

Áramlásba helyezett egyszabadságfokú lengőrendszerek dinamikus viselkedése, szelepstabilitási alkalmazásokkal

OTKA 116549

Zárójelentés

Hős Csaba

2019. október 2.

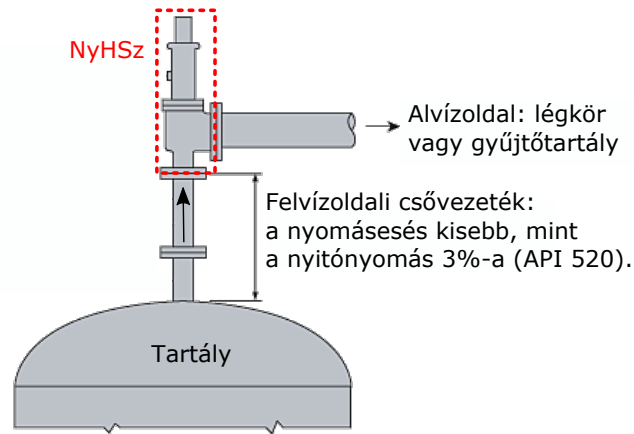
Tartalomjegyzék

1. Bevezetés, motiváció	1
2. Eredmények	4
2.1. Mérési eredmények	4
2.2. Elsődleges instabilitási mechanizmusok	6
2.3. Impedancia-módszer csővezetékrendszerek vizsgálatára	7
3. Összefoglalás	8

1. Bevezetés, motiváció

A nyomáshatároló biztonsági szelepek az ipari létesítmények védelmének utolsó vonalát képviselik a túlnyomás miatt bekövetkező balesetek megelőzésében. Ha sem az automatikus rendszerfelügyelet (SCADA), sem a diszpécserok nem képesek helyesen reagálni egy váratlan vészhelyzetre, ezek a szelepek akadályozzák meg rendszerbeli nyomás korlátlan emelkedését – amely jellemzően robbanáshoz vezetne.

Az 1. ábra bal oldalán a BME HDR Tanszék laboratóriumában található nyomástartó edény tetejére szerelt nyomáshatároló szelep (NyHSz) látható. Ennél az elrendezésnél az elvételi cső és a tartály közé van szerelve a NyHSz. Az 1. ábra jobb oldalán egy másik tipikus beépítést láthatunk. A védendő tartályt és a NyHSz-et egy felvázoldali cső köti össze, melyre jellemzően a beépítési körülmények miatt van szükség (pl. nincs hely közvetlenül



1. ábra. Bal oldal: ipari példa NyHSz beépítésére. Jobb oldal: vázlat tipikus NyHSz elrendezésre.

a tartályra szerelni a szelepet). A NyHSz kilépő (alvív) oldala lehet léggörre nyitva, vagy, veszélyes és/vagy jelentős pénzügyi értékkel bíró közeg esetén az alvívoldali csővezetéken keresztül egy gyújtótartályba távozik a közeg.

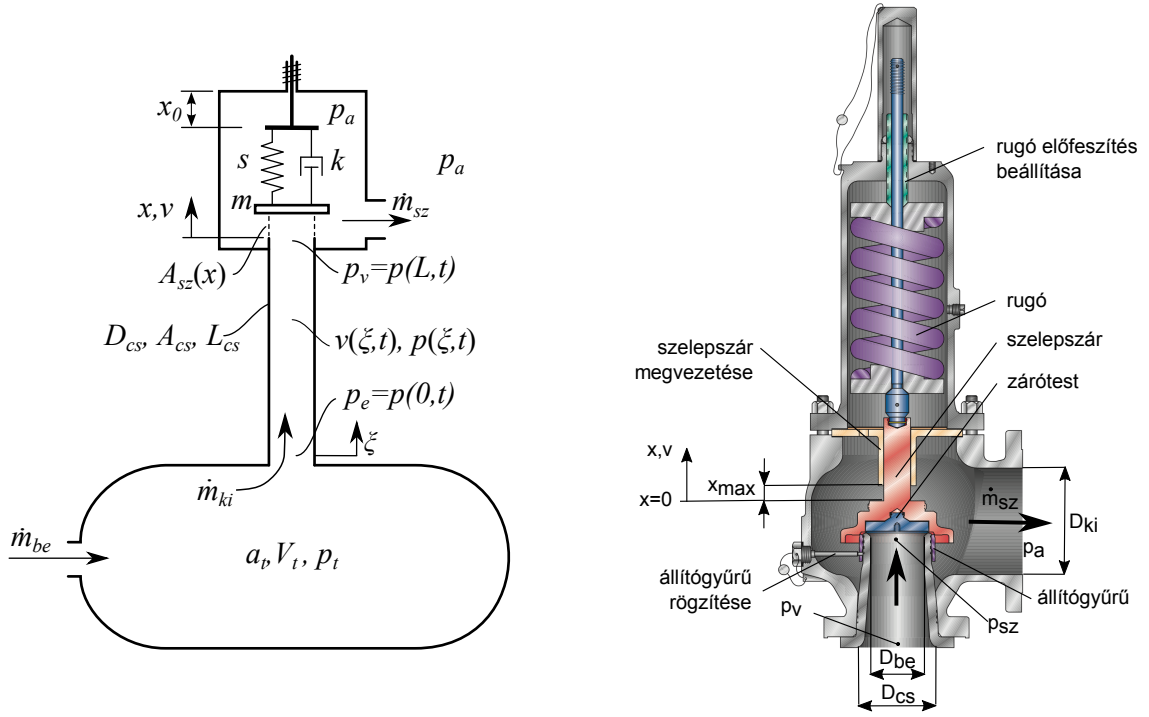
Ezek a nyomáshatároló szelepek *instabilitásra hajlamosak*, ami alatt azt értjük, hogy bizonyos paraméterek együttállása esetén rezgések keletkeznek. Ezeket mindenképpen el kell kerülni, mivel

- azok mind hidraulikai, mind mechanikai szempontból veszélyesek,
- amennyiben a szelep rezeg, nem képes a névleges tervezési kapacitás (tömegáram) leeresztésére és
- a keletkező nagyfrekvenciás rezgés során a fémfelületek összerágódhatnak, így a szelep befeszül és egy újabb vészhelyzet esetén egyáltalán nem képes kinyitni.

A projektben főként a 2. ábra bal oldalán látható, egyetlen tartályból és szelepből álló rendszert vizsgáljuk, melyek között egyetlen egyenes, állandó átmérőjű cső helyezkedik el. Amint azt látni fogjuk, már ez a modell is igen gazdag dinamikai tulajdonságokkal rendelkezik és lehetővé teszi a legfontosabb instabilitások azonosítását.

A nyomáshatároló szelepek legfontosabb méretezési paramétere az ún. *kapacitás*, mely az üzemszerű működés (maximális nyitás) mellett leengedhető tömeg- vagy térfogatáram. Ennek értékét jellemzően a nyitónyomás 110%-ához és a teljes szelepnitáshoz tartozó tömegáramként definiáljuk.

A direkt rugóterhelésű nyomáshatároló szelepek (DRNyHSz) egyszerű kialakításúak, ahogy az a 2. ábra jobb oldalán is látható. A zárótestet a szelepszáron keresztül egy változtatható előfeszítésű rugó szorítja a szeleplülékre. A szeleplülék átmérője D_{be} , ami jellemzően kisebb, mint a felvívoldali csővezeték D_{cs} csatlakozó átmérője. A kilépő csatlakozóméret D_{ki} tipikusan nagyobb a felvívoldali csővezeték méreténél, mely gázok esetén az expanzió miatti



2. ábra. Bal oldal: A vizsgált rendszer sematikus elrendezése. Jobb oldal: Direkt rugóterhelésű nyomáshatároló szelep (gyártó: Crosby, forrás: [8]), vö. [7] 105. ábra.

sűrűségcsökkenés ellensúlyozására szolgál. A szelep alatt található egy ún. állítógyűrű is, amely a szelep "finomhangolására" szolgál: ennek segítségével a zárási nyomást állíthatjuk be.

Ezek a szelepek jól modellezhetőek egy egyszabadságfokú lengőrendszer segítségével (ld. pl. [5, 10, 11, 3, 13, 12]; a szelep mozgásegyenlete a

$$m\ddot{x} + k\dot{x} + sx = F_{fluid}(v_\infty, x, \dot{x}, \dots), \quad (1.1)$$

alakban írható, ahol m a szelep tömege, k a viszkózus csillapítás, s a rugómerevség, x az elmozdulás, \dot{x} a sebesség és \ddot{x} a gyorsulás. Az áramlásból adódó erő az (1.1) egyenlet jobb oldalán további tagokat tartalmazhat, pl. nemlineáris függés a szelepnitástól, szelepsebességtől vagy nyomáskülönbségtől.

A projekt célja ezen instabilitási mechanizmusok osztályozása és rezgésmentes nyomáshatároló rendszerek méretezéséhez a mérnöki gyakorlatban alkalmazható eljárások, összefüggések kidolgozása. Ez magában foglalja egyrészt a szelepgeometria hatásának vizsgálatát, másrészt a szelep-csővezeték egymásra hatás feltérképezését. Általánosabban megfogalmazva, egy áramlásba helyezett, egyszabadságfokú lengőrendszer viselkedését vizsgáljuk, melynek gerjesztését a szelep és az áramlás kapcsolt dinamikája adja.

2. Eredmények

2.1. Mérési eredmények

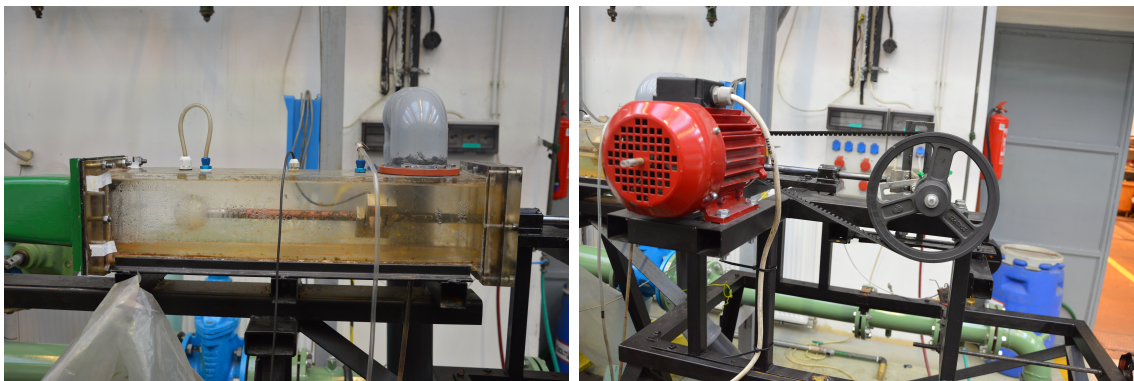
A szelepek matematikai modellezése kapcsán központi szerepet játszik a szeleptestre ható $F_{fluid}(v_\infty, x, \dot{x}, \dots)$ áramlástanai eredetű erő, melynek karakterisztikája erősen változhat a szelepnyitás és nyomásesés függvényében. Modellezéséhez az ún. ellenállás-tényezőt használjuk:

$$C = \frac{F_{fluid}}{\frac{\rho}{2} A_{ref} U_m^2} \quad (2.2)$$

melyet f frekvenciájú, a amplitúdójú harmonikus mozgás esetén az ún. Morison egyenlet segítségével közelítünk:

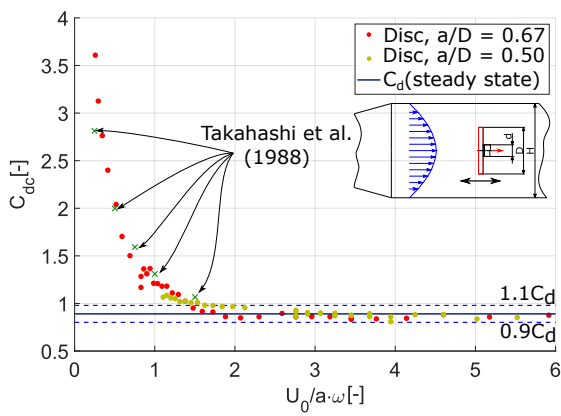
$$C = C_{dc} \left(\frac{V_c}{U_m} - \cos \theta \right) \left| \frac{V_c}{U_m} - \cos \theta \right| + C_{mc} \pi^2 \frac{Df}{U_m} \sin \theta, \quad (2.3)$$

ahol V_c az áramlási sebesség, $U_m = a2\pi f$, $\phi = \omega t$ és D a test jellemző mérete. A fenti egyenletben a C_{dc} dinamikus ellenás-tényező és a C_{mc} tehetetlenségi tényező meghatározása jelent kihívást. Ezen két paraméter ismeretében az F_{fluid} erő számítható és így a (1.1) egyenlet integrálható.

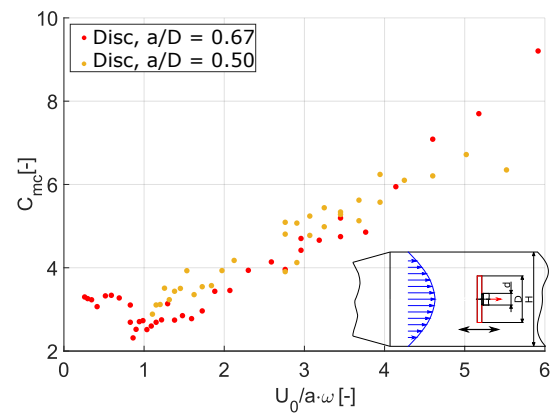


3. ábra. Mérőberendezés

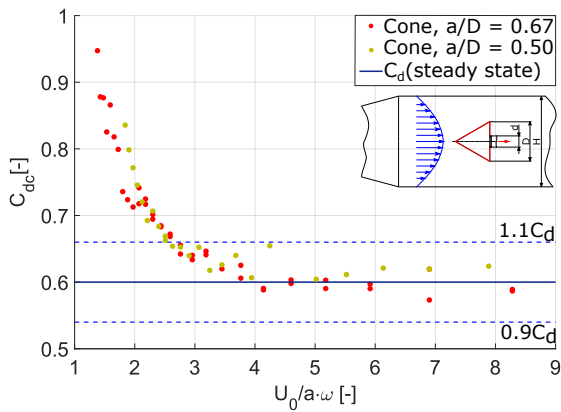
Mérőberendezést terveztünk és építettünk, melyen nagyszámú mérést végeztünk el számos zárótest geometria esetére. A berendezés lehetővé tette, hogy gömb, körlap és kúp alakú zárótestek esetén széles amplitúdó- és frekvenciatartományban (30...100 mm, 0...6 Hz), valamint megfúvási sebesség (0...1.5 m/s) mellett elvégezhessük a méréseket. A 4 ábrán a dimenziótlan megfúvási sebesség függvényében ábrázoltuk ezeket a tényezőket három szelepgeometria esetére, az elérhető szakirodalmi adatokkal együtt. Jól látható, hogy eredményeink egybevágnak az elérhető adatokkal és kiterjesztik azok érvényességi tartományát.



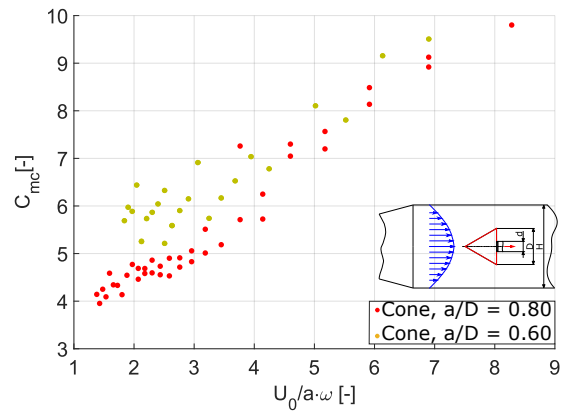
(a) Dinamikus ellenállástényező (körlap)



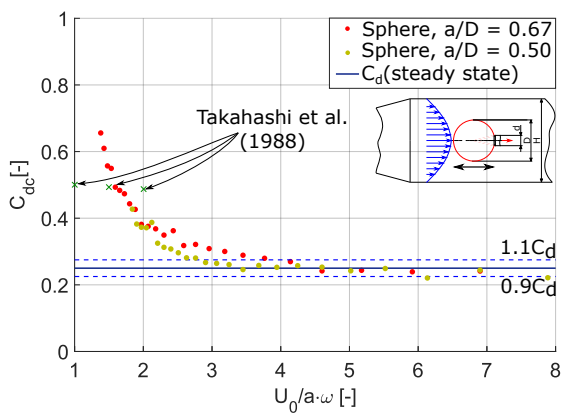
(b) Dinamikus tehetetlenségi tényező (körlap)



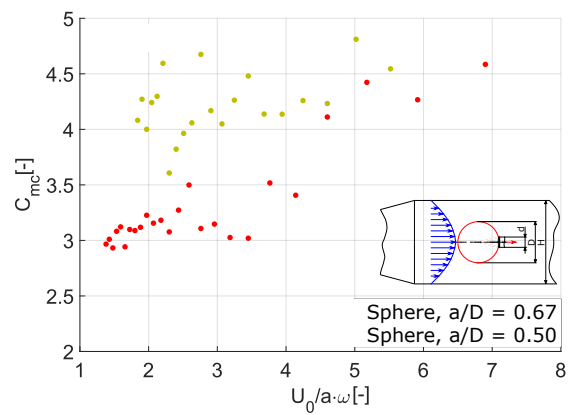
(c) Dinamikus ellenállástényező (kúp)



(d) Dinamikus tehetetlenségi tényező (kúp)



(e) Dinamikus ellenállástényező (gömb)



(f) Dinamikus tehetetlenségi tényező (gömb)

4. ábra. Dinamikus és tehetetlenségi ellenállástényezők számos geometriai kialakítás esetére.

2.2. Elsődleges instabilitási mechanizmusok

A projekt során azonosítottuk az ún. elsődleges instabilitási mechanizmusokat. Ezek olyan rezgési formák, melyek jól azonosíthatóak matematikai modellezés segítségével és alapvetően különböző okokra vezethetők vissza.

A **statikus instabilitás** esetén nem keletkeznek rezgések, de a szeleptest a nyitás/zárás során hirtelen "ugrásokat" végez, mivel a szelepnyitás bizonyos tartományaiban (statikusan) instabil az egyensúlyi helyzet. Ezek a tartományok könnyen meghatározhatók stacionárius mérésekkel vagy CFD szimulációkkal. Ez a jelenség a szelepen ébredő impulzuserőkre vezethető vissza.

Elégtelen szelep csillapítás jellemzően kisméretű tartályokhoz közvetlenül kapcsolt szelepek esetén jelentkezik, ilyenkor ugyanis a tartályban lejátszódó dinamikus jelenségek időskálája megegyezhet a szelep sajátfrekvenciája által meghatározott időskálával. Ez az instabilitás a valós mérnöki gyakorlatban jellemzően nem okoz gondot, mert az ipari gyakorlatban előforduló tartályméretek esetében a szelepen természetes módon jelentkező csillapítás már elegendő mértékű.

Az **ún. Helmholtz instabilitás** esetén a védendő tartály és a felvízoldali (tartályt és szelepet összekötő) csővezeték együttese Helmholtz rezonátort alkot. A stabil működéshez a Helmholtz-frekvenciának a szelep sajátfrekvenciájánál kisebbnek kell lennie.

Az **ún. negyedhullám instabilitás** esetén a védendő tartály és a felvízoldali (tartályt és szelepet összekötő) csővezeték első akusztikai sajátfrekvenciája (melyhez egy negyedhullám lengéskép tartozik) csatolódik. Az eddigi tapasztalatok alapján ez a mérnöki gyakorlatban legtöbbször előforduló instabilitási típus.

Gyakran előforduló kihívás a NyHSz-ek választása során, hogy bár a méretezést a maximális térfogatáramra kell elvégezni, ám a szelep egy-egy lefúvatási esemény során a kapacitásának csak töredékén működik. Ilyen esetekben alacsonyfrekvenciás nyitás-zárás ciklust (lengést) figyelhetünk meg, melyet **pumpálásnak** neveztem el. Ez a jelenség ismert a vonatkozó szakirodalomban, de nem állt korábban rendelkezésre olyan ellenőrzési módszer, melynek segítségével már a tervezés fázisában előrejelezhető lett volna a kritikus tömegáram tartomány.

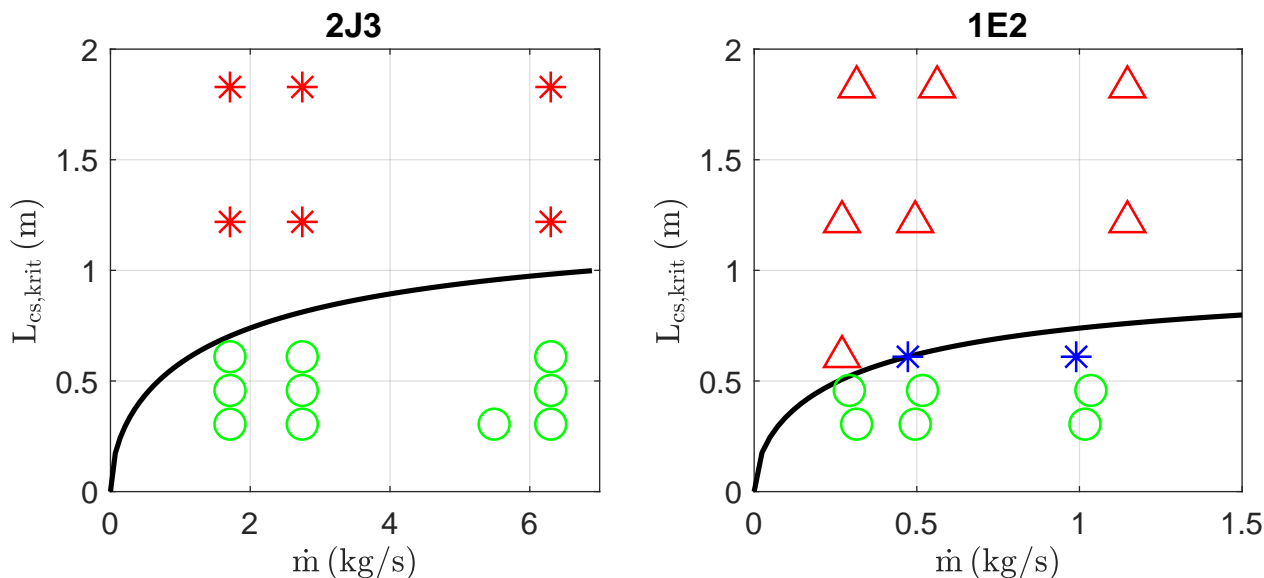
A fenti instabilitások elkerülésére ellenőrzési képleteket, eljárásokat dolgoztunk ki. Kapcsolódó publikációk: [HCs2, HCs5, HCs6, HCs7]

A továbbiakban a legfontosabb instabilitási típus, az ún. negyedhullám-instabilitást vizsgáltuk. Egyrészt bizonyítottuk, hogy ennél az instabilitási típusnál elegendő a cső első akusztikai sajátfrekvenciájára elvégezni az ellenőrzést, mert ez a módus válik elsőként instabillá. Másrészt kimutattuk, hogy a kialakuló lengések és rezgések (mind a csővezetékbeli nyomás, mind a szeleptest mozgásának tekintetében) frekvenciatartalmában a negyedhullám módushoz tartozó frekvencia dominál. Ennek a mérések során és az instabilitás azonosításá-

nál van jelentősége. Végül, a gyakorlat szempontjából egyszerűen alkalmazható kritériumot adtunk annak eldöntésére, hogy egy valós létesítményen várható-e ezen instabilitási típus megjelenése.

Példaként, az 5. ábrán két szeleptípusra (Crosby 2J3 és 1E2) láthatjuk a negyedhullám instabilitáshoz tartozó elméleti stabilitási határgörbét (fekete vonal) ill. a mérési eredményeket.

Kapcsolódó publikációk: [HCs4, HCs1, HCs5, HCs6]



5. ábra. Kritikus csőhossz a tömegáram függvényében, *levegő* munkaközeg esetében. Bal oldal: Crosby 2J3 szelep, kapacitás: $\dot{m}_n = 3.46 \text{ kg/s}$, $p_{ny} = 17.4 \text{ bar}$ (relatív nyomás). Jobb oldal: Crosby 1E2 szelep, kapacitás: $\dot{m}_n = 1.35 \text{ kg/s}$, $p_{ny} = 31.1 \text{ bar}$ (relatív nyomás).

2.3. Impedancia-módszer csővezetékrendszerek vizsgálatára

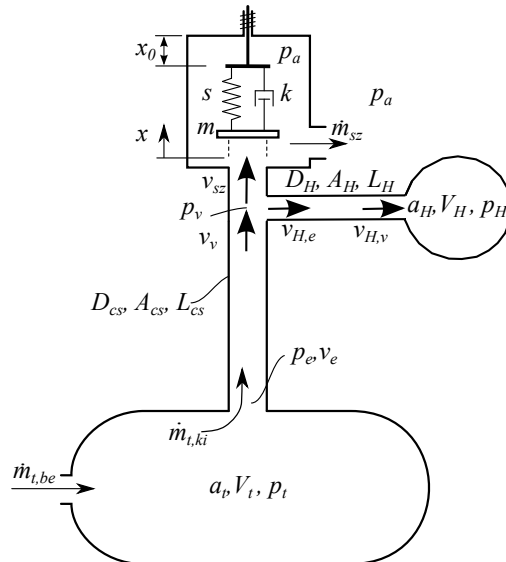
A projekt ezen részében általános csővezetékrendszerek hatását vizsgáltuk; tetszőleges bonyolultságú csővezetékrendszert engedünk meg. A vizsgálat során az egyensúlyi szelepnyitás körüli kis amplitúdójú, kvázi-periodikus mozgásokat (exponenciális burkolójú, csillapodó vagy erősödő harmonikus lengéseket) tettünk fel (ld. mérésekből kapott Morison erő). A csővezetékek viselkedését az ún. impedancia módszer továbbfejlesztésének segítségével vettük figyelembe. A projektben ismertett módszer segítségével meghatározhatók azok a paraméterértékek, melyeknél a rendszer instabillá válik, így – lineáris közelítésben – alkalmas tetszőleges instabilitás kimutatására bonyolult csővezetékek esetén is.

Kapcsolódó publikáció: [HCs3]

Általános eredményeket fogalmaztunk meg a negyedhullám instabilitással kapcsolatban; kimutattuk, hogy amennyiben nem egyetlen csővezeték, hanem egy csővezetékrendszer köti

össze a tartályt és a szelepet, akkor is a csővezetékrendszer első akusztikus sajátfrekvenciája lesz kritikus, melyet úgy kapunk, hogy a szelep csatlakozásánál azt zárt csővéggel helyettesítjük. Az így kapott legalacsonyabb csővezeték Ω sajátfrekvenciával ezután a szelep $Z_{sz} = \bar{x} + \frac{2\bar{p}}{1-\Omega^2}$ impedanciáját kiértékelve a stabilitás határát a $Z_{sz} = 0$ feltétel jelzi. A módszer gyakorlati szempontból azért előnyös, mert az instabilitás előrejelzését két, egymástól függetlenül és egyszerű eszközökkel elvégezhető lépésre bontja.

A kidolgozott módszer segítségével a 6. ábrán látható rendszert vizsgáltuk, ahol a szelephez közel egy Helmholtz-rezonátort csatoltunk abban a reményben, hogy az eredetileg instabil rendszert stabilizáljuk. 7. ábrán a stabilitási határgörbékét ábrázoltuk a Helmholtz-rezonátor csőhossz (L_H) és a Helmholtz-tartály térfogatának (V_H) függvényében; amint az látható, megfelelően megválasztva ezeket a paramétereket (pl. $L_H = 0.4\text{m}$, $V_H = 300$ liter) elérhető, hogy a szelep stabilan működjön.



6. ábra. Vázlat az impedanciamódszer alkalmazásához.

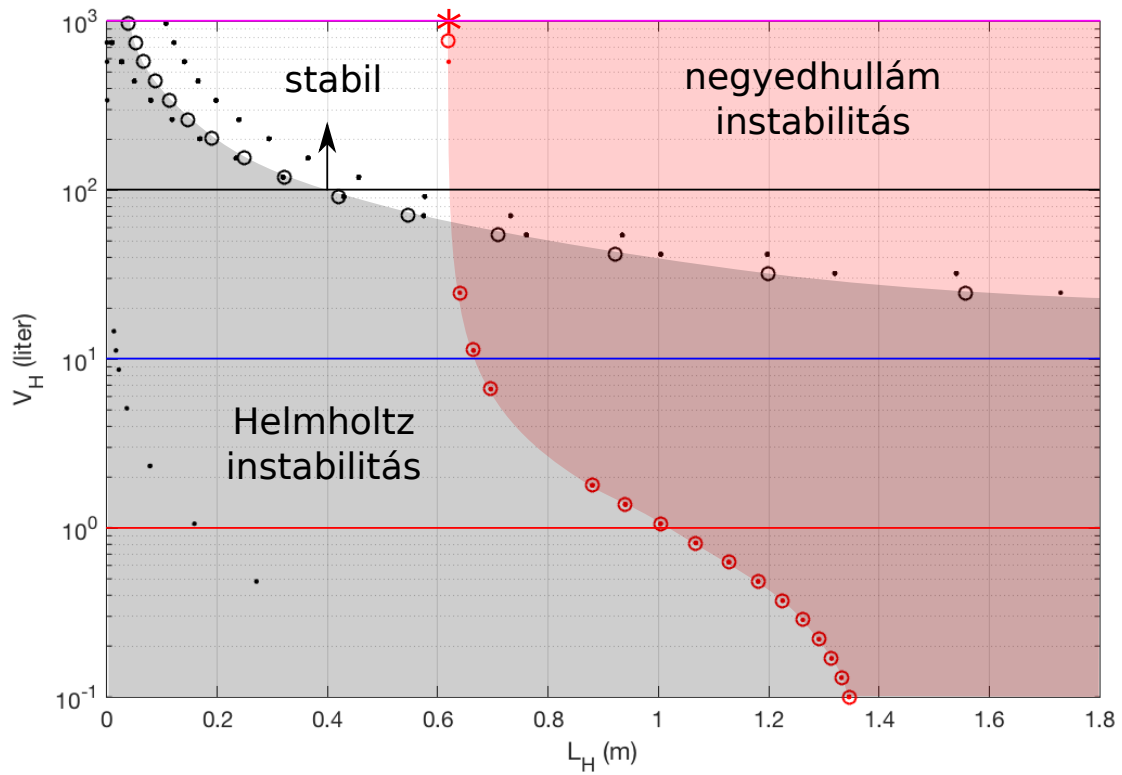
3. Összefoglalás

A projekt megítélésem szerint sikeres volt; a vállalt célokat elértük, sőt, egyes helyeken túlterjesztettük (pl. nem csupán az alvízoldali csővezeték hatását vizsgáltuk, hanem tetszőleges bonyolultságú csővezetékrendszer esetében is alkalmazható módszert dolgoztunk ki). Mind a szeleptest geometriai kialakításának hatását, mind a csővezeték-szelep egymásra-hatás kérdését tisztáztuk és ezzel megnyitottuk az utat a módszeres szelep-tervezés felé.

Az eredmények iránt ipari érdeklődés mutatkozik; mind az amerikai Emerson céggel, mind a német CSE (Centre for Safety Excellence) intézettel tárgyalásokat folytatok az eredmények hasznosításával kapcsolatban.

Az OTKA támogatásának köszönhetően az eredmények elérték azt a "kritikus tömeget", mely lehetővé tette, hogy 2019. tavaszán beadtam MTA doktori disszertációmát szeleprezgés témakörében. Továbbá, MTMT-ben felsorolt publikációkon kívül 3 további IF-os folyóirat-cikkünk várja a visszajelzést a bírálati folyamatról.

A projekthez kapcsolódik Erdődi István PhD disszertációja is, melynek védeése 2019 késő



7. ábra. Szimulációs és analitikus eredmények összevetése stabilis tartály-szelep csőhossz $L_{cs} = 1.2 L_{krit.}$ esetén.

őszére várható ill. egy további PhD hallgató (Ghaith Burhani) is megkezdte a munkáját 2018 őszén (többfázisú áramlások modellezése nyomáshatároló szelepekben).

Jelentősebb saját publikációk

- [HCs1] C. Bazsó, A.R. Champneys, and C.J. Hős. Bifurcation analysis of a simplified model or a pressure relief valve attached to a pipe. *SIAM Journal on Applied Dynamical Systems*, 13:704–721, 2014.
- [HCs2] C. J. Hős, A. R. Champneys, K. Paul, and M. McNeely. Dynamic behavior of direct spring loaded pressure relief valves in gas service: Model development, measurements and instability mechanisms. *Journal of Loss Prevention in the Process Industries*, 31(1):70–81, 2014.
- [HCs3] C.J. Hős. An impedance-based technique for predicting valve chatter. In *Proceedings of CMFF'18, Conference on Modelling Fluid Flow*, Budapest, 2018.
- [HCs4] C.J. Hős, C. Bazsó, and Alan Champneys. Model reduction of a direct spring-loaded pressure relief valve with upstream pipe. *IMA Journal of Applied Mathematics*, 80(4):1009–1024, 2014.
- [HCs5] C.J. Hős, A.R. Champneys, K. Paul, and M. McNeely. Dynamic behaviour of direct spring loaded pressure relief valves in gas service: II reduced order modelling. *Journal of Loss Prevention in the Process Industries*, 36:1–12, 2015.
- [HCs6] C.J. Hős, A.R. Champneys, K. Paul, and M. McNeely. Dynamic behaviour of direct spring loaded pressure relief valves: III valves in liquid service. 2016.
- [HCs7] C.J. Hős, A.R. Champneys, K. Paul, and M. McNeely. Dynamic behaviour of direct spring loaded pressure relief valves connected to inlet piping: IV review and recommendations. *Journal of Loss Prevention in the Process Industries*, 48:270 – 288, 2017.

Hivatkozások

- [1] American Petroleum Institute. Sizing, selection, and installation of pressure-relieving devices, part 1: Sizing and selection. Technical report, API, July 2014.
- [2] American Petroleum Institute. Sizing, selection, and installation of pressure-relieving devices, part 2: Sizing, selection and installation of pressure-relieving devices. Technical report, API, July 2014.
- [3] E. Askari, K.-H. Jeong, and M. Amabili. Hydroelastic vibration of circular plates immersed in a liquid-filled container with free surface. *Journal of Sound and Vibration*, 2013.
- [4] ASME. Pressure relief devices, performance test codes, ptc 25-2014. Technical report, ASME, 2014.
- [5] A. Beune. *Analysis of high-pressure safety valves*. PhD thesis, PhD thesis. Eindhoven, The Netherlands: Eindhoven University of Technology, 2009.
- [6] CSB. US Chemical Safety Board. <http://www.csb.gov/>. Accessed: 2016-02-05.
- [7] Bozóki Géza. *Nyomástartó rendszerek túlnyomáshatárolása*. Műszaki Könyvkiadó, 1977.
- [8] Crosby Valve Inc. *Crosby Pressure Relief Valve Engineering Handbook*, 1997. Technical Document No. TP-V300.
- [9] International Organization for Standardization. ISO 4126-1 Safety devices for protection against excessive pressure — Part 1: Safety valves. Technical report, ISO, 2014.
- [10] F. Martinez, M. Philippin, J. M. Blanding, and E. Schlucker. Dynamic monitoring for early failure diagnosis and modern techniques for design of positive displacement pumping systems. *Proc. Seventeenth Int. Pump Users Symposium*, pages 103–119, 2000.
- [11] S. Specchia, A. Afshari, A. A. Shabana, and N. Caldwell. A train air brake force model: Locomotive automatic brake valve and brake pipe flow formulations. *Proc. Inst. Mech. Eng. Part F-J. Rail Rapid Transit*, 227(F1):19–37, 2013.
- [12] J. H. Tu, D. Zhou, Y. Bao, C. Q. Fang, K. Zhang, C. X. Li, and Z. L. Han. Flow-induced vibration on a circular cylinder in planar shear flow. *Comput. Fluids*, 105:138–154, 2014.
- [13] W. Yan. Study on pressure relief system design for high temperature gas cooled reactor. *Prog. Nucl. Energy*, 77:344–351, 2014.