

FELTÖLTÉSI ÉS LESZELLŐZÉSI IDŐK CSÖKKENTÉSE PNEUMATIKUS MUNKAHENGEREKNÉL

DECREASE OF PNEUMATIC CYLINDER'S CHARGING AND DISCHARGING TIME

Bolyki Zsolt, BSc, zsolt.bolyki@gmail.com

Dr. Farkas Zsolt PhD, farkas.zsolt@gt3.bme.hu

(Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem, Gép- és Terméktervezés Tanszék)

ÖSSZEFOGLALÁS. Kutatásunk fókuszában egy sűrített levegő hajtású jármű teljesítménynövelése állt. Egy pneumatikus munkahengerfedél geometriai kialakításának a hengertér feltöltési és leszellőzési idejére gyakorolt hatását elemeztük. A különböző geometriai paraméterek változtatásával ugyanis elérhető, hogy kevesebb áramlástani veszteség lépjen fel, ezáltal nagyobb teljesítmény váljon kinyerhetővé a munkahengerből.

SUMMARY. In this paper, we focused on the the power increase of a compressed-air-powered vehicle. We studied how the geometry of the pneumatic cylinder's cover influences the charging and discharging time of the cylinder's volume. With different geometrical parameters (e. g. hole diameter, position etc.) we can decrease the fluid mechanical losses and increase the effective power of the pneumatic cylinder.

1. BEVEZETÉS

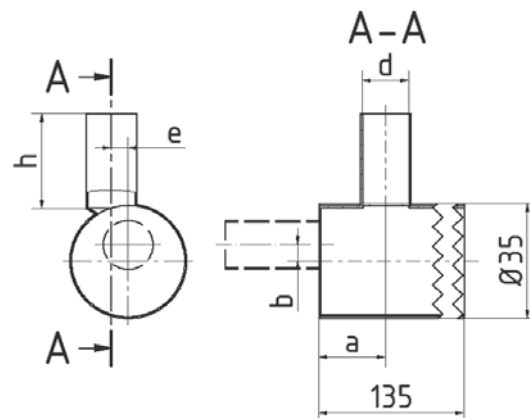
Adott nyomással működő pneumatikus munkahengerek sebességét a terhelés csökkentésével és/vagy kisebb súrlódású tömítő-vezető elemekkel lehet növelni. Ezen kívül megoldást jelenthet, ha sikerül rövidebb idő alatt feltölteni a munkateret. A feltöltés sebességét az egész pneumatikus rendszer befolyásolja: a levegőellátás, a vezérlés és a munkavégzők szintjén lévő elemek, sőt még a vezetékezés és a csatlakozók is. A rendszernek mindig található gyenge pontja, egy olyan legszűkebb kereszt-metszet, amely a feltöltés karakterisztikáját legjobban befolyásolja. Ezeket az elemeket elosztott és koncentrált paraméterű modellekkel is lehet vizsgálni. [1]

Kutatásunk során egy pneumatikus hajtású jármű munkahengerének feltöltését és leszellőzését (tranziens folyamatok) vizsgáltuk numerikus áramlástani szimulációkkal és valós rendszeren végzett mérésekkel.

Ha az eredeti hengerfedélen mért tranziens időket csökkenteni lehet, akkor a munkahenger, ezáltal a jármű nagyobb teljesítményt tud szolgáltatni.

2. NUMERIKUS ÁRAMLÁSTANI VIZSGÁLATOK

Definiáltunk egy, az 1. ábra szerinti numerikus áramlástani modellt, amely két, egymásra merőleges hengerből áll, amint az az eredeti hengerfedélen is tapasztalható. A modellen öt paraméter változtatható: a feltöltő/leszellőző furat d átmérője, h mélysége, e excentricitása, a zárt véglaptól mért távolsága, valamint az opcionálisan elfordított helyzetű henger b középvonalhoz képesti eltolása.



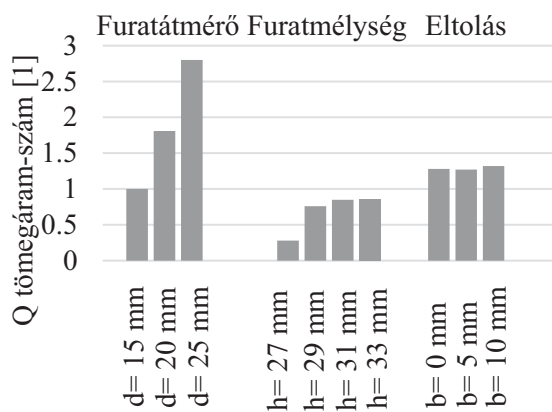
1. ábra. Numerikus áramlástani vizsgálati modell

A vizsgálatoknak nem az a célja, hogy pontosan modellezzük a tranziens folyamatot, hanem hogy a különböző geometriai kialakításokat hasonlítsuk össze időben állandósult állapotban. A vizsgálatok peremfeltétele a felső beömlőnyíláson lévő 15 bar-os túlnyomás, míg a jobb oldali, nyitott véglapon környezeti nyomás. A vizsgált jellemzők a megfelelő metszetekben a sebességprofil, valamint az átengedett tömegáram. Mivel összehasonlító vizsgálatokról van szó, ezért a tömegáramok viszonyításához az (1) összefüggés szerinti

tömegáramszámot definiáltuk. Az i -edik tömegáramszám az i -edik, a programban a véglapon lekérdezett tömegáram és az első, az eredeti hengerfedél mérete alapján bemodellezett közelítő geometriához tartozó tömegáram hányadosa.

$$Q_i = \frac{q_{m,i}}{q_{m,ref}} \quad (1)$$

A szimulációk azt mutatták, hogy az e excentricitással beömlő munkaközeg részecskéi az alsó domború felületről visszaverődve a jobb oldali kiömlőnyílás felé a vízszintes henger kerülete környezetében spirál alakú pályán mozognak. Legnagyobb mértékben – a mérnöki megfigyelésekkel összhangban – a furatátmérő növelése növelte az átengedett tömegáramot. A furat mélységének csökkentésével váll alakul ki a henger-henger áthatásnál, amely csökkenti a hasznos átáramlási keresztmetszetet, ezáltal a tömegáramot. Az excentricitás növelése még egyenletlenebb sebességprofilokat eredményez a véglapon, míg az a hosszkoordináta csökkentése csökkenti a bal oldali, zárt véglap környezetében fellelhető holt teret. A két henger tengelyének párhuzamossá tétele, azaz a csatlakozó elfordítása kb. 30%-os tömegáram-növekedést jelent a szimulációs eredmények alapján. A 2. ábrán a tömegáramszámokat ábrázoltuk az átmérő, a mélység és az eltolás paraméterek változásának függvényében.



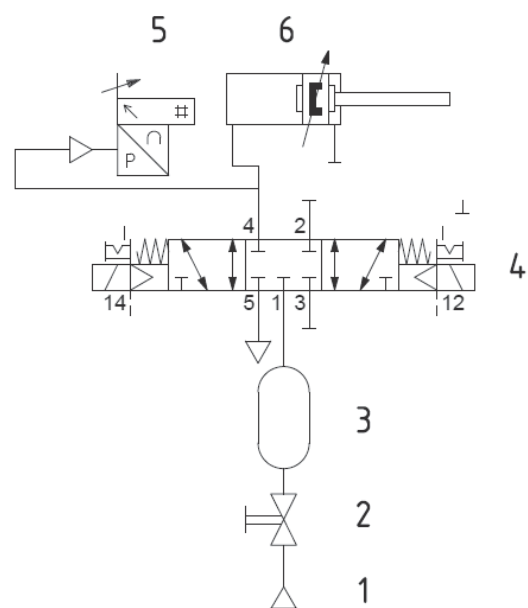
2. ábra. Tömegáramszámok változásai

3. PNEUMATIKUS MÉRŐRENDSZER

Pneumatikus méréseken keresztül kívántuk meghatározni az eredeti és az új, általunk tervezett és gyártott hengerfedélre jellemző feltöltési és leszellőzési időket.

A mérőrendszer egy járműből kiserelt komplett hajtás- és vezérlésrendszer volt. Ez a

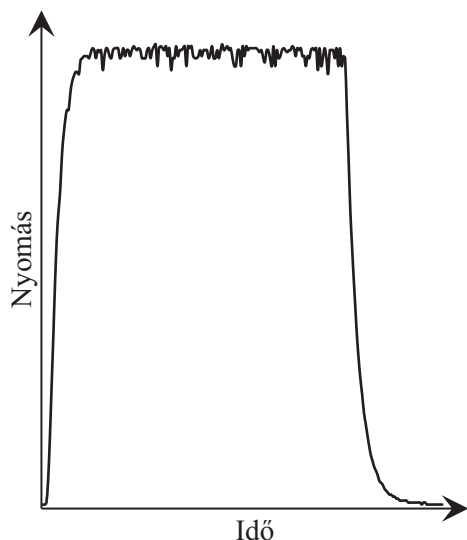
3. ábra szerinti pneumatikus kapcsolási rajzon látható: az (1) jelű kompresszorral feltöltöttük a (3) puffertartályt, majd a kompresszort leválasztottuk a rendszerrel a (2) csappal. A (4) jelű 5/3-as hengert vezérlő szelepet működtettük, amely feltöltötte a (6) munkahenger dugattyúterét. Közben a hengerfedélen elhelyezett (5) szenzor detektálta a nyomásértékeket. Az adatok ARDUINO-ra írt számítógépes program segítségével kerültek kiértékelésre. A folyamatosan csökkenő puffernyomás miatt sikerült különböző nyomásszinteken lemérni a jellemző transziens időket.



3. ábra. Mérőrendszer pneumatikus kapcsolási rajza

4. AZ EREDETI HENGERFEDÉL MÉRÉSE

A 4. ábrán az eredeti hengerfedél egy tetszőleges nyomáson végzett mérési ciklusának nyomás-idő jelleggörbéje látható. A feltöltési és a leszellőzési folyamat is hirtelen, nagy meredekséggel indul a nagy nyomáskülönbség miatt, azonban a görbe érintője az időben előre haladva egyre laposodik, beáll az állandósult állapot. Ez azonos a rendszertechnika egytárolós elemének az egységugrás gerjesztő-függvényre adott válaszával, az átmeneti függvénynek az alakjával. Így a feltöltési és a leszellőzési szakaszok nyomása az idő függvényében a (2) és (3) egyenletekkel írható le, ahol K az állandósult állapotbeli nyomás, míg T az időállandó. A mérési pontokra illesztett ilyen alakú görbék regressziós együtthatói 0,98-0,99 körüli értékűek.

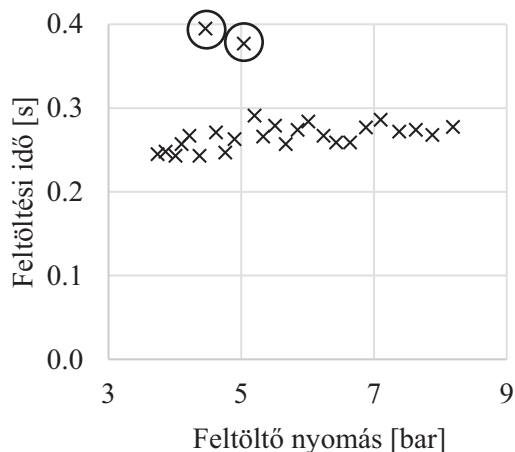


4. ábra. Feltöltési és leszellőzési folyamat nyomás-idő jelleggörbéje

$$p(t) = K \cdot \left(1 - e^{-\frac{1}{T}t}\right) \quad (2)$$

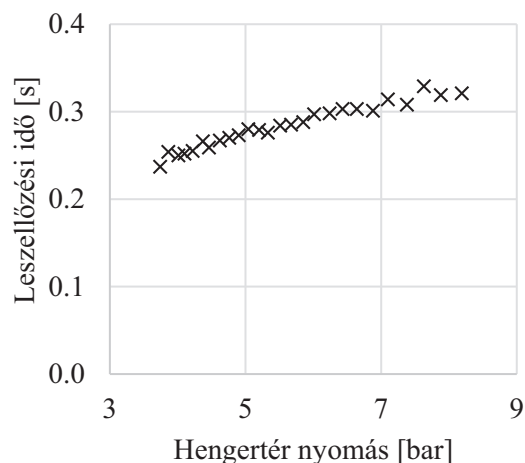
$$p(t) = K \cdot e^{-\frac{1}{T}t} \quad (3)$$

A feltöltési idők a nyomástól függetlennek tekinthetők a vizsgált kb. 3,5-8,3 bar hengertér túlnyomás tartományon, amint ez az 5. ábrán is látható. A két bekarikázott, kiugró pont mérési hibának tekinthető.



5. ábra. Feltöltési idők változása a feltöltő nyomás függvényében

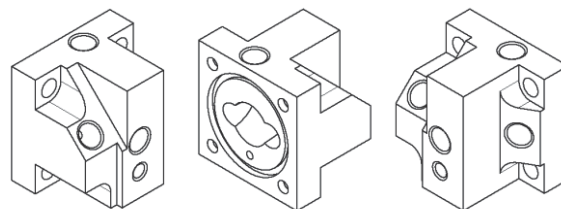
A leszellőzési idők a nyomás csökkenésével csökkennek. Ez azzal magyarázható, hogy a végtelennek és mindig ugyanolyan nyomásúnak tekinthető környezeti térbe egyre kisebb nyomásszintekről egyre rövidebb idő alatt lehet leszellőzni. Ezt a 6. ábra mutatja.



6. ábra. Leszellőzési idők változása a hengertér nyomásának függvényében

5.ÚJ HENGERFEDÉL MÉRÉSE

A kutatásokhoz terveztünk egy új, vizsgálati hengerfedelelet, amelyet le is gyártottunk. Az alkatrészen négy pneumatikus csatlakozó került elhelyezésre: felső helyzeti, hátsó véglapi, valamint két, a hossz tengellyel rendre 45°-os és 60°-os szöget bezáró, ahogyan az a 7. ábrán is látható. A vizsgált csatlakozók G1/2-es menetűek.



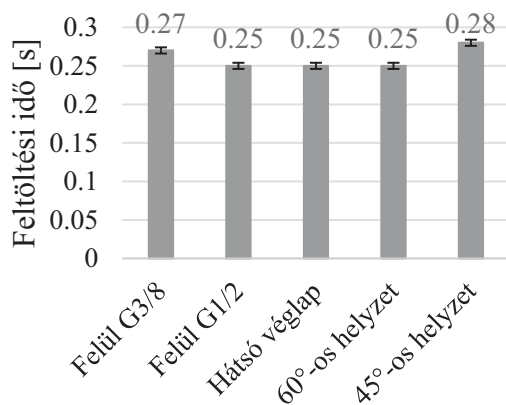
7. ábra. Legyártott hengerfedél több nézetben

A 8. ábra az egyes csatlakozókhoz tartozó feltöltési időket mutatja. Mivel a nyomástól függetlennek tekinthető a feltöltési idő, ezért kényelmesen, oszlopdiagram lehet azokat ábrázolni. Az eredeti, G3/8-os csatlakozóhoz képest kb. 8%-os csökkenést sikerült elérni ugyanolyan helyzetű, de G1/2-es csatlakozóval. Az egyik ipari szereplő katalógusában találhatóak adatok a csatlakozóátmérő és az átengedett névleges térfogatáram között. Ez G3/8-os csatlakozóra $555 \frac{\text{dm}^3}{\text{min}}$, míg G1/2-esre $600 \frac{\text{dm}^3}{\text{min}}$. [2] Az általunk mért változás összhangban áll ezzel az értékkel.

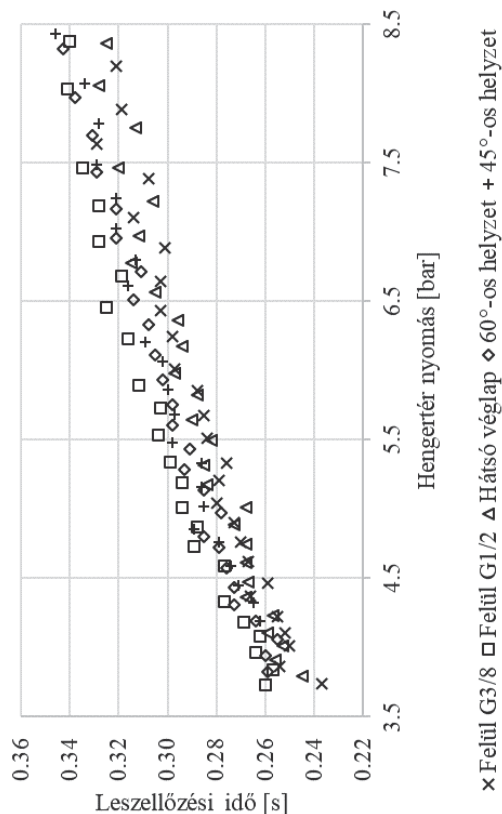
A különböző szöghelyzetek hatását nem sikerült jelentősebb mértékben kimutatni, pedig az irodalom a különböző csökönyökök és

csőívek hidraulikai veszteség-tényezőjének szögfüggését hosszan elemzi. [3] A 45°-os csatlakozó azért adhat nagyobb feltöltési időt, mert az a furat összetett, két irányú törés is található benne.

A leszellőzési időket a különböző hengertér nyomásokon a 9. ábrán mutatjuk be. A mérési pontokra 0,95 érték feletti regressziós együtthatójú egyenesek illeszthetők.



8. ábra. Feltöltési idők a különböző furat elhelyezéseknél



9. ábra. Leszellőzési idők különböző furatoknál

A legkisebb leszellőzési idővel a G1/2-es véglapi, valamint a felső helyzeti G3/8-os

csatlakozó rendelkezik. Előbbi az áramlás irányának legkisebb változásával magyarázható, míg az utóbbi esetben (konstrukciós okok miatt) máshol kellett elhelyezni a nyomásmérő szenzort, így ez okozhatott mérnöki meglátásokkal nehezen magyarázható eredményt. A két ferde helyzetű csatlakozó leszellőzési ideje jelentősen nem különbözik egymástól.

6. EREDMÉNYEK, TOVÁBBFEJLESZTÉS

A numerikus áramlástani modellel sikerült bizonyítani, hogy a furat felbővítése, illetve a homlokfelületre való áthelyezése növeli az átengedett tömegáramot. Valós pneumatikus mérőrendszeren kimértük az eredeti hengerfedél tranziens idejeit, majd terveztünk és gyártottunk egy új, vizsgálati hengerfedelelet, amelyen több csatlakozó furatot is elhelyeztünk. Mérések sorozatával igazoltuk, hogy a következő szabványos méretű csatlakozó alkalmazásával 8%-os csökkenést lehet elérni a feltöltési időben. Ezt az eredményt fel lehet használni a következő évadra készülő jármű tervezésénél.

Az eredmények további fejlesztési lehetőségekre világítanak rá. A numerikus áramlástani modellel tranziens folyamatokat is lehetne szimulálni. Valós méréseket lehetne végezni dinamikusán, a dugattyúrudak működtetésével, majd terheléssel is. A levegőrendszer minden elemét szisztematikusan cserélve és újabb méréseket végezve újabb gyenge pontokat lehetne feltárni. Végezetül célszerű lenne az egész pneumatikus rendszer koncentrált paraméterű modelljét felállítani.

Zárásként szeretnénk köszönetet mondani a *Műszakik Pneumobil Team* csapat tagjainak, akik áldozatos munkájukkal segítették kutatásainkat.

IRODALOM

[1] Szente V.: Pneumatikus teljesítmény-átvitelirendszerek áramlástani jellemzői. Ph. D. értékezés, Budapest, 2008, 22. p.

[2] J. P. Hasebrink: A pneumatika alapjai. A pneumatika gyakorlata I., Bosch Rexroth AG Service Automation Didactic, Erbach, 1991, 39. p.

[3] Lajos T.: Az áramlástan alapjai. 4. átdolg. és bőv. kiad., Mackensen Kft., Budapest, 2008, 489-491. p.