38
3.2.2	Egy darab szelep nyomásveszteség diagramja mérés alapján	38
3.2.3	Mért és számított szelep nyomásvesztesége közös diagramban ábrázolva	39
3.2.4	Két darab szelep nyomásveszteség diagramja a gyár adatai alapján	39
3.2.5	Két darab szelep nyomásveszteség diagramja mérés alapján	40
3.2.6	Mért és számított szelepek nyomásvesztesége közös diagramban ábrázolva	40
3.2.7	„G-szorzó”	41

4.	A csővezetékekben előforduló bizonytalanságoknak a hatása	42
4.1	Az abszolút cső érdesség és a belső átmérő hatásai egy fűtési rendszer esetében	42
4.1.1	Legkedvezőbb és a legkedvezőtlenebb csővezetési jelleggörbék és a szivattyú jelleggörbéjének ábrázolása közös koordináta rendszerben	42-43
4.1.2	Hőteljesítmény változása a térfogatáram függvényében	44
4.1.3	Szivattyúüzemelési költség egy évre vetítve	45
4.2	A perem él hatása egy fűtési rendszer esetében	46
4.2.1	Perem éleket meghagyott és perem él nélküli csővezetési jelleggörbék és a szivattyú jelleggörbéjének ábrázolása közös koordináta rendszerben	46-47
4.3	Az abszolút cső érdesség, a belső átmérő és a perem él hatása egy fűtési rendszerben	48
4.3.1	Legkedvezőbb és a legkedvezőtlenebb+perem éleket meghagyott csővezetési jelleggörbék és a szivattyú jelleggörbéjének ábrázolása közös koordináta rendszerben	48-49
4.3.2	Hőteljesítmény változása a térfogatáram függvényében	49
4.3.3	Szivattyúüzemelési költség egy évre vetítve	50
4.4	Összegzés	50-51
	Melléklet	52-55
	Irodalomjegyzék	56

Alkalmazott jelölések, mértékegységek

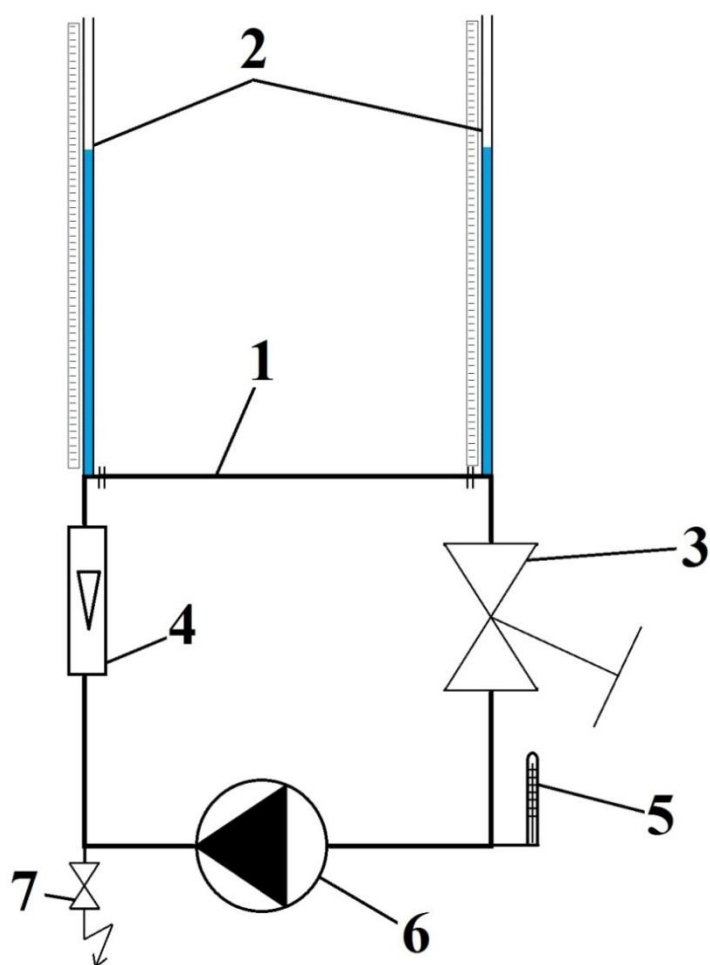
Megnevezés	Jelölés	Mértékegység
Hosszúság	l	m
Magasság	H	m
Térfogat	V	m^3
Tömeg	m	kg
Felület	A	m^2
Hőmérséklet	t	$^{\circ}C$
Hőmérséklet	T	K ($273,15K=0^{\circ}C$)
Hőáram	$\dot{Q}$	W (J/s)
Sűrűség	ρ	kg/m^3
Vastagság	δ	m
Nyomás	p	Pa
Kinematikai viszkozitás	ν	m^2/s
Dinamikai viszkozitás	η	Pa·s
Fajhő/Hőkapacitás	c	kJ/kgK
Tömegáram	$\dot{m}$	kg/s
Térfogatáram	$\dot{V}$	m^3/s
Sebesség	v	m/s
Gravitációs gyorsulás	g	m/s^2
Különbség	Δ	-
Alaki ellenállás tényező	ζ	-
Csősúrlódási tényező	λ	-
Abszolút érdesség	k	mm
Reynolds szám	Re	-

1. A mérés bemutatása

1.1 A mérés célja

A hidraulikára nagy hangsúlyt kell fektetni, annak érdekében, hogy gazdaságos és kifogástalanul működő rendszereket valósítsunk meg. A hidraulika a „hydor” szóból származik, melynek jelentése, víz. A légnemű és cseppfolyós halmazállapotú anyagok gyűjtőneve a fluid. Tehát a hidraulika a folyékony, bővebb értelemben a légnemű és cseppfolyós közegek fizikai tulajdonságával, a hidrosztatikával (nyugalomban lévő folyadékok) és a hidrodinamikával (áramló folyadékok) foglalkozó tudomány. A gépészetben, s legfőképpen az épületgépészetben a hidraulika mindenütt jelen van. Rengeteg tudós, s kutató által közölt összefüggések alapján kerülnek tervezésre a mai rendszerek, de vannak esetek, amivel nem számolunk. Ilyen például két közvetlenül sorba kapcsolt szelep ellenállása vagy a csővezetékek ellenállása az újtól eltérő állapot esetén. Ezekre a bizonytalanságokra kapunk válaszokat, melyeket mérésekkel támasztunk alá. Ezáltal a csővezetési ellenállásokat méretező szakemberek számára néhány új útmutatást fogalmazunk meg. A kapott diagramok és táblázatok mérési eredmények alapján lettek elkészítve. Végeredményképpen pedig láthatjuk, milyen hatást gyakorolnak a fűtőtestekre a különböző csővezetékek és, hogy milyen különbségek vannak az üzemelési költségek között.

1.2 A mérőpad elvi kapcsolása és ismertetése



Ssz.	Megnevezés	Mérési tartomány	Mérési pontosság
1.	Mérendő alkatrész (cső befoglaló méret: 26,4 cm)	-	-
2.	Vízzel töltött manométer (átlátszó gumicső)	0-1000mm	1mm
3.	Herz-Stromax 3/4"-os ferdeszelep	-	-
4.	Key Instruments-Fr2000 rotaméter	2-20 liter/perc	+/-5%
5.	Multi-Thermometer-Digitális hőmérő	-50°C- +300°C	0,1°C
6.	Grundfos UPS-25-60 keringtető szivattyú	-	-

1.3 A mérés menete

A mérőeszköz megfelelő légtelenítése és a kívánt mérendő eszköz betelepítése után kezdődhet meg a mérés. A szivattyú fordulatszám változtatásával és a ferdeszelep szabályozása segítségével különböző térfogatáramokon mérjük a mérendő alkatrész ellenállását, melynek értékét a vízzel töltött manométereken tudunk leolvasni. Az első manométer (h1) és a második manométer (h2) különbsége adja a mm-ben megkapott ellenállás értéket. Három méréssorozat elvégzése után az értékekből átlagot vonunk. A főbb adatokat dokumentáljuk, melyek a további számoláshoz szükségesek.

1.4 Mérés és számítási eredmények összehasonlításának menete

Elsőnek mindig a számítás alapján kapott, majd a mérési eredmények alapján elkészített diagramok kerülnek bemutatásra, illetve összehasonlításra. A gyakorlatban mi ezt fordítva csináljuk, azért mert a mérés történik valamilyen hőmérsékletű közeggel, amivel számolunk az elméleti számításnál (pl. vízsűrűség). Ha ezt fordítva csinálnánk, akkor fel kéne vennünk egy értéket például és azzal számolni, azonban lehet a méréskor a mérőpadban a vízhőmérséklet eltér a felvett adatától.

1.5 Általános képletek, összefüggések

Nyomáskülönbség meghatározás:

$$\Delta p = \Delta H \cdot \rho \cdot g \quad (\text{Pa})$$

A térfogatáram és tömegáram közti összefüggés:

$$\dot{V} = \frac{\dot{m}}{\rho} \quad (\text{m}^3/\text{s})$$

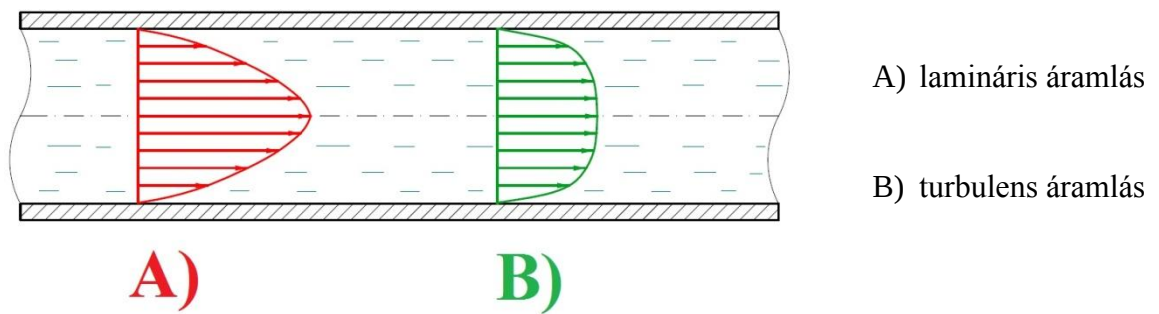
Hőteljesítmény meghatározás:

$$\dot{Q} = c \cdot \dot{m} \cdot \Delta T \quad (\text{kW})$$

2. Elméleti alapok

2.1 Reynolds szám

Reynolds¹ Kísérleteit a XIX. század második felében végezte. A víznek az áramlását vizsgálta festéssel, amiről megállapította, hogy csak egy adott áramlási sebesség fölött kezd turbulencia keletkezni a vezetékben. Tulajdonképpen ez egy dimenzió nélküli szám, amely megmutatja az áramlás jellegét. Ez lehet turbulens vagy lamináris. A turbulens áramlás egy örvénylő áramlást jelent, ekkor a $Re > 2320$. Amikor azt mondjuk, hogy az áramlás lamináris, akkor egy réteges áramlásról beszélünk, ahol $Re < 2320$. Tehát a $Re_{krit.} 2320$ (gyakorlatban 4000).



A képlet, ami alapján meghatározható a Reynolds szám: $Re = \frac{v \cdot d}{\nu}$

2.1.1 Lamináris-Turbulens átcsapás

Vannak esetek mikor 2320 feletti Reynolds szám esetében is az áramlás lamináris. Ez úgy lehetséges, hogy ha az áramlás körülményeit teljesen zavarmentessé tesszük, akkor ennél sokkal magasabb Reynolds szám esetében is az áramlás lamináris maradhat. Azonban egy kisebb zavarás miatt átalakulhat az áramlás turbulensé. Ezt a jelenséget hívjuk lamináris – turbulens átcsapásnak.

¹ Osborne Reynolds(1842-1912) Angol származású matematikus és fizikus. A viszkózus folyadékokkal való kísérletek tették híressé. A tehetetlenségi –és súrlódó erők viszonyát kifejező számot róla nevezték el.

2.1.2 Lamináris áramlás a hidraulikus váltóban

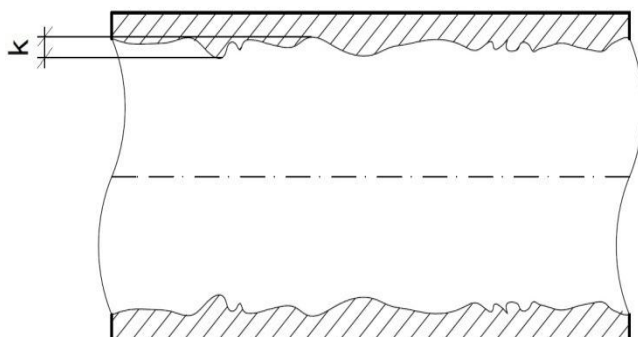
Az épületgépészetben az áramlások többnyire turbulensek, de vannak kivételek például, mikor ún. hidraulikus váltót kell beépítenünk egy rendszerbe. Ezt a szerelvényt úgy kell, méretezzük, hogy a váltóban lamináris áramlás jöjjön létre.

2.2 Az abszolút felületi érdesség

2.2.1 Csővezetékek abszolút felületi érdesség értékei

Megnevezés	k(mm)
Rézcső	0,001-0,002
Használt rézcső	0,005
Műanyagcső	0,002-0,007
Horganyzott acélcső	0,1-0,16
Új,húzott acélcső	0,02-0,06
Rozsdás,húzott acélcső	0,1-1,0

2.2.2 Az abszolút felületi érdesség értelmezése



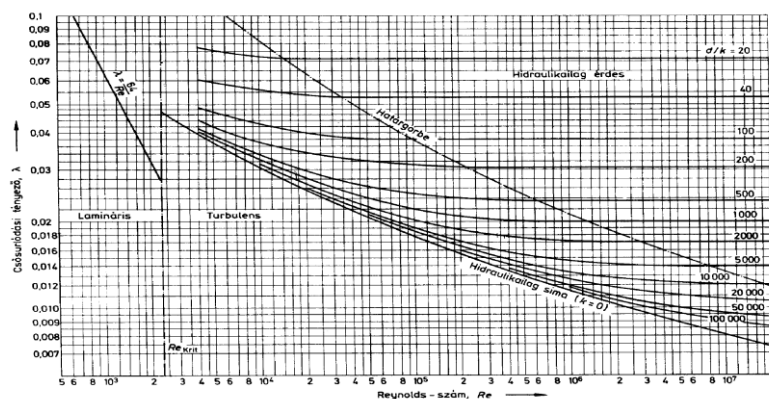
Az abszolút érdességet szokták homok érdességnek is nevezni. Ez abból adódik, hogy a cső belső felületének az érdességét legkönnyebben úgy tudjuk meghatározni, hogy azonos méretű homokszemcséket viszünk fel (ragasztunk) a cső belső felületére.

2.3 A csőúrlódási tényező

2.3.1 Csőúrlódási tényező meghatározása a Moody diagram segítségével

Nikuradze², Moody³, Prandtl⁴ és Kármán⁵ szerint a csőúrlódási tényező meghatározása, a diagram leolvasása alapján (Hagyományos Moody diagram).

Ez a diagram arra szolgál, hogy az áramlás jellegétől és a csővezeték tulajdonságaitól függően meg tudjuk határozni a λ értékét.



Az x - tengelyen található a Reynolds szám logaritmusos léptékkel és az y - tengelyen pedig a csőúrlódási tényező értékek szintén logaritmusos léptékkel. Re_{krit} függőleges vonaltól balra található a lamináris és tőle jobbra a turbulens áramlás. Ha az áramlás réteges, akkor a $\frac{d}{k}$ -relatív (vagy $\frac{k}{d}$) érdességtől nem, tisztán csak a Reynolds számtól függ a csőúrlódási tényező. Mikor turbulens áramlásról beszélünk, akkor három részre bontjuk, miszerint a csővezeték lehet hidraulikailag érdes, hidraulikailag átmeneti és végül hidraulikailag sima. Mint, ahogy a diagramon látni lehet a hidraulikailag átmeneti tartományba eső csővezeték λ értéke függ a Reynolds számtól és a relatív cső érdességtől, míg a hidraulikailag érdes csöveknél csak a $\frac{d}{k}$ - viszonytól függ a csőúrlódási tényező értéke. Hidraulikailag sima csöveknél pedig csak a Re-számtól függ a λ értéke.

² Johann Nikuradze (1894-1979) német mérnök és grúz származású. Az érdes és sima csövek kísérletivel kiemelkedő eredményeket ért el. Göttingeni Egyetemen tanult, majd befejezése után Prandtl intézetében dolgozott tanársegédként. Később Prandtl áramlástechnikai kutatóintézetének létrehozásában is részt vett. 1934-ben a Breslau-i Műszaki Főiskola Áramlástan Tanszék vezetője, majd Aachenben emeritus professor.

³ Moody Lewis Ferry (1880-1953) Észak-amerikai mérnök. A róla elnevezett diagramot 1944-ben tette közzé.

⁴ Ludwig Prandtl von (1875-1953) Német áramlástan kutató. Kiemelkedő tevékenysége a határréteg elméleti megteremtése. Az áramlástan elméleti és gyakorlati megközelítése közötti kapcsolat kialakítása is az ő nevéhez fűződik.

⁵ Kármán Tódor (1881-1963) Magyar Gépészmérnök, Budapest Műszaki Egyetemen végzett 1902-ben. 1933-ban letelepedett USA-ban és a Guggenheim Aeronautical Laboratory igazgatói állást kapott.

2.3.2 Csősúrlódási tényező meghatározása képlet(ek) segítségével

Áramlás jellege	Hidraulikailag a csővezeték típusa	Adott Re szám esetén alkalmazható	Megnevezés	Képlet
Lamináris	-	Re<2320	-	$\lambda=\frac{64}{Re}$
Turbulens	Sima	2320<Re<10 ⁵	Blasius ⁶	$\lambda=\frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re}}$
		10 ⁵ <Re<5*10 ⁶	Nikuradze	$\lambda=0,0032+0,221*Re^{-0,237}$
		Re>10 ⁶	Prandtl-Kármán	$\frac{1}{\sqrt{\lambda}}=2lg\frac{Re\sqrt{\lambda}}{2,51}$
		2320<Re	-	$\frac{1}{\sqrt{\lambda}}=1,95lg(Re\sqrt{\lambda})-0,55$
	Átmeneti	-	Haaland ⁷	$\frac{1}{\sqrt{\lambda}}=-1,8*lg\left[\frac{6,9}{Re}+\left(\frac{k}{3,7}\right)^{1,11}\right]$
	Érdes	-	Nikuradze	$\frac{1}{\sqrt{\lambda}}=2lg\frac{d_k}{k}+1,14$
		-	Moody	$\lambda=0,0055+0,15\left(\frac{k}{d}\right)^{\frac{1}{3}}$
	Átmeneti és Érdes	-	Colebrook ⁸ -White ⁹	$\frac{1}{\sqrt{\lambda}}=-2log\left(\frac{2,51}{Re\sqrt{\lambda}}+0,27\frac{k}{d}\right)$

⁶ Paul Richard Henrich Blasius (1883-1970). Matematikát és fizikát tanult Göttingenben. A hidraulikailag sima csővezetésekre megadta a képletet, amivel meghatározható a csősúrlódási tényező értéke.

⁷ S.E.Haaland 1983-ban közzé tette a róla elnevezett egyenletet, mellyel a csősúrlódási tényező kiszámítható átmeneti áramlás esetén.

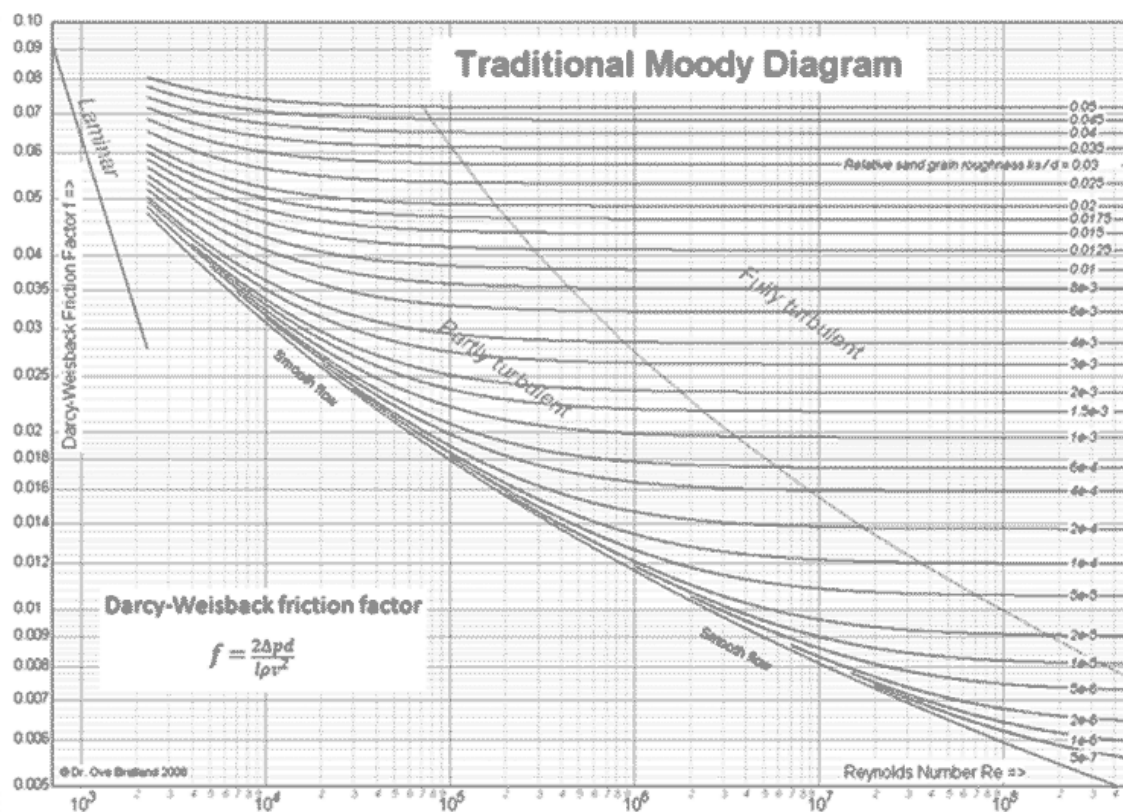
⁸ Cyril Frank Colebrook (1910-1997) brit fizikus volt. Hozzájárult a hidrodinamika megértéséhez. Cedric M.White-al együtt dolgozott. Colebrook Ludwiggal empirikus képlet-sorozatokat adtak meg, amelyekkel a csövek súrlódási tényezője határozható meg. A róluk elnevezett összefüggés angolul: Colebrook-White képlet.

⁹ Cedric Masey White (1898-1993) brit fizikus volt. A Nottinghami Egyetem főiskoláján végzett. Nagyban hozzájárult az alapvető hidrodinamika megértéséhez. Az I. Világháború alatt a páncélos hadosztálynál volt. Később tudományos asszisztens, majd lektor volt a King's főiskolán, Londonban. 1933-tól docens volt a londoni Imperial Főiskolán. Az iskola új épületének a laboratóriuma több fejlesztését feljegyezte. 1994. január 20-án az "The Independently" egyik cikkében Sir Alec Skempton professzor azt írta, hogy Brian Pippard és White majdhogynem a laboratóriumban éltek.

2.3.3 A „Hagyományos” és a „Módosított” Moody diagramok

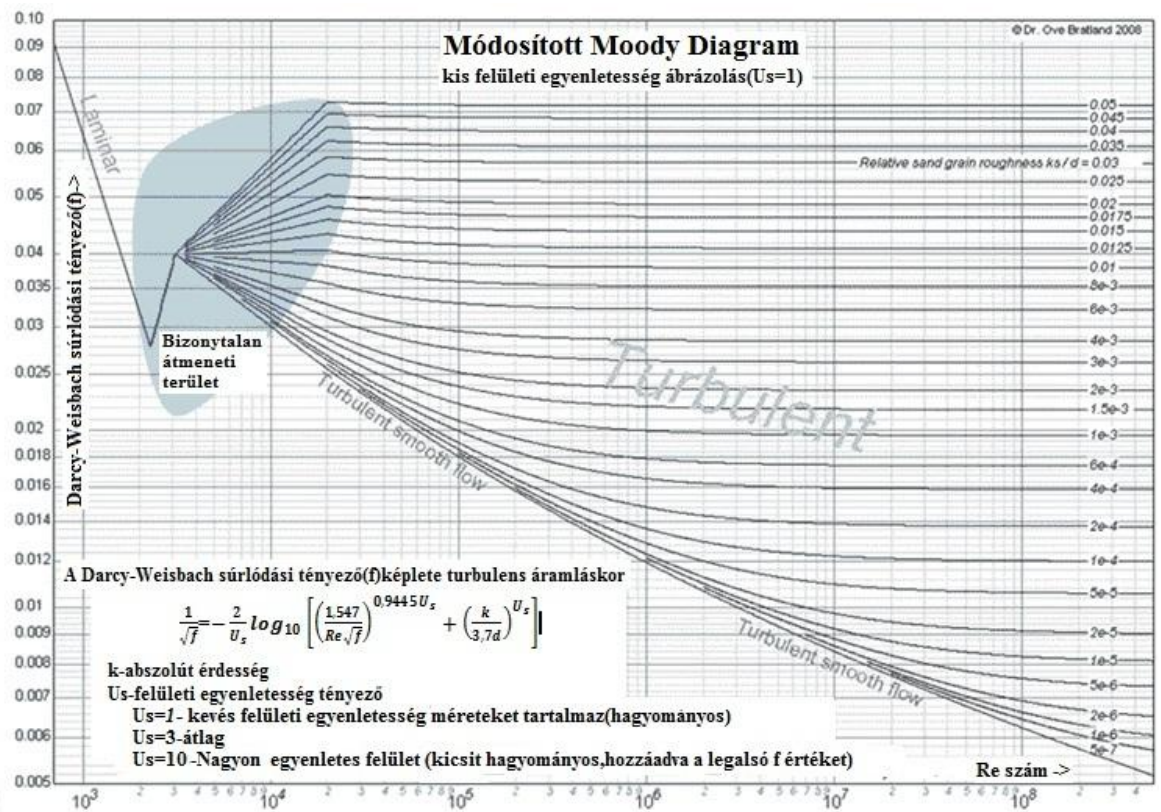
Számos egyenletet tettek közzé a kutatók, de fentebb csak pár található azok közül. A mai világban számos tudós foglalkozik a csősúrlódással, annak pontos meghatározásával. Az újabb kutatási eredmények szerint a Moody diagram nem teljesen pontos, ebből adódóan más, illetve új diagram, s új képletek elkészítése válik szükségessé. Az alábbiakban láthatunk a „Hagyományos” Moody Diagramtól eltérő, illetve Módosított Moody diagramokat. Az „új” diagramokban az ún. felületi egyenletességek is benne foglaltatik.

Hagyományos Moody Diagram:



Ez aránylag pontatlan a magas Reynolds számoknál, átmeneti területnél, teljesen sima és teljesen érdes áramláskor, és $2320 < Re < 10.000$. között.

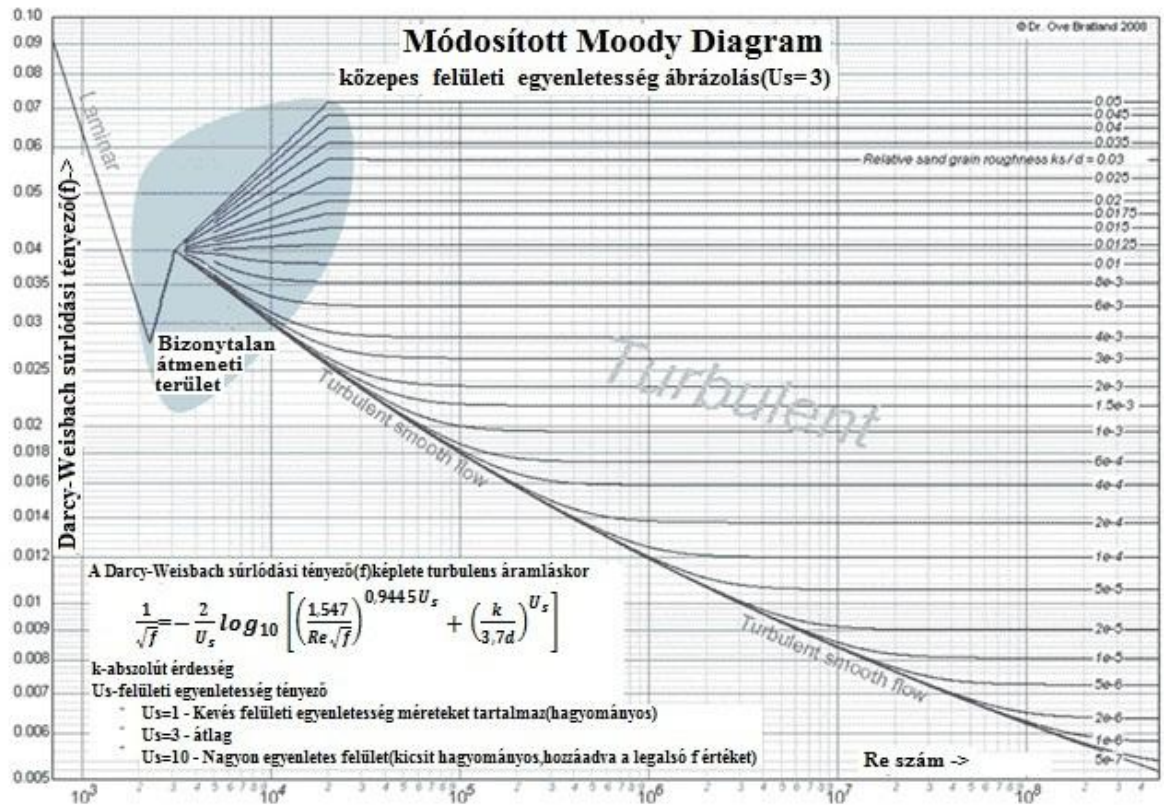
Módosított Moody Diagram¹⁰:



Kis felületi egyenletesség, nagyon eltérő felületi hiányosságot tartalmaz a felszín.

¹⁰ <http://www.drbratland.com/Friction/index.html> (2012.okt23-20:09)

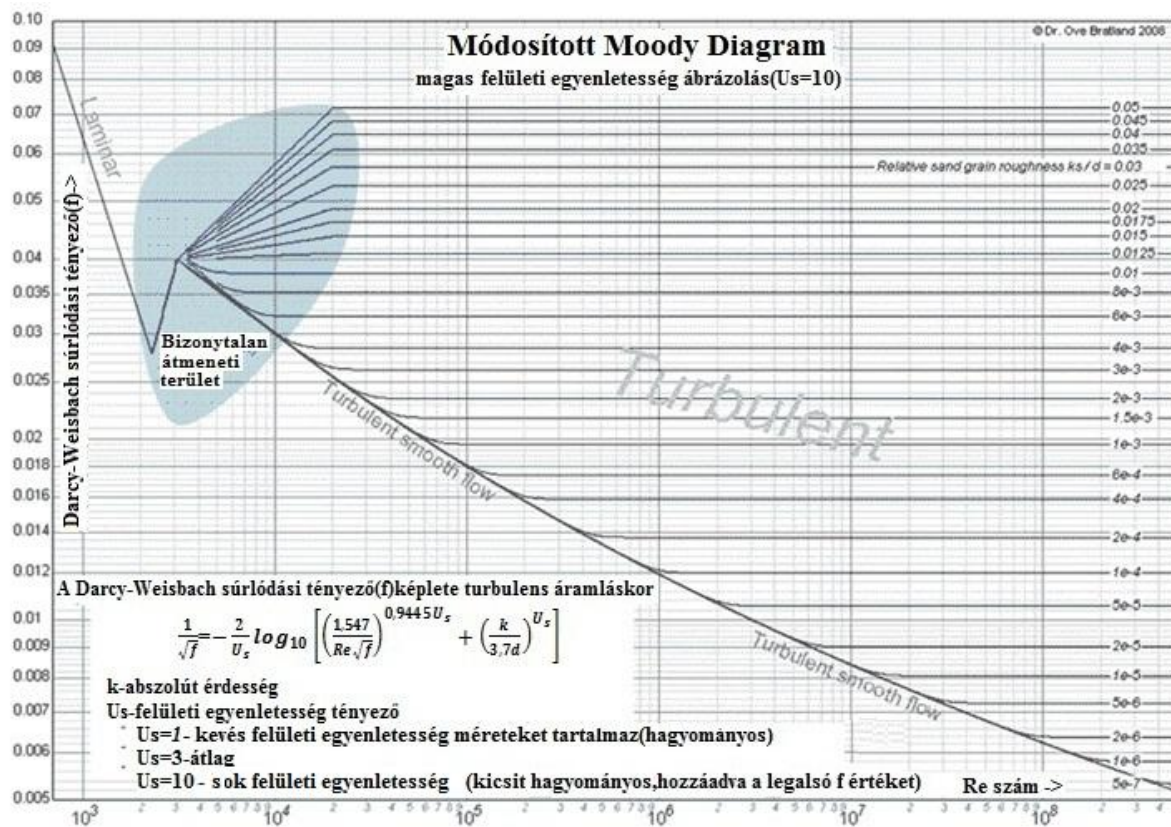
Módosított Moody Diagram¹¹:



Mérsékelt felületi egyenletesség azaz, különböző felületi hiányosságokat tartalmaz a felszín.

¹¹ <http://www.drbratland.com/Friction/index.html> (2012.okt23-20:09)

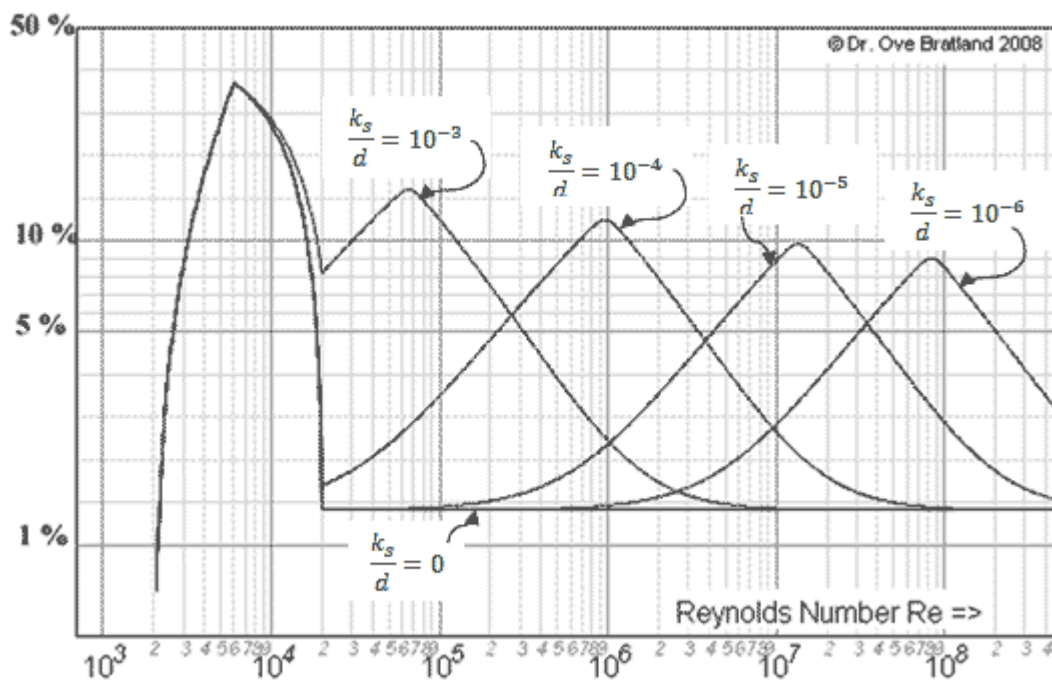
Módosított Moody Diagram¹²:



Magas felületi egyenletesség, csak néhány különböző felületi hiányosságot tartalmaz a felszín. A mai kutatási eredmények azt igazolják, hogy a csősúrlódási tényező pontosabban e diagram alapján határozható meg.

¹² <http://www.drbratland.com/Friction/index.html> (2012.okt23-20:09)

Az alábbi diagramban azokat a tipikus pontatlanságokat láthatjuk, mikor nem ismerjük a felületi egyenetlenségeket (Moody diagramot alkalmazva)¹³ :



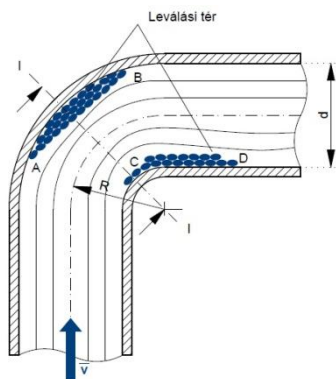
További hibák merülhetnek fel, ha a feltételezett egyenértékű felületi érdesség pontatlan.

¹³ <http://www.drbratland.com/Friction/index.html> (2012.okt23-20:09)

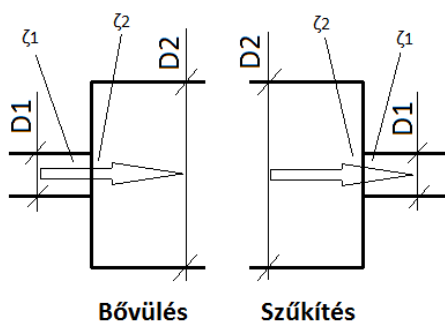
2.4 Az alaki ellenállás tényezők

Egy rendszer ellenállásánál nem csak a súrlódási, hanem az egyenes csővezetékétől eltérő formájú, azaz az alaki veszteségeket is figyelembe kell vennünk. Ez minden olyan elem, ami nem egyenes cső, mint például egy könyök vagy egy szelep. Ezeknek az értékeit mérés alapján határozzák, meg amiket különböző táblázatokban megtalálhatunk.

2.4.1 Áramlás ívcsőben¹⁴



2.4.2 Hirtelen keresztmetszet bővülés vagy szűkítés (Borda¹⁵-Carnot¹⁶ veszteség)¹⁷



$$\text{Bővülés: } \zeta_1 = \left[1 - \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \right]^2; \quad \zeta_2 = \zeta_1 * \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^4$$

$$\text{Szűkítés: } \zeta_2 = \left[\left(\frac{D_2}{D_1} \right)^2 - 1 \right]^2; \quad \zeta_1 = \zeta_2 * \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^4$$

¹⁴ Forrás: Willi Bohl-Műszaki áramlástan-4.67.ábra-„Áramlás ívcsőben”-112.o.

¹⁵ Borda Jean-Charles (1733-1799) Francia származású hadmérnök és a Tengerészeti Főiskola igazgatója. Az ő nevéhez fűződik a csőkeresztmetszet bővülésénél fellépő veszteség meghatározása.

¹⁶ Carnot Nicolas Léonard Sadi (1796-1832) Francia tudós. Legfőképpen a gőzgépeknek a tanulmányozásával foglalkozott.

¹⁷ Forrás: Hirtelen keresztmetszet bővülés vagy csökkenés – www.wieser.hu/oktatas/

2.4.3 Alaki ellenállás értékek

Megnevezés		ζ
Sima könyök (90°)	r=d	0,21
	=2d	0,14
	=4d	0,11
	=6d	0,09
	=10d	0,11
Érdes könyök (90°)	r=d	0,51
	=2d	0,30
	=4d	0,23
	=6d	0,18
	=10d	0,20
DN20 visszacsapó szelep (vízellátás)		6,0
DN20 visszacsapó szelep(fűtés)		15
DN20 golyóscsap(fűtés-víz)		0,5
DN20 egyenes ülésű szelep(fűtés-víz)		8,5
DN20 ferde ülésű szelep(fűtés-víz)		2,5
DN15 ferde ülésű szelep(fűtés-víz)		3,5
Kiáramlás esetén		1,0

Az értékek a következő könyvekből lettek kiemelve:

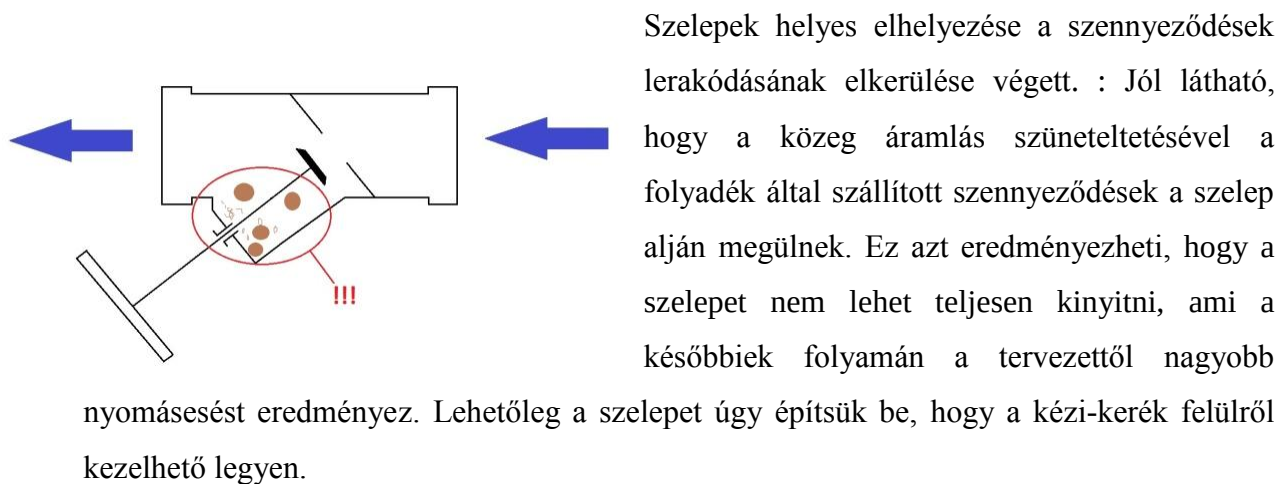
Rudolf Jauschowitz- Hidraulika, a melegvízfűtés szíve

Recknagel, Sprenger, Schramek- Fűtés-és Klimatechnika 2000

Cséki István- Épületgépészeti tervezési segédlet rézcsöves szerelésekhez

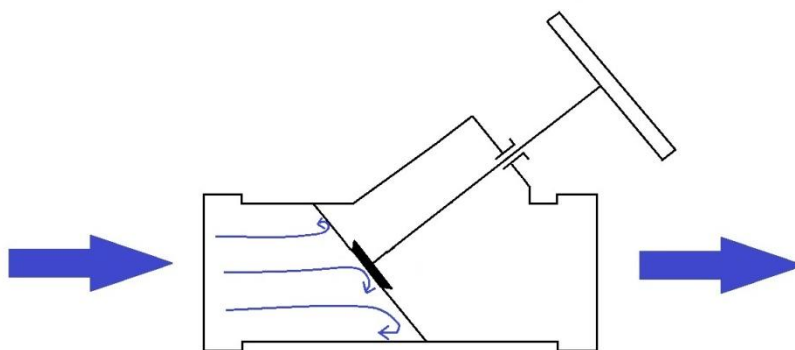
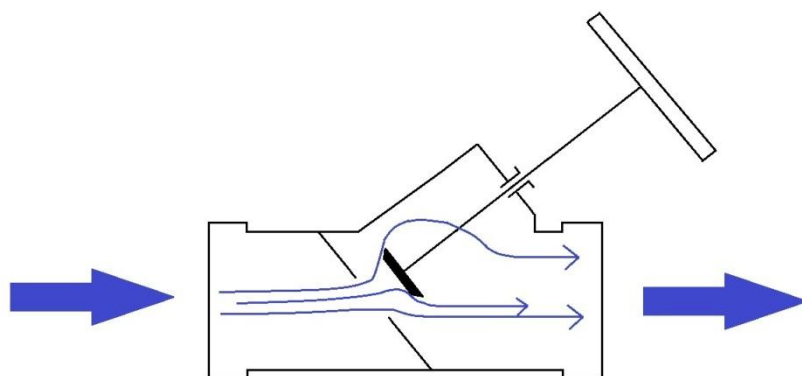
2.5 Szelepek beépítési feltételei

A szelepek belső kialakítása lényegében egyformák, azonban megkülönböztetünk egyenes és ferde ülésűeket, továbbá egyenes és sarok kivitelűeket. Ezeknek a berendezéseknek is vannak beépítési feltételei, melyek a zavartalan működés végett szükségesek. Ezeket a szabályokat a lenti rajzok szemléltetik.

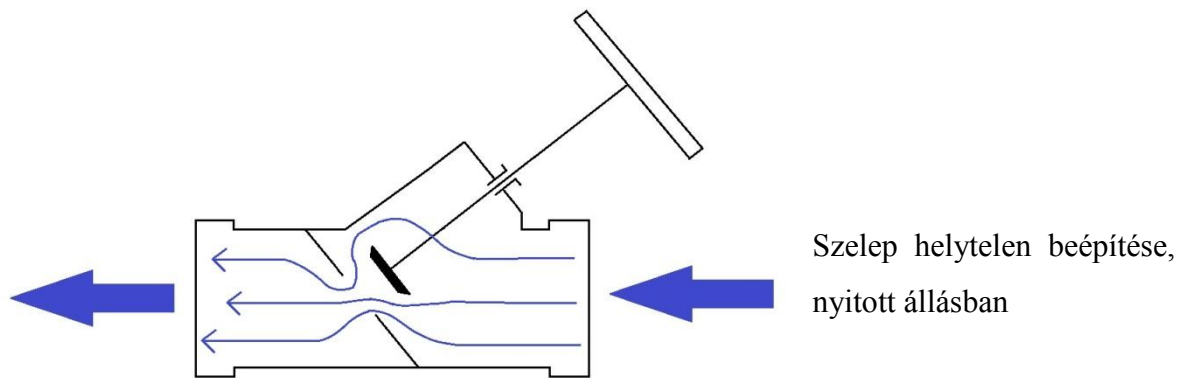


Szelep helyes beépítése az áramlási iránynak megfelelően, állásban.

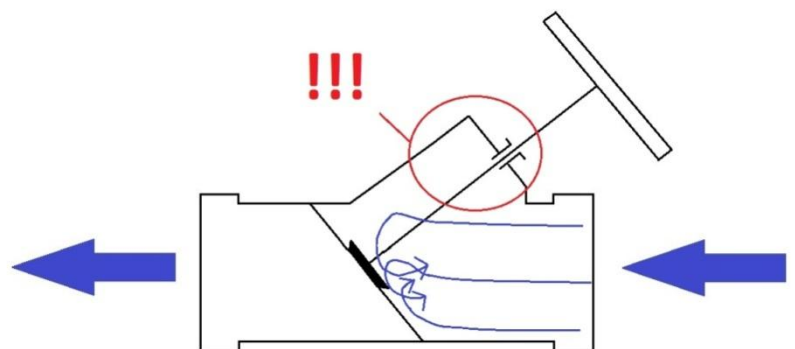
iránynak nyitott



Szelep helyes beépítése az áramlási iránynak megfelelően, zárt állásban.



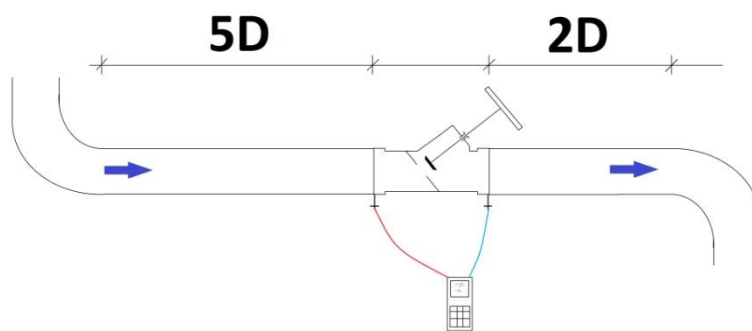
Szelep helytelen beépítése, zárt állásban: Látható, hogy a szelep orsónál lévő tömítést (felsőház-tömítés) terheli a rendszerben uralkodó nyomás. Ez lehet statikus nyomás vagy



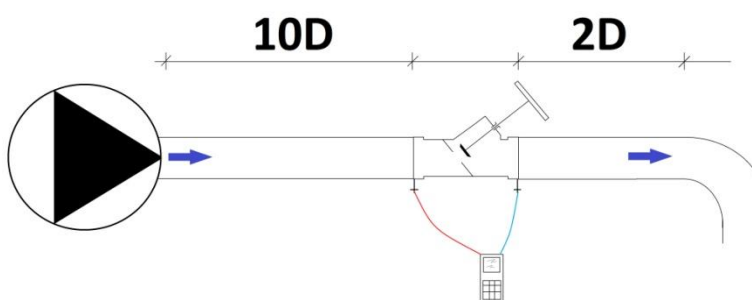
például, ha el van zárva az összes szelep egy fűtési rendszerben és fix fordulatszámú szivattyút alkalmazunk, akkor a szelep (ek)-re hat a folyadékszállító berendezés üresjáratban létrehozott nyomása. Előfordul, hogy a felsőház-tömítés sérült, ami karbantartási munkálatokkor kellemetlen lehet, hiszen a szelep elzárásakor vízveszteség („csöpögés”) léphet fel.

2.5.1 A beszabályozó szelepek beépítésének feltételei, műszeres mérés esetén¹⁸

Léteznek olyan szelepek, melyeken a térfogatáramot mérőműszer segítségével állítanak be. Ezt a készüléket a szelepen lévő csatlakozókra rögzítik, s így a pontos értékek mérhetőek. A pontos mérés érdekében a következő beépítési méreteket szükséges betartani.



A szelep után és előtt lévő
hossztávolságok.



A szelep után és előtt lévő
hossztávolságok közel lévő
szivattyú esetén.

Összegzés: Hidraulikai ellenállást tekintve a szelepek bármilyen beépítése esetén elméletileg azonosak. Az itt olvasható és látható bármelyik beépítési feltétel be nem tartása, pár százalékos mérési pontatlanságot eredményez műszeres mérés esetén.

¹⁸ TA- Beszabályozó szelepek Műszaki ismertető (2007 01.)-„Mérési pontosság”-6.o.

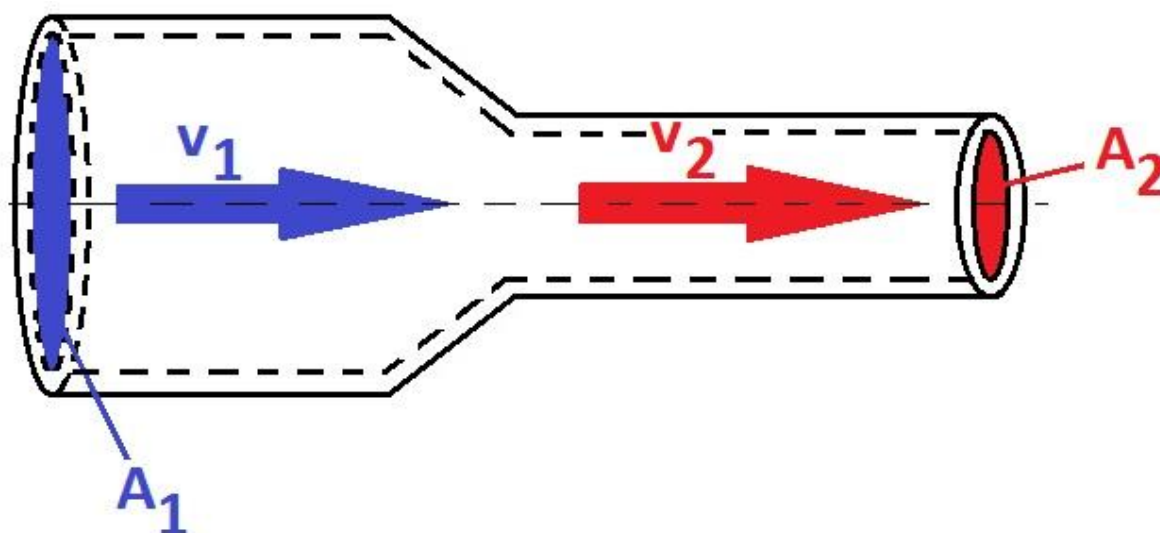
2.6 Kontinuitási (Folytonosság) törvény

Ha az ábrának megfelelően csökken a keresztmetszet és az áramlás instacioner ($\rho \neq \text{áll.}$), akkor a következő egyenlet használatos.

$$\dot{m}_1 = v_1 * A_1 * \rho_1 = v_2 * A_2 * \rho_2 = \dot{m}_2$$

Ha az ábrának megfelelően csökken a keresztmetszet és az áramlás stacioner ($\rho = \text{áll.}$), akkor a következő egyenlet használatos:

$$\dot{V}_1 = v_1 * A_1 = v_2 * A_2 = \dot{V}_2$$



Mint tudjuk a víz gyakorlatilag összenyomhatatlan (csak nagyon nagy nyomáson nyomható össze, csekély mértékben). Ez azt is feltételezi, hogy a sűrűsége állandó, tehát a stacioner áramlásra vonatkoztatott képlet alkalmazandó. Azonban füstgázvezető rendszereknél az áramlás instacioner.

2.7 Nyomásveszteségek meghatározása

Miután ismerjük a súrlódási és alaki veszteségeket, bemutatásra kerül, miként kell ezeket kiszámítani.

2.7.1 Súrlódásból adódó nyomásveszteség egyenes csőben (Bernoulli¹⁹ egyenlet)²⁰

$$\Delta p_s = \lambda \cdot \frac{l}{d_{\text{belső}}} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v^2 \text{ (Pa)}$$

2.7.2 Alaki ellenállásból adódó nyomásveszteség

$$\Delta p_a = \sum \zeta \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v^2 \text{ (Pa)}$$

2.7.3 Csővezetékek teljes nyomásvesztesége

$$\Delta p_v = \Delta p_s + \Delta p_a$$

2.8 Az átfolyás kapacitás

Vannak esetek mikor + ellenállás adódik, illetve nem az alaki ellenállás tényező értékkel számolunk, hanem az ún. Kvs vagy Kv értékkel. Ezt egy berendezés nyomásveszteség diagramjáról tudjuk leolvasni, s abból megkapjuk a nyomásveszteséget vagy meg szokták adni például egy szelep átfolyás értékét, amiből ki tudjuk számolni a nyomásesést.

¹⁹ Bernoulli Dániel (1700-1782) Svájci matematikus. Róla nevezték el az általa felállított egyenletet.

²⁰ Hidraulikai szabályozás 1 (IMI INTERNATIONAL Kft. Kiadványa)-Vinkler Károly és Jávori Miklós-17.o.-1.2.4 „Nyomásveszteség egyenes, kör keresztmetszetű csőben”

2.8.1 A kvs érték(maximális átfolyás kapacitás)

Egy berendezésen (pl.: szelepen) átfolyó folyadékmennyiség m³/h-ban meghatározva 1bar nyomáskülönbségnél teljesen nyitott szelepállás mellett.

2.8.2 A kv érték(adott átfolyás kapacitás)

Egy berendezésen (pl.: szelepen) átfolyó folyadékmennyiség m³/h-ban meghatározva 1bar nyomáskülönbségnél adott szelepállás mellett.

Tehát a Kv és Kvs érték nem ugyanaz, azaz egy szelep rendelkezik Kvs és Kv értékkel, azonban például egy csap ami csak nyitásra és elzárásra szolgál, csak kvs értékkel rendelkezik. Ha egy olyan szerelvénynek akarjuk meghatározni a nyomásveszteségét aminek ismerjük a kvs értékét vagy rendelkezünk a hozzá tartozó nyomásveszteség diagrammal, akkor azt használjuk, s ne a ζ értéket.

2.8.3 A kvs érték meghatározás

$$kvs = \frac{\dot{V}}{\sqrt{\Delta p}}$$

2.8.4 Nyomásveszteség meghatározása a kvs érték alapján

$$\Delta p = \left(\frac{\dot{V}}{kvs} \right)^2 \text{ (bar)}$$

2.8.5 Kvs érték meghatározása a víztől eltérő sűrűségű közeg alkalmazása esetén

$$kvs = \dot{V} \sqrt{\frac{\rho}{\Delta p}}$$

3. Analízis

3.1 Csősúrlódásból adódó nyomásveszteség

3.1.1 Rézcsővezeték belső keresztmetszeti értéke (i) és egyéb adatok

Miután megismertük az elméleti alapokat, neki kezdhetünk a munkának. A vizsgálat 2 részből tevődik össze. Elsőnek a súrlódási ellenállásból adódó, majd az alaki ellenállásból adódó nyomásveszteségeket analizáljuk. Mivel a csővezetékek átmérőjének van egy méret-tűrésük, ezáltal több mérés, illetve számolás elvégzése szükséges. Jelen esetben egy legkisebb és egy legnagyobb tűrés értékkel fogunk számolni. Ezek az értékek a következő táblázatban találhatóak, melyet az MSZ EN 1057-ben foglaltak össze.

Külső átmérő(D)		Közepes külső átmérő		Falvastagság(v)	
méret(mm)	R250(félkemény)tűrése +/-	Tűrése +/-	Méret(mm)	Tűrése +/-	
12	0,09	0,04	$v \geq 1,0$	13%	
15	0,09	0,04	$v \geq 1,0$	13%	
18	0,09	0,04	$v \geq 1,0$	13%	
22	0,10	0,05	$v \geq 1,0$	15%	

Így a 15-ös csővezeték belső átmérő értékei:

Külső átmérő	Névleges belső átmérő(mm)	Legkisebb belső átmérő (mm)	Legnagyobb belső átmérő(mm)
15	13	12,65	13,35

A keresztmetszeti értékek a következők:

$$\text{Képlet: } A = \frac{d^2 \cdot \pi}{4} (\text{m}^2)$$

Külső átmérő	Névleges belső keresztmetszet(m ²)	Legkisebb belső keresztmetszet(m ²)	Legnagyobb belső keresztmetszet(m ²)
15	1,327322896*10 ⁻⁴	1,256813776*10 ⁻⁴	1,399756242*10 ⁻⁴

Mérésekkor felvett adatok:

Környezeti hőmérséklet:	20°C
Alkalmazott közeg:	víz
Közeg hőmérséklete:	30°C
Közeg kinematikai viszkozitása:	0,8*10 ⁻⁶ m ² /s
Közeg sűrűsége:	995,61kg/m ³

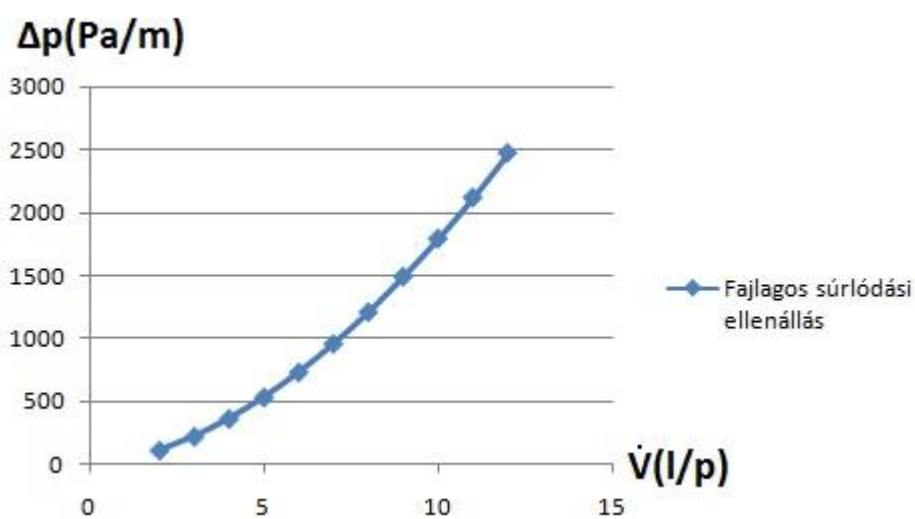
3.1.2 Új rézcsővezeték számított fajlagos súrlódási nyomásveszteség diagramok

Eshetőségek:

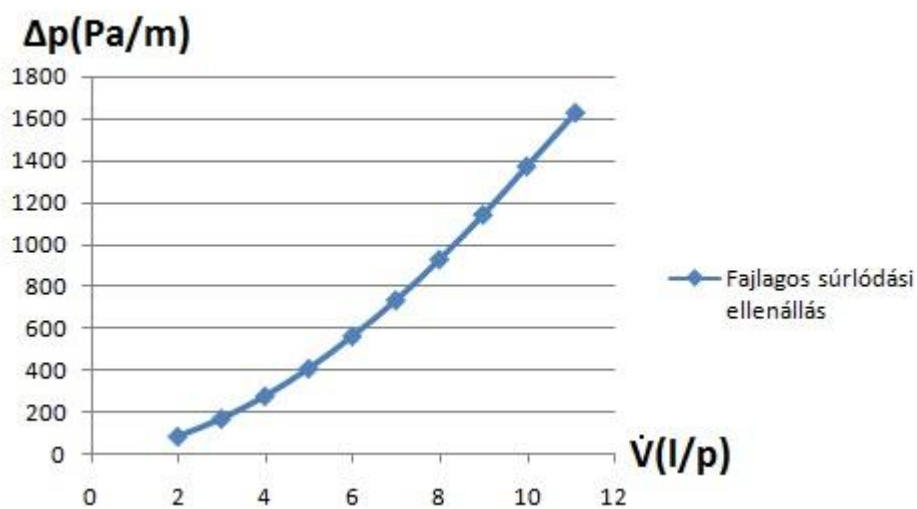
Legkedvezőtlenebb: $d_b=12,65\text{mm}$ $k=0,002\text{mm}$

Legkedvezőbb: $d_b=13,35\text{mm}$ $k=0,001\text{mm}$

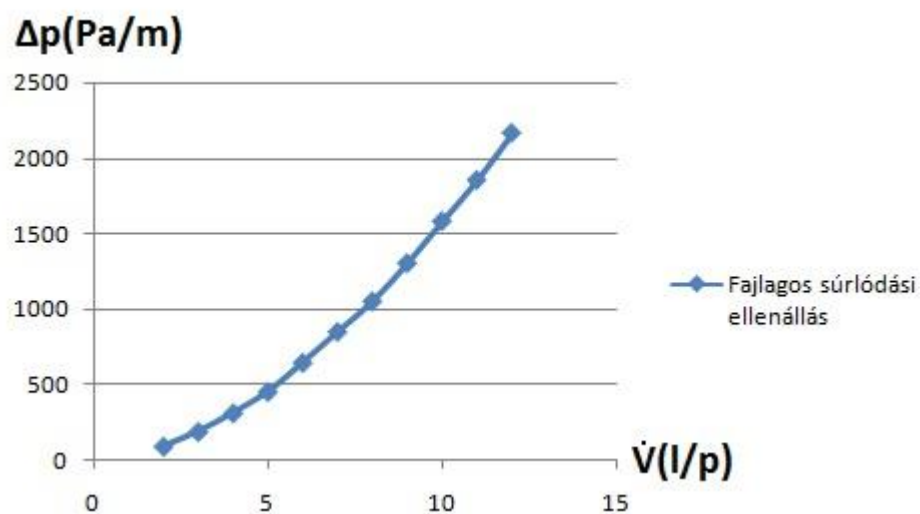
Súrlódási nyomásveszteség diagram legkedvezőtlenebb esetben



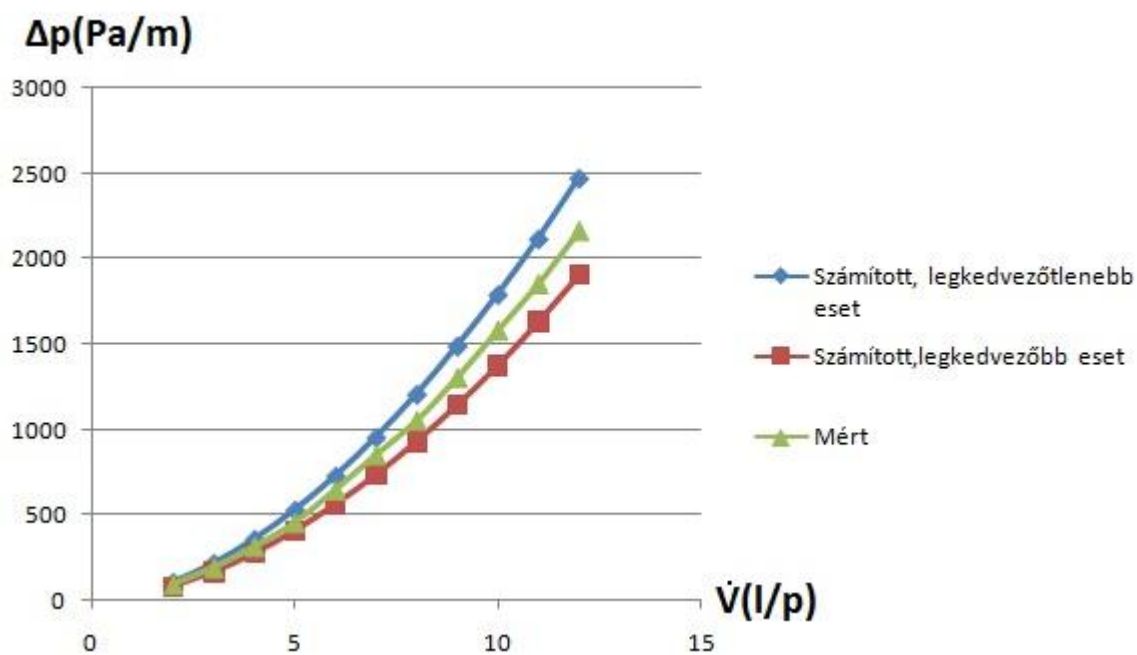
Súrlódási nyomásveszteség diagram legkedvezőbb esetben



3.1.3 Új rézcsővezeték mért fajlagos súrlódási nyomásveszteség diagram



3.1.4 Mért és számított új rézcsővezetékek fajlagos nyomásveszteségei közös diagramban ábrázolva



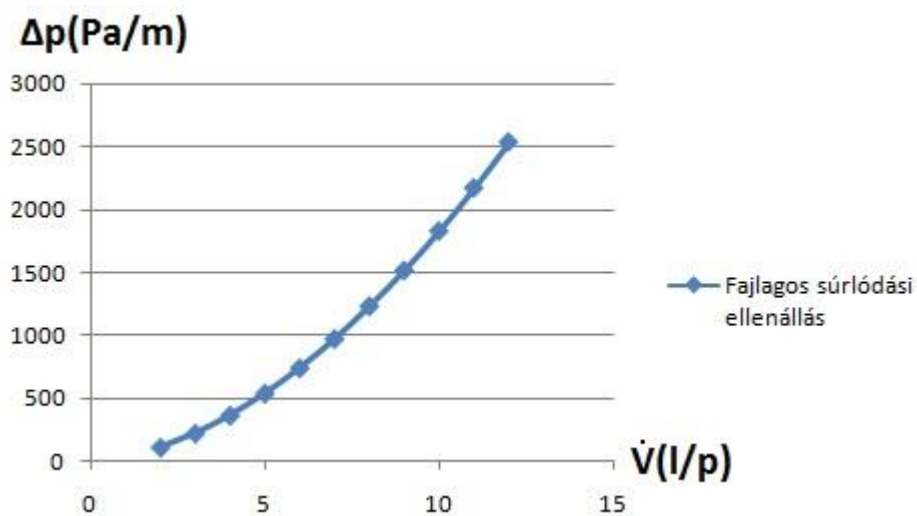
3.1.5 Használt rézcsővezetékek számított fajlagos súrlódási nyomásveszteség diagramok

Eshetőségek:

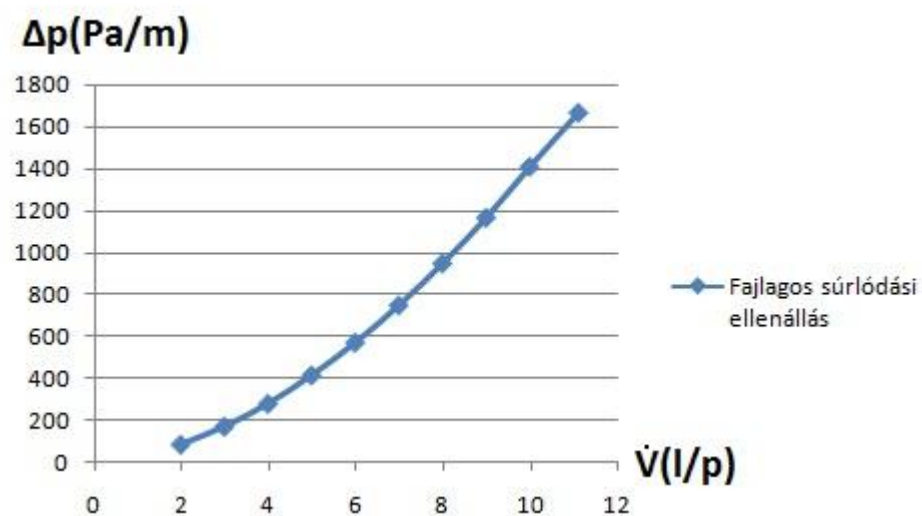
Legkedvezőtlenebb: $d_b=12,65\text{mm}$ $k=0,005\text{mm}$

Legkedvezőbb: $d_b=13,35\text{mm}$ $k=0,005\text{mm}$

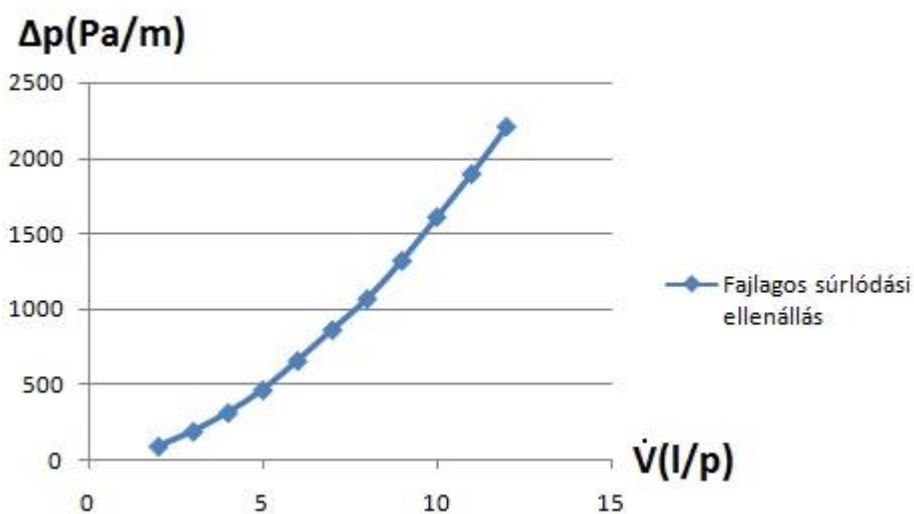
Súrlódási nyomásveszteség diagram legkedvezőtlenebb esetben



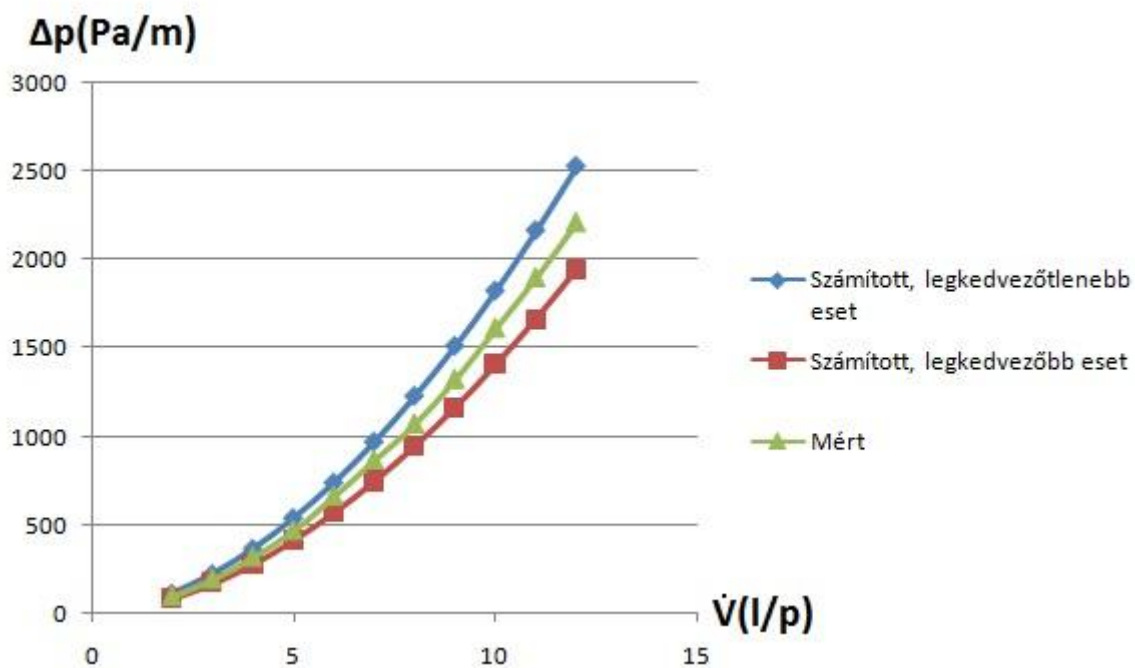
Súrlódási nyomásveszteség diagram legkedvezőbb esetben



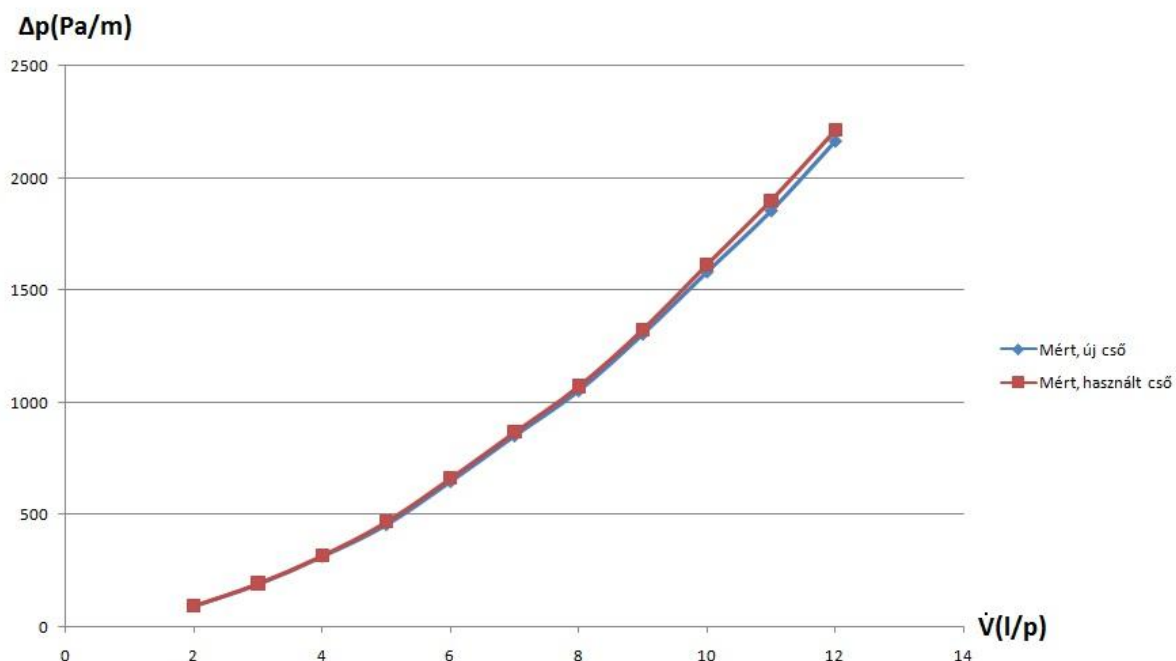
3.1.6 Használt rézcsővezeték mért fajlagos súrlódási nyomásveszteség diagram



3.1.7 Használt rézcsővezeték számított és mért fajlagos súrlódási nyomásveszteség közös diagramban ábrázolva



3.1.8 Használt és új rézcsővezeték mért fajlagos súrlódási nyomásveszteség közös diagramban ábrázolva



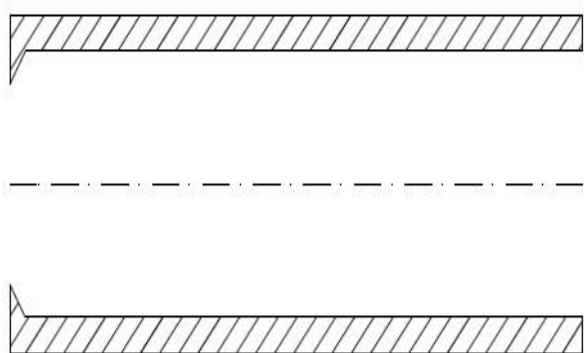
Mért, használt rézcső adatai:

Üzemben eltöltött idő: 5-10 év

Alkalmazás: HMV (Bojler)

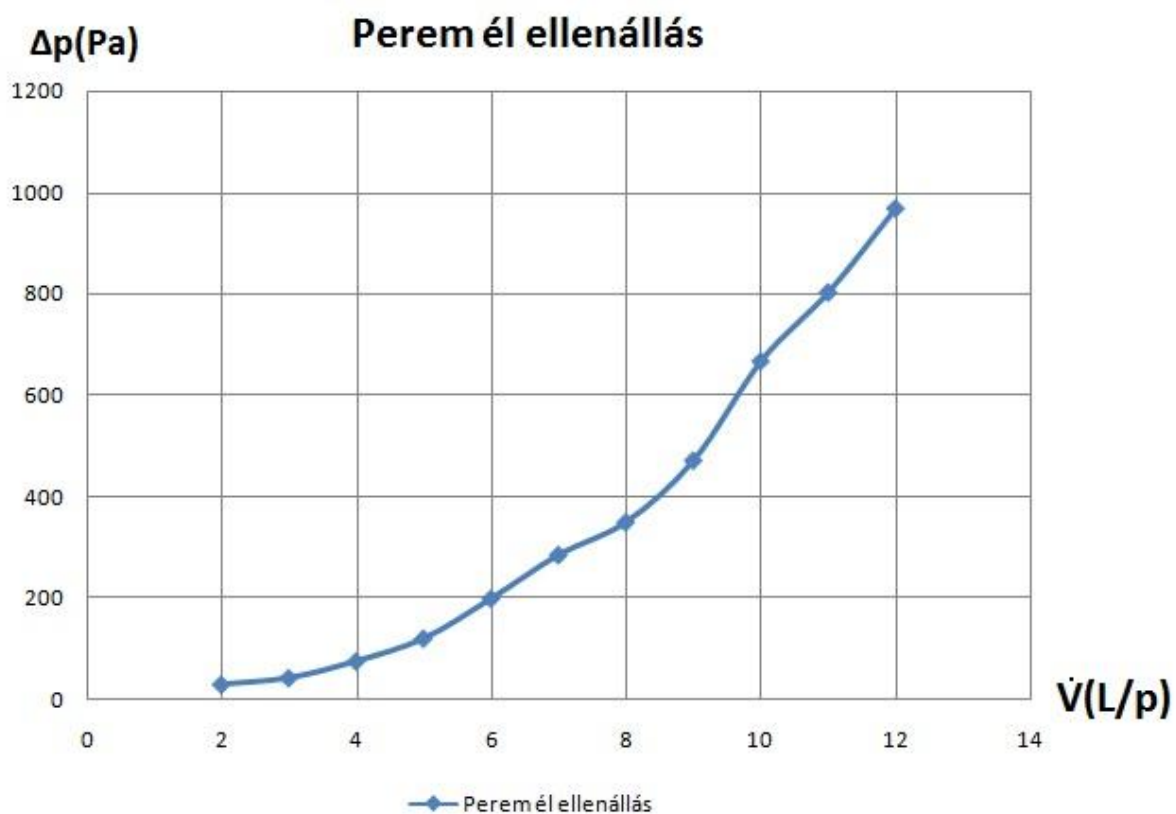
Település: Budapest, 2. kerület

3.1.9 A perem-él ellenállása



A rézcső vágásakor belül egy perem-él keletkezik, amit egy ún. sorjázóval tudunk eltávolítani. Azonban ezt a siető kivitelezők el szokták hanyagolni, ami nyomásnövekedéshez és lerakódásokhoz vezethet. Erre készítettünk egy nyomásveszteség diagramot, melyet 15-ös rézcsőnél lehet alkalmazni, ami a mérési eredmények alapján lett összeállítva.

Perem-él nyomásvesztés diagram

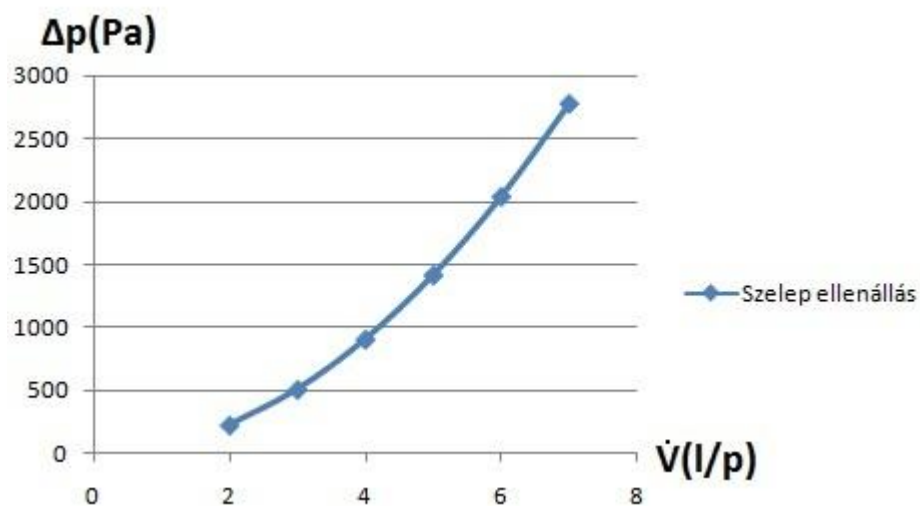


Így a 15-ös rézcsőnél keletkezett perem-él alakú ellenállás átlagos értéke: $\zeta_{\text{átl.}} = 0,7425$

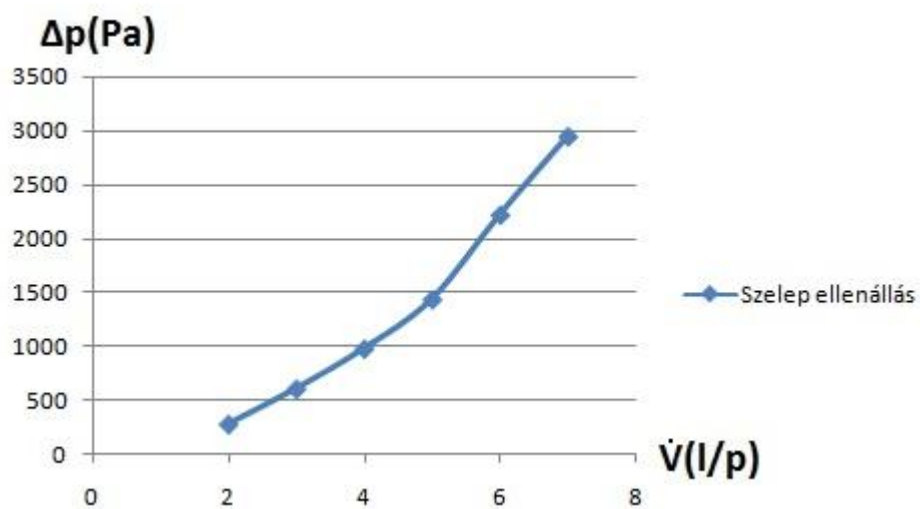
3.2 Szelepek ellenállásainak a vizsgálata

Vizsgált szelep (ek): *Tour and Andersson Stad-1/2"*

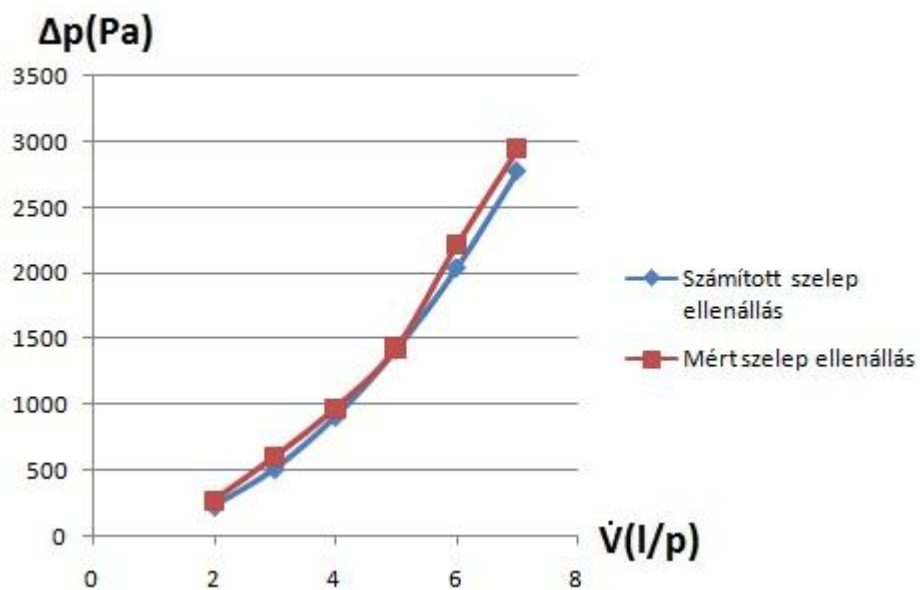
3.2.1 Egy darab szelep nyomásveszteség diagramja a gyár adatai alapján



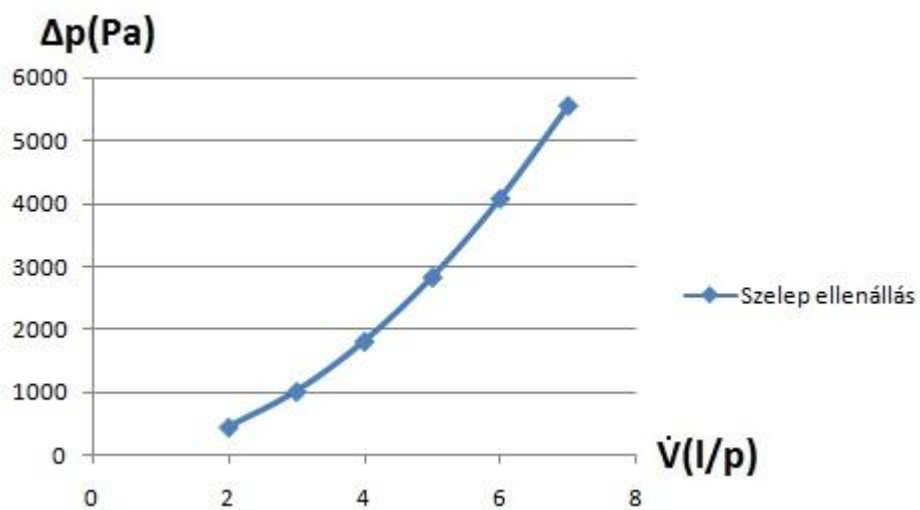
3.2.2 Egy darab szelep nyomásveszteség diagramja mérés alapján



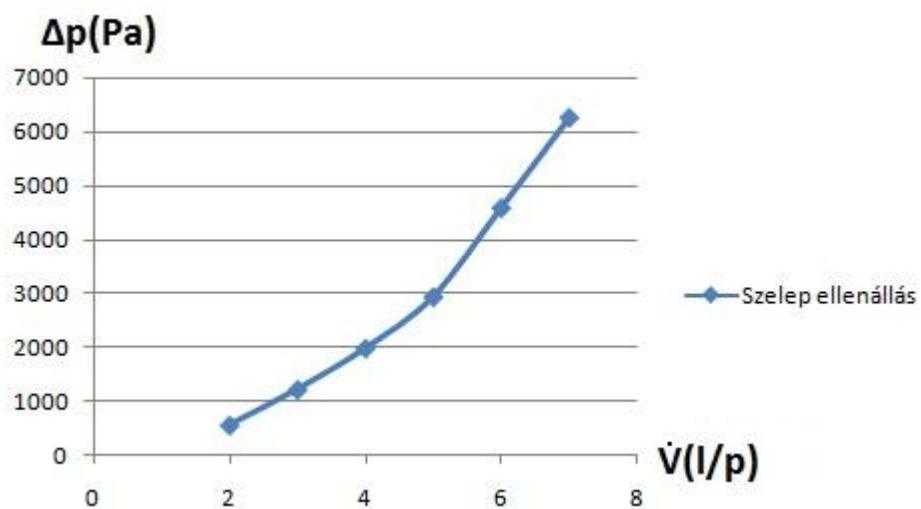
3.2.3 Mért és számított szelep nyomásvesztesége közös diagramban ábrázolva



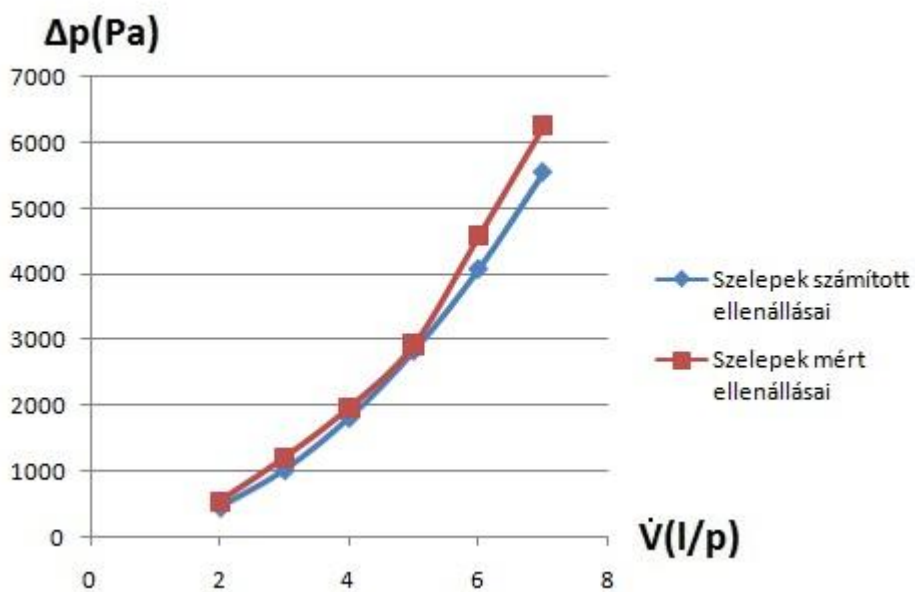
3.2.4 Két darab szelep nyomásveszteség diagramja a gyár adatai alapján



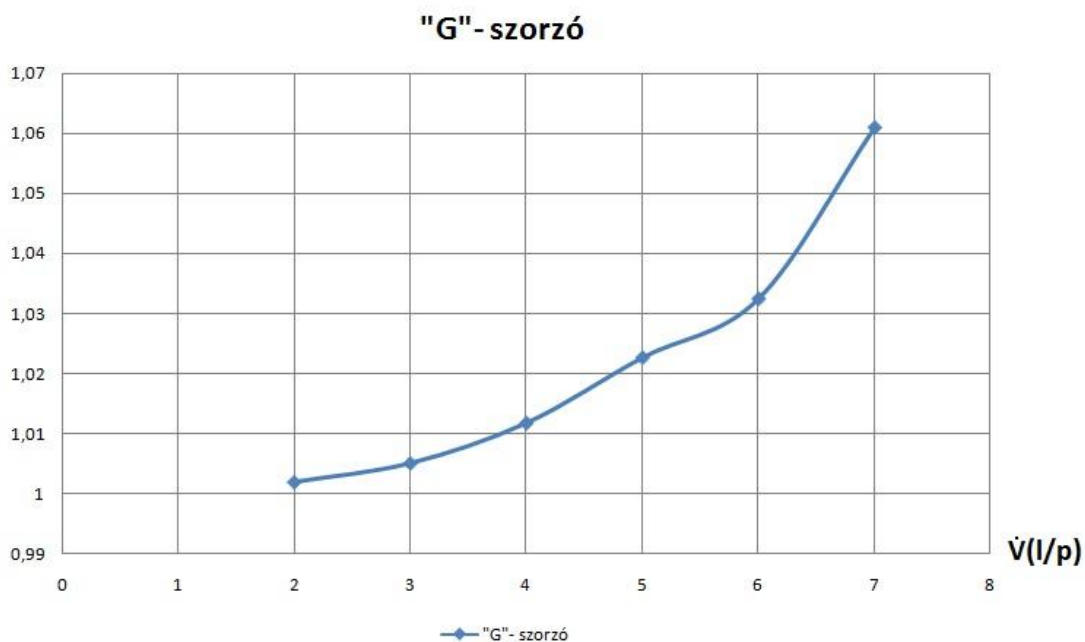
3.2.5 Két darab szelep nyomásveszteség diagramja mérés alapján



3.2.6 Mért és számított szelepek nyomásvesztesége közös diagramban ábrázolva



3.2.7 „G-szorzó”



Abban az esetben, ha csak egy szerelvénynek (jelen esetben szelepnek) ismerjük a nyomásvesztését (vagy alak ellenállás tényezőjét), azonban kettő kerül beépítésre közvetlenül sorba kapcsolva a „G-szorzó” számot alkalmazva megkapjuk az ilyen esetben létrejövő tényleges nyomásvesztést.

„G-szorzó” meghatározás: A megfelelő térfogatáramnál függőleges egyenest húzunk, majd a görbe találkozásánál, vízszintes egyenest húzunk és leolvassuk a kapott értéket.

Nyomásvesztés számítása két közvetlenül sorba kapcsolt szelep esetében:

$$\Delta p_a = \sum \zeta \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v^2 \cdot G \quad (\text{Pa})$$

A kvs érték birtokában elvégezzük a számítást, s a kapott nyomásesést kell megszorozni a szállított vízmennyiségnél leolvasott G-értékkel.

4. A csővezetékekben előforduló bizonytalanságoknak a hatása

4.1 Az abszolút cső érdesség és a belső átmérő hatásai egy fűtési rendszer esetében

Megjegyzés: A 4.1.1-4.3.3 alcímek között olvasható számítások egy állandó térfogatáramot feltételeznek a példában szereplő fűtési rendszer esetében. Gyakorlatilag ez nem igaz, mert az áramló vízmennyiség változik, azonban a számításokban található különbségek jól fedik a valóságot. A szivattyú által felvett teljesítmény meghatározás a gyártó által megadott diagram leolvasása alapján történt.

4.1.1 Legkedvezőbb és a legkedvezőtlenebb csővezetési jelleggörbék és a szivattyú jelleggörbéjének ábrázolása közös koordináta rendszerben

Adatok:

$$\Sigma l = 20 \text{ m}$$

$$\dot{Q} = 7,148 \text{ kW (hőleadó teljesítménye)}$$

$$\Delta T = 10 \text{ K (35/25°C)}$$

$$c = 4,183 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

$$\rho = 995,61 \text{ kg/m}^3$$

Szükséges tömegáram meghatározás:

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}}{c \cdot \Delta T} = \frac{7,148}{4,183 \cdot 10} = 0,170882 \text{ kg/s}$$

Szükséges térfogatáram:

$$\dot{V} = \frac{\dot{m}}{\rho} = \frac{0,170882}{995,61} = 1,716356 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s} = 10,3 \text{ l/p}$$

Legkedvezőtlenebb eset:

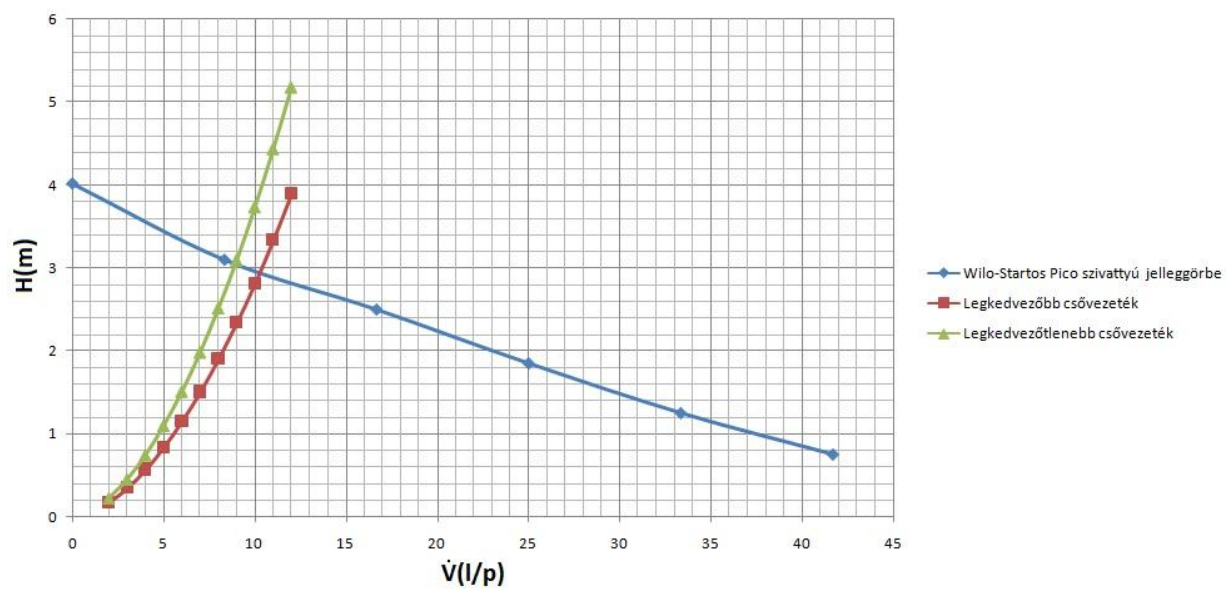
$$d_b = 12,65 \text{ mm}$$

$$k = 0,005 \text{ mm}$$

Legkedvezőbb eset:

$$d_b = 13,35 \text{ mm}$$

$$k = 0,001 \text{ mm}$$



A legkedvezőbb csővezetéki jelleggörbe esetében a szivattyú paraméterei:

$$\dot{V} = 10,3 \text{ l/p}$$

$$H = 2,9 \text{ m}$$

$$P = 19 \text{ W}$$

A legkedvezőtlenebb csővezetéki jelleggörbe esetében a szivattyú paraméterei:

$$\dot{V} = 9,0 \text{ l/p}$$

$$H = 3,02 \text{ m}$$

$$P = 18 \text{ W}$$

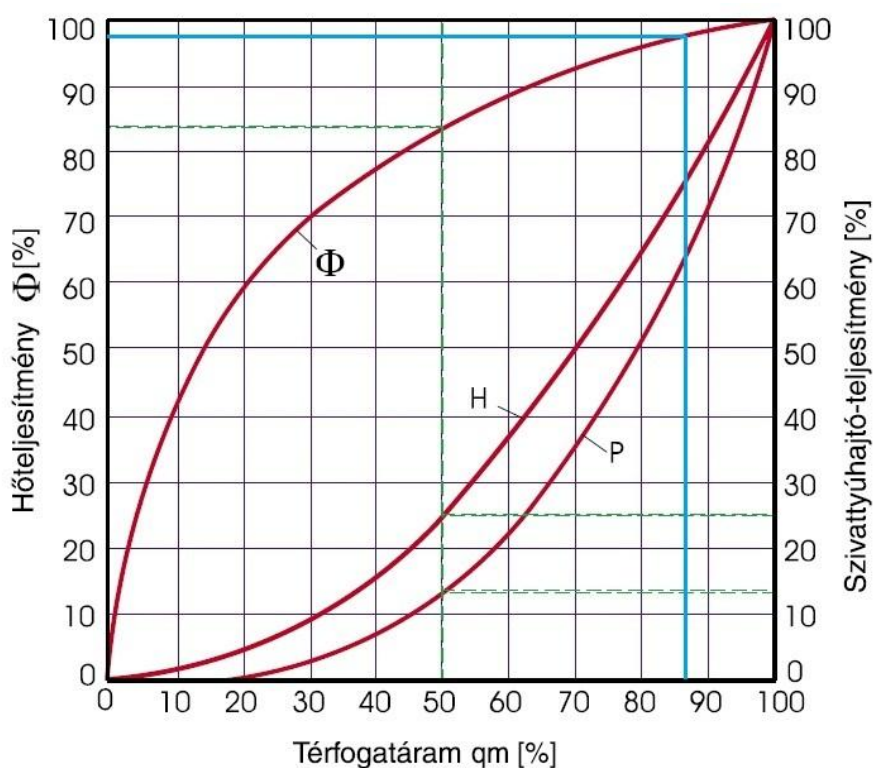
4.1.2 Hőteljesítmény változása a térfogatáram függvényében

A fenti példa alapján láthatjuk, hogy a legkedvezőbb csővezeték alkalmazva pont annyi vízmennyiséget tudunk szállítani a hőleadónak, amennyit az kíván. Azonban, ha a legkedvezőtlenebb csővezeték adódna, az alábbiakban láthatjuk, hogy milyen hatást gyakorol a fűtőtelepre a térfogatáram csökkenés.

Szállított térfogatáram: 9,0 l/p

Térfogatáram csökkenés: 12,622 %

Hőteljesítmény változásának a meghatározása diagram leolvasása alapján:²¹



Láthatjuk, hogy a hőleadó által leadott teljesítmény 3 %-kal csökken, azaz 214 Wattot.

²¹ Forrás: Rudolf Jauschowitz- Hidraulika, a melegvízfűtés szíve, 46.o., 2-12.-ábra

4.1.3 Szivattyúüzemelési költség egy évre vetítve

Jelenlegi villanyárak:²²

Törvény módosítása szerint az általános forgalmi adó 27%-ra módosult 2012. január 1-től.

Lakossági felhasználók

Árszabás megnevezése	Áramdíjak (Ft/kWh, rendszer- nettó)	Felhasználó által fizetendő használati díjak, valamint törvény által meghatározott egyéb pénzeszközök (Ft/kWh, nettó)	ÁFA mértéke (Ft/kWh)	Áramdíjak összesen (Ft/kWh, bruttó)*
A1 - I. tömb	19,69	17,54	9,66	46,89
(1320 kWh/év fogyasztásig)				
A1 - II. tömb	22,24	17,54	10,35	50,13
(az éves fogyasztás 1320 kWh-t meghaladó része)				
B	15,28	9,63	6,33	31,24
H	15,28	9,63	6,33	31,24

Megállapítás: Egy fűtési rendszer átlagosan egy évben 2160 órát üzemel.

Legkedvezőtlenebb csővezeték alkalmazása esetén az éves villanyár:

$$\frac{18}{1000} \cdot 2160 = 38,88 \text{ kWh}$$

$$38,88 \cdot 46,89 = 1823 \text{ Ft/év}$$

Legkedvezőtlenebb csővezeték alkalmazása esetén az éves villanyár:

$$\frac{19}{1000} \cdot 2160 = 41,04 \text{ kWh}$$

$$41,04 \cdot 46,89 = 1924 \text{ Ft/év}$$

²² Forrás: www.eon.hu

4.2 A perem-él hatása egy fűtési rendszer esetében

4.2.1 Perem-éleket meghagyott és perem él nélküli csővezetéki jelleggörbék és a szivattyú jelleggörbéjének ábrázolása közös koordináta rendszerben

Adatok:

$$\begin{aligned}\Sigma l &= 20\text{m} \\ \dot{Q} &= 7,148\text{kW (hőleadó teljesítménye)} \\ \Delta T &= 10\text{K (35/25}^\circ\text{C)} \\ c &= 4,183\text{kJ/kg}\cdot\text{K} \\ \rho &= 995,61\text{kg/m}^3\end{aligned}$$

Szükséges tömegáram meghatározás:

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}}{c \cdot \Delta T} = \frac{7,148}{4,183 \cdot 10} = \mathbf{0,170882\text{kg/s}}$$

Szükséges térfogatáram:

$$\dot{V} = \frac{\dot{m}}{\rho} = \frac{0,170882}{995,61} = 1,716356 \cdot 10^{-4} \text{m}^3/\text{s} = \mathbf{10,3 \text{ l/p}}$$

A legkedvezőbb csővezetéki jelleggörbe esetében a szivattyú paraméterei:

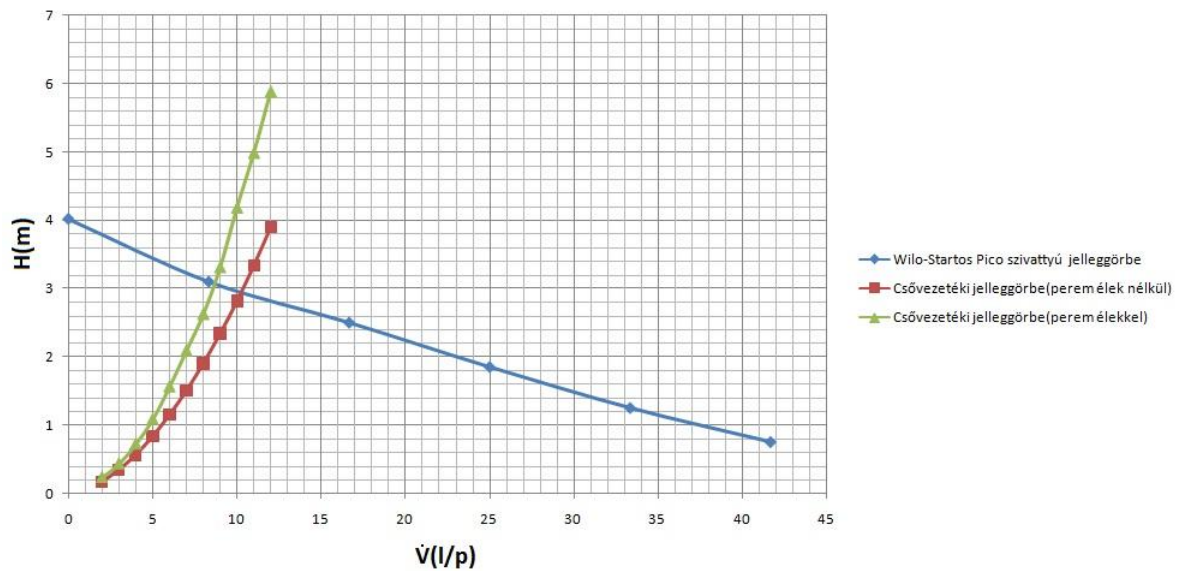
$$\dot{V} = 10,3 \text{ l/p}$$

$$H = 2,9 \text{ m}$$

$$P = 19 \text{ W}$$

Tételezzük fel, hogy a fűtési rendszerünkben 10darab iránytörés van, ami 20darab csővágást (20 darab perem-élt) eredményez.

Az alábbi diagramban látható, hogy milyen változás következik be, ha nem távolítjuk el a cső belsejében keletkező perem élt.



A perem-éleket meghagyott csővezetéki jelleggörbe esetében a szivattyú paraméterei:

$$\dot{V} = 8,8 \text{ l/p}$$

$$H = 3,05 \text{ m}$$

$$P = 18 \text{ W}$$

Mivel a szivattyú felvett teljesítménye megegyezik az előző példában szereplő „legkedvezőtlenebb csővezeték” alkalmazása esetén felvett teljesítménnyel, külön nem térünk ki az éves üzemköltségre.

Ez 14,57%-os térfogatáram csökkenést eredményez, ami szintén, körülbelül 3%-os teljesítménycsökkenést eredményez a diagram leolvasása alapján.

4.3 Az abszolút cső érdesség, a belső átmérő és a perem-él hatása egy fűtési rendszerben

4.3.1 Legkedvezőbb és a legkedvezőtlenebb+perem-éleket meghagyott csővezetéki jelleggörbék és a szivattyú jelleggörbéjének ábrázolása közös koordináta rendszerben

Adatok:

$\Sigma l = 20\text{m}$

$\dot{Q} = 7,148\text{kW}$ (hőleadó teljesítménye)

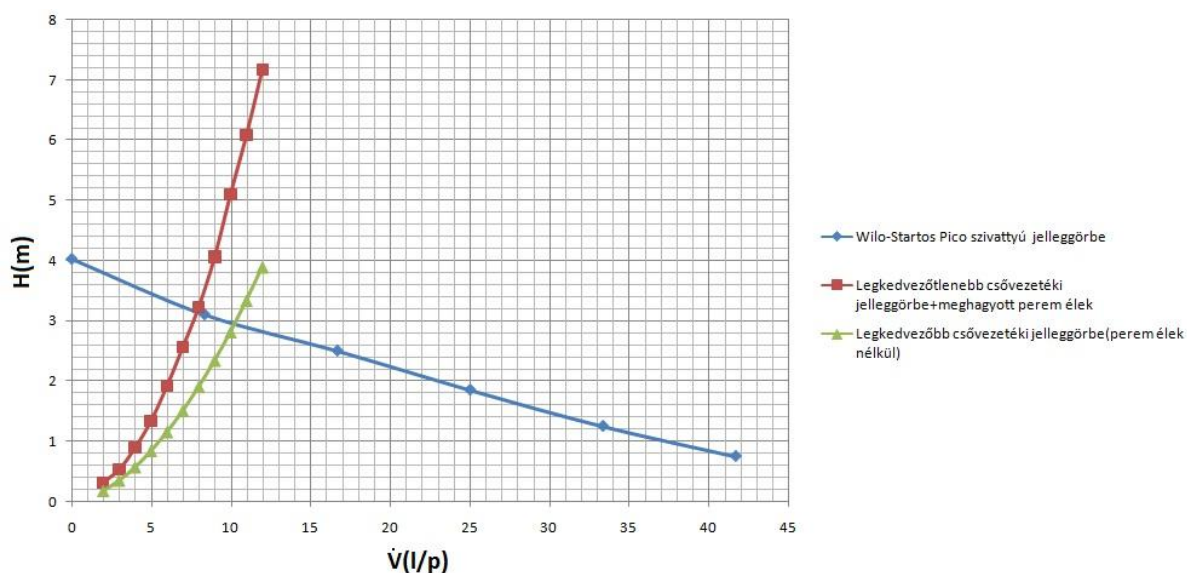
$\Delta T = 10\text{K}$ (35/25°C)

$c = 4,183\text{kJ/kg}\cdot\text{K}$

$\rho = 995,61\text{kg/m}^3$

Szükséges tömegáram meghatározás: **0,170882kg/s**

Szükséges térfogatáram: **10,3 l/p**



A legkedvezőtlenebb+perem-éleket meghagyott csővezetéki jelleggörbe esetében a szivattyú paraméterei:

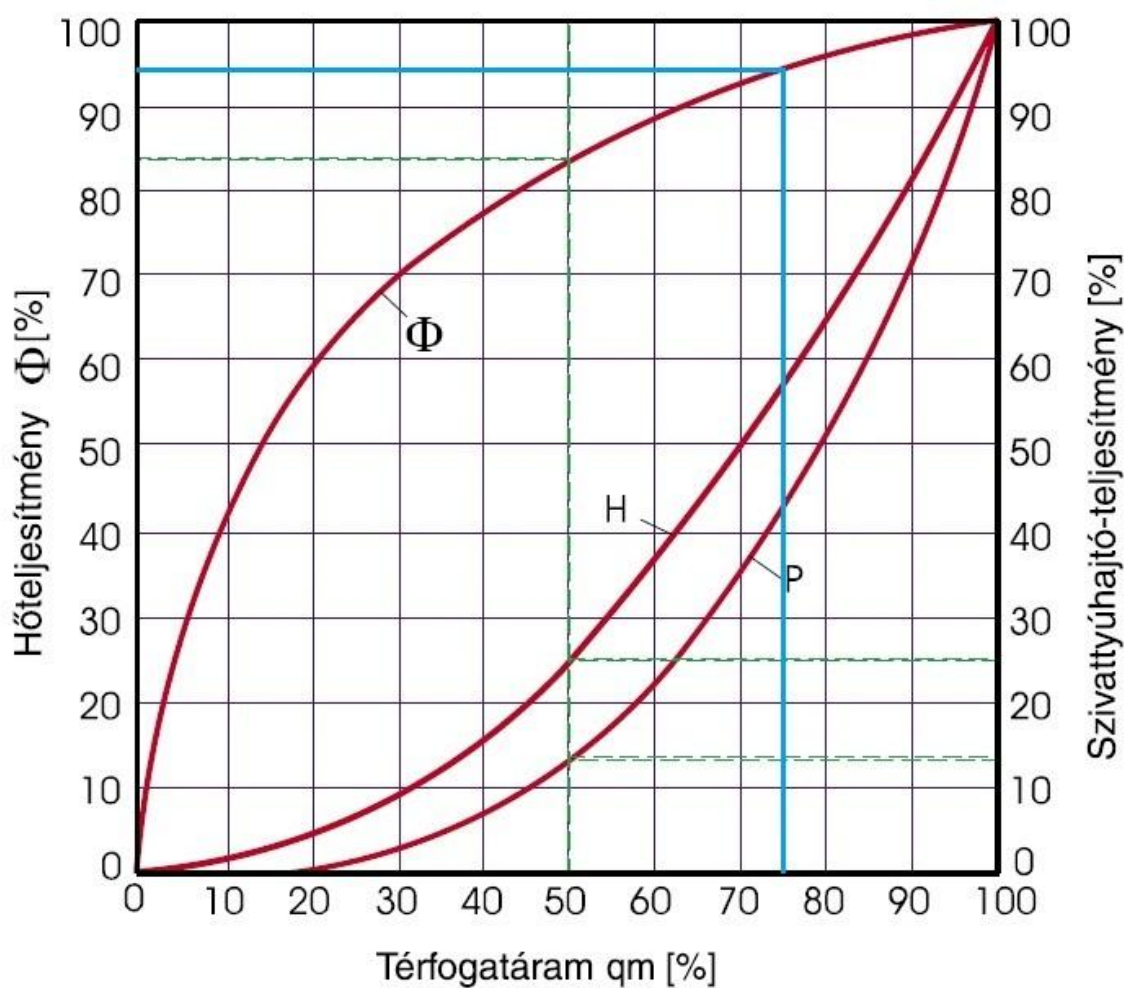
$$\dot{V} = 7,8 \text{ l/p}$$

$$H = 3,1 \text{ m}$$

$$P = 17 \text{ W}$$

4.3.2 Hőteljesítmény változása a térfogatáram függvényében

Jelen esetben ez 24,27%-os térfogatáram csökkenést eredményez.



A diagramon jól látni, hogy ez 6%-os teljesítmény csökkenést eredményez, azaz 429Wattot.

4.3.3 Szivattyúüzemelési költség egy évre vetítve

$$\frac{17}{1000} \cdot 2160 = 36,72 \text{ kWh}$$

$$36,72 \cdot 46,89 = 1721 \text{ Ft/év}$$

4.4 Összegzés

A dolgozat végére érve azt a következtetést vonhatjuk le, hogy egy rendszer hidraulikai számítása nagyon sok tényezőtől függ. Nagyon nehéz megmondani, hogy pontosan milyen adatokra célszerű méretezni, hiszen sok külső befolyásoló tényező van. A fűtési rendszerek esetében már a hőszükséglet számításnál sok minden eldől, hiszen figyelembe véve a változó időjárási körülményeket, nehéz megmondani milyen külső hőmérsékletre érdemes méretezni, mert az alul becsült hőmérséklet esetében kis hőleadók kerülnek kiválasztásra, ami nem biztos, hogy biztosítani tudja a kívánt belső hőmérsékletet. Ebből adódóan a hőveszteség számításakor már fellép egy ún. túlméretezés, ami kis mértékben ajánlott. A hőleadók kiválasztásakor is adódik egyfajta túlméretezés, hiszen nagyon ritka esetben találni pont akkora hőtéljesítményű radiátort, mint amekkorára a helyiség fűtésére szükség lenne. Érdekes mérési eredményeket kaptunk a használt és új csővezetékeknél, melyeknél kis térfogatáramoknál nem tapasztalhattunk nagy különbséget, azonban 5 l/p-től érzékelhetően a két görbe folyamatosan egyre jobban távolodik egymástól. A csővezetékeknél meghatároztunk egy legrosszabb eshetőséget és egy legjobbat, ami között változhat a csővezeték tulajdonsága. A mért értékek ezen állapotok közé estek. Több külföldi kutató arról számolt be, hogy a Colebrook-White (Hagyományos Moody diagram) összefüggést alkalmazva a ténylegesnél nagyobb nyomásveszteség eredmény alakul, mint a valóságban. Láthatjuk, hogy a kutatási eredmények azt mutatják ki, hogy körülbelül 3800-25000 Re szám között és a vizsgált belső átmérők és abszolút felületi érdességeknél a „Módosított” és a „Hagyományos” Moody diagram között semmilyen különbség nem tapasztalható, így annak külön ábrázolásával nem foglalkoztunk. A számunkra új Moody diagramon egy eddig nem ismert tényezőt tartalmaz, ami Magyar nyelvre lefordítva, felületi egyenletességet jelent. A legtöbb felületi egyenletességet tartalmazó diagramot tartják a legpontosabbnak a csősúrlódási tényező meghatározására, azonban a vizsgált belső átmérőknél, s felületi érdességeknél ugyanolyan jelleggörbét kapunk, amit a Colebrook-White egyenlet

alkalmazása esetén kaptunk, s ezért nem ábrázoltuk azt. Ennek többnyire közművezetékeknél, szállítóvezetékeknél stb. van jelentősége, de családi ház szintű méreteknél látható hogy alkalmazhatjuk a jól megszokott „Hagyományos” Moody diagramot. További érdekes eredményeket kaptunk a DN15-ös rézcsővezetékénél az egyik oldalon meghagyva a perem élt. Sajnos hiába van jól megtervezve egy hidraulikai rendszer, mely rézcsővezetékekkel kerül kiépítésre, ha siető szerelővel kerül kivitelezésre egy ilyen hálózat, több mint valószínű, hogy a cső belsejében keletkezett perem élt, sehol nem fogja lesorjázni. Egy fűtési rendszer esetében a tervezőnek kell végig gondolnia, hogy mennyivel méretezze túl a hőleadókat a helyiség hőveszteségéhez képest, annak érdekében, hogy a radiátorok megkapják a megfelelő térfogatáramot, akkor is, ha a perem élek nem kerülnek eltávolításra. A fenti példában láthattuk, hogy maximum 24,27%-os térfogatáram csökkenés léphet fel, ami 6%-os teljesítmény csökkenéssel párosul. A hőleadók a hőszükségletéhez képest viszonylag nagy túlméretezése esetén ez sem jelent gondot, azonban minél jobban közelebb áll a radiátor hőteljesítménye a helyiség hőszükségletéhez, annál jobban figyelembe kell venni a nem várt plusz ellenállásokat, mert még nagyobb hőleadó esetén, már számottevő lehet. A szivattyú áramfelvételével csak egy évre számolva foglalkoztunk, hiszen a példában alkalmazott „A” energiaosztályú szivattyúnál nincs túl nagy különbség az áramfogyasztást illetően. Napjainkban egyre jobban kezdenek elterjedni az ehhez hasonló kis energiafogyasztású szivattyúk, így ilyen folyadékszállító gépet alkalmazva, vörösrézcső vezetékek esetében célszerű körülbelül a fajlagos súrlódási nyomásveszteséget 180-200 Pa/m értékre méretezni a réz folyamatosan növekvő ára végett. További érdekes eredményt adott a két közvetlenül sorba kapcsolt szelep ellenállása. Ez főként azoknál a rendszereknél érdekes, ahol például a szűk helyi adottságok miatt csak ily módon lehetséges a beépítés. Például egy HMV- bojler bekötése esetében a bejövő hidegvíz ágban, amikor szükséges egy elzáró csap, egy nyomáscsökkentő és egy visszacsapó szelep. Ez még csak egy példa, ahol három szerelvényt kell beépíteni egymás után. Két szelep esetében 7 liter/perc vízhozam mellett, mintegy 6%-os plusz nyomásnövekedés jött létre. Ez főként ipari méreteknél érdekes, hiszen ott sokkal nagyobb az áramló folyadékmennyiség.

Remélem tudtam sok olyan új támpontot adni, melyről szakkönyvek nem írnak és segíteni a közeljövőben a csővezetéki ellenállást számoló szakemberek számára, ha ehhez hasonló bizonytalanságok merülnek fel egy hidraulikai rendszer méretezése során, ne keljen bizonytalankodnia, hanem egyértelműen tudja alkalmazni az itt leírtakat.

Melléklet



DN15 R250 rézcső számított nyomásveszteség értékek (30°C víz esetében)

Cső jellege	Eshetőség	$\dot{V}$ (l/p)	Δp (Pa/m)
Új	Legkedvezőtlenebb	2	109
		3	219
		4	361
		5	531
		6	730
		7	956
		8	1208
		9	1490
		10	1791
		11	2117
		12	2471
	Legkedvezőbb	2	84
		3	169
		4	277
		5	409
		6	563
		7	735
		8	930
		9	1143
		10	1374
		11	1630
		12	1902
Használt	Legkedvezőtlenebb	2	110
		3	221
		4	364
		5	538
		6	739
		7	970
		8	1230
		9	1513
		10	1826
		11	2167
		12	2531
	Legkedvezőbb	2	85
		3	171
		4	280
		5	416
		6	572
		7	750
		8	950
		9	1168
		10	1411
		11	1669
		12	1948

DN15 R250 rézcső mért nyomásveszteség értékek (30°C víz esetében)

Cső jellege	$\dot{V}$ (l/p)	Δp (Pa/m)
Új	2	95
	3	192
	4	315
	5	456
	6	648
	7	852
	8	1053
	9	1305
	10	1582
	11	1854
	12	2164
Használt	2	95
	3	194
	4	318
	5	468
	6	662
	7	867
	8	1072
	9	1325
	10	1614
	11	1900
	12	2212

DN15 R250 rézcső perem-él mért ellenállása (30°C víz esetében)

$\dot{V}$ (l/p)	Δp (Pa)
2	29
3	42
4	75
5	120
6	199
7	285
8	350
9	472
10	668
11	804
12	970

Irodalomjegyzék

- 1/ Dr. Gruber József és Dr. Blahó Miklós- Folyadékok mechanikája, Tankönyvkiadó, 1956
- 2/ Lajos Tamás- Az áramlástan alapjai(4. átdolgozott és kibővített kiadás,2008)
- 3/ Recknagel, Sprenger, Schramek- Fűtés-és Klimatechnika 2000,I.-II. Kötet,Dialóg Campus Kiadó, 2000
- 4/ Rudolf Jauschowitz- Hidraulika,a melegvízfűtés szíve, Herz Armaturen Ges.m.b.H.,2007
- 5/ Vinkler Károly és Jávor Miklós- Hidraulikai szabályozás I., IMI International Kft. kiadványa,2005
- 6/ Cséki István-Épületek vízellátása, csatornázása,Skandi-Wald Könyvkiadó,1998 (Ötödik, átdolgozott kiadás),
- 7/ Prof.dr. Tihanyi László- Sűrűlási tényező-a gázhálózati modellek kulcsparamétere (Kőolaj és Földgáz 35.évfolyam 7-8.szám,2002. július-augusztus)
- 8/ Cséki István- Épületgépészeti tervezési segédlet rézcsöves szerelésekhez, Magyar Rézpiaci Központ,2008
- 9/ Vinkler Károly-Kézben tartott áramlás,PI Innovációs kft,2012
- 10/ Willi Bohl-Műszaki áramlástan, Műszaki könyvkiadó, 1983
- 11/ Ghanbari A., Farshad F. Fred* and Rieke H. H.- Newly developed friction factor correlation for pipe flow and flow assurance-24442 Caswell Ct, Laguna Niguel, CA 92677, USA.
- 12/ Achanta Ramakrishna Rao and Bimlesh Kumar- Friction Factor for Turbulent Pipe Flow
- 13/ Glenn O. Brown- The History of the Darcy-Weisbach Equation for Pipe Flow Resistance
- 14/ D. W. Schroeder, Jr., GL Noble Denton- A Tutorial on Pipe Flow Equations
- 15/ Ove Bratland- Pipe Flow 1.(Single-phase Flow Assurance)