



Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem

Közlekedésmérnöki és Járműmérnöki Kar

Gépjárművek Tanszék

Elektrohidraulikus szelepvezérlés dinamikai vizsgálata

TDK dolgozat

Készítette: Nyerges L. Ádám, Járműmérnöki (MSc)

Konzulens: dr. Németh Huba docens

2011. november

Tartalom

1.	Bevezetés	3
2.	Az elektrohidraulikus szelepvezérlés	5
2.1.	Otto motorok töltetcsere szabályozása.....	5
2.2.	Változtatható szelepvezérlések.....	8
2.3.	Az elektrohidraulikus szelepvezérlés felépítése.....	9
2.4.	Megvalósítható szelepnyitások.....	10
3.	Dinamikai vizsgálat előkészítése	11
3.1.	A korábbi egyszerűsített modell és hibái.....	11
3.2.	Új egyszerűsített modell.....	13
3.3.	Differenciálegyenletek.....	15
3.3.1.	Mechanikai egyenletek.....	15
3.3.2.	Munkahengerek egyenletei.....	16
3.4.	Kiegészítő egyenletek.....	18
3.5.	Paraméterek és bemenő adatok.....	19
3.6.	A modell hibái, elhanyagolások.....	22
3.7.	A Matlab Simulink modell.....	23
4.	Szimulációs eredmények.....	30
4.1.	Teljes szelepnyitás.....	30
4.2.	Korai szívószelep zárás.....	34
4.3.	Kései szívószelep nyitás.....	40
4.4.	Kettős nyitás.....	43
5.	Tapasztalatok	44
6.	Összefoglalás	45
7.	Hivatkozások	46
8.	Melléklet	46

1. Bevezetés

Napjainkra egyre komolyabb szerepet kap a környezetvédelem életünk minden területén, hiszen még ha meglévő természettudományi ismereteinkkel nem is tudjuk modellezni az éghajlatváltozást, azért észrevevesszük környezetünkben bekövetkezett változásokat, amelyek akár csak az utóbbi két évtizedben következtek is be.

Még ha nem is ismerjük ezen változások okait vagy okozóit, akkor is kötelességünk, hogy mindent megtegyünk a Földünkön kialakult élet védelméért, hiszen önzőség lenne életünk pár évtizede alatt nagyságrendekkel hosszabb időre kiható károkat okoznunk.

Légkörünk szennyezését nagymértékben a közlekedés okozza, mely hatalmas energiamennyiségeket használ fel, ezt az energiát pedig főleg fosszilis energiahordozókból nyeri. A fosszilis energiahordozók elégetése során pedig sok olyan melléktermék is létrejön, melyek károsak az élő szervezetekre. Ilyenek például a belső égésű motorok kipufogógázában jelen levő károsanyagok.

Éghajlatváltozásunk okára az egyik elmélet az üvegházhatás, mely elsősorban a légkörben lévő szén-dioxid arányának növekedését mondja ki felelősnek a globális felmelegedésért. Gyakran megfelelkezünk róla, hogy ugyanilyen hatása van a légkörben lévő vízgőznek is, ezért se lenne erre a problémára tökéletes megoldás a vízzel működő autó, ha megvalósítható lenne.

A közúti közlekedésben ma még elsősorban belső égésű motorokkal hajtott gépjárműveket használunk, és mivel még nincs olyan alternatív hajtási mód, mely nagy távolságú közlekedésben hasonló előnyöket tudna felmutatni, ezért még az elkövetkezendő évtizedekben a belső égésű motorok elterjedtsége meg is fog maradni.

Ezért is mindent meg kell tennünk annak érdekében, hogy ezek a motorok a lehető legkörnyezetbarátabbak legyenek, ezt pedig tisztább égésfolyamatokkal, jobb hatásfokokkal (azaz alacsonyabb fogyasztással) érhetjük el.

Ezt a célt szolgálja a dolgozatomban vizsgát elektrohidraulikus szelepvezérlés is, mely elsősorban az Otto motorok részterhelésen lévő indikált hatásfokát igyekszik javítani a töltetcsere veszteségek minimalizálásával.

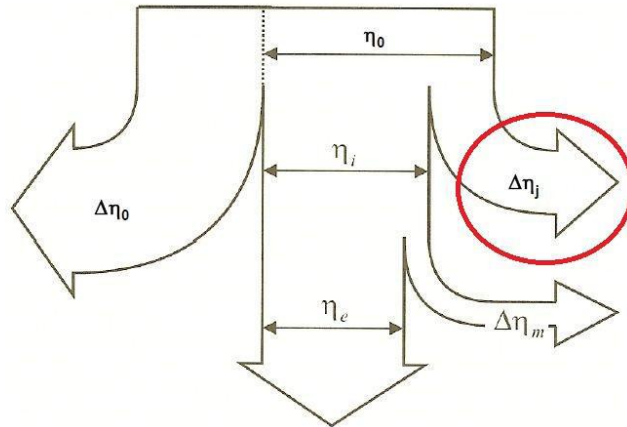
A tavalyi évben megírt szakdolgozatomban már elvégeztem egy dinamikai vizsgálatát ennek a szelepvezérlési rendszernek, az akkori egyszerűsített modell azonban szilárdságtani okokból nem volt megvalósítható. Ebben a dolgozatban erre a problémára fogok megoldást találni.

Mivel a szakdolgozatomban már az elektrohidraulikus szelepvezérléssel kapcsolatos általános tudnivalókat már megírtam, ezért most ezt nem fogom újra hasonló részletességgel ezt megtenni.

2. Az elektrohidraulikus szelepvezérlés

2.1. Otto motorok töltetcsere szabályozása

A fix szelepvezérlésű Otto motorok legnagyobb problémája, hogy lényegében csak egy munkapontra lehet jól behangolni a töltetcserét (jó volumetrikus hatásfokkal), így ezen a munkaponton kívül rosszabb hatásfokkal üzemel a motor.



1. ábra Belső égésű motorok Sankey diagramja,
a bejelölt veszteséget elsősorban a töltetcsere veszteségek teszik ki

Forrás: [4]

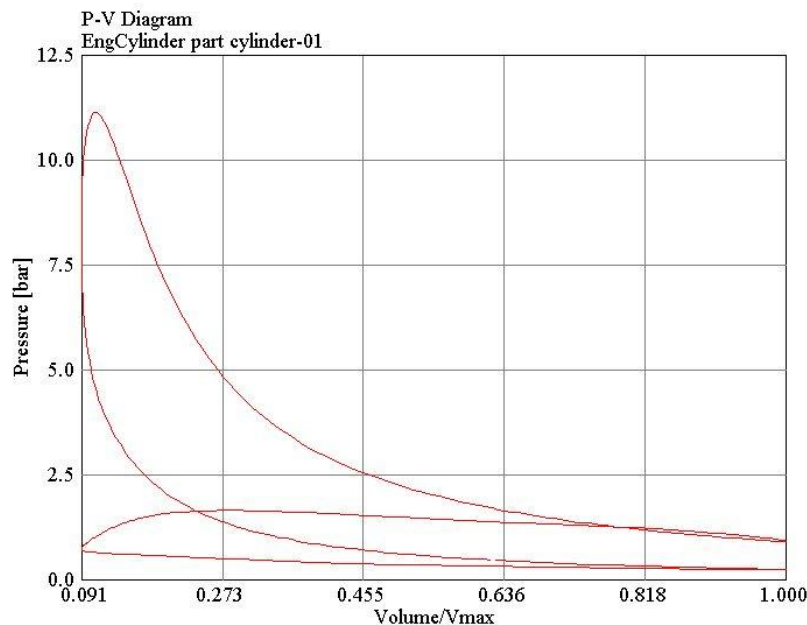
Sokat javíthatunk az indikált hatásfokon a különböző változtatható szelepvezérlések alkalmazásával, hiszen így a szelepvezérlést hozzáhangolhatjuk a megkívánt üzemállapotokhoz. Nyilván a fokozatnélkül változtatható szelepvezérlés a legalkalmasabb erre a célra.

Ezzel azonban még csak a legnagyobb terheléshez tartozó munkapontokban tettük ideálissá az Otto motort. A gyakorlatban azonban csak ritkán használjuk ezeket az üzemállapotokat, a hétköznapiakban a legtöbbet alacsony fordulatszámon, alacsony nyomatékigénnyel közlekedünk.

És itt jelentkezik a hagyományos Otto motorok másik nagy problémája: a pillangószelepes teljesítményszabályozás. Mivel az Otto motorokban használt tüzelőanyagok csak egy viszonylag szűk légviszony tartományban gyűjthetőek szikrával, ezért kisebb teljesítményű munkapontokban csak úgy tudjuk kényszeríteni a motort, ha rontjuk a töltési fokot, azaz kevesebb tüzelőanyag-levegő keveréket juttatunk

be a hengerbe (alacsonyabb teljesítményhez kevesebb tüzelőanyagot kell elégetni, ahhoz viszont a gyújthatóság miatt kevesebb levegő is kell).

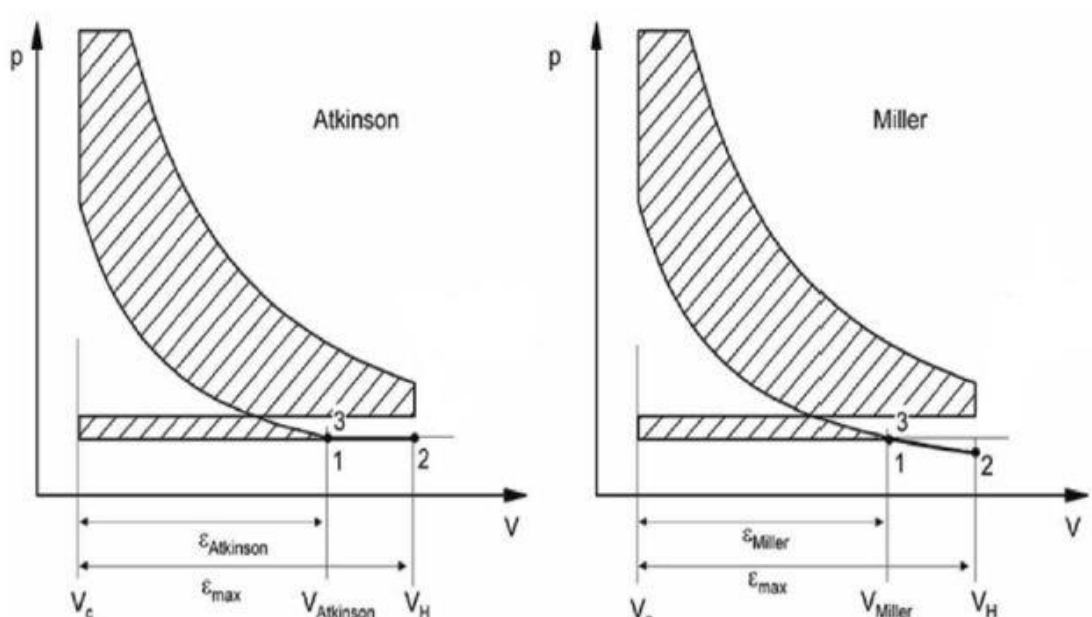
A hagyományos pillangószelepes megoldással azonban nemcsak a bejuttatott keverék mennyiségét csökkentjük, hanem egy igen nagy töltetcsere munkát is végeztetünk a motorral, ez pedig igen lerontja a motor indikált hatásfokát.



2. ábra Otto indikátordiagram részterhelésen
(a töltetcsere munka összemérhető a hasznos munkával)

Forrás: [saját munka GT-Powerrel]

A pillangószelep elhagyása éppen ezért jelentős hatásfok növekedéssel járna. Ezt a célt szolgálja a Miller- és az Atkinson-ciklussal megvalósított töltetcsere. A Miller-ciklus esetében a szívószelep korai zárásával épp annyi keveréket engedünk be a hengerbe, amennyire szükségünk van, az Atkinson-ciklus esetében pedig a fölösleges töltetet visszatoljuk a szívócsőbe.



3. ábra Az Atkinson- és a Miller-ciklus

Forrás: [4]

Ezeknek a körfolyamatoknak a megvalósításához azonban fokozatmentesen változtatható szívóoldali szelepvezérlésre van szükség.

Fontos azonban itt megjegyezni, hogy még így sem lesz ideális az Otto motor indikált hatásfoka, hiszen a szívószelep korai vagy késői zárásával nem használjuk ki a motor teljes kompresszióviszonyát. Ezt kiküszöbölni változtatható kompressziójú motorral lehetne, ilyen azonban még szériagyártásban nem létezik bonyolultsága miatt.

2.2. Változtatható szelepvezérlések

A 4. ábrán megtalálhatjuk az összes eddig (elméletben) kitalált szelepvezérlési módot, működésük szerint csoportosítva.

Szelepmozgatás módja	Változtathatóság helye	Működési elv
Vezérműtengely nélküli rendszerek		Elektronikus rendszerek Pneumatikus rendszerek Hidraulikus rendszerek Mechanikus rendszerek
Rendszerek vezérműtengellyel	Vezérműtengely meghajtásának változtathatósága	Mech. vagy hidraulikus vm. tengely beállítás Nem egyenletes mechanikus vm. tengely hajtás
Hagyományos vezérműtengelyes rendszerek	Változtathatóság a vm. bűtyök és a szelep közötti kapcsolatban	Mechanikus Zárt hidraulikus rendszer Nyitott hidraulikus rendszer
	Változtathatóság több vezérműtengely segítségével	Hidraulikus rendszer időzített leeresztéssel
	Változtathatóság a szelep rugalmasságában	2 vezérműtengely mechanikus modulációja
	Szelepülék változtathatósága	Szolenoid hatás Mechanikus
Speciális vezérműtengelyes rendszerek	Vezérműbűtyök változtathatósága	Vm. bűtyök mechanikus válthatósága
	Változtathatóság a vezérműtengely axiális mozgásával	Mech. változtathatóság 3D-s vm. bűtyökkel
	Variációk a vm. bűtyök és a szelep között	Szelep szabadon zárható mechanikusan

4. ábra Változtatható szelepvezérlések csoportosítása

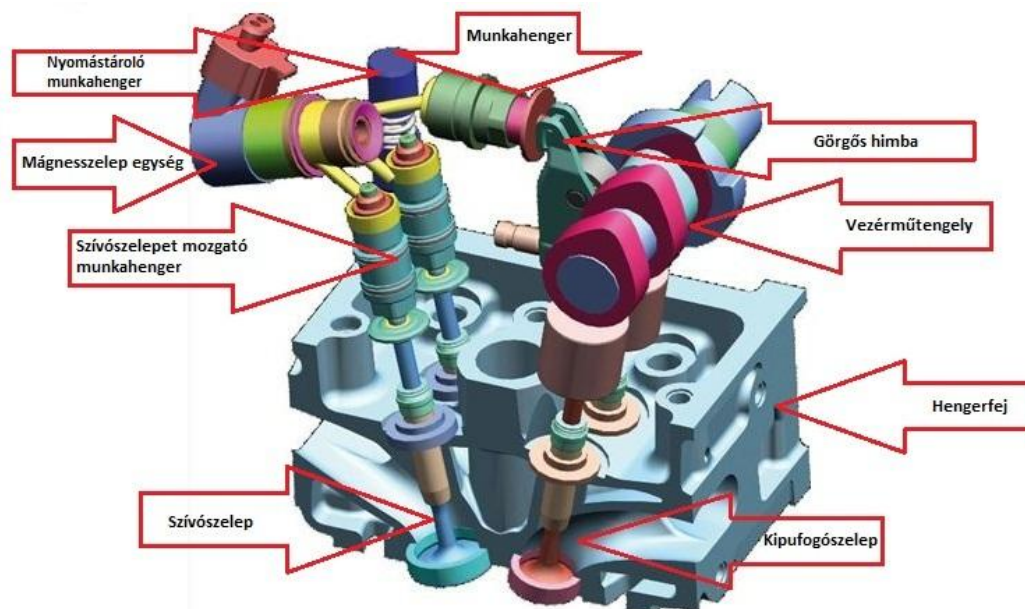
Forrás: [5]

(A fordítást végezte: a szerző)

A dolgozatom szempontjából a legfontosabb csoportosítási mód a vezérlési fokozatok száma. A vizsgált elektrohidraulikus szelepvezérlés fokozatmentesen tudja állítani a szelepnnyitási időket, így alkalmazása a pillangószelep elhagyását is lehetővé teszi.

2.3. Az elektrohidraulikus szelepvezérlés felépítése

Az 5. ábrán a Fiat Powertrain Technologies által megvalósított elektrohidraulikus szelepvezérlés CAD modelljét láthatjuk, bejelölve rajta a különböző részegységeket.



5. ábra Az elektrohidraulikus szelepvezérlés felépítése

Forrás: [2]

(Átszerkesztette: a szerző)

A vezérműtengelyen található harmadik bütyök egy görgős himbán keresztül egy munkahenger dugattyúját mozgatja. A munkahengerben motorolaj található (ez mindig tartalmaz némi levegőt is, ezért nem tekinthető összenyomhatatlan folyadéknak), mely a dugattyú mozgása miatt átáramlik egy csatornán keresztül a mágnesszelepet tartalmazó egységbe. Ha a mágnesszelep zárva van, a motorolaj továbbáramlik a szívószelepek fölötti munkahengerekbe, ahol nyomása révén a munkahenger dugattyúján keresztül nyitni-zárni tudja a szívószelepeket.

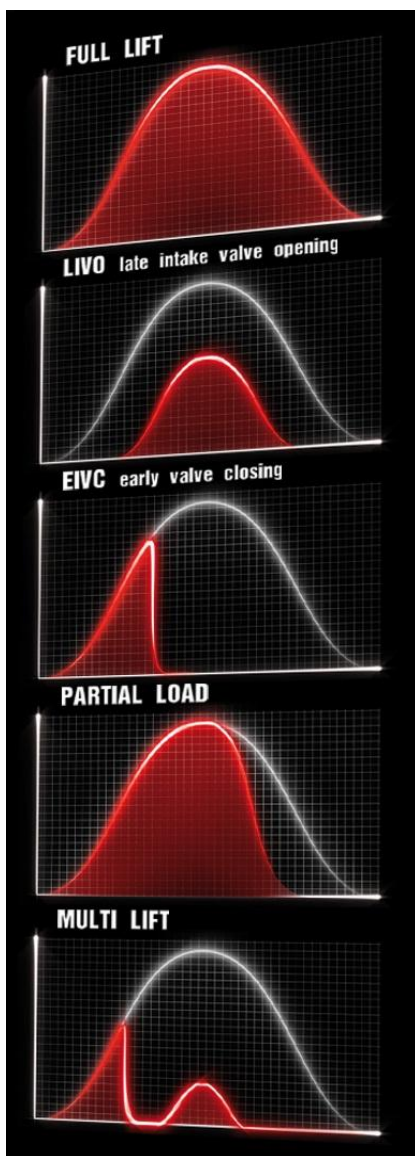
Amennyiben a mágnesszelep nyitva van, a szívószelepeket mozgató munkahengerekben nem jön létre nyomásnövekedés, hiszen a motorolaj kiáramlik a nyomástároló kamrába. Ilyenkor nyilvánvalóan nem nyitnak a szívószelepek.

A mágnesszelepet megemelt szívószelepeknél is kinyithatjuk, ilyenkor a szeleprugók visszazárják a szívószelepeket, és a motorolaj ugyanúgy a nyomástároló kamrába áramlik.

Látható, hogy így igen rugalmasan állíthatunk be többféle szelepnitást többféle nyitási-zárási időekkel.

2.4. Megvalósítható szelepnitások

A mágnesszelep nyitásának-zárásának időzítésével a következő szelepnitások valósíthatók meg:



6. ábra Különböző szelepnitási módok
Forrás: [2]

- teljes szelepnitás:

A mágnesszelep a vezérműbűtyök emelése alatt végig zárva van. A teljes szelepnitás paramétereit a motor névleges munkapontjára kell méretezni.

- kései szívószelep nyitás:

A mágnesszelepet a vezérműbűtyök emelésének megkezdése után zárjuk be, így a szívószelep később kezd el nyitni, kisebb lesz az emelése és korábban is zár be. Részterheléseken célszerű alkalmazni. Ilyenkor nincs szelepösszenyitás, viszont a hengerben a szívóütem kezdetén létrejövő depresszió növeli a szelepnitás után a keverék perdületét, ami gyorsabb égést is fog eredményezni.

- korai szívószelep zárás:

A mágnesszelep a vezérműbűtyök emelésének kezdetekor zárva van, viszont még a bűtyökemelés vége előtt ki is nyitjuk. Nagyobb nyomatékigénynél, de alacsonyabb fordulatszám tartományban célszerű alkalmazni. Így lényegében a Miller-ciklust valósítjuk meg a hengerben.

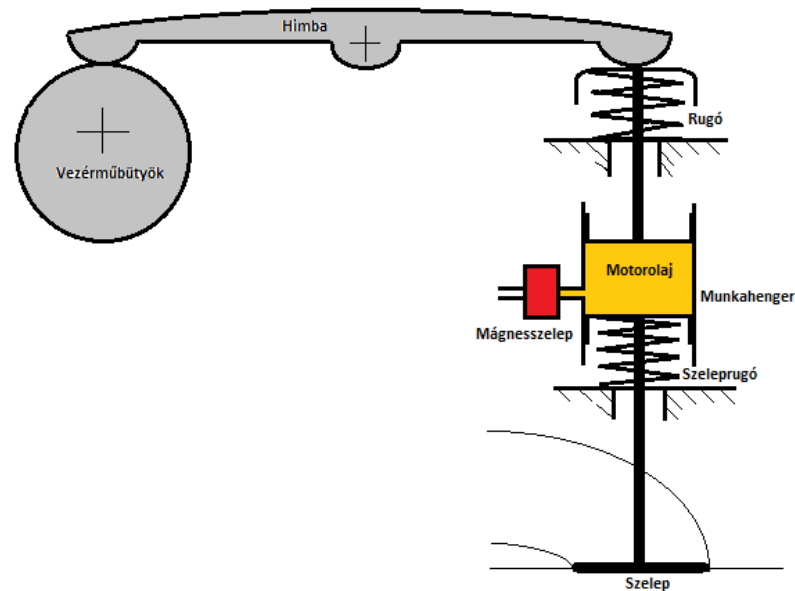
- kettős nyitás:

A korai szívószelep zárás és a kései szívószelep nyitás egy szelepnitáson belül való együttes alkalmazása. Alacsony fordulatszámokon, nagy nyomatékigénynél alkalmazható. A kétszeres nyitással növelhető a beszívott keverék perdülete, ami itt is gyorsabb égéshez vezet. Ebben a tartományban fennáll a kopogásos égés veszélye, a gyorsabb égéssel ezt a határt kis mértékben kitolhatjuk.

3. Dinamikai vizsgálat előkészítése

3.1. A korábbi egyszerűsített modell és hibái

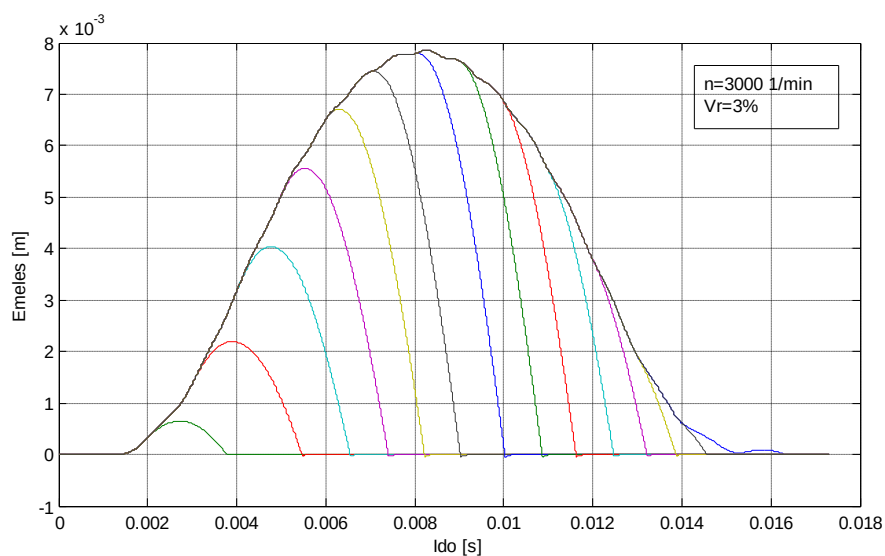
A 7. ábrán a szakdolgozatomban vizsgált egyszerűsített modell látható.



7. ábra A korábbi egyszerűsített modell

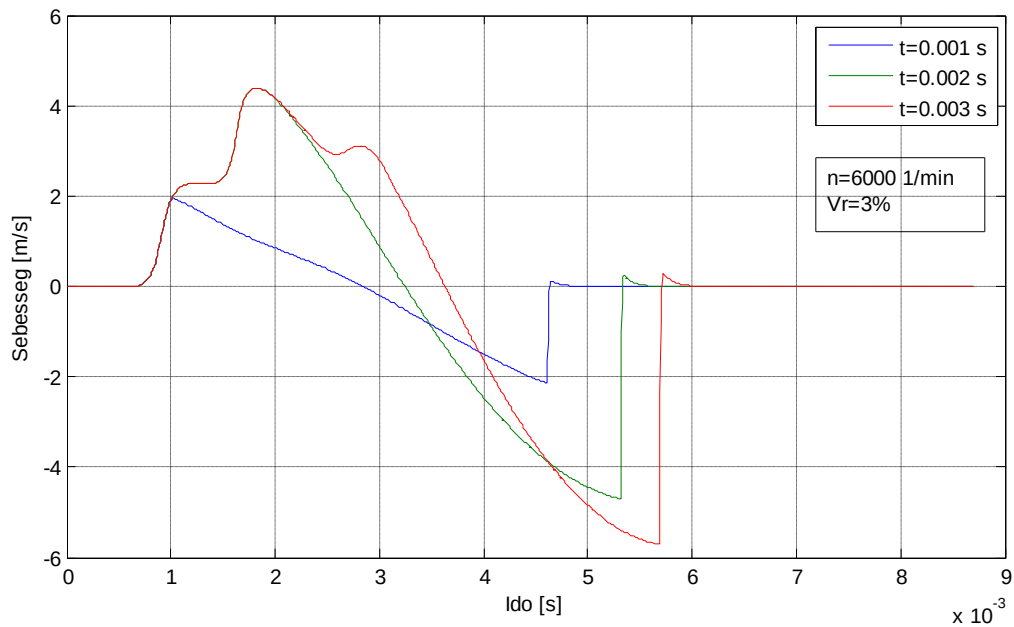
Forrás: [saját munka]

Ebben a modellben mindössze csak egy munkahenger található (egy szívószeleppel). Az előző fejezetben kifejtett szelepnnyitási módokat ez is meg tudja valósítani. A gyakorlatban való megvalósítás korlátját viszont az adja, hogy korai szívószelep záráskor a szívószelep túl nagy sebességgel csapódna rá a szeleplékre.



8. ábra Korai szívószelep zárás, fékezés nélkül

Ez a sebesség gyakorlatból vett tapasztalat alapján nem lehet nagyobb 0,15 m/s-nél. Az alábbi ábrán látható, hogy ezt az értéket akár tízszeresen is meghaladta a tavalyi modellem.



9. ábra Szívószelep sebességek fékezés nélküli korai szívószelep záráskor

Szakdolgozatomban többféleképpen is megpróbáltam csökkenteni ezt a sebességet, azonban egyetlen munkahenger alkalmazásával ezt nem lehetett úgy elérni úgy, hogy az összes szelepnívítási módnál megfelelő legyen.

Az új modellemmel épp ezt a problémát szeretném kiküszöbölni.

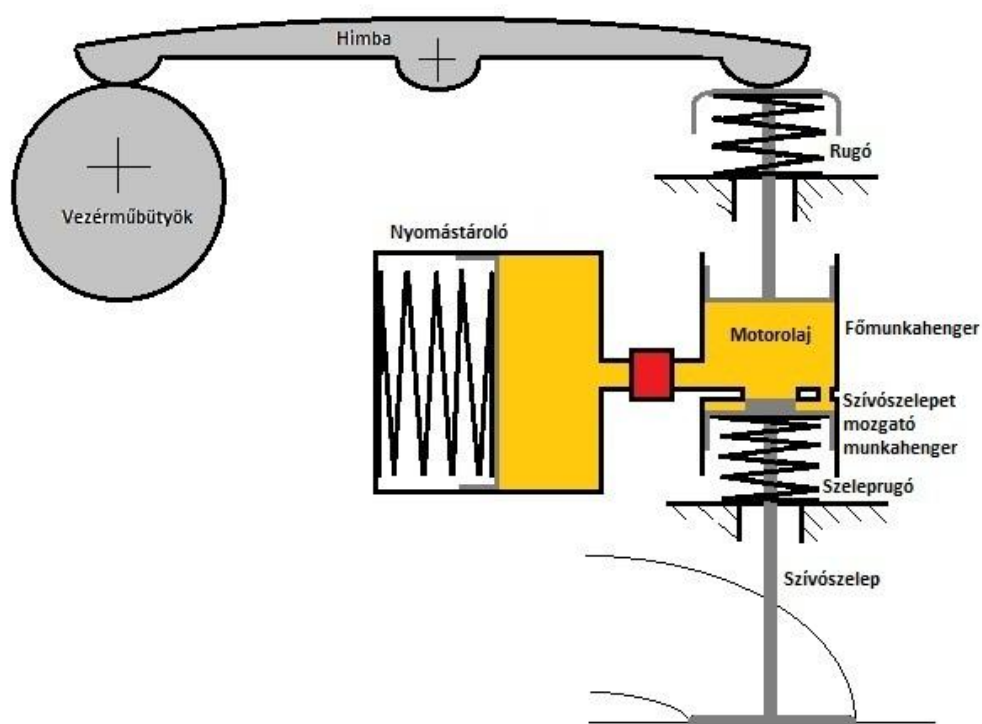
3.2. Új egyszerűsített modell

A 10. ábrán már az új egyszerűsített modell látható, kiegészítve egy a szívószelepet mozgató munkahengerrel, valamint egy nyomástároló munkahengerrel, melynek hatásait a tavaly elhanyagoltam.

A főmunkahenger és a szívószelepet mozgató munkahenger között két csatorna található. A nagyobbat a vezérelt munkahenger dugattyúja a felső holtpont környékén lezárja (0,1 mm nagyságrendű hossz) ilyenkor csak a kisebb furaton keresztül áramolhat át a motorolaj a két munkahenger között.

A mágnesszelep a főmunkahenger és a nyomástároló munkahenger között található.

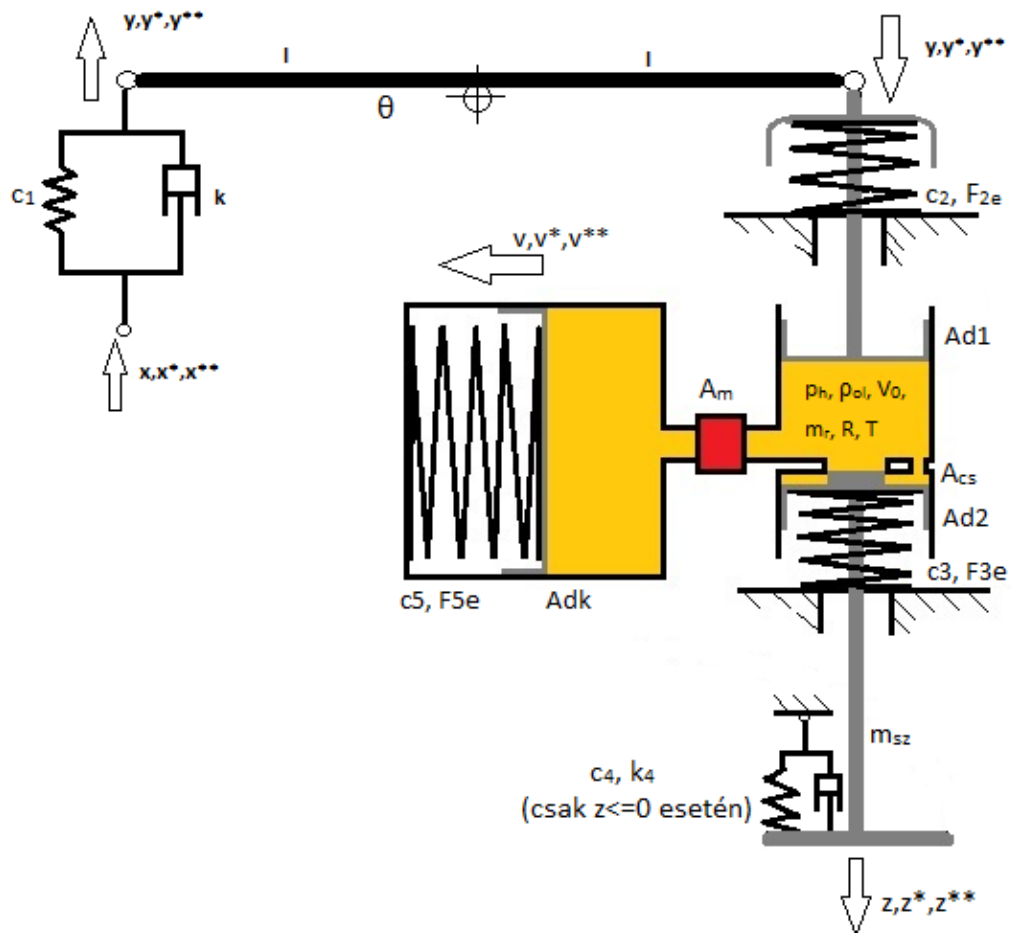
A nyomástároló dugattyúja lényegesen nagyobb felületű a másik két munkahenger dugattyújához képest. Így lényegesebben kisebbek lesznek a mozgásai, és kevésbé zavarja a szelepnitást.



10. ábra Az új egyszerűsített modell

Forrás: [saját munka]

A 11. ábrán már az új modell matematikai alakja látható.



Forrás: [saját munka]

A munkahengerek közötti kapcsolatot az átáramló tömegáramok határozzák meg, ezek szabályzását pedig a csatorna keresztmetszetek változtatásával fogom végezni a szimulációknál.

3.3. Differenciálegyenletek

3.3.1. Mechanikai egyenletek

- A himba egyensúlya:

A himba egy tehetetlenséggel rendelkező test, melynek forgómozgását általánosan a következő egyenlet írja le (perdületmegmaradás törvénye alapján):

$$\ddot{\varphi} = \varepsilon_h = \frac{1}{\theta_h} \sum_{i=1}^n M_i = \frac{1}{\theta_h} \sum_{i=1}^n F_i l = \frac{l}{\theta_h} \sum_{i=1}^n F_i$$

Az 'l' karhossz azért emelhető ki, mert a modell esetében a himbára ható összes erő karhossza egyenlő.

A modell esetében azonban nem a himba szöggyorsulására, hanem annak végpontjainak gyorsulására van szükségünk. Mivel a két végpont azonos távolságban van a középponttól (l), így a két végpont gyorsulása egyenlő nagyságú.

A kis mozgások miatt jó közelítéssel érvényes hogy:

$$\ddot{\varphi} = \frac{\ddot{y}}{l}$$

Így az általános egyenlet a következőképpen módosítható

$$\ddot{y} = \frac{l^2}{\theta_h} \sum_{i=1}^n F_i$$

És végül az egyenlet a modellre:

$$\ddot{y} = \frac{l^2}{\theta_h} [c_1(x - y) + k(\dot{x} - \dot{y}) - A_{d1}(p_1 - p_0) - c_2 y - F_{2e}]$$

$$y = \iint \ddot{y} dt^2$$

- A szívószelep egyensúlya:

A szívószelep mozgását a szívószelepre ható erők és annak tehetetlensége határozza meg (impulzusmegmaradás alapján):

$$\ddot{z} = a_{sz} = \frac{1}{m_{sz}} \sum_{i=1}^n F_i$$

Ez részletesen kifejezve:

$$\ddot{z} = \frac{1}{m_{sz}} [A_{d2(p2)}(p_2 - p_0) + A_{d2(p1)}(p_1 - p_0) - c_3 z - F_{3e}]$$

Ez az egyenlet nem érvényes mikor a szelep a szelepüléken nyugszik, ehhez ki kell egészíteni a következőképpen:

$$\ddot{z} = \frac{1}{m_{sz}} [A_{d2(p2)}(p_2 - p_0) + A_{d2(p1)}(p_1 - p_0) - c_3 z - F_{3e} - c_4 z - k_4 \dot{z}]$$

$$z = \iint \ddot{z} d^2 t$$

Az utolsó két tag is negatív előjellel szerepel, mivel ilyenkor a szelep pozíciója (z) negatív lehet.

A szelepemelés folyamán $A_{d2(p2)}$ és $A_{d2(p1)}$ értéke változik.

- A nyomástároló dugattyú egyensúlya:

Hasonlóan a szívószelep egyensúlyához:

$$\ddot{v} = \frac{1}{m_d} [A_{dk}(p_k - p_0) - c_5 v - F_{5e}]$$

$$v = \iint \ddot{v} d^2 t$$

3.3.2. Munkahengerek egyenletei

A munkahenger egyenlete a gázok állapotegyenletéből ($pV=mRT$) indul ki, de mivel a munkahengerből a közeg kiáramolhat, ezért az egyenletet a nyomásváltozására írtam fel a következőképpen (anyagmegmaradás elve):

$$\frac{dp}{dt} = \frac{dm}{dt} \frac{RT}{V} - \frac{dV}{dt} \frac{p}{V} = \frac{1}{V} \left(\frac{dm}{dt} RT - \frac{dV}{dt} p \right)$$

A munkahengerben folyadék-levegő keverék van, ez az egyenlet azonban csak a levegő részre érvényes, ennek tükrében kell kifejezni az egyes tagokat.

A kiáramló közeg tömegárama (Bernoulli egyenletéből):

$$\dot{m}_{kev} = \alpha A_{cs} \sqrt{2\rho_{kev}(p_h - p_0)}$$

A kiáramló levegő tömegárama:

$$\dot{m}_{lev} = m_r \alpha A_{cs} \sqrt{2\rho_{kev}(p_h - p_0)}$$

Ugyanígy a kiáramló folyadék tömegárama:

$$\dot{m}_{ol} = (1 - m_r) \left[\alpha A_{cs} \sqrt{2\rho_{kev} (p_h - p_0)} \right]$$

A munkahengerekben lévő levegő térfogatváltozása a dugattyúk pozíciójából (általánosan s) és a kiáramló olaj tömegáramából:

$$\frac{dV}{dt} = -\dot{s}A_d + \frac{\dot{m}_{ol}}{\rho_{ol}}$$

És a levegő térfogata a munkahengerben:

$$V_{lev} = V_0 - A_d s - \frac{(1 - m_r)(V_0 - A_d s)\rho_{kev}}{\rho_{ol}}$$

- A főmunkahenger egyenlete:

Az előbbi megfontolások alapján:

$$\begin{aligned} \dot{p}_1 = & \frac{1}{[V_{01} - A_{d1}y](1 - \frac{(m_r - 1)\rho_{kev1}}{\rho_{ol}})} \left\{ -[m_r \alpha A_m \sqrt{2\rho_{kev1}(p_1 - p_k)} \right. \\ & \left. + m_r \alpha A_{cs} \sqrt{2\rho_{kev1}(p_1 - p_2)}]RT - \left[-A_{d1}\dot{y} + \frac{\dot{m}_{ol}}{\rho_{ol}} \right] p_1 \right\} \end{aligned}$$

$$p_1 = \int \dot{p}_1 dt$$

A tömegáramok, melyeket a másik két munkahenger egyenlete átvesz:

$$\dot{m}_{kev1,2} = m_r \alpha A_{cs} \sqrt{2\rho_{kev1}(p_1 - p_2)}$$

$$\dot{m}_{kev1,k} = m_r \alpha A_m \sqrt{2\rho_{kev1}(p_1 - p_k)}$$

A szelepemelések folyamán A_{cs} és A_m értéke változik.

- A szívószelep munkahenger egyenlete (előjelhelyesen):

$$\dot{p}_2 = \frac{1}{[V_{02} + A_{d2}z](1 - \frac{(m_r - 1)\rho_{kev1}}{\rho_{ol}})} \left\{ \dot{m}_{kev1,2}RT - \left[A_{d1}\dot{y} - \frac{\dot{m}_{ol}}{\rho_{ol}} \right] p_2 \right\}$$

$$p_2 = \int \dot{p}_2 dt$$

- A nyomástároló egyenlete:

$$\dot{p}_k = \frac{1}{[V_{0k} + A_{dk}z](1 - \frac{(m_r - 1)\rho_{kev1}}{\rho_{ol}})} \left\{ \dot{m}_{kev1,k}RT - \left[A_{dk}\dot{y} - \frac{\dot{m}_{ol}}{\rho_{ol}} \right] p_k \right\}$$

$$p_k = \int \dot{p}_k dt$$

3.4. Kiegészítő egyenletek

A keverék sűrűsége a következőképpen számolható:

$$\rho_{kev} = \frac{1}{\frac{m_r}{\rho_{lev}} + \frac{1 - m_r}{\rho_{ol}}}$$

Amelyben a levegő sűrűsége az állapotegyenletből:

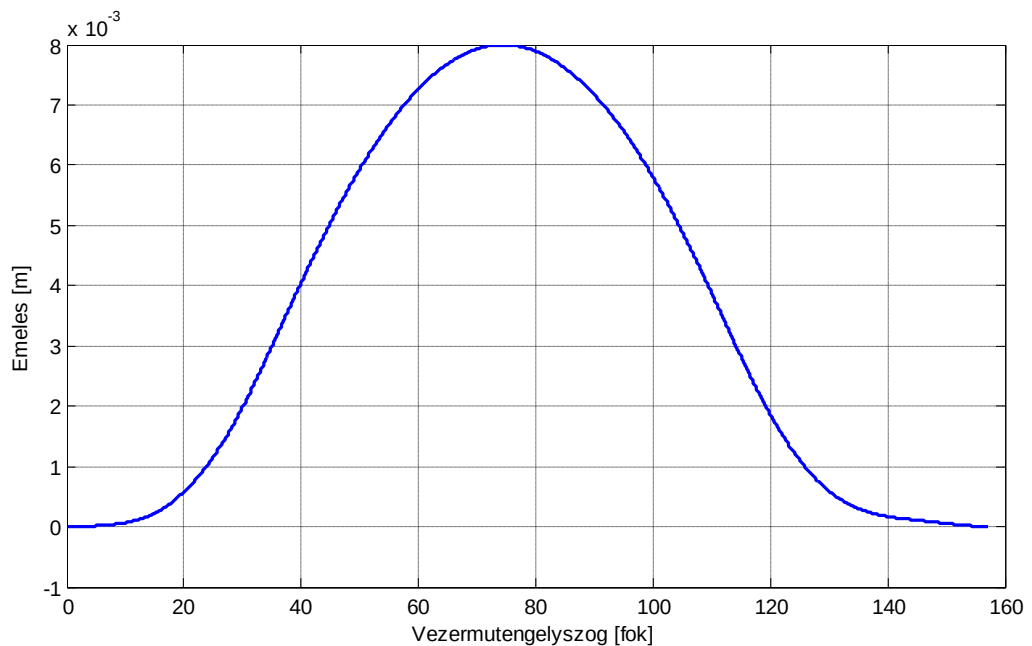
$$\rho_{lev} = \frac{p_h}{RT}$$

Az egyenletekben a levegő tömegarányát helyettesítettem be, mivel ez állandó a folyamatban, de a gyakorlatban a levegő térfogatarányát használjuk (ami viszont nem állandó), így szükség van a két érték közötti átszámítás képletére:

$$m_r = V_{r0} \frac{\rho_{lev}}{\rho_{kev}}$$

3.5. Paraméterek és bemenő adatok

A modell legfőbb bemenő adata a vezérműbűtyök emelése: itt egy fix szelepvezérlésű vezérműtengely bűtyökemelését használtam fel (a GT-Power mintaemelése). Az emelés a vezérműtengely szögelfordulásának függvényében a 12. diagramon látható.



12. ábra A vezérműbűtyök emelése

A 13-18. táblázatok tartalmazzák a modellem során alkalmazott paramétereket:

A himba egyenletének paraméterei:	Jele:	Mértékegysége:	Értéke:
a vezérműbűtyök és a himba közötti kontakt kapcsolat merevsége:	c1	N/m	10 ⁸
a vezérműbűtyök és a himba közötti kontakt kapcsolat csillapítása:	k1	Ns/m	10 ⁴
a himbát alaphelyzetben tartó rugó merevsége:	c2	N/m	40000
a himbát alaphelyzetben tartó rugó előfeszítése:	F2e	N	200
a főmunkahengeren kívül lévő levegő nyomása:	p0	Pa	100000
a főmunkahengerben uralkodó nyomás (kezdeti értékkel):	p1	Pa	500000
a főmunkahenger dugattyújának átmérője:	d1	m	0,015
a főmunkahenger dugattyújának felülete:	Ad1	m ²	0,0001767
a himba karjainak hossza:	l	m	0,05
a himba tömege:	mh	kg	0,08
így a himba tehetetlensége $\theta = m \cdot (2l)^2 / 12$	θ	kgm ²	1/15000
a himba kezdetben nyugalomban van, így a karjának a végpontjának a kezdeti sebessége és pozíciója is 0 (integrálások kezdő értékei):	y*	m/s	0
	y	m	0

13. ábra A himba egyenletének paraméterei

A szívószelep egyenletének paraméterei:	Jele:	Mértékegysége:	Értéke:
a szeleprugó merevsége:	c3	N/m	40000
a szeleprugó előfeszítése:	F3e	N	200
a szelepülék merevsége:	c4	N/m	10 ⁸
a szelepülék csillapítása:	k4	Ns/m	10 ⁴
a szelep tömege:	msz	kg	0,08
a munkahengereken kívül lévő levegő nyomása:	p0	Pa	100000
a főmunkahengerben uralkodó nyomás (kezdeti értékkel):	p1	Pa	500000
a szívószelep munkahengerében uralkodó nyomás (kezdeti értékkel):	p2	Pa	500000
a szívószelep munkahenger dugattyújának átmérője:	d2	m	0,015
a szívószelep munkahenger dugattyújának felülete:	Ad2	m ²	0,0001767
ebből a nagy átömlőcsatorna alá eső rész:	Ad2(p1)	m ²	0,0001624
a többi rész felülete:	Ad2(p2)	m ²	0,0000143
a szelep kezdetben nyugalomban van, azaz sebessége és pozíciója 0 (az integrálás kezdeti értékei):	z*	m/s	0
	z	m	0

14. ábra A szívószelep egyenletének paraméterei

A nyomástároló dugattyú egyenletének paraméterei:	Jele:	Mértékegysége:	Értéke:
a rugó merevsége:	c5	N/m	10000
a rugó előfeszítettsége:	F5e	N/m	785,4
a dugattyú tömege:	md	kg	0,2
a dugattyú átmérője:	dk	m	0,05
a dugattyú felülete:	Adk	m ²	0,001963
a nyomástárolón kívül lévő levegő nyomása:	p0	Pa	100000
a nyomástárolóban uralkodó nyomás (kezdeti értékkel):	pk	Pa	500000
a dugattyú kezdetben nyugalomban van, azaz sebessége és pozíciója 0 (az integrálás kezdeti értékei):	v*	m/s	0
	v	m	0

15. ábra A nyomástároló dugattyú egyenletének paraméterei

A csatornák keresztmetszetének az értékét általában úgy kaptam meg, hogy addig iteráltam a szimulációk során, míg a célnak megfelelő értéket kaptam. Ezért „szép” számok a keresztmetszetek, és ezért irracionálisak az ebből visszszámolt átmérők. A gyakorlatban ennek épp fordítva kell lennie, hiszen egy furat legyártásához annak átmérőjének ismeretére van szükség. A szimulációkhoz azonban most ez a megoldás is megfelel.

A főmunkahenger egyenletének paraméterei:	Jele:	Mértékegysége:	Értéke:
a főmunkahenger térfogata alaphelyzetben:	V01	m3	1,767E-06
a szívószelep munkahengerében uralkodó nyomás (kezdeti értékkel):	p2	Pa	500000
a szívószelep munkahenger dugattyújának átmérője:	d2	m	0,015
a szívószelep munkahenger dugattyújának felülete:	Ad2	m2	0,0001767
ebből a nagy átömlőcsatorna alá eső rész:	Ad2(p1)	m2	0,0001624
a többi rész felülete:	Ad2(p2)	m2	0,0000143
a levegő-motorolaj tömegarány (térfogatarányban Vr=1%, 3%, 6%):	mr	-	0,0000577 0,000177 0,000364
a motorolaj sűrűsége:	pol	kg/m3	865
a levegő hőmérséklete	T	K	353
a levegő gázállandója:	R	J/(kgK)	286,9
a mágnesszelep felé menő kiömlőcsatorna átmérője:	dm	m	0,028
a mágnesszelep felé menő kiömlőcsatorna keresztmetszete:	Am	m2	0,00006
a mágnesszelep felé menő kiömlőcsatorna kontrakciós tényezője:	α	-	0,7
a nyomástároló irányába haladó tömegáram	mkev1,k	m3/s	-
a szívószelep munkahengere felé menő kiömlőcsatorna átmérője (effektív érték):	dcs (min)	m	0,0009441
	dcs (max)	m	0,01385
a szívószelep munkahengere felé menő kiömlőcsatornák összkétszmetsete:	Acs (min)	m2	0,0000007
	Acs (max)	m2	0,0001507
a szívószelep munkahengere felé menő kiömlőcsatorna kontrakciós tényezője:	α	-	0,7
a szívószelep munkahenger irányába haladó tömegáram:	mkev1,2	m3/s	-

16. ábra A főmunkahenger egyenletének paraméterei

A szívószelep munkahenger egyenletének paraméterei:	Jele:	Mértékegysége:	Értéke:
a szívószelep munkahenger térfogata alaphelyzetben:	V02	m3	3,534E-07
a szívószelep munkahenger dugattyújának átmérője:	d2	m	0,015
a szívószelep munkahenger dugattyújának felülete:	Ad2	m2	
a szívószelep munkahengerében uralkodó nyomás (kezdeti értékkel):	p2	Pa	500000
a levegő-motorolaj tömegarány (térfogatarányban 1%, 3%, 6%):	mr	-	0,0000577 0,000177 0,000364
a motorolaj sűrűsége:	pol	kg/m3	865
a levegő hőmérséklete	T	K	353
a levegő gázállandója:	R	J/(kgK)	286,9
a beömlőcsatorna átmérője (effektív érték):	dcs (min)	m	0,0009441
	dcs (max)	m	0,01385
a beömlőcsatornák összkétszmetsete:	Acs (min)	m2	0,0000007
	Acs (max)	m2	0,0001507
a beömlőcsatorna kontrakciós tényezője:	α	-	0,7
a szívószelep munkahengerbe haladó tömegáram:	mkev1,2	m3/s	-

17. ábra A szívószelep munkahenger egyenletének paraméterei

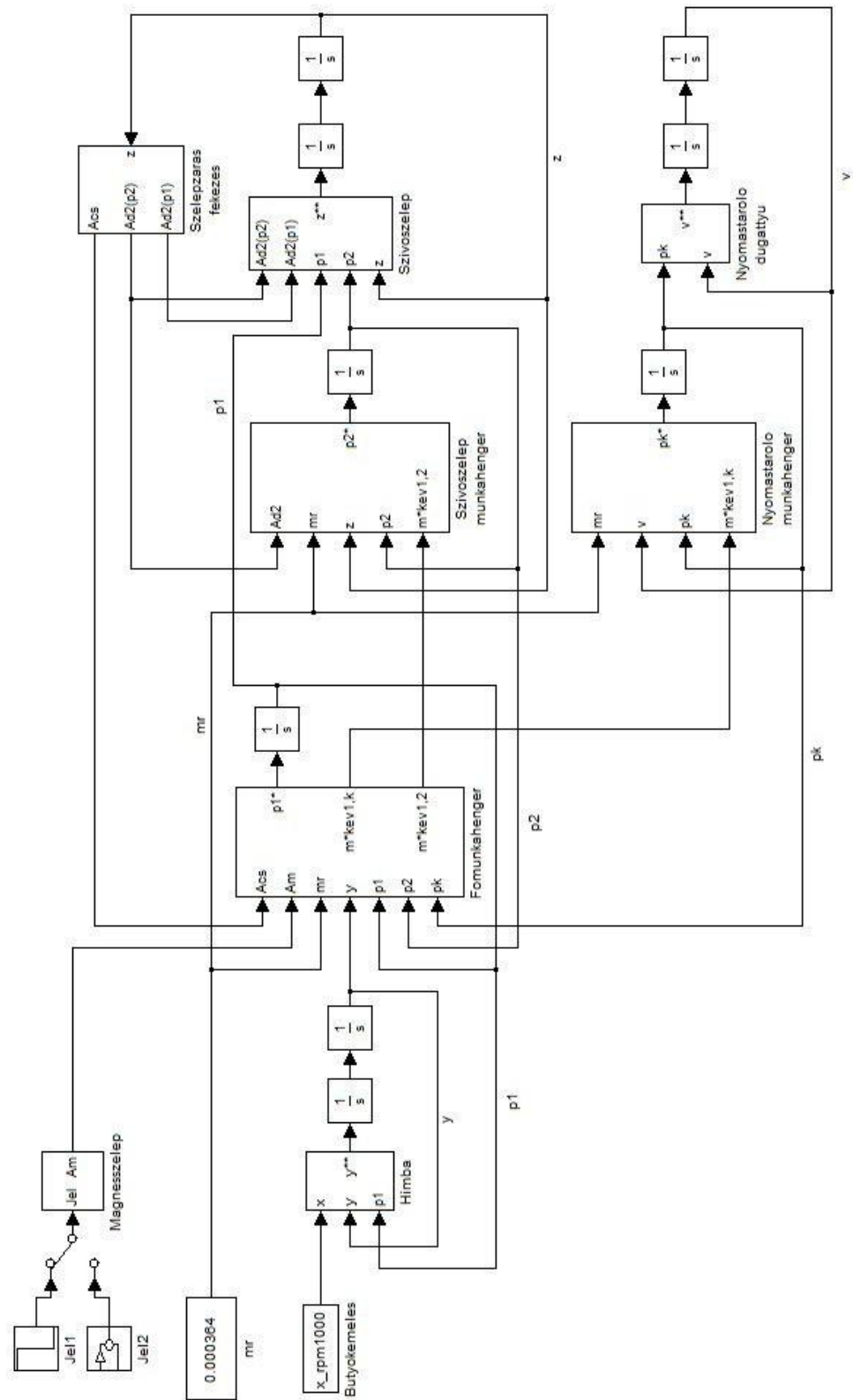
Nyomástároló munkahenger egyenletének paraméterei:	Jele:	Mértékegysége:	Értéke:
a nyomástároló munkahenger térfogata alaphelyzetben:	V0k	m ³	1,571E-05
a nyomástároló munkahenger dugattyújának átmérője:	dk	m	0,05
a nyomástároló munkahenger dugattyújának felülete:	Adk	m ²	0,001963
a nyomástároló munkahengerében uralkodó nyomás (kezdeti értékkel):	pk	Pa	500000
a levegő-motorolaj tömegarány (térfogatarányban 1%, 3%, 6%):	mr	-	0,0000577 0,000177 0,000364
a motorolaj sűrűsége:	pol	kg/m ³	865
a levegő hőmérséklete	T	K	353
a levegő gázállandója:	R	J/(kgK)	286,9
a beömlőcsatorna átmérője:	dm (min)	m	0
	dm (max)	m	0,028
a beömlőcsatorna keresztmetszete:	Am (min)	m ²	0
	Am (max)	m ²	0,00006
a beömlőcsatorna kontrakciós tényezője:	α	-	0,7
a nyomástároló munkahengerbe haladó tömegáram:	mke _{v1,k}	m ³ /s	-

18. ábra A nyomástároló munkahenger egyenletének paraméterei

3.6. A modell hibái, elhanyagolások

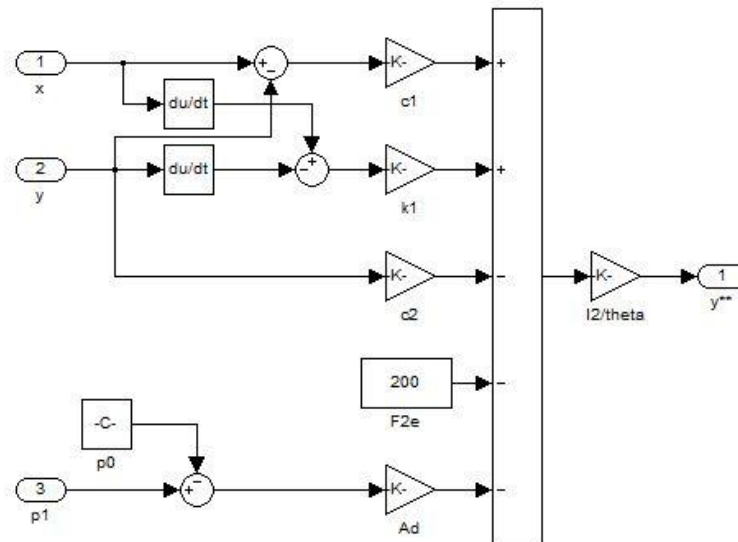
- a munkahengerekben lévő levegő a folyamat során továbbra is állandó hőmérsékletű, azaz izoterm állapotváltozáson megy keresztül
- a főmunkahenger egyenletében el van hanyagolva a szívószelep dugattyúja által okozott térfogatváltozás, de mivel ez kb. százada a főmunkahengerben lévő folyadék-levegő mennyiségnek, ezért ezzel nem tévedtem nagyot
- a mágnesszelep nyitása-zárása nem 0 időpillanat alatt következik be
- a munkahengerekben a dugattyúk súrlódásmentesen mozognak
- néhány paraméter becslése (pl. a kontrakciós tényező)
- a munkahengerek közötti tömegáramok számításakor mindig a főmunkahengerben lévő nyomás van figyelembe véve. Ez azért tehető meg, mert a keverék sűrűsége kb. 10 kg/m³-t változik csak (a 850 kg/m³-hez képest)
- a büttyökemelés egy 157 elemű vektorként van megadva, amely nem elég finom felosztás a nyomások számításához, ezért fogok kapni egy-két esetben irreálisan nagy nyomáscsúcsokat.

3.7. A Matlab Simulink modell

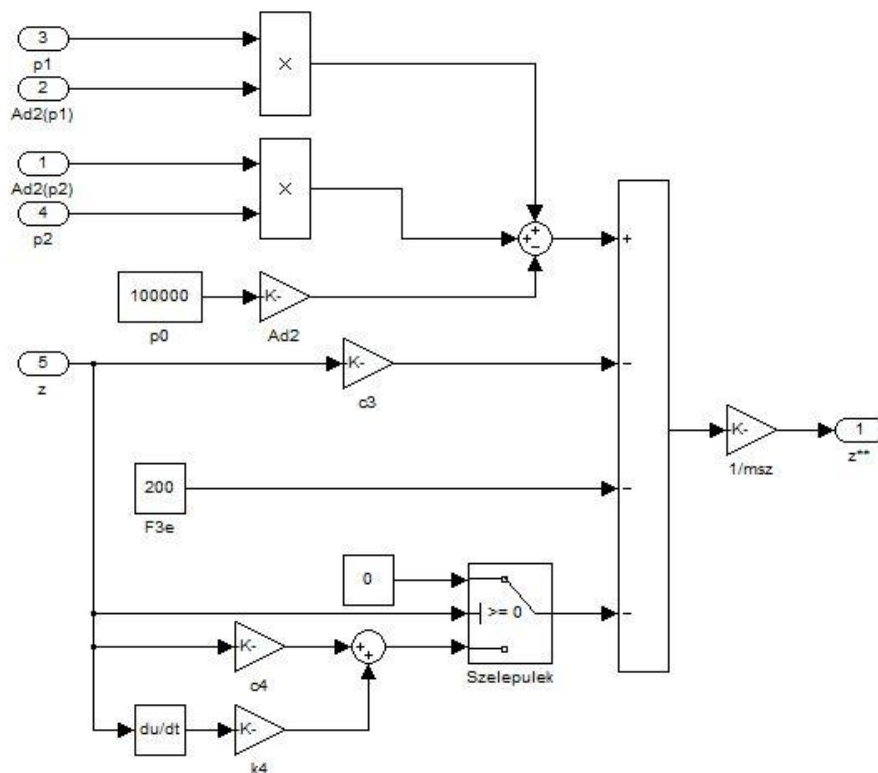


19. ábra A Simulink modell

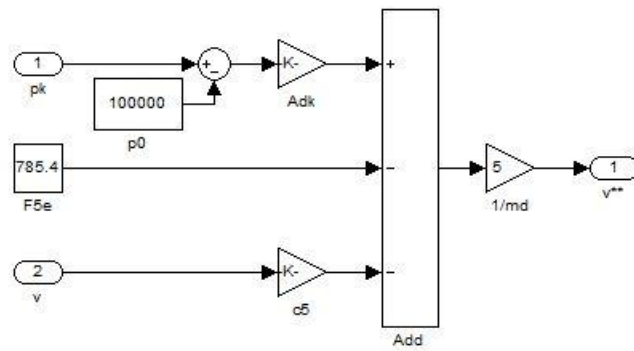
A Simulink modell 6 fő részből, és néhány segédreszből áll. A 6 fő részt a 3 gyorsulásra felírt differenciálegyenlet (himba, szívószelep, nyomástároló dugattyú) és a 3 nyomásváltozásra felírt differenciálegyenlet alkotja (főmunkahenger, szívószelep munkahenger, nyomástároló).



20. ábra A himba egyenletének Simulink modellje

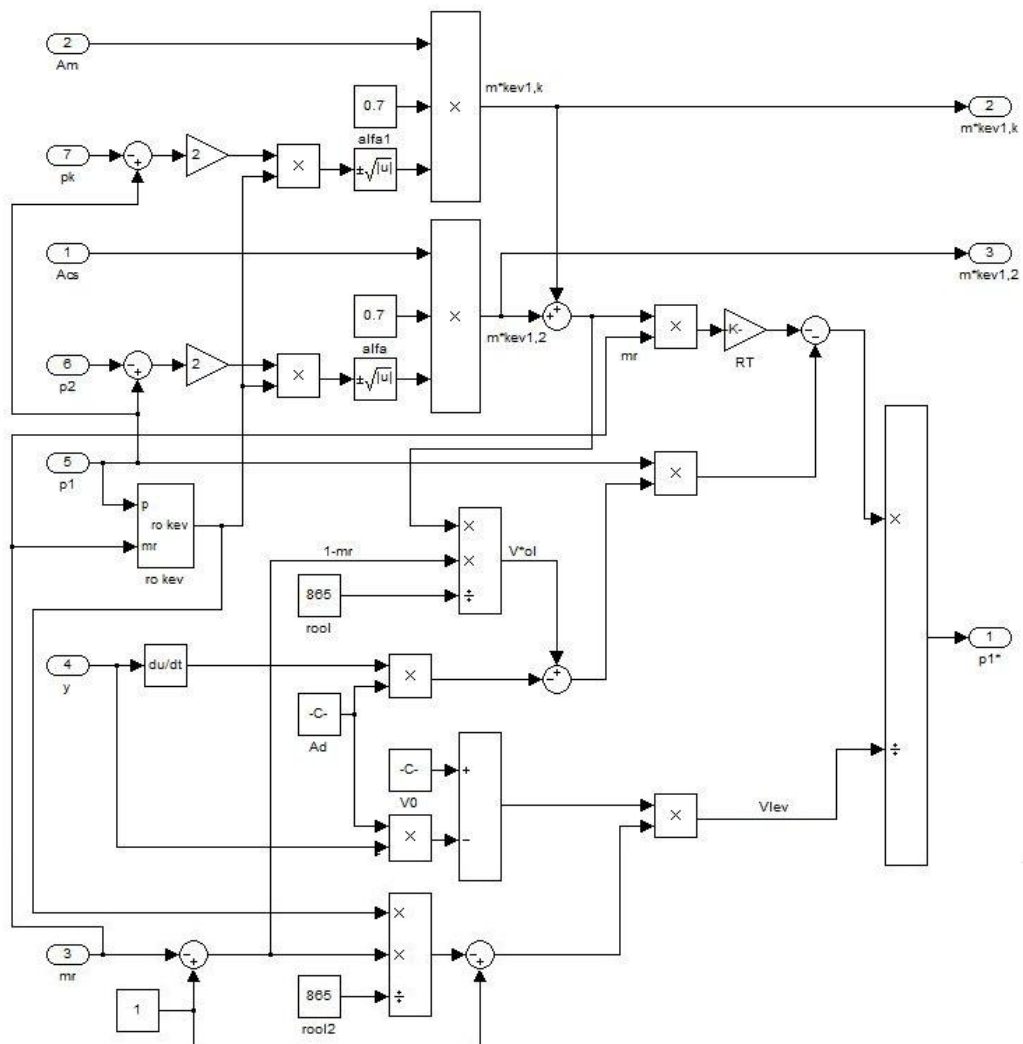


21. ábra A szívószelep egyenletének Simulink modellje



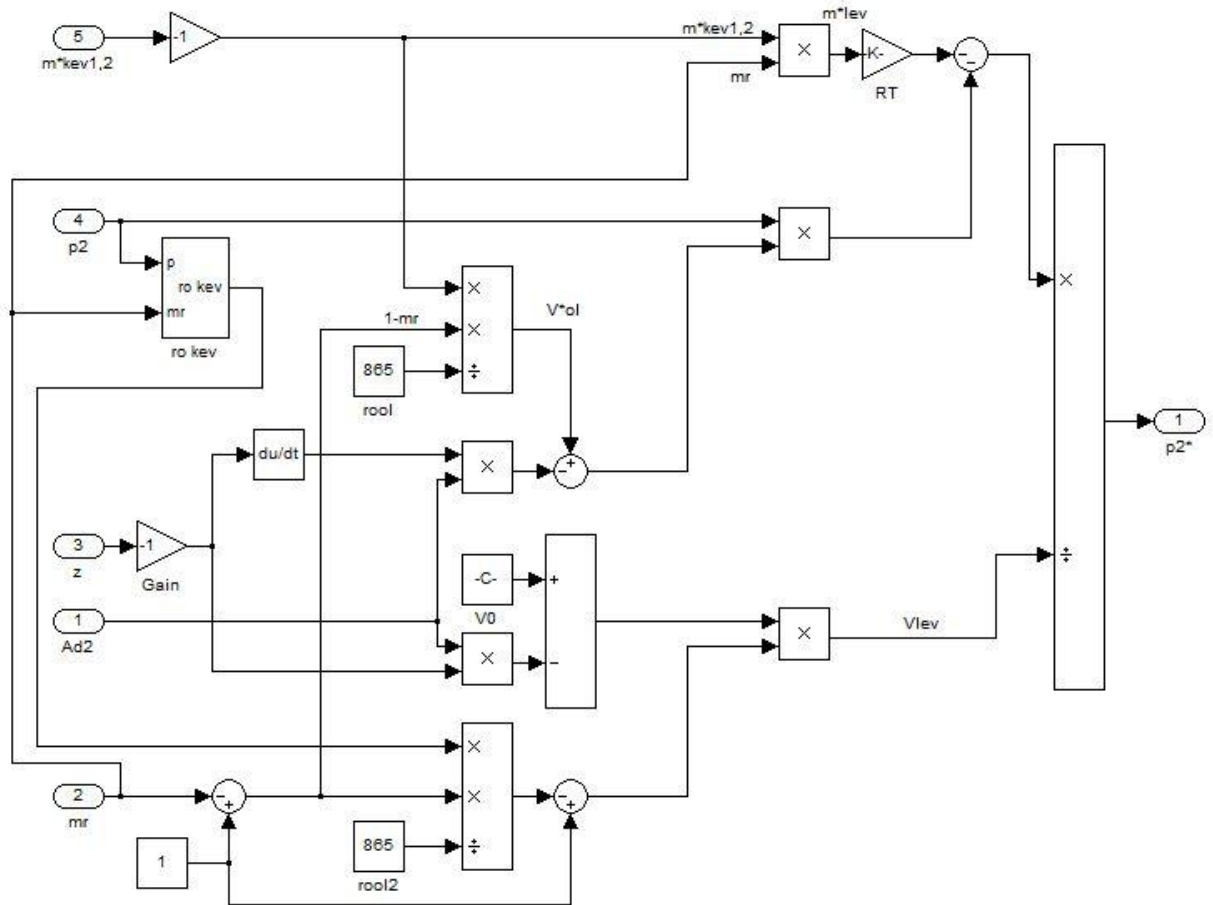
22. ábra A nyomástároló dugattyú egyenletének Simulink modellje

A munkahengerek közötti tömegáramot a főmunkahenger differenciálegyenlete számolja, a másik két munkahenger alrendszer csak átveszi ezt az értéket (természetesen negatív előjellel).

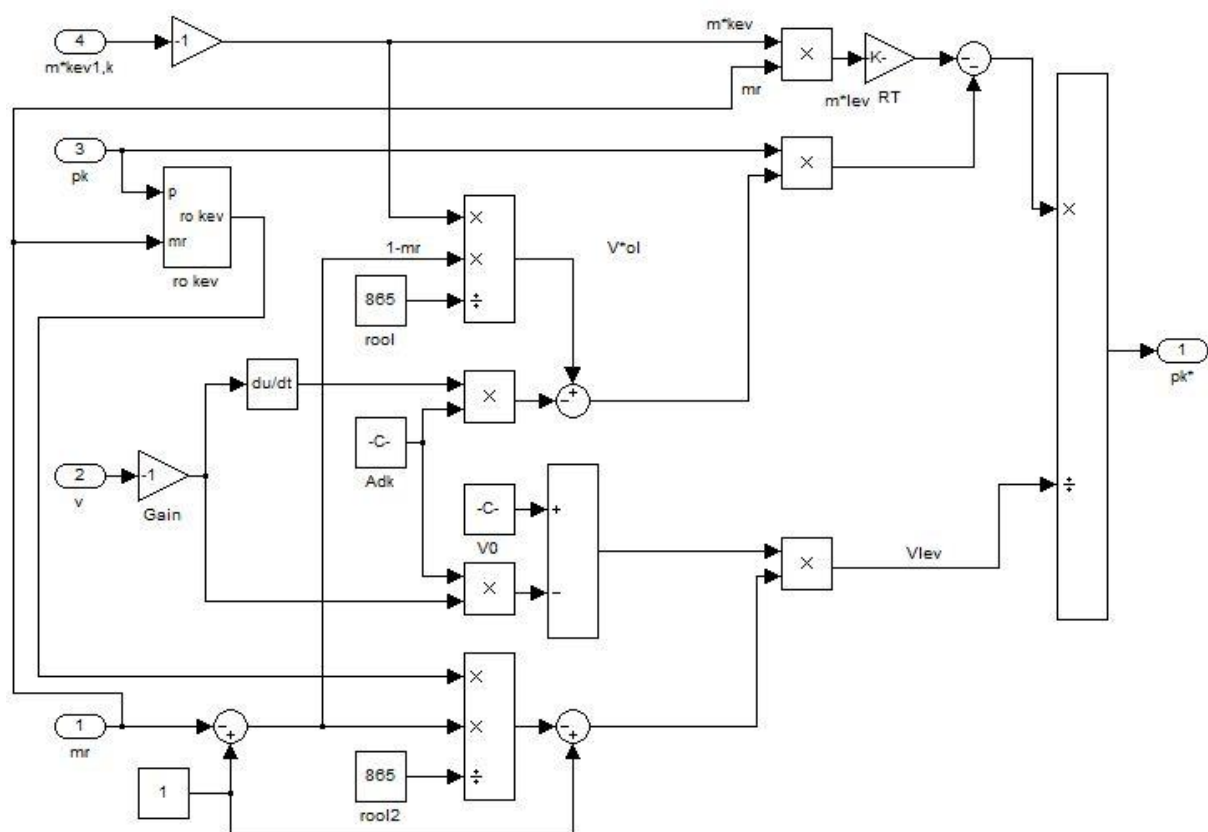


23. ábra A főmunkahenger egyenletének Simulink modellje

A szívószelep munkahenger differenciálegyenletében a dugattyú felületét változtatni kell, hiszen amikor a dugattyú lezárja az egyik csatornát, azzal a rá ható erők felülete is csökken. Ezzel a megoldással viszont ebben a munkahengerben mindig helyesen van kiszámolva a közeg térfogata (szemben a főmunkahengerben számolttal, amit már említettem a modellben alkalmazott elhanyagolásoknál).

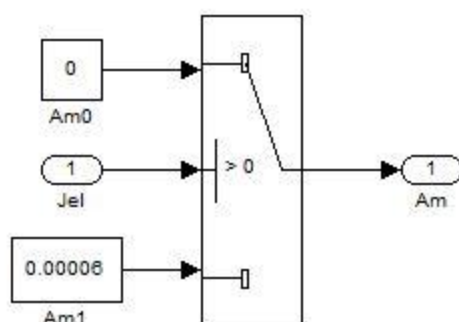


24. ábra A szívószelep munkahenger egyenletének Simulink modellje



25. ábra A nyomástároló munkahenger egyenletének Simulink modellje

A mágnesszelep alrendszer a főmunkahenger és a nyomástároló közötti csatorna keresztmetszetét változtatja, a bemenő „Step” függvény jelének megfelelő időpontban (0 és 0.00006 m² között).



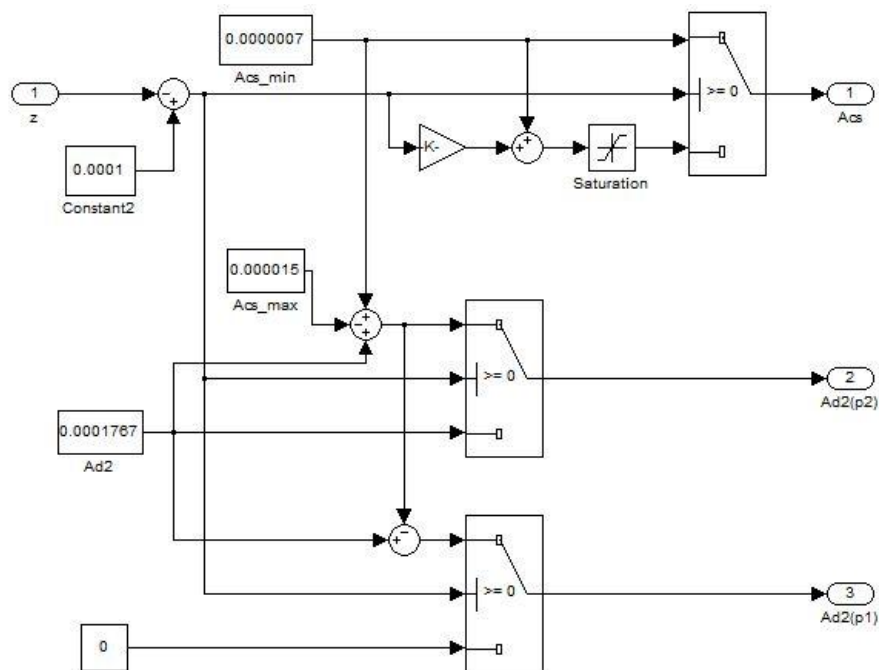
26. ábra A mágnesszelep Simulink modellje

Az új modell legfontosabb eleme viszont a főmunkahenger és a szívószelep munkahengere közötti csatorna keresztmetszetének változtatását megvalósító alrendszer.

Először ennek a csatornának a keresztmetszete is csak két értéket vehetett fel, de ebben az esetben irreálisan nagy nyomások jöttek létre korai szívószelep záraskor a szívószelep munkahengerében (~4000 bar). Ezért ezt a keresztmetszet változást finomítani kellett (a valóságban sem lehet 0 idő alatt nyitni, vagy zárni egy csatornát).

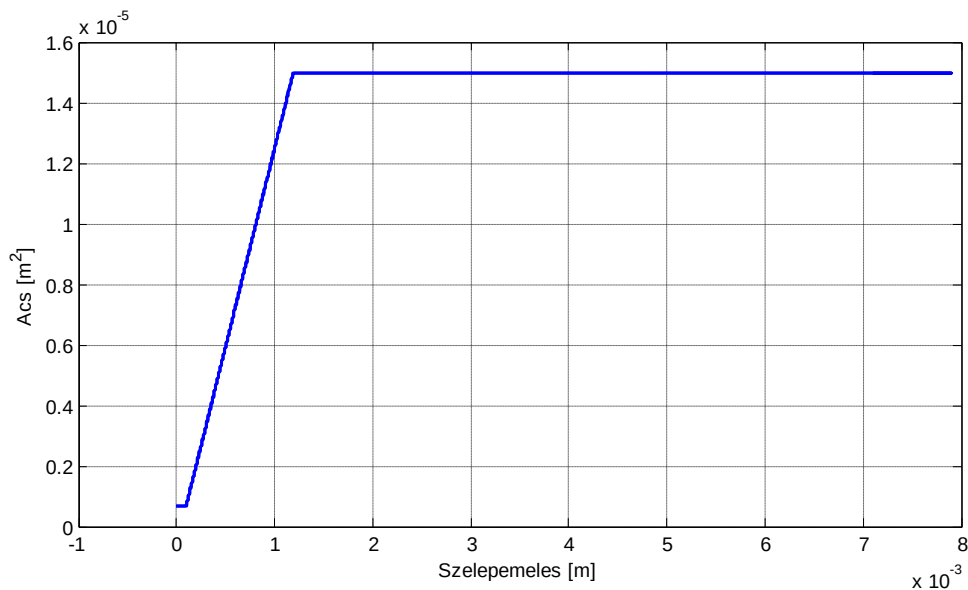
Figyelembe véve, hogy kis szelepemelésnél, amikor a dugattyú még épp nem zárja a kiömlőcsatornát, ennek a csatornának a keresztmetszete megegyezik annak a hengernek a palástjával, mely a csatorna kezdete és a dugattyú felső felülete között van.

Így ezen a szakaszon egy lineáris összefüggés érvényes a szívószelep lökete és a csatorna keresztmetszete között. (A Saturation elem maximalizálja a keresztmetszetet.)



27. ábra A szívószelep zárásakor bekövetkező csatorna keresztmetszet csökkenést megvalósító Simulink modell

Ugyanez az alrendszer állítja be a szívószelep munkahenger dugattyújának azt a keresztmetszetét, melyre p_2 hat.



28. ábra A szívószelep tápcsatornájának keresztmetszete a szívószelep löketének függvényében

A 29. ábra a szimulációk futtatásakor alkalmazott Solver beállításokat tartalmazza. A 10^{-5} relatív tolerancia beállításnál finomabbra nem volt szükség, az eredmény nem lett észlelhetően pontosabb. Az ode45 megoldó algoritmus pedig megfelelő sebességgel számolt, eredményei pedig elfogadhatóak.

Simulation time	
Start time: 0.0	Stop time: 0.0172
Solver options	
Type: Variable-step	Solver: ode45 (Dormand-Prince)
Max step size: auto	Relative tolerance: 1e-5
Min step size: auto	Absolute tolerance: auto
Initial step size: auto	Shape preservation: Disable all
Number of consecutive min steps: 1	
Tasking and sample time options	
Tasking mode for periodic sample times: Auto	
☐ Automatically handle rate transition for data transfer ☐ Higher priority value indicates higher task priority	
Zero-crossing options	
Zero-crossing control: Use local settings	Algorithm: Nonadaptive
Time tolerance: 10*128*eps	Signal threshold: auto
Number of consecutive zero crossings: 1000	

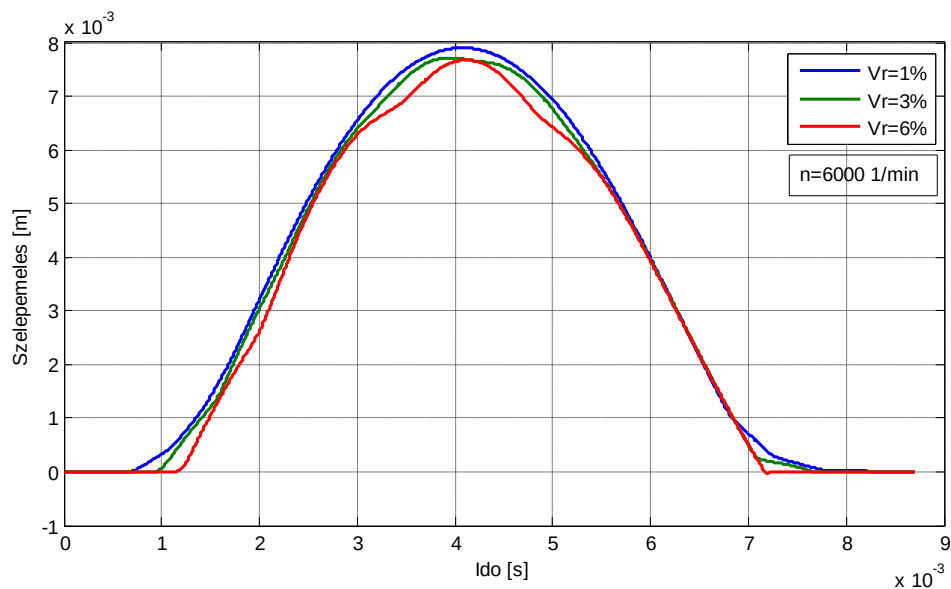
29. ábra A szimulációk során alkalmazott Solver beállítások

4. Szimulációs eredmények

Tekintettel, hogy ennek a dolgozatnak véges hosszúságának kell lennie, így csak a fontosabb információkkal bíró szimulációkat mutatom be ebben a fejezetben.

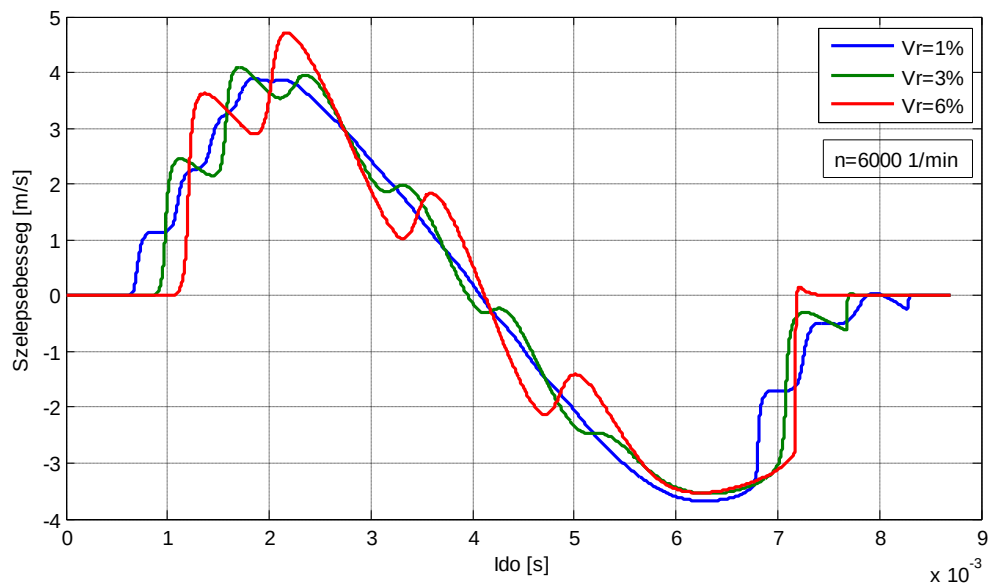
4.1. Teljes szelepnyitás

A 30-31. diagramokon a fékezés nélküli szelepnyitást és szelepsebességeket láthatjuk 6000 1/min-nél (nagy fordulatszámon látványosabb).



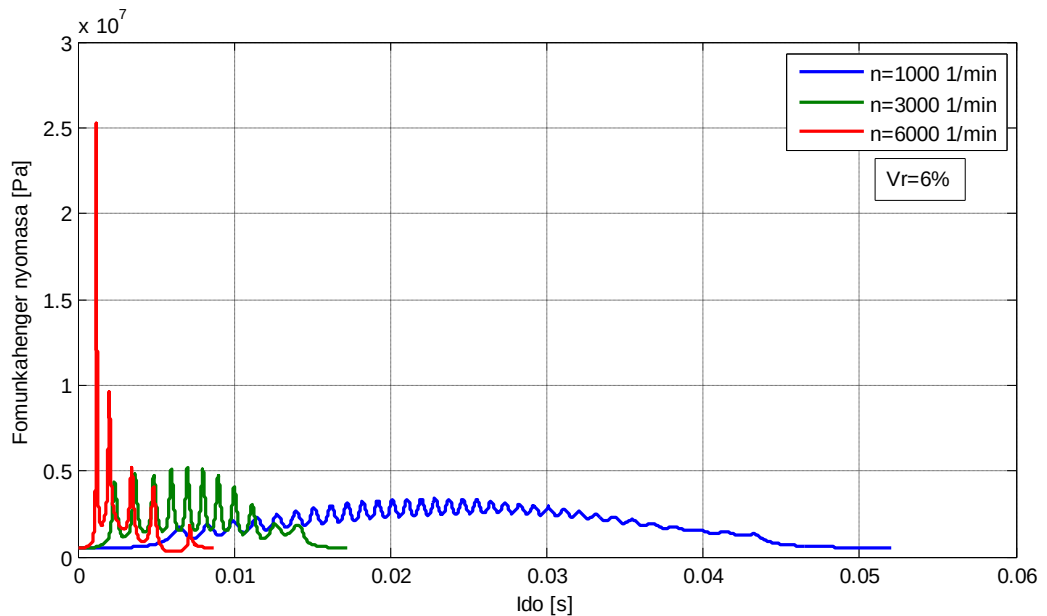
30. ábra Teljes szelepnyitás szelepzárás-fékezés nélkül

Fékezés nélkül a zárási szelepsebesség a 3 m/s-et is elérheti, ez húszszorosa a megengedhető értéknek. Ez a sebesség viszont erősen függ a motorolaj gáztartalmától.



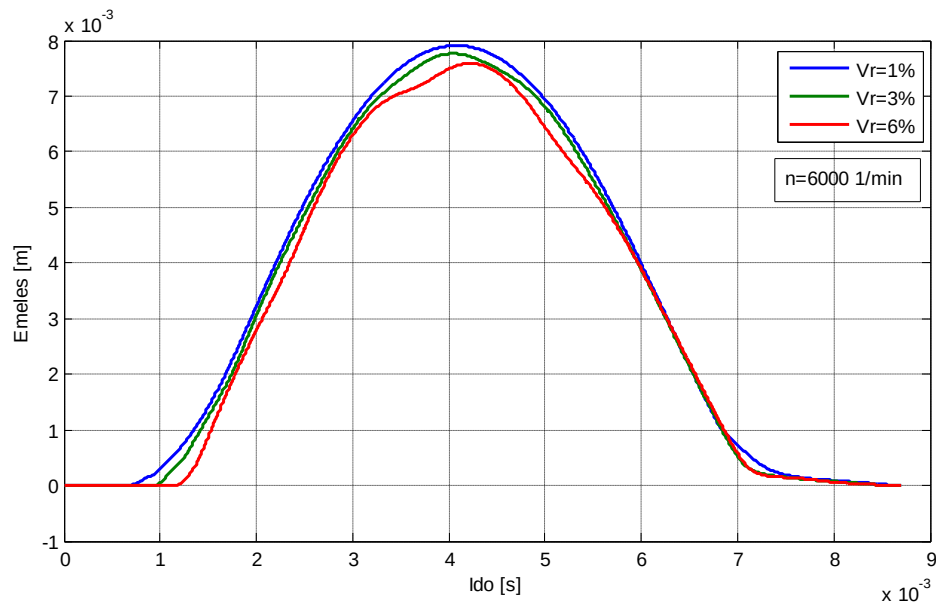
31. ábra Szelepsebességek teljes szelepnyitásnál (szelepzárás-fékezés nélkül)

Az új, többmunkahengeres modellnél lényegesen nagyobb nyomások is megjelennek, főleg nagy fordulatszámokon, ahol kevesebb ideje van a tömegáramnak kialakulnia a két munkahenger között. Tekintve, hogy egy Common Rail rendszerben akár 2000 bar nyomás is lehet, így ezek a nyomások még nem jelentenek megvalósíthatósági problémákat.



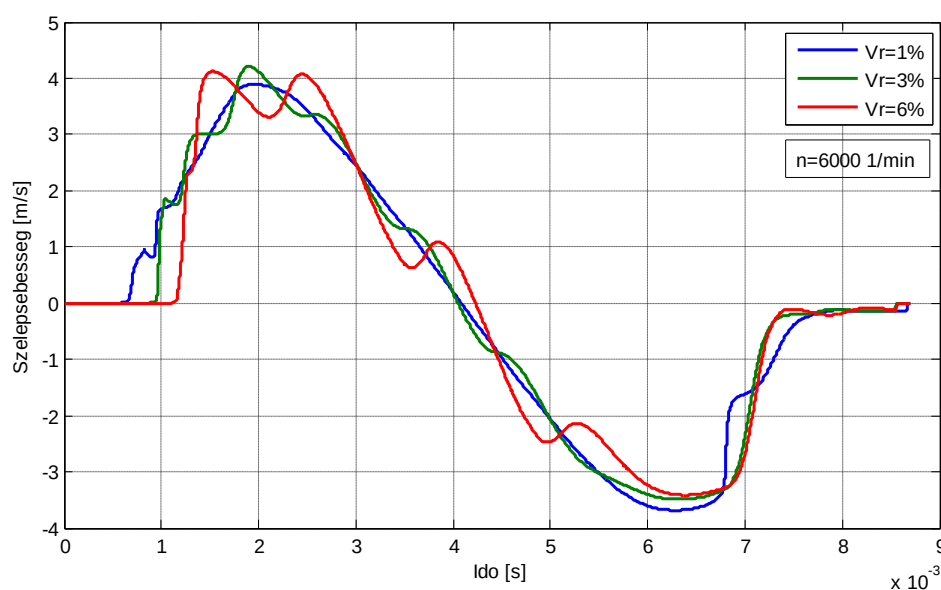
32. ábra A munkahenger nyomása teljes szelepnyitásnál (szelepzárás fékezés nélkül)

Az iterálással kapott csatornaátmérőkkel nagyon szépen be lehetett állítani a zárási szelepsebességet (maximum 0,15 m/s). Látható az is, hogy a motorolaj gáztartalmának ilyen mértékű változása nem igazán zavarja a szelepszárast. Ez könnyen belátható matematikailag is, hiszen az átömlőcsatornában a térfogatáram elsősorban a sűrűségtől függ, a motorolaj kis gáztartalma pedig nagyon kis mértékben változtatja a közeg sűrűségét.



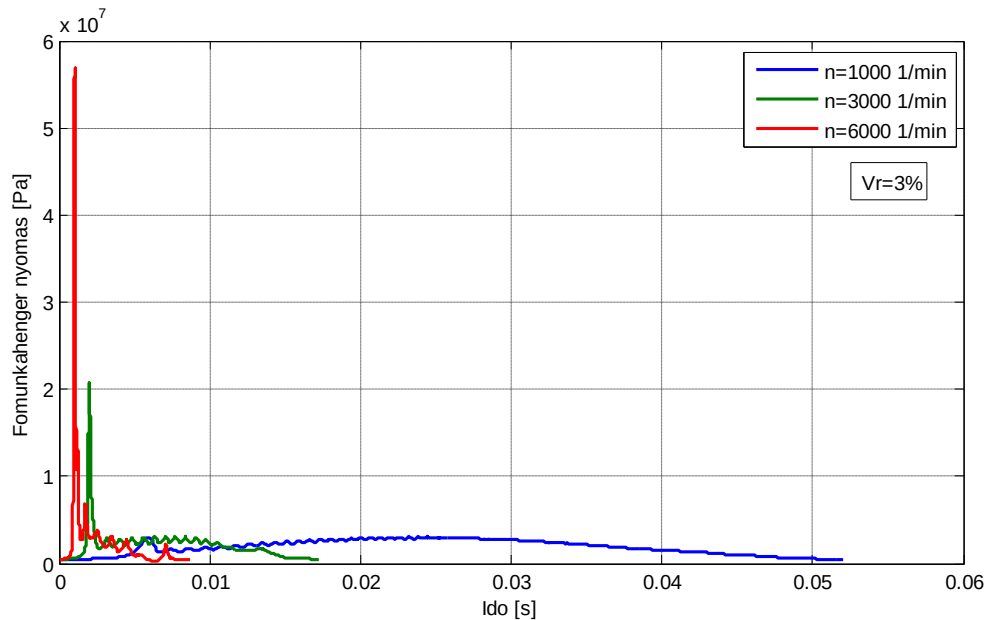
33. ábra Teljes szelepnyitás fékezéssel különböző levegő-olaj térfogatarányok mellett

A szelepnyitási idők méretezésénél azonban itt ügyelni kell arra, hogy a szelepszárás kis mértékben elhúzódik.



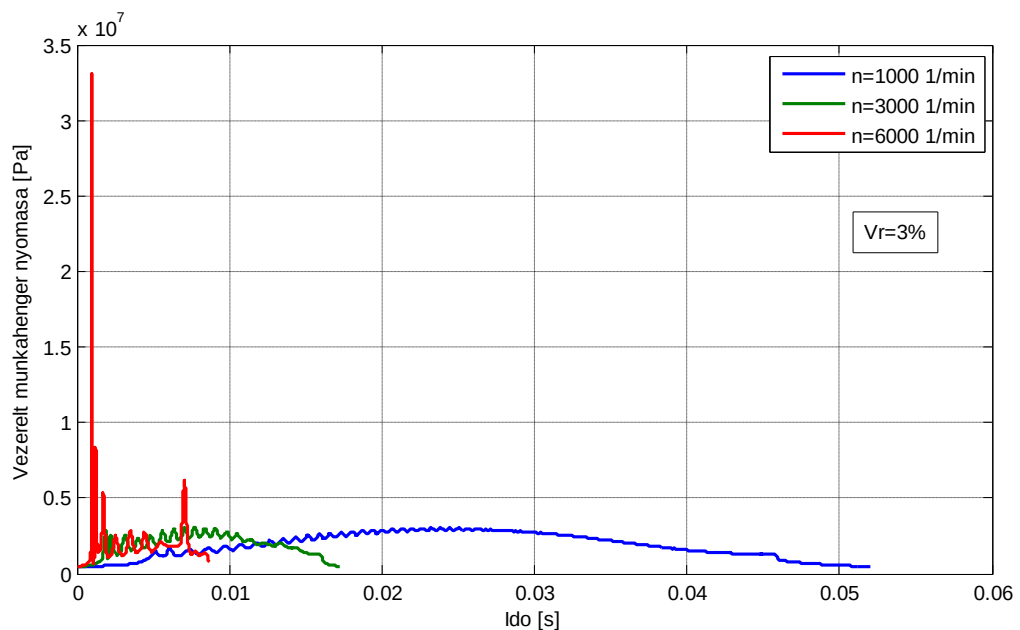
34. ábra Szelepsebességek teljes szelepnyitásnál (fékezéssel)

A munkahengerek és csatornák falának méretezéséhez fontos a munkahengerekben kialakuló nyomások ismerete. A 35. diagramon látható, hogy a kis szelepnyitásnál lévő szűk csatornakeresztmetszet miatt igen jelentősen megnő a munkahengerek nyomása.



35. ábra A főmunkahenger nyomásának alakulása teljes szelepnyitásnál

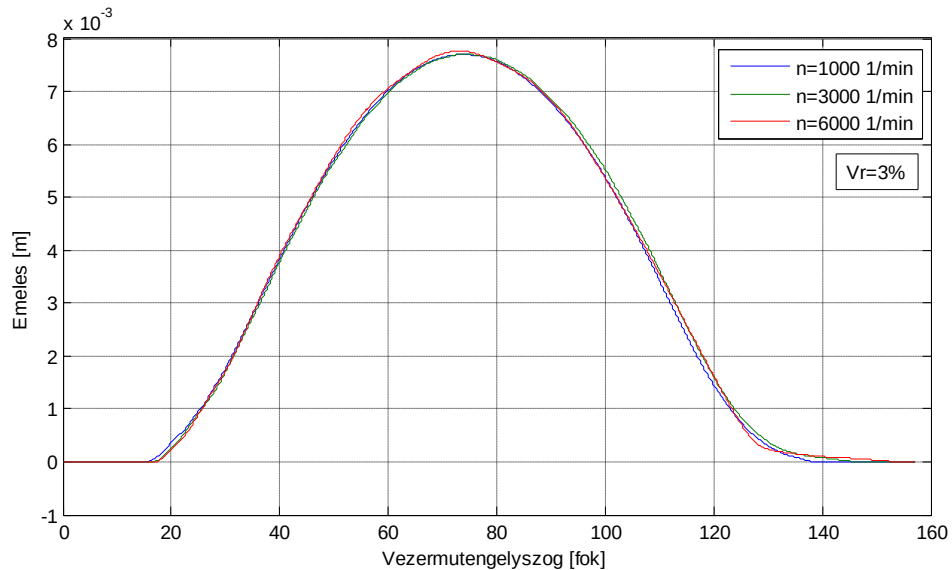
Ugyanez a nyomásmaximum kissé tompítva a szívószelep munkahengerében is megjelenik.



36. ábra A szívószelepet mozgató munkahenger nyomásának alakulása teljes szelepnyitásnál

Különböző fordulatszámú görbék összehasonlításához a szelepnyitást már a vezérműtengely szögelfordulásának a függvényében kell ábrázolni.

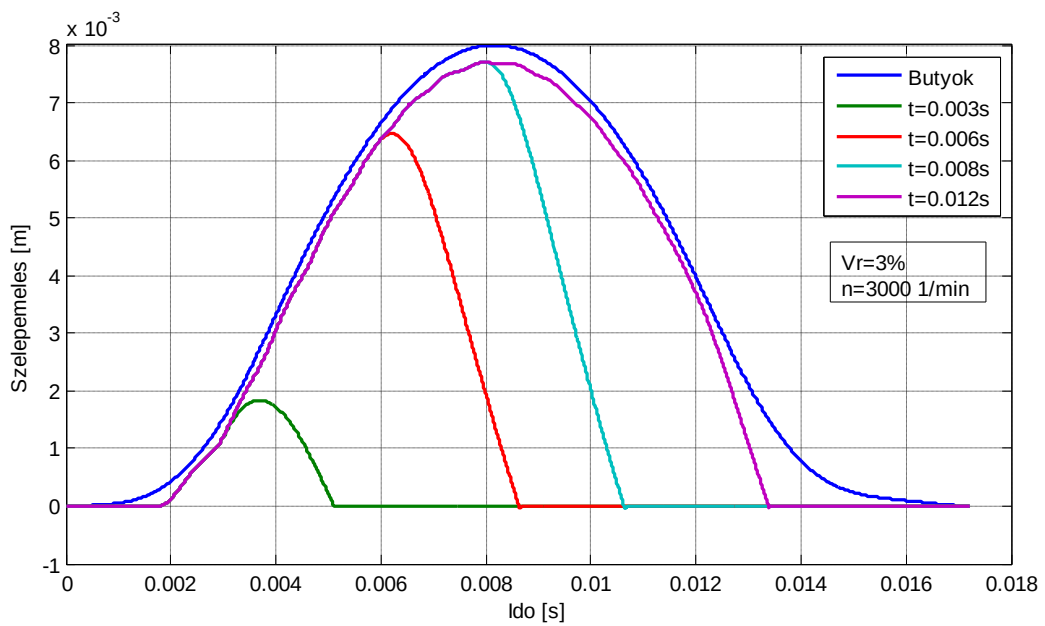
Megfigyelhető, hogy a szelepnyitások a szelepszárási időn kívül nem jelentősen különböznek egymástól.



37. ábra Teljes szelepnyitás különböző fordulatszámokon

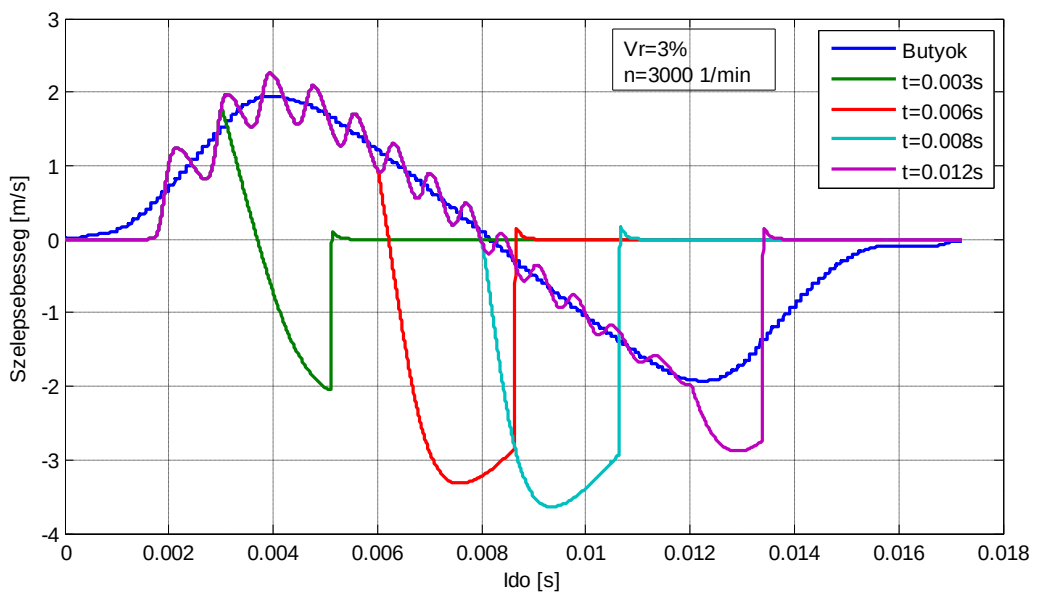
4.2. Korai szívószelep zárás

A túl nagy sebességű szelepbecsapódás veszélye még nagyobb korai szívószelep zárásnál, hiszen ilyenkor lényegében csak a szeleprugó határozza meg a szelep mozgását (mindössze az átömlőcsatorna kontrakciója fékezi).



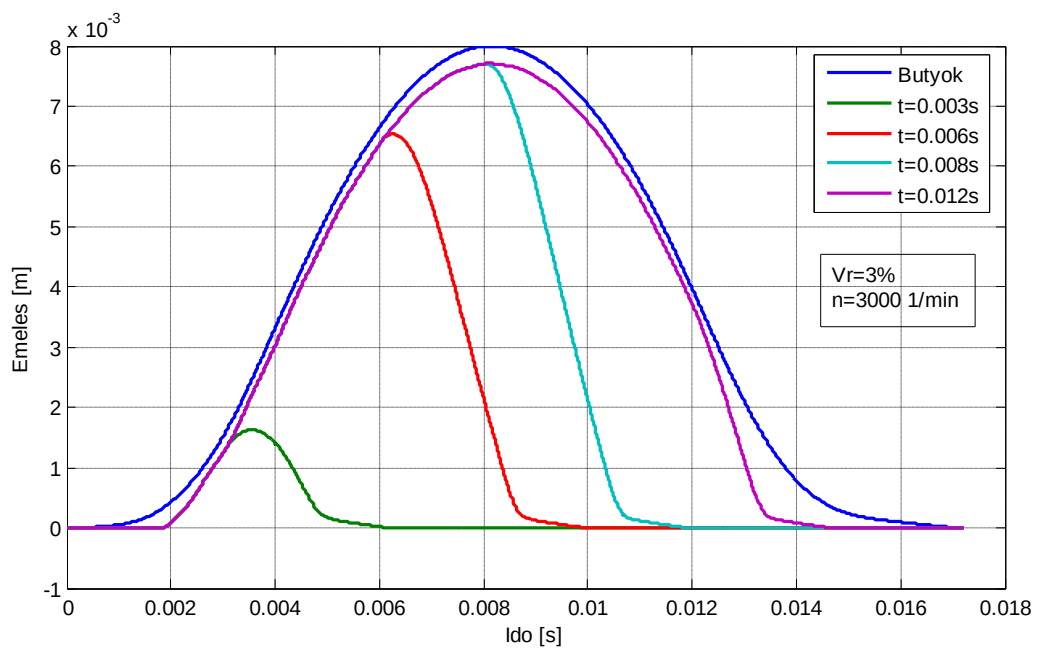
38. ábra Korai szívószelep zárás (fékezés nélkül)

Fékezés nélkül itt már 3%-os gáztartalomnál is kialakul a megengedhetónél hússzor nagyobb zárási szelepsebesség (39. ábra)



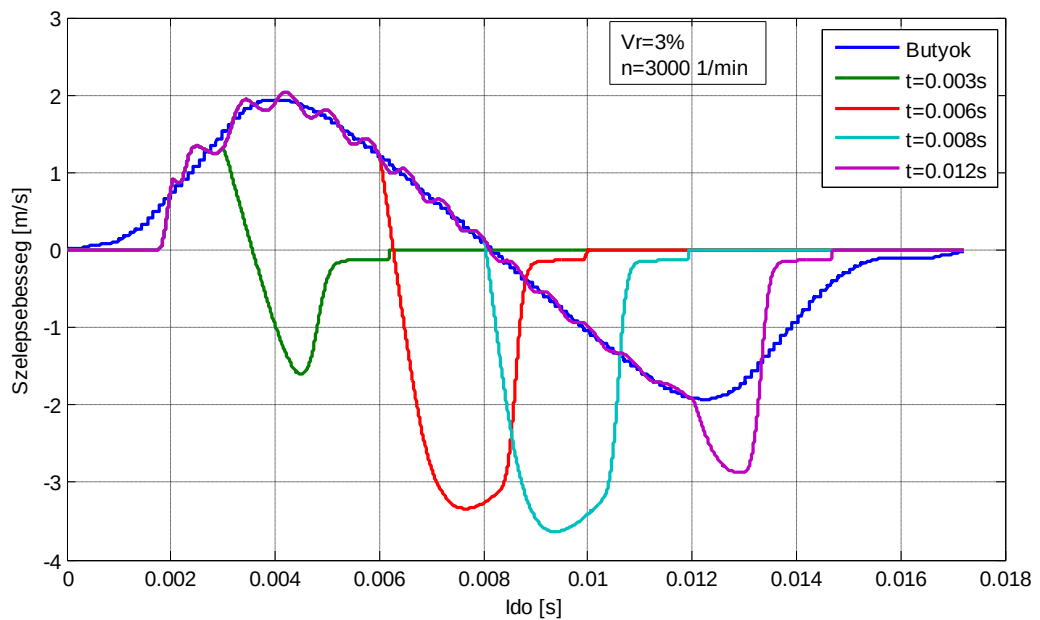
39. ábra Szelepsebességek fékezés nélküli korai szívószelep zárásnál

A teljes szelepnyitásnál alkalmazott átömlési csatorna keresztmetszetekkel viszont itt is nagyon szépen lefékeződik a szívószelep a szeleplékre való felfekvése előtt (40. ábra).



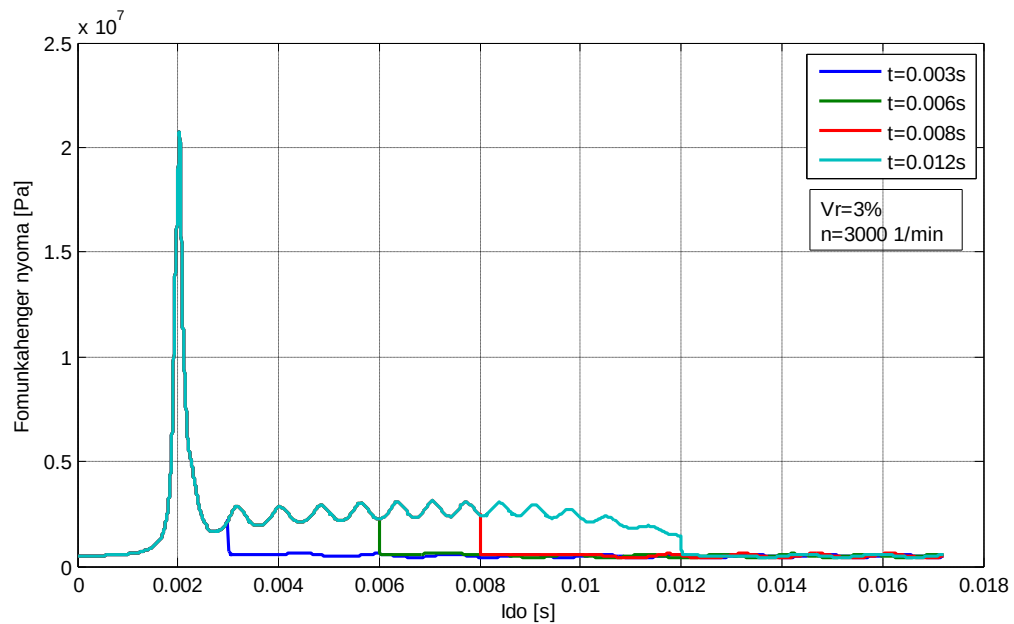
40. ábra Korai szívószelep zárás, fékezéssel

A szelepsebességeket ábrázoló 41. diagramon látszik is, hogy a zárás előtti sebesség mindig ugyanakkora, függetlenül attól, hogy mikor nyitjuk ki a mágnesszelepet (azaz milyen magasról kezd el zuhanni a szívószelep).



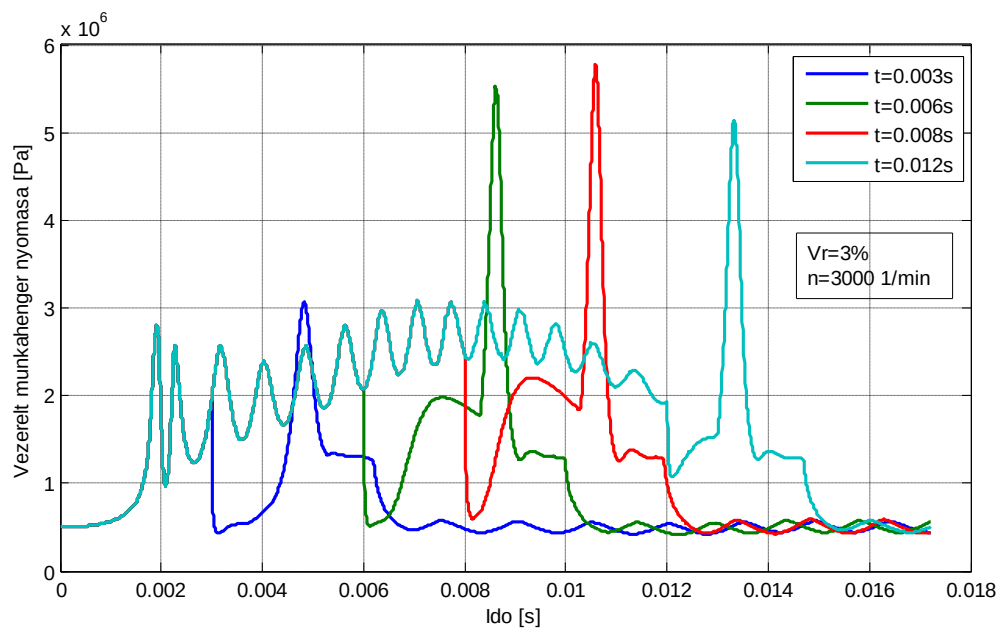
41. ábra Szelepsebességek fékezéskorai szívószelep zárásnál

A szívószelep nyitása előtt itt is megjelenik egy 210 bar-os nyomáscsúcs, ez magasabb fordulatszámon még nagyobb is lehet (42. ábra).



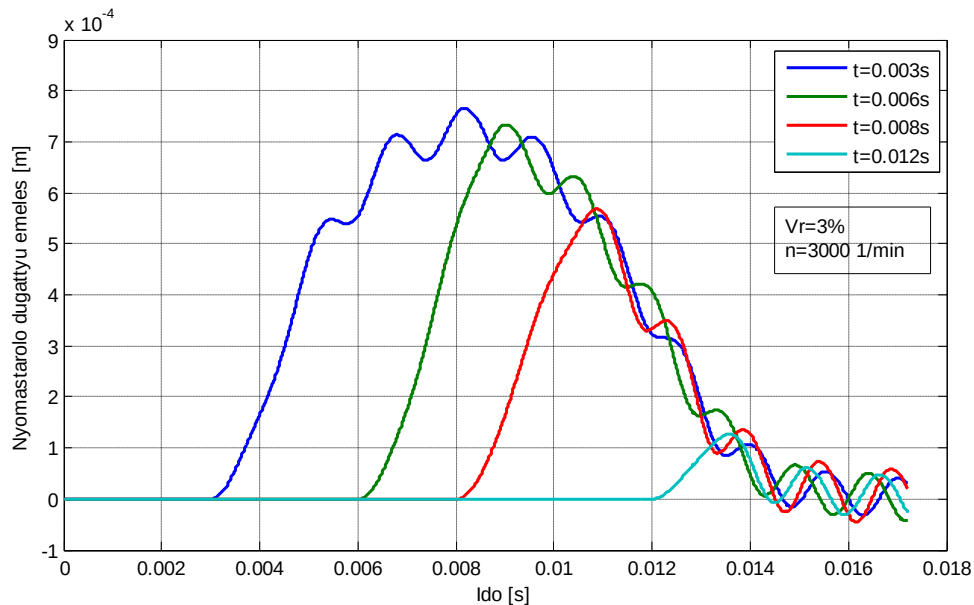
42. ábra A főmunkahenger nyomásának alakulása fékezéses korai szívószelep zárásnál

A szívószelep munkahengerében is megjelenik egy nyomáscsúcs a szívószelep fékezésének kezdetén (43. ábra). Ez a nyomás lenne két nagyságrenddel nagyobb, ha csatornakeresztmetszet változása 0 időpillanat alatt következne be (itt volt szükség a modell finomítására).



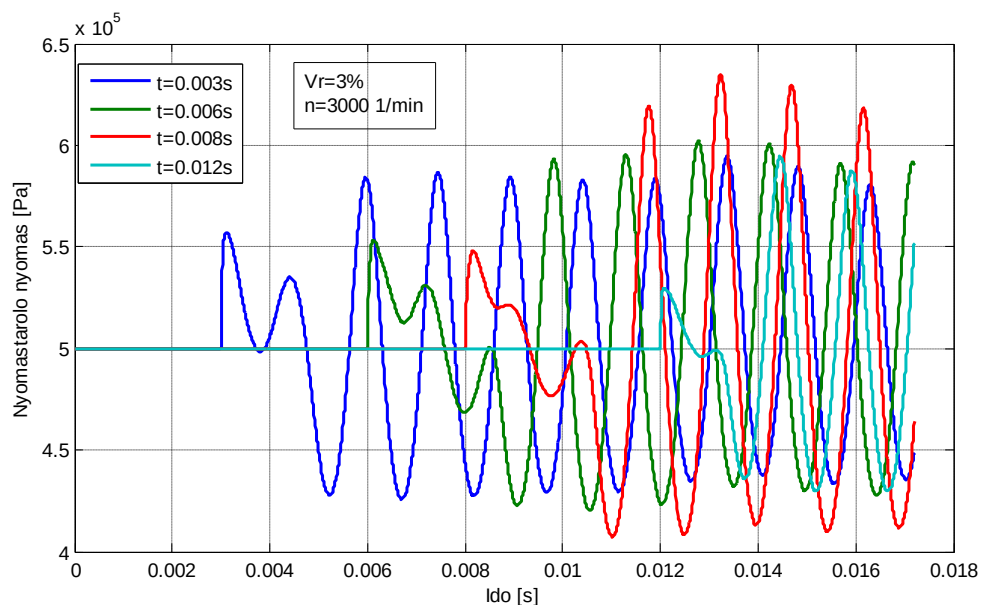
43. ábra A szívószelep munkahenger nyomásának alakulása fékezéses korai szívószelep zárásnál

A nyomástároló dugattyú mozgását mutatja a következő diagram. Mivel a dugattyú mozgását semmi sem csillapítja, így a szelepnyitási ciklus végén a dugattyú lengése megmarad (a rugó-légrugó kapcsolat miatt).



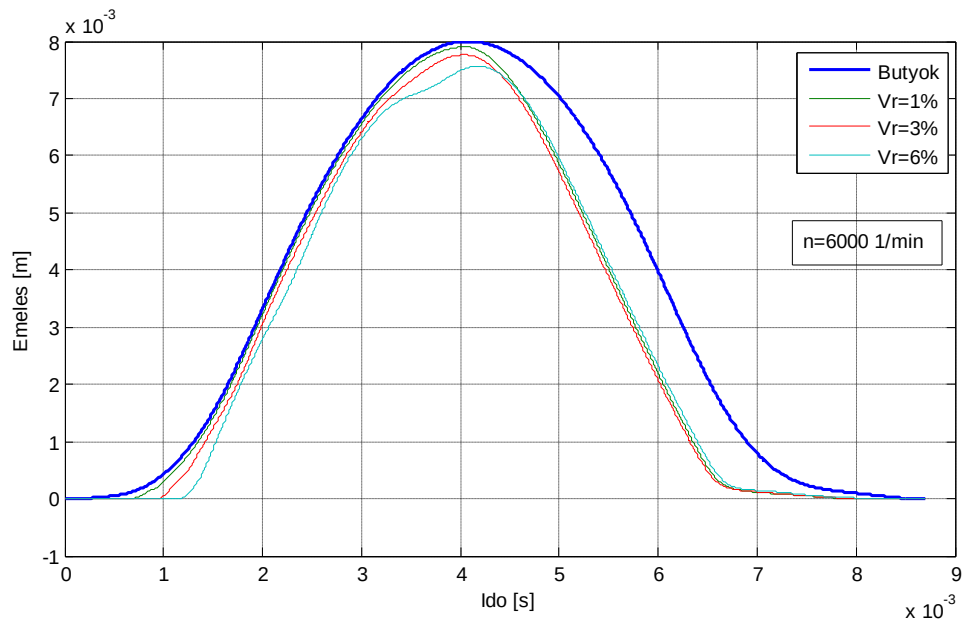
44. ábra A nyomástároló dugattyú mozgása korai szívószelep zárásnál

Hasonló információtartalommal bír a nyomástárolóban fellépő nyomáslefutást mutató 45. diagram is. Itt kiugró nyomásértékek nem fordulnak elő, de a viszonylag lágy rugó alkalmazásával ezt is kívántam elérni. Méretezés szempontjából fontos, hogy 6,5 bar-nál nem alakul ki nagyobb nyomás ebben a munkahengerben.



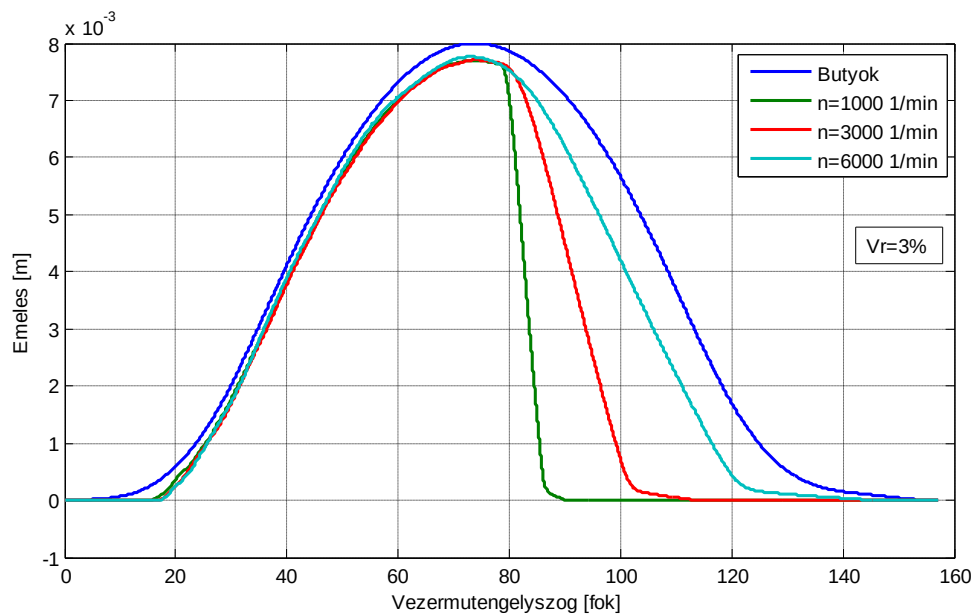
45. ábra A nyomástároló nyomásának alakulása korai szívószelep zárásnál

Ha összehasonlítjuk különböző gáztartalomnál a korai szívószelep zárások görbéit (46. ábra), hasonló eredményre jutunk, mint teljes szelepnýtásnál, a gáztartalom nincs hatással a szelepszárásra. A továbbiakban a gáztartalom hatását ezért nem is fogom vizsgálni.



46. ábra Fékezéses korai szívószelep zárás, különböző levegő-olaj térfogatarányok mellett

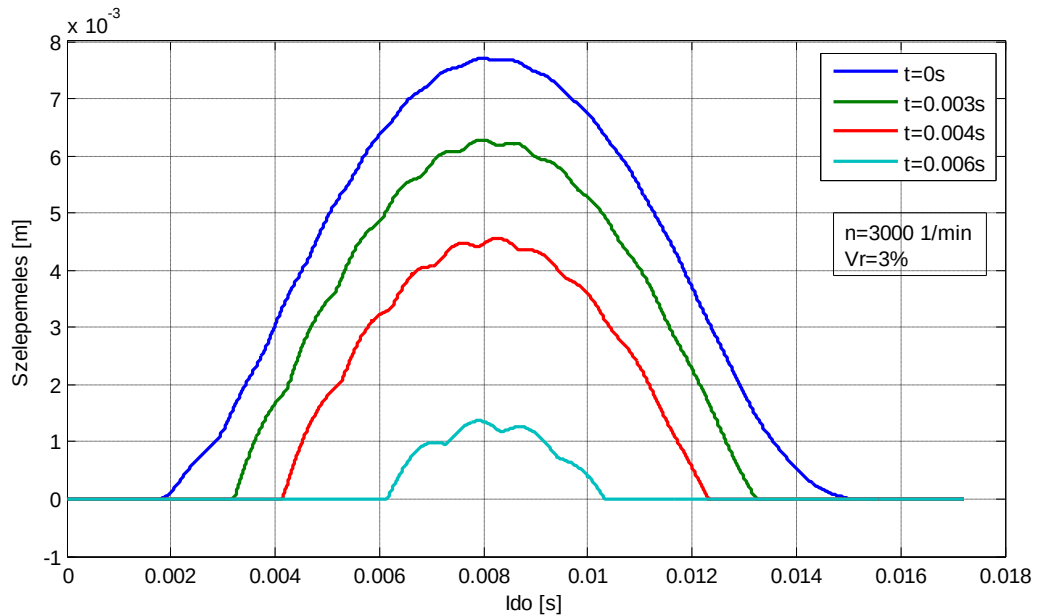
Különböző fordulatszámoknál történő összehasonlításnál jól megfigyelhető a 47. ábrán, hogy a vezérműtengely szögelfordulásának függvényében ugyanakkor nyitó mágnesszelep esetén mennyivel jobban elhúzódik a szelep zárása.



47. ábra Korai szívószelep zárás, fékezéssel, különböző fordulatszámokon

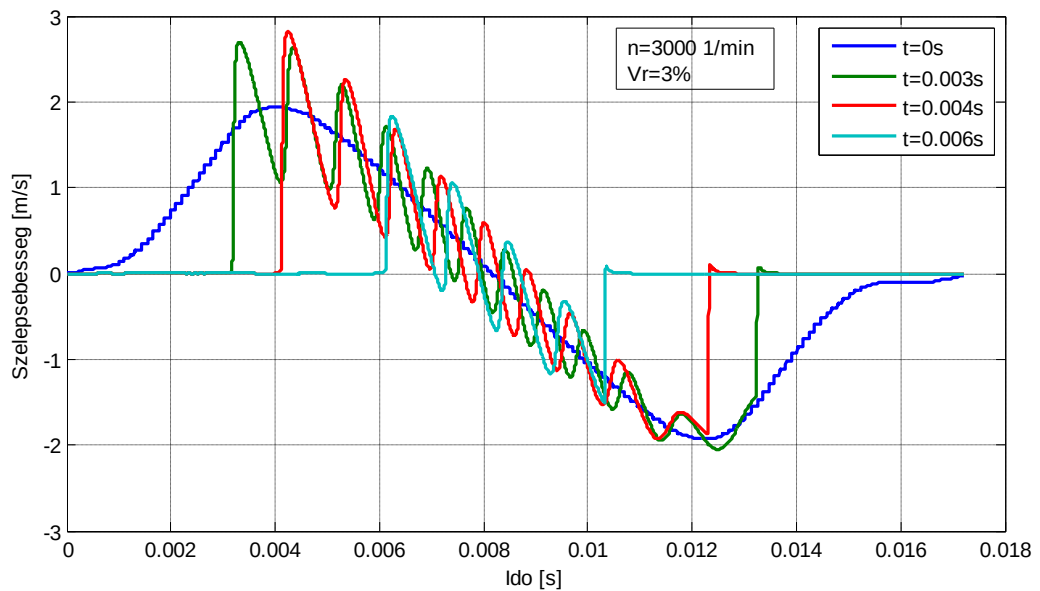
4.3. Kései szívószelep nyitás

Ahogy az előző két fejezetben, először itt is vizsgáljuk meg a fékezés nélküli szelepnnyitásokat és szelepsebességeket (48-49. ábra).



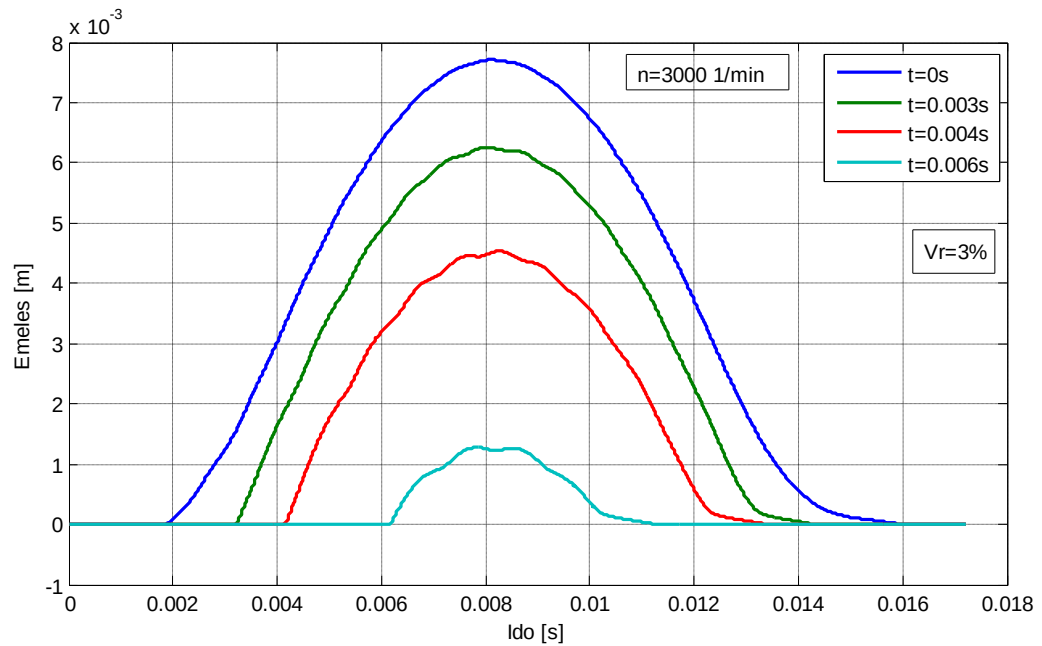
48. ábra Kései szívószelep nyitás, fékezés nélkül

Ahogy eddig, itt is nagyon magas sebességgel csapódik be a szívószelep a szeleptülékre.



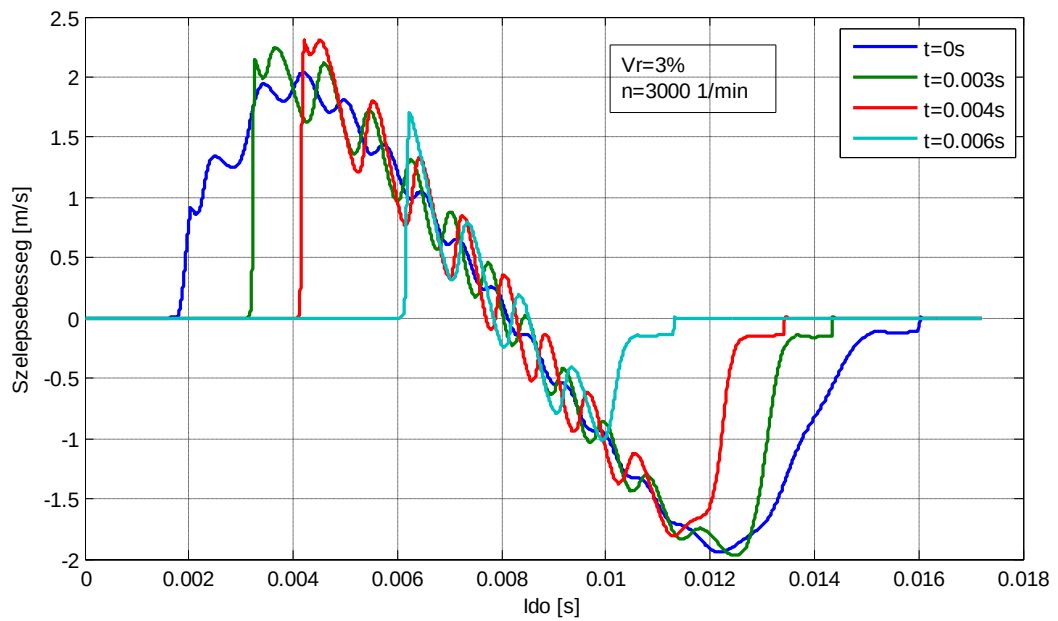
49. ábra Szelepsebességek fékezés nélküli kései szívószelep nyitásnál

Ugyanezek a diagramok keresztmetszet szűkítéssel a következőképpen néznek ki (50-51. ábra):



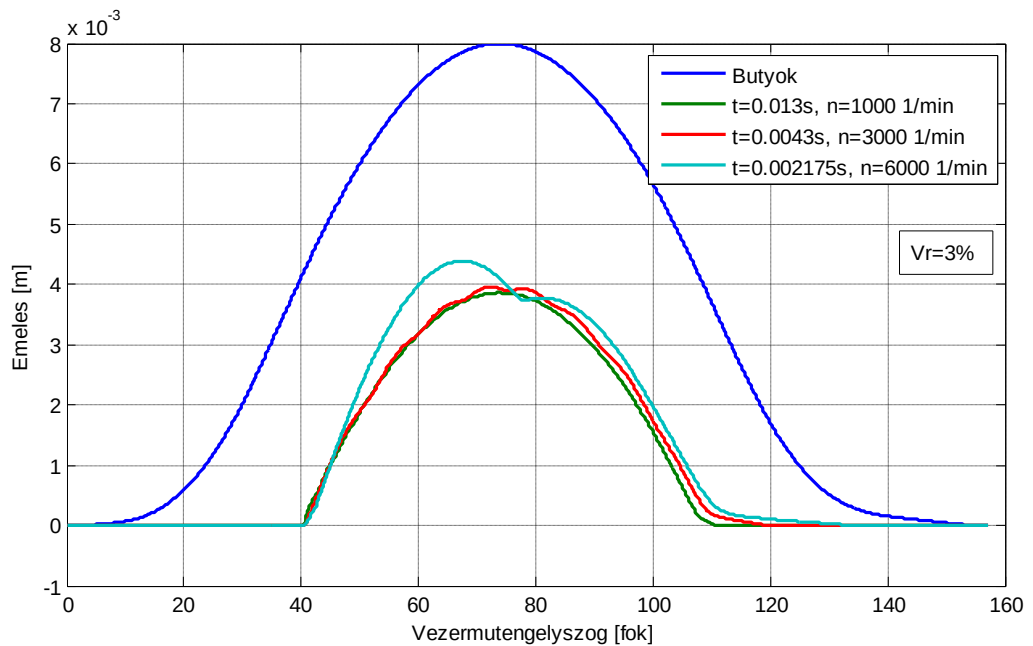
50. ábra Kései szívószelep nyitása, fékezéssel

Ahogy várható volt, a fékezés itt is tökéletesen működik, a zárás előtti sebesség itt is stabilan, mindenféle beállításnál 0,15 m/s érték alatt marad, és stabilan tartja értékét.



51. ábra Szelepsebességek fékezéses kései szívószelep nyitásánál

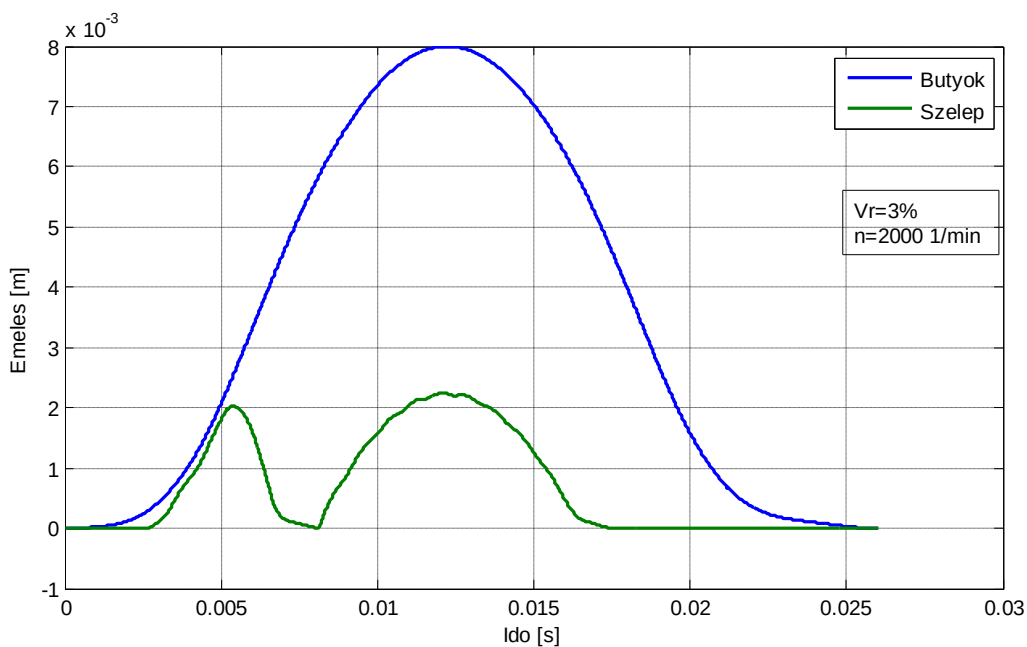
Különböző fordulatszámokon történő szelepnnyítások összehasonlításánál azonban egy új jelenséget figyelhetünk meg, Nagy fordulatszámokon ugyanis, egyre inkább érvényesíti hatását a szűk csatorna keresztmetszet szelepnnyitáskor is. A nyitás kezdetén a szűk csatorna miatt csak kis tömegáram kezd el nyitni a szívószelepet, ezért nagy nyomás alakul ki a főmunkahengerben. A csatorna keresztmetszetének megnövekedése után viszont ez a nagy nyomás meglöki a szívószelepet, ami így kis mértékben túllendül. Ezt figyelhetjük meg az 52. ábrán.



52. ábra Kései szívószelep nyitás különböző fordulatszámokon

4.4. Kettős nyitás

Mivel ez a szelepnnyitási mód az utóbbi kettő alkalmazása ugyanabban a szívóütemben, így ugyanazok a tapasztalatok érvényesek itt is, mint korábban.



53. ábra Kettős nyitás, fékezéssel

A kettős nyitást időhiány miatt már eleve csak nagyon alacsony fordulatszámoknál alkalmazhatjuk. Az időben elhúzódó szelepszárás miatt az alkalmazhatóság romlik, mivel a két nyitás között nem lehet teljes mértékben bezárni a szelepet.

5. Tapasztalatok

A szimulációk felparaméterezésénél szerzett további tapasztalataimat foglalja össze a következő felsorolás:

- A fékezéses szívószelep zárás „szépségét” nagyban befolyásolja a szívószelep munkahengerében lévő motorolaj és levegő összmenyisége. Ha ez a térfogat túl nagy, a gáztartalom légrugó jellege egyre erősödik, és a szívószelep lefékeződés helyett visszapattan. Ezt a jelenséget a szakdolgozatomban vizsgált modellnél is meg lehetett figyelni, ott nem is lehetett a felső dugattyú mozgása miatt kicsire beállítani ezt a térfogatot, hiszen folyamatosan változott. Ugyanez érvényes a főmunkahenger és a csatornák (amit ebben a modellben hozzáadtam a munkahengerekhez) térfogatára is, érdemes minden térfogatot a lehető legkisebbre választani, mert a gáztartalom pontatlanná teszi a szelepnyitási időket. Természetesen ez nem vonatkozik a munkahengerek átmérőjére, hiszen kisebb dugattyúknál nagyobb nyomásokra lenne szükség, amit nem célszerű minden határon túl növelni. Viszont fontos a munkahengerek közötti csatornák rövidségére ügyelni.
- A szelepszárás előtt működő kisebb furat mérete nagyon nagy mértékben befolyásolja a zárás előtti szívószelep sebességet, ezért gyártása nagy pontosságot igényel, valamint érdemes lenne azt is megvizsgálni, hogy a méretpontosságát mennyire képes megtartani a berendezés élettartama során. Szintén érvényes ez a szívószelepet mozgató dugattyúra is, aminek a felső felülete szintén nagy gyártási pontosságot kíván. Valószínűleg az a 0,1 mm-es beömlőcsatornát lezáró hossz nem működőképes ötlet a berendezés teljes élettartamán. Figyelembe véve azonban a kopásokat, precízebben is meg lehet tervezni a szívószelep munkahengerét.
- Szerencsére a motorolaj gáztartalma nem befolyásolta a szelepszárási sebességet, ami nagy gyártási könnyebbséget jelent.
- A szívószelep fékező szűk csatornakeresztmetszet csökkentésével óvatosan kell bánni, mert ezzel a szelepnyitást is rontjuk.
- A szelepnyitáskor létrejövő nagy nyomáscsúcsok nem igazán voltak csökkenthetők úgy, hogy a modell egyéb követelményeit ne rontsam. Áttervezett vezérműbütyökkel viszont valószínűleg csökkenthetők ezek a nyomáskiugrások.

6. Összefoglalás

Dolgozatom célja volt, hogy az elektrohidraulikus szelepvezérlés egy olyan modelljét hozzam létre, melynek a gyakorlatban történő megvalósítása nem ütközik nyilvánvaló korlátba.

Modellemen még továbbfejlesztési lehetőséget jelent a geometriai méretek további finomítása, valamint két darab szívószelep alkalmazása, ezek a változtatások azonban már nem adnak olyan látványos és nagy mennyiségű eredményeket, mint amiket szakdolgozatomban és ebben a TDK dolgozatban kaptam.

Amennyiben elfogadjuk a fix szelepvezérléshez tervezett vezérműbűtyökkel kapott szelepnyitási görbéket, az új modellem már alkalmas arra is, hogy ezeket a görbéket motorszimulációs programban kipróbáljuk, hogy mennyit is képes javítani az indikált hatásfokon, mennyire mutatja a gyakorlat az elmélet alapján elvártakat. Továbbá a modell alapján CAD rendszerben is megkezdhető a szelepvezérlés tervezése, hogy utána egy végelelemes programmal megvizsgálható legyenek a berendezésben ébredő feszültségek, vagy ezek alapján a feszültségek alapján élettartam vizsgálatokat végezhesünk el.

Összességében tehát kijelenthető, hogy egy ilyen korszerű szelepvezérlés megtervezésében sikerült megtenni a kezdőlépést.

7. Hivatkozások

- [1] Fiat Powertrain Technologies honlapja (képek)
(<http://www.fptpowertrain.com/ita/home.htm>)
- [2] MTZ német autótechnikai magazin 2009/12 és 2010/03 száma (a rendszer felépítésének és működésének megértésében segített)
- [3] Autótechnika magazin honlapján is megtalálható Fiat MultiAir cikk (2009/10, <http://autotechnika.hu/cikkek>) (a rendszer felépítésének és működésének megértésében segített)
- [4] Dr. Németh Huba előadásanyaga Gépjárműmotorok I, II tárgyból (belső égésű motorok töltetcserejének, égésfolyamatainak, veszteségeinek ismerete)
- [5] Dr. Wilhelm Hannibal változtatható szelepvezérlésekről szóló előadásanyaga (változtatható szelepvezérlési módok)
- [6] saját szakdolgozatom: Elektrohidraulikus szelepvezérlés dinamikai vizsgálata (2010), mellékletként csatolva

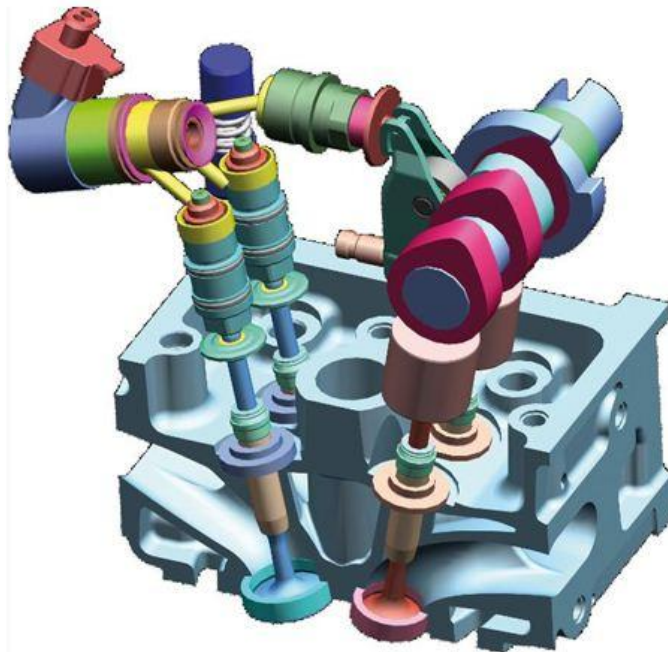
Dolgozatom elkészítéséhez a Matlab Simulink és a Microsoft Office Word és Excel, valamint a GT-Power programokat használtam.

8. Melléklet

A TDK dolgozatom szinte teljes egészében a korábban megírt azonos című szakdolgozatomra épül, ezért a jobb feldolgozhatóság érdekében csatolom mellékletként ebbe a dolgozatba.

Elektrohidraulikus szelepvezérlés dinamikai vizsgálata

Szakdolgozat



Nyerges L. Ádám CREP19

Konzulens: Dr. Németh Huba

2010 Budapest

Tartalom

1.	Bevezetés	50
2.	Az Otto motorok teljesítményszabályozásának hibái, töltetcsere veszteségek	52
3.	A Miller-és Atkinson-ciklus.....	55
4.	A változtatható szelepvezérlések típusai.....	57
5.	Az elektrohidraulikus szelepvezérlés felépítése	61
5.1.	A rendszer felépítése.....	61
5.2.	A rendszer működése	63
5.3.	A rendszer követelményei	65
6.	Dinamikai vizsgálat	66
6.1.	Egyszerűsített modell	66
6.2.	Elméleti alapok.....	68
6.3.	Differenciálegyenletek	69
6.3.1.	Himba egyensúlya	69
6.3.2.	Munkahenger egyenlete	69
6.3.3.	Szívószelep egyensúlya.....	71
6.4.	Paraméterek	72
6.4.1.	Bemenő adatok	72
6.4.2.	Konstansok.....	73
6.4.3.	Eredmények	75
6.5.	Matlab Simulink	76
6.5.1.	A differenciál-egyenletrendszer.....	76
6.5.2.	Egyenletek implementálása.....	76
6.6.	Eredmények	81
6.6.1.	Teljes szelepnyitás.....	81
6.6.2.	Kései szívószelep nyitás	87
6.6.3.	Korai szívószelep zárás	91

6.6.4.	Kettős nyitás	98
6.7.	Szelepzárás fékezése	101
6.7.1.	Fékezés a kiömlési keresztmetszet csökkentésével.....	101
6.7.2.	Fékezés csillapítással	106
6.8.	Tapasztalatok	108
7.	A szelepemelési görbék használhatósága a motor különböző üzemmódjaiban ..	110
7.1.	Teljes szelepnyitás.....	110
7.2.	Kései szívószelep nyitás	110
7.3.	Korai szívószelep zárás	110
7.4.	Kettős nyitás	111
8.	További előnyök	112
9.	Összefoglalás	114
10.	Hivatkozások	115

1. Bevezetés

Az autózás története immár jóval több mint 100 éves, és ezalatt a gépjárműveknek számos követelményt kellett teljesíteniük. Ezek közül a legfontosabbak a megfelelő sebesség, a megfelelő teljesítmény, teherbírás, hatótávolság, biztonság, és napjainkra nagyon fontossá vált a környezetbarátság is.

A gépjárművek hajtásában lényegében még ma is egyeduralkodó a belső égésű motorok alkalmazása, mivel eddig még nem sikerült más forradalmi módot megvalósítani, amely átvehetné a szerepét az Otto- és dízelmotoroknak.

Mivel ezek a motorok még egy jó ideig megmaradnak a gépjárművekben, ezért amíg nem találunk jobb megoldást addig fejleszteni kell a belső égésű motorokat is.

Az utóbbi 120 évben hatalmas fejlődésen mentek át a belső égésű motorok, és még ennek történetnek korán sincs vége, hiszen még manapság is komoly jelentőségű újításokat vezetnek be.

Ilyen nagy jelentőséggel bíró újítás az Otto motoroknál az elektrohidraulikus szelepvezérlés megvalósítása is. Az első szériagyártásban alkalmazott megoldást a német Schaeffler-Gruppe fejlesztette ki és az olasz Fiat Group építette rá először motorjaira a tavalyi évben.

Ezek a MultiAir fantázianevű motorok épp ott javítanak sokat a szikragyújtású motorok hatásfokán és fogyasztásán ahol a legnagyobb szükség volt rá: a kis teljesítményigényű tartományban, ott ahol a legtöbbet üzemel a motor.

A különleges szelepvezérlési megoldással többféle szívószelep-nyitási mód alkalmazható, és ezáltal megvalósítható a Miller-ciklus, elhagyható a fojtószelep és a motor minden üzemállapota optimalizálható.

Ebben a szakdolgozatban megismerkedhetünk az elektrohidraulikus szelepvezérlés felépítésével, működésével és előnyeivel, valamint egy egyszerűsített modelljén keresztül tanulmányozom a szelepnyitási karakterisztikákkal kapcsolatos megvalósíthatósági problémákat. Mindehhez segítségül a Matlab Simulink nevű programot fogom használni.

Végül pedig megvizsgálom a különböző szelepnnyitási módok motoron való alkalmazhatóságát, vagyis azt, hogy melyik milyen üzemállapotban a legoptimálisabb.

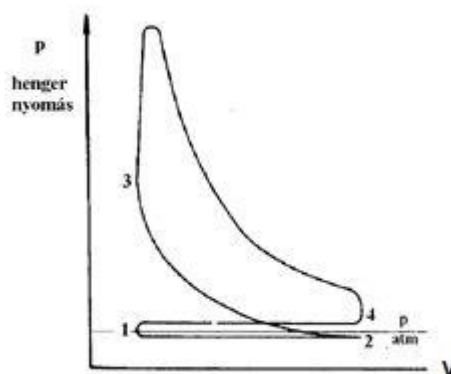
Remélem dolgozatom végére bebizonyosodik, hogy a közeljövő Otto motorján az elektrohidraulikus szelepvezérlés alkalmazása a legjobb választás.

2. Az Otto motorok teljesítményszabályozásának hibái, töltetcsere veszteségek

A szikragyújtású motoroknak a gyakorlatban való megvalósításánál két alapvető korlátba ütközünk.

Az egyik teljesítmény- és hatásfoknövelő korlát az, hogy nem növelhetjük tetszőlegesen a henger kompresszióviszonyát, mivel a tüzelőanyag kompressziótűrése ezt meghatározza. A manapság használatos 95-ös oktánszámú benzin alkalmazása mellett a legnagyobb elérhető kompresszióviszony is csak 12, holott szerkezetileg a motor még magasabbat is elviselne károsodás nélkül, viszont a rendellenes, kopogó égés veszélye miatt ez a paraméter nem növelhető tovább, pedig a motor indikált hatásfokát nagyban befolyásolja.

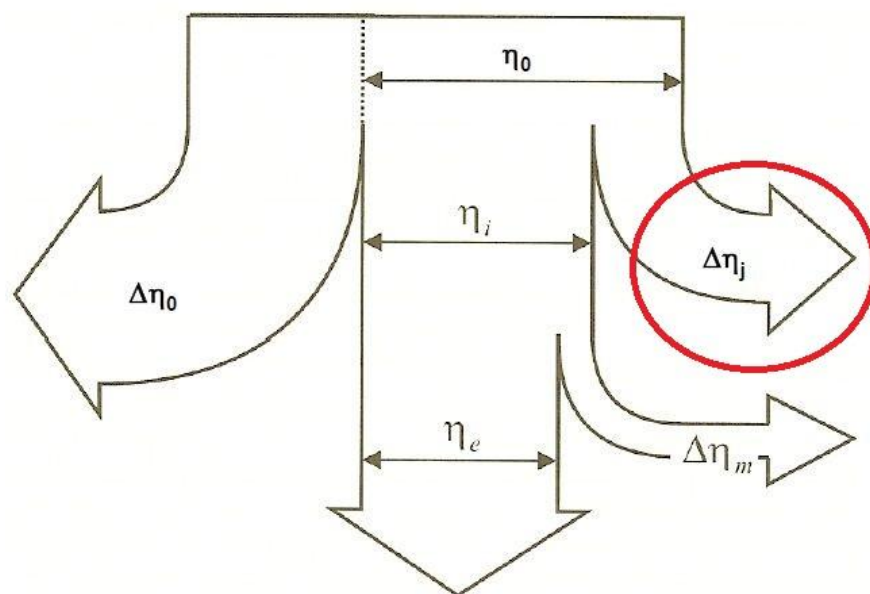
A másik korlát a keverék gyújthatósága: a hagyományos Otto motoroknál csak a $0,7 < \lambda < 1,3$ légfeleslegű keverék gyújtható szikrával. Emiatt a korlát miatt szükségszerű megoldás a pillangószelepszelep alkalmazása teljesítményszabályozásra (mivel a légviszonytényező értékét célszerű $\lambda=1$ környékén tartani, ami egyébként körülbelül teljesítménymaximum is). Ezzel viszont alacsony fordulatszám tartományban igencsak rontjuk a motor hatásfokát, mivel nemcsak a munkakörfolyamatban felszabaduló energiát csökkentjük, hanem az itt kapott munka egy részét a fojtás miatt megnövekedett töltetcsere veszteségekre pazaroljuk. Így azt is mondhatjuk, hogy az Otto motor teljesítményszabályozása részben a kis fordulaton történő indikált hatásfokrontásával történik.



54. ábra Otto indikátordiagram

A fojtósos szabályozásnak egy másik hátránya hogy zárt fojtószelep esetén a kompresszióütem kezdetén alacsonyabb a keverék nyomása a környezeti nyomásnál. Így a kompresszióütem végén meg se közelítjük azt a nyomás-hőmérséklet értéket, ahol bekövetkezne a kopogó égés jelensége. Tehát kis teljesítményszükséglet esetén nem használjuk ki a tüzelőanyag kompressziótűrését, alacsonyabb indikált hatásfokot kapunk (ez természetesen korrigálható az előgyújtás változtatásával, de ez nem tökéletes megoldás).

A kompressziógyújtású motorok előnye a szikragyújtású motorokkal szemben épp ebben a két tényezőben rejlik, ott a befecskendezés utáni öngyulladás miatt jóval magasabb kompresszióviszonyt lehet alkalmazni, és a teljesítményszabályozás is történhet a légfeleslegtényező változtatásával (dózisadag változtatása). Így a motor indikált hatásfoka a teljes fordulatszám tartományban nem változik jelentős mértékben.



55. ábra Belső égésű motorok Sankey diagramja

A motor töltetcsere veszteségeinek csökkentésével a motorikus veszteségeket csökkentjük, és a motor indikált hatásfokát javítjuk.

3. A Miller-és Atkinson-ciklus

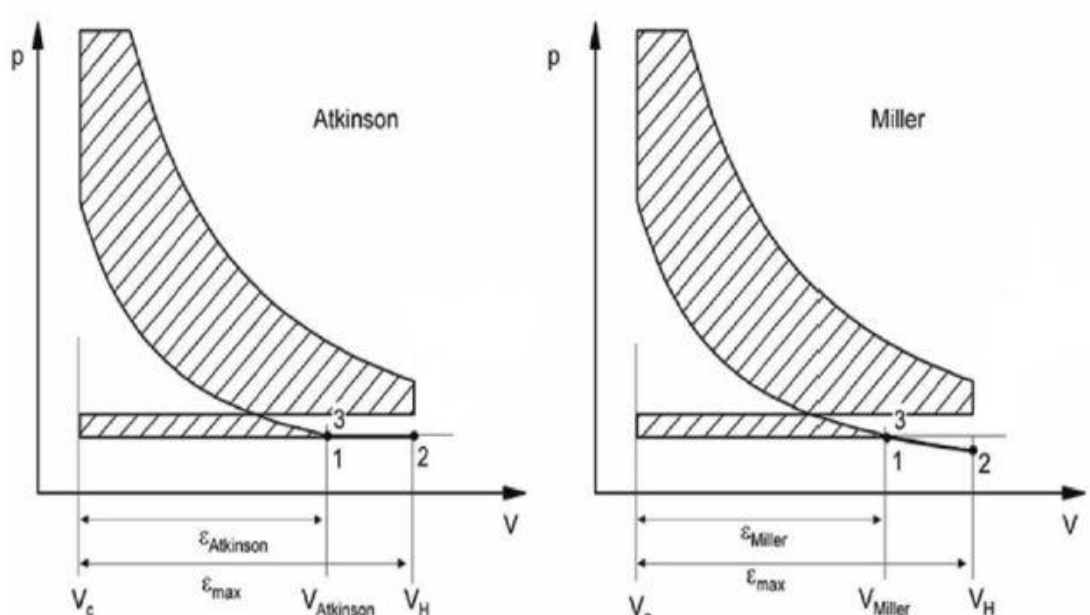
Az Otto motorok töltetcsere veszteségei e két ciklus alkalmazásával nagymértékben lecsökkenthetők. Mindkettő változtatható szívóoldali szelepvezérlés alkalmazását teszi szükségessé, de ellentétes elven. Továbbá mindkettő lehetővé teszi a pillangószelep elhagyását.

A Miller- és Atkinson-ciklussal működő Otto motorok alapvetően $\alpha=1$ légviszony megvalósítására lettek kitalálva, de a híg keverékes tartományban is működni tudnak.

Mindkét ciklus alapfilozófiája az, hogy kis teljesítményigény esetén a hengerbe jutó keverék mennyiségét csökkentsék, ám ezt a töltetcsere veszteségek minimalizálásával.

A Miller-ciklus: kis teljesítményigényű üzemállapotban a szívószelep alsó holtpont előtti korai zárásával szabályozza a hengerbe jutó keverék mennyiségét. A szívóütem további részében a hengerben a keverék elméletileg adiabatikusan tágul, a sűrítési ütem kezdetén pedig ugyanígy komprimál, így ha a hő- és lefújási veszteségeket nem vesszük figyelembe ez a folyamat veszteségmentes.

Nagyon kis keverékmennyiség szükségessége esetén problémát jelenthet a nagyon nagy szelepgyorsulások megvalósítása.



56. ábra Az Atkinson- és a Miller-ciklus

Az Atkinson-ciklus: kis teljesítményű üzemállapotban a szívószelepeket az alsó holtpont után zárja be, így a dugattyú a „fölösleges” keveréket visszatolja a szívócsőbe.

A megvalósítása problémát jelenthet kis terhelésű, de nagy fordulatszámú üzemállapotban (nagy előgyújtás), ilyenkor a szívószelepek nem záródhatnak be a gyújtás után.

Az Atkinson-ciklus veszteségei nagyobbak a Miller-ciklusénál, a szívószelep melletti oda-vissza áramlások miatt.

4. A változtatható szelepvezérlések típusai

Eddig, ha alkalmaztak is változtatható szelepvezérlést a belső égésű motorokon akkor is általában csak a szívószelepek mozgatását bonyolították meg. A kipufogószelepek vezérlésének változtathatósága nem eredményez olyan nagy mértékű hatásfokjavulást mint a szívószelepeké, és a kipufogószelep nagy hőigénybevétele miatt a kivitelezhetőség is nehezebb.

A változtatható szelepvezérléseket működés szempontjából a következő táblázat szerint csoportosíthatjuk:

Szelepmozgatás módja	Változtathatóság helye	Működési elv
Vezérműtengely nélküli rendszerek		Elektronikus rendszerek Pneumatikus rendszerek Hidraulikus rendszerek Mechanikus rendszerek
Rendszerek vezérműtengellyel	Vezérműtengely meghajtásának változtathatósága	Mech. vagy hidraulikus vm. tengely beállítás Nem egyenletes mechanikus vm. tengely hajtás
Hagyományos vezérműtengelyes rendszerek	Változtathatóság a vm. bűtyök és a szelep közötti kapcsolatban	Mechanikus Zárt hidraulikus rendszer Nyitott hidraulikus rendszer
	Változtathatóság több vezérműtengely segítségével	Hidraulikus rendszer időzített leeresztéssel
	Változtathatóság a szelep rugalmasságában	2 vezérműtengely mechanikus modulációja
	Szeleplék változtathatósága	Szolenoid hatás Mechanikus
Speciális vezérműtengelyes rendszerek	Vezérműbűtyök változtathatósága	Vm. bűtyök mechanikus válthatósága
	Változtathatóság a vezérműtengely axiális mozgatásával	Mech. változtathatóság 3D-s vm. bűtyökkel
	Variációk a vm. bűtyök és a szelep között	Szelep szabadon zárható mechanikusan

57. ábra Változtatható szelepvezérlések csoportosítása (Dr. Wilhelm Hannibal)

Ez a táblázat bemutatja, hogy miképpen tehetjük szabaddá a szelepvezérlést a főtengely forgásától. A főtengely és a szelepek közötti mechanikus kapcsolattal a főtengely és a szelepek szinkronja könnyen megoldható, de ez nem, vagy nehezen kínál változtathatósági lehetőségeket. Mechanikus vagy hidraulikus kapcsolat nélküli szelepvezérlés eddig még nem lett megvalósítva szériagyártásban.

A tökéletes szelepvezérlésnek mindig úgy kell nyitnia-zárnia a (szívó)szelepeket, hogy mindig a megkívánt töltési fokot hozzuk létre (a gáz tehetetlenségének

figyelembevételével), valamint teljesítenie kell a töltetcsere folyamat és az égésfolyamat által megkövetelt rendkívül összetett és sokszor ellentmondó követelményeket. Ráadásul mindezt az elérhető legnagyobb sebességű szelepnnyitással és zárással kell megtennie, az áramlási veszteségek minimalizálása érdekében.

Az eddig szériagyártásban megvalósított változtatható szelepvezérléseket a következőképpen csoportosíthatjuk:

- fojtószeleppel szabályozott motorok: a szívószelep nyitásának fő tengelyszögben mért hossza mindig a fordulatszámhoz és a terheléshez igazodik, azaz a töltési fokot mindig a lehető legjobb értéken igyekszik tartani. Ez természetesen nem mindig sikerül kompromisszummentesen, hiszen egy nem tökéletes, de egy olcsóbb szerkezet alkalmazása gyakran előnyösebb.
 - vezérműtengely fázisállítás ferde fogkapcsolatú állítóművel, olajnyomással szabályzott elforduló rotoros állítóművel vagy a láncfeszítőbe épített állítóművel. A fázisállítás lehet kétfokozatú vagy fokozat nélküli.
 - bűtyökátkapcsolásos szelepvezérlés: mechanikus úton többféle emelésű bűtyök hozható kapcsolatba a szívószeleppel. Ezeknek a fokozatszáma természetesen megegyezik a bűtyök számával.
- fojtószelep nélküli motorok: ezek már nem a töltetcsere mindenkori maximalizálására törekednek, hanem a teljesítményigényhez szükséges töltet mennyiséget engedik be a hengerbe. Természetesen ezeknek fokozatmenteseknek kell lenniük.
 - mechanikus: a vezérműbűtyök és a szelepemelő tőke közötti kapcsolatot kell változtathatóvá tenni. Ezt egy speciális geometriai paraméterekkel rendelkező himbával lehet megoldani, melynek állítható pozíciójának függvényében a szelepemelés paraméterei is változnak.
 - hidraulikus: a vezérműbűtyök és a szelepemelő tőke között egy hidraulikus rendszer képezi a kapcsolatot, melynek nyomásának

változtatásával a szelepemelés paramétereit is változtatni tudjuk. A változtathatóságnak a legnagyobb szabadságát eddig ezzel a rendszerrel sikerült elérni.

5. Az elektrohidraulikus szelepvezérlés felépítése

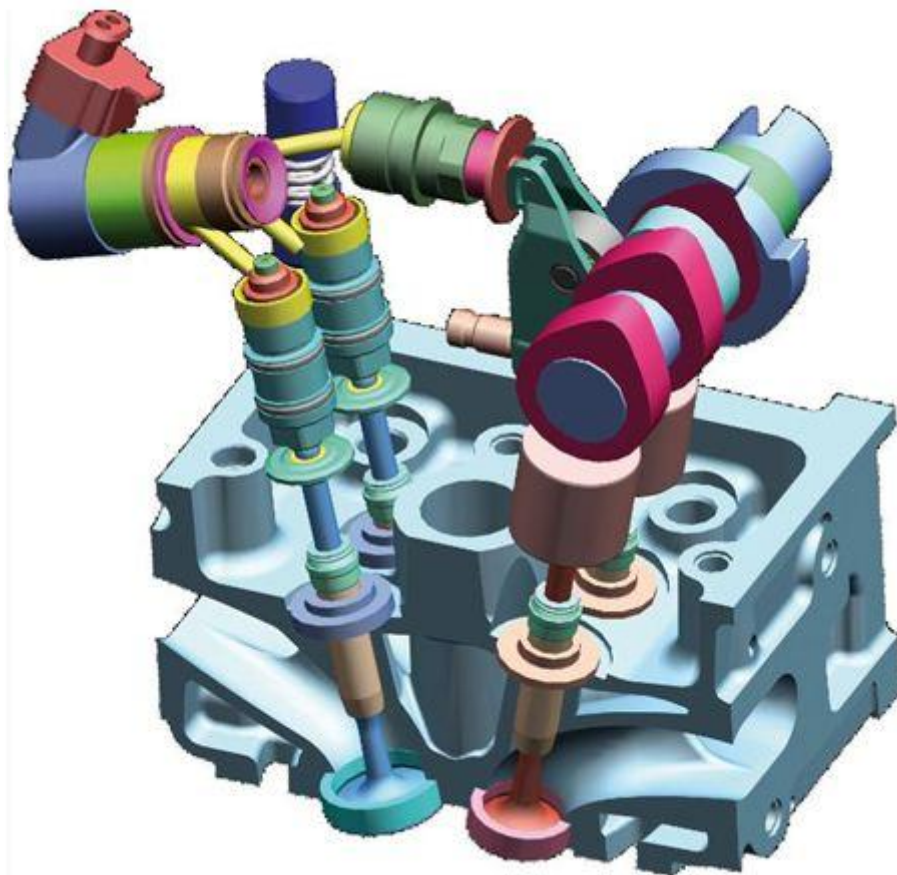
5.1. A rendszer felépítése

Az első szériagyártásban lévő elektrohidraulikus szelepvezérlést a német Schaeffler-Gruppe fejlesztette ki és Otto üzemű motorjaira az FPT (Fiat Powertrain Technologies) építette.

A rendszer felépítését ezen a megvalósított berendezésen fogom bemutatni.

A hagyományos szelepvezérléssel ellentétben itt a vezérműbűtyök és a szelepek között a kapcsolat nem(csak) mechanikus, itt elsősorban hidraulikus.

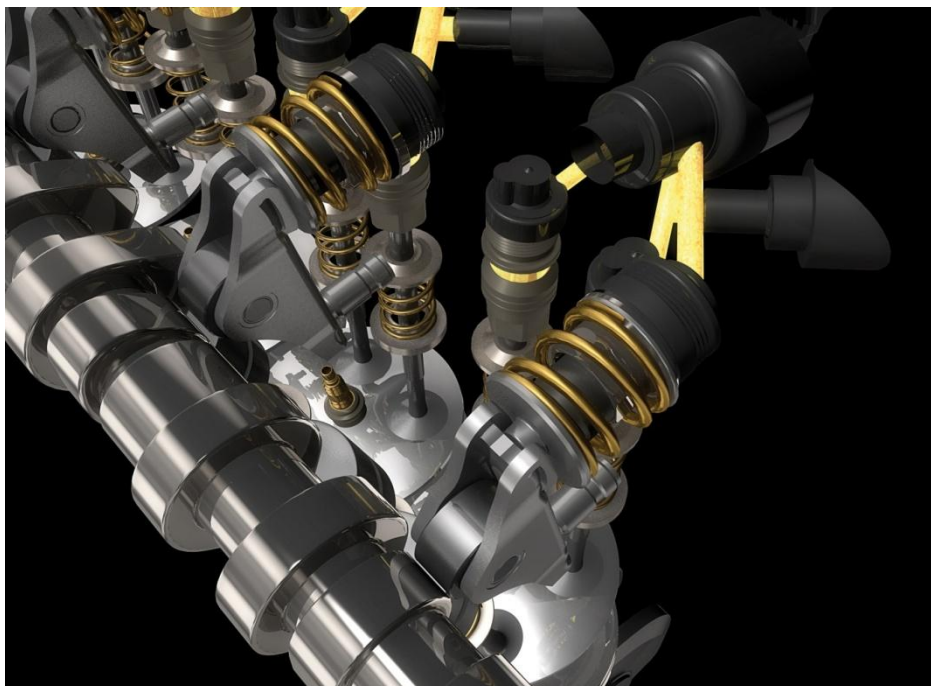
A Fiat motorjai hengerenként 4 szelepesek, melyből a két kipufogószelepet hagyományosan (fixen) egy vezérműtengellyel mozgatják. Szívó oldali vezérműtengely azonban nincs, a kipufogószelepeket mozgó vezérműtengelyen van hengerenként 3 bűtyök. Ebből az egyik egy görgős himbán keresztül egy munkahenger dugattyúját mozgatja. A dugattyút, és így a himbát is egy tekercsrugó tartja alaphelyzetben. A hézagkiegyeplítés természetesen hidrotőkével megoldott.



58. ábra Elektrohidraulikus szelepvezérlés (FPT)

A munkahengerből egy csatorna vezet egy mágnesszelepet tartalmazó egységbe. Innen 2 újabb csatorna indul 2 újabb munkahenger felé. Ezeknek a munkahengereknek a dugattyúi közvetlen mechanikus kapcsolatban állnak a szívószelepekkel, melyeket tekercsrugók tartanak zárt alaphelyzetben.

A munkahengerekben és a csatornáknak motorolaj található, melyet egy visszacsapó szeleppel ellátott csatornán keresztül egy szivattyú juttat be a rendszerbe.



59. ábra Elektrohidraulikus szelepvezérlés (FPT)

5.2. A rendszer működése

A megvalósult rendszerről a reklámokban azt hirdetik hogy szinte bármilyen szelepnyitási karakterisztika megvalósítható, ami ha némileg túlzás is, annyi biztos, hogy eddig ezzel a rendszerrel sikerült a legtöbb különböző szelepemelést megvalósítani.

A mágnesszelep alaphelyzetben zárva van, azaz a hidraulikus rendszer is zárt. A szívószelep vezérműtengelye a himbán keresztül megmozdítja a dugattyút és ezáltal nyomást hoz létre a munkahengerben. Ez a nyomás a csatornákon keresztül hat a másik két munkahenger dugattyúira is, amelyek elmozdulásukkal nyitják a szívószelepeket.

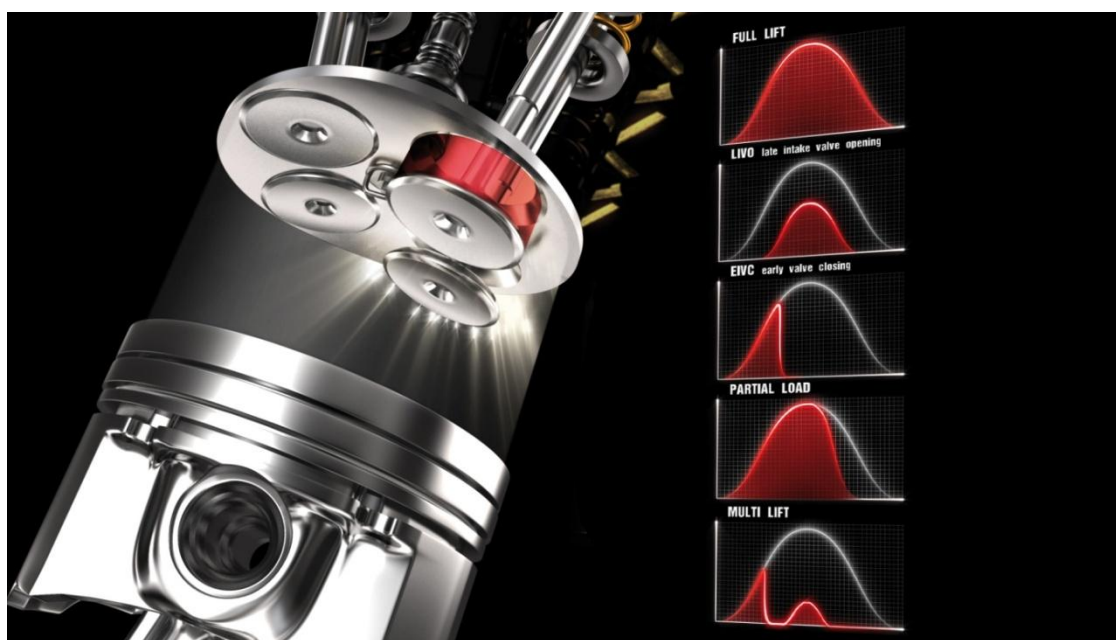
Amennyiben a mágnesszelep nyitva van, a felső munkahengerben a dugattyú által megmozgatott folyadékmennyiség ki is áramlik a mágnesszelepen keresztül a rendszerből. A folyadék nyomása számottevően nem emelkedik meg, így a szívószelepek zárva maradnak.

Ha kezdetben a mágnesszelep zárva van és a szelepnyitás közben kinyitjuk, akkor megvalósíthatjuk a korai szívószelep zárást (Miller-ciklus). Ilyenkor a vezérműbűtyök emelésével a rendszerben létrehozott nyomást a mágnesszelep nyitásával eleresztjük, a szívószelepek pedig rugóik hatására visszatérnek alaphelyzetbe.

Ha pedig kezdetben a mágnesszelep nyitva van és még a bűtyök emelési szakaszában bezárjuk, akkor kései szívószelep nyitást hozhatunk létre. Ilyenkor a vezérműbűtyöknek csak a zárás utáni szakasza emeli a szívószelepeket, így a szelepnyitás kisebb is lesz és korábban is bekövetkezik a zárás.

A nyitott mágnesszelepen elfolyt folyadékmennyiséget a visszacsapószelepen keresztül a tápszivattyú pótolja a munka- és a kipufogási ütem alatt.

A mágnesszelepeket a motorvezérlő elektronika irányítja, így a keverékképzés és a gyújtás után már a szívószelepek vezérlése is precízen a motor adott üzemállapotához optimalizálható.



60. ábra A szelepvezérléssel megvalósítható szelepnyitások (FPT)

5.3. A rendszer követelményei

A hagyományos szelepvezérlésnél lévő megvalósíthatósági korlátok itt is érvényesek, a rendszer alkatrészeinek védelmében a gyorsulások nem lehetnek tetszőlegesen nagyok. Ez a vezérműbűtyök emelésének, a himba karjainak hosszával, a munkahengerek átmérőinek helyes megválasztásával megfelelő értéken tartható.

Külön fontos a szelep és a szeleptülék védelme és a zajkibocsátás miatt a zárás előtti szelepsebesség korlátozása.

A vezérlés pontossága érzékeny az olaj viszkozitására és levegőtartalmára. A kívánttól eltérő szelepnitási karakterisztikákat kapunk üzemmelegnél hidegebb motornál. Ilyenkor a motor megfelelő teljesítményszabályozót egy szívóoldali pillangószelep segíti.

A motorolaj néhány százalékos arányban tartalmaz levegőt is, mely ha nincs megfelelően kezelve, aránya nagyon megnőhet (akár 10 térfogatszázalékra is). Mivel a folyadékokkal ellentétben a levegő nem tekinthető összenyomhatatlannak, emiatt a levegő jelentősen módosíthatja a szelepnitási karakterisztikákat, a rendszer pontatlanná válhat. Emiatt a kartergázból leválasztott olajat még levegőmentesíteni is kell, a motorolajban lévő levegő arányát pedig megfelelő szinten kell tartani.

Az elektrohidraulikus szelepvezérlés szabadalma már nem újkeletű, a megvalósítása viszont azért csak napjainkra vált lehetővé, mert olyan mágnesszelepek megtervezése, kivitelezése és gyártása igen nagy kihívás, amelyeknek egy belső égésű motor teljes élettartamát kiszolgálják. A Fiat motorjaiban használt mágnesszelepek 330 millió nyitás-zárásra lettek méretezve, mely a személygépjárművek átlagos futásteljesítményére elég, azaz a mágnesszelepek a gépjármű teljes élettartamát kiszolgálják.

A vezérlés pontosságának szempontjából nagyon fontos a mágnesszelepek nyitás-zárásának gyorsasága, mivel a motorok nagy fordulatszáma miatt ez a két idő összemérhető. A mágnesszelepeket vezérlő programnak számolnia kell ezzel a késedelmi idővel is, és mivel ez még a külső körülményektől is változhat, ezért mindig kompenzálnia kell ezeket az értékeket.

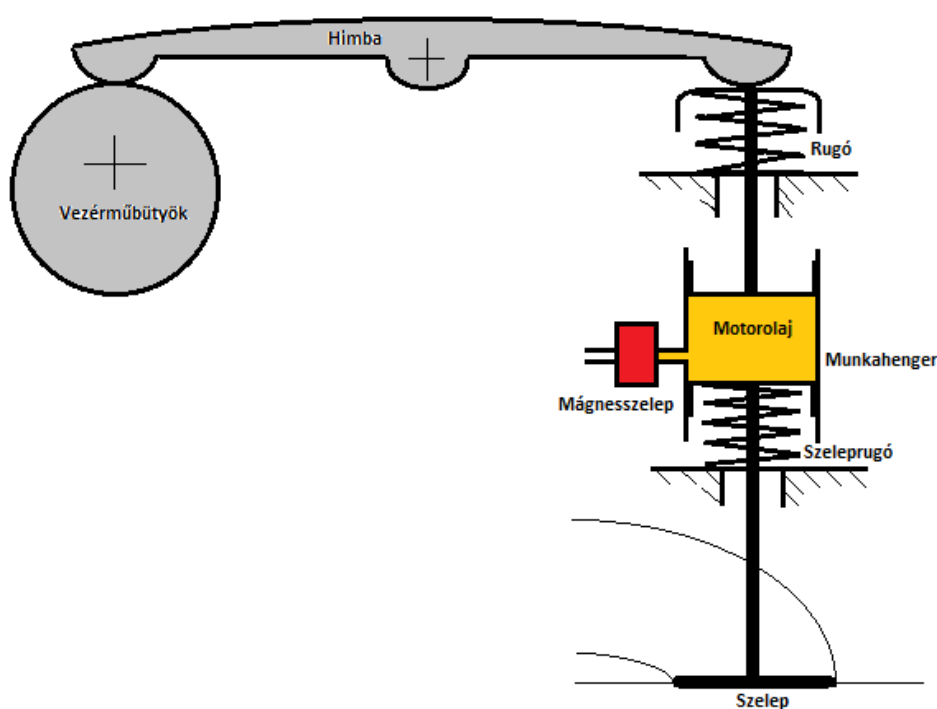
6. Dinamikai vizsgálat

6.1. Egyszerűsített modell

A dinamikai vizsgálat során az alábbi ábrán látható modellt alkalmaztam. Itt a vezérműbűtyök egy himbán keresztül mozgatja a munkahenger felső dugattyúját. A himbát egy előfeszített rugó tartja alaphelyzetben. A megvalósított megoldással ellentétben itt csak egy munkahenger van, és ebben található mindkét dugattyú. Fölül a már említett vezérműbűtyök-mozgatta dugattyú, alul pedig a szívószelepet mozgató dugattyú. A szívószelepet szintén egy előfeszített rugó tartja zárt helyzetben.

A vezérműbűtyök és a himba, valamint a szelep és a szeleprugó közötti kontakt kapcsolatot is egy rugó és egy csillapítás párhuzamos kapcsolásával modellezem.

A munkahengerben ideális, belső súrlódástól mentes folyadék (melynek a sűrűsége egyenlő a motorolajéval) és levegő keveréke van, melynek nyomása kezdetben a munkahenger tápnyomásától, majd a dugattyúk helyzetétől és a mágnesszelep állásától függ.



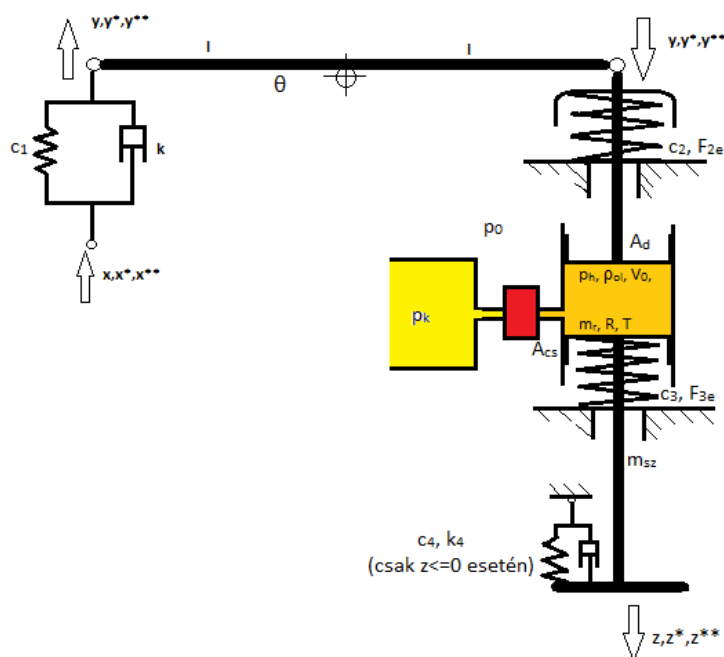
61. ábra Az egyszerűsített modell

A mozgásokat meghatározó differenciálegyenletekben így a következő adatok szükségesek:

- vezérműbűtyök (x), felső dugattyú (y), szívószelep pozíciója (z), sebessége, gyorsulása, himba szöggyorsulása
- himba tehetetleségi nyomatéka (θ), szívószelep tömege (m_{sz})
- rugók előfeszíttsége (F_e), merevsége (C), csillapítások mértéke (k)
- himba karjainak hossza (egyenlő a két kar a számítások egyszerűsítése végett)
- munkahenger geometriai méretei: dugattyúátmérő (A_d), munkahenger kezdő térfogata (V_0), kiömlőcsatorna átmérője (A_k), kontrakciós tényezője (α)
- munkahengerben lévő közeg levegő-folyadék tömegaránya mindenhol a levegőre vonatkoztatva (m_r)
- munkahengerben lévő folyadék sűrűsége (ρ_o), hőmérséklete (T)
- munkahengerben lévő levegő gázállandója (R)

A modellbe nincs beleépítve a munkahenger tápnyomással rendelkező ága, ugyanis egy munkaciklus vizsgálatához erre nincs szükség.

Ez a modell még nem képes a mágnesszelep nyitásakor a zuhanó szelep lassítására, ezzel csak egy későbbi fejezetben próbálom kiegészíteni a modellt.



62. ábra A matematikai modell

6.2. Elméleti alapok

A rendszerben a mozgások 6 db differenciálegyenlettel írhatók le:

- 2 differenciálegyenlet a tehetetlenséggel rendelkező himba egyensúlyát adja meg. Ebből az egyik egy **dinamikai erőegyenlet** (impulzus tétel) a himba egyik végpontjának a gyorsulására kifejezve, a másik pedig az összefüggés a himba végpontjának a gyorsulása és a himba végpontjának pozíciója között (kétszeres integrál).

A himbának a mozgását meghatározza a vezérműbűtyök emelése és sebessége a kontakt kapcsolaton keresztül (rugó és csillapítás), valamint ellenkező előjellel a munkahenger nyomása és az előfeszített szeleprugó, továbbá magának a himbának a tehetetlensége.

- 2 differenciálegyenlet segítségével a munkahenger nyomását lehet megadni. Az egyik lényegében az **anyagmegmaradás törvénye** a nyomásváltozásra kifejezve, a másik pedig a nyomás és a nyomásváltozás közötti összefüggést adja meg (egyszeres integrál).

Mivel a munkahengerben lévő folyadék ideálisan összenyomhatatlan, így a munkahengerben lévő nyomás egyenlő az ott lévő levegő nyomásával, mely egyszerűen meghatározható a gázok állapotegyenletének segítségével.

A munkahengerben lévő nyomásváltozást meghatározza a dugattyúk pozíciója, sebessége, a mágnesszelep állapota és a munkahengerben lévő közeg paraméterei (tömegarány, folyadéksűrűség, nyomás, hőmérséklet, gázállandó).

- további 2 differenciálegyenlet pedig a szelep mozgására vonatkozik. Hasonlóan a himba egyenleteihez, itt is az egyik egy dinamikai erőegyenlet itt a szelep gyorsulására kifejezve, a másik pedig a szelep gyorsulása és pozíciója közötti összefüggés (szintén kétszeres integrál).

A szelep mozgását meghatározza a munkahenger nyomása, a szeleprugó előfeszítettsége és zárt helyzetben a szelepléllel való kontakt kapcsolaton keresztül az ide felvett rugómerevség és csillapítás. A modellemben a szelep mozgását csillapító súrlódást (szelepszár szimering) nem vettem figyelembe, mivel ez nagyon lelassította a program futását.

6.3. Differenciálegyenletek

6.3.1. Himba egyensúlya

A himba egy tehetetlenséggel rendelkező test, melynek forgómozgását általánosan a következő egyenlet írja le:

$$\ddot{\varphi} = \varepsilon_h = \frac{1}{\theta_h} \sum_{i=1}^n M_i = \frac{1}{\theta_h} \sum_{i=1}^n F_i l = \frac{l}{\theta_h} \sum_{i=1}^n F_i$$

Az 'l' karhossz azért emelhető ki, mert a modell esetében a himbára ható összes erő karhossza egyenlő.

A modell esetében azonban nem a himba szöggyorsulására, hanem annak végpontjainak gyorsulására van szükségünk. Mivel a két végpont azonos távolságban van a középponttól (l), így a két végpont gyorsulása egyenlő nagyságú.

A kis mozgások miatt jó közelítéssel érvényes hogy:

$$\ddot{\varphi} = \frac{\ddot{y}}{l}$$

Így az általános egyenlet a következőképpen módosítható

$$\ddot{y} = \frac{l^2}{\theta_h} \sum_{i=1}^n F_i$$

És végül az egyenlet a modellre:

$$\ddot{y} = \frac{l^2}{\theta_h} [c_1(x - y) + k(\dot{x} - \dot{y}) - A_d(p_h - p_0) - c_2 y - F_{2e}]$$

6.3.2. Munkahenger egyenlete

A munkahenger egyenlete a gázok állapotegyenletéből ($pV=mRT$) indul ki, de mivel a munkahengerből a közeg kiáramolhat, ezért az egyenletet a nyomásváltozására írtam fel a következőképpen:

$$\frac{dp}{dt} = \frac{dm}{dt} \frac{RT}{V} - \frac{dV}{dt} \frac{p}{V} = \frac{1}{V} \left(\frac{dm}{dt} RT - \frac{dV}{dt} p \right)$$

A munkahengerben folyadék-levegő keverék van, ez az egyenlet azonban csak a levegő részre érvényes, ennek tükrében kell kifejezni az egyes tagokat.

A kiáramló közeg tömegárama (Bernoulli egyenletéből):

$$\dot{m}_{kev} = \alpha A_{cs} \sqrt{2\rho_{kev} (p_h - p_0)}$$

A kiáramló levegő tömegárama:

$$\dot{m}_{lev} = m_r \alpha A_{cs} \sqrt{2\rho_{kev} (p_h - p_0)}$$

Ugyanígy a kiáramló folyadék tömegárama:

$$\dot{m}_{ol} = (1 - m_r) \left[\alpha A_{cs} \sqrt{2\rho_{kev} (p_h - p_0)} \right]$$

A munkahengerben lévő levegő térfogatváltozása a dugattyúk pozíciójából és a kiáramló olaj tömegáramából:

$$\frac{dV}{dt} = -(\dot{y} - \dot{z}) A_d + \frac{\dot{m}_{ol}}{\rho_{ol}}$$

És a levegő térfogata a munkahengerben:

$$V_{lev} = V_0 - A_d(y - z) - \frac{(1 - m_r)(V_0 - A_d(y - z))\rho_{kev}}{\rho_{ol}}$$

Mindezek egy egyenletbe behelyettesítve:

$$\begin{aligned} \dot{p} = & \frac{1}{[V_0 - A_d(y - z)] \left(1 - \frac{(m_r - 1)\rho_{kev}}{\rho_{ol}}\right)} \left\{ -m_r \alpha A_{cs} \sqrt{2\rho_{kev} (p_h - p_0)} RT \right. \\ & \left. - \left[-A_d(\dot{y} - \dot{z}) + \frac{\dot{m}_{ol}}{\rho_{ol}} \right] p_h \right\} \end{aligned}$$

A keverék sűrűsége a következőképpen számolható:

$$\rho_{kev} = \frac{1}{\frac{m_r}{\rho_{lev}} + \frac{1 - m_r}{\rho_{ol}}}$$

Amelyben a levegő sűrűsége az állapotegyenletből:

$$\rho_{lev} = \frac{p_h}{RT}$$

Az egyenletekben a levegő tömegarányát helyettesítettem be, mivel ez állandó a folyamatban, de a gyakorlatban a levegő térfogatarányát használjuk (ami viszont nem állandó), így szükség van a két érték közötti átszámítás képletére:

$$m_r = V_{r0} \frac{\rho_{lev}}{\rho_{kev}}$$

6.3.3. Szívószelep egyensúlya

A szívószelep mozgását a szívószelepre ható erők és annak tehetetlensége határozza meg:

$$\ddot{z} = a_{sz} = \frac{1}{m_{sz}} \sum_{i=1}^n F_i$$

Ez részletesen kifejezve:

$$\ddot{z} = \frac{1}{m_{sz}} [A_d(p_h - p_0) - c_3 z - F_{3e}]$$

Ez az egyenlet nem érvényes mikor a szelep a szelepüléken nyugszik, ehhez ki kell egészíteni a következőképpen:

$$\ddot{z} = \frac{1}{m_{sz}} [A_d(p_h - p_0) - c_3 z - F_{3e} - c_4 z - k_4 \dot{z}]$$

Az utolsó két tag is negatív előjellel szerepel, mivel ilyenkor a szelep pozíciója (z) negatív lehet.

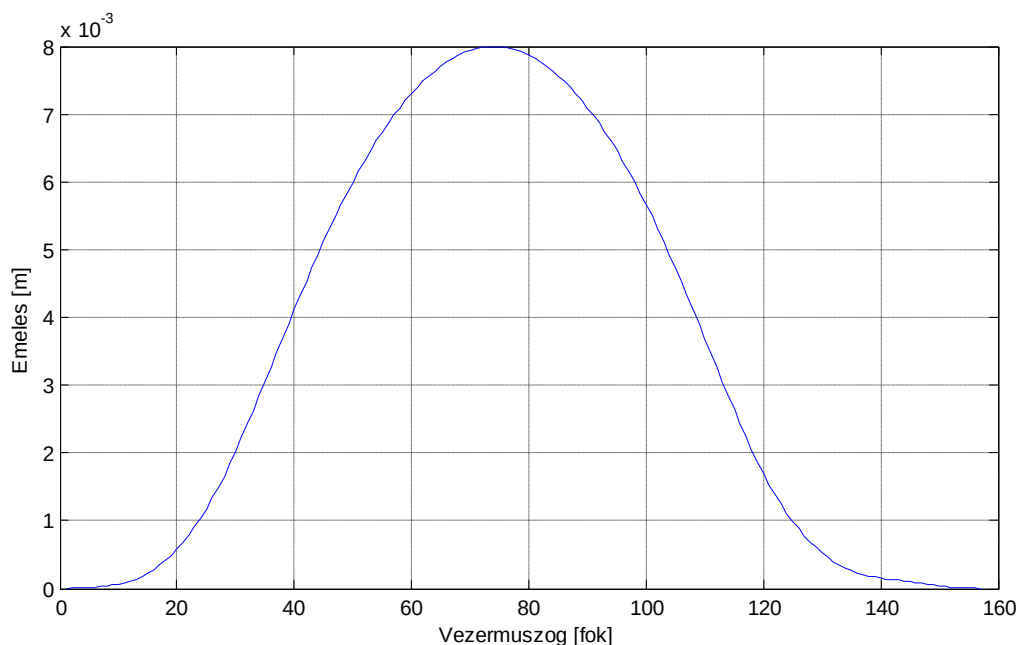
6.4. Paraméterek

A modell összes paraméterét SI mértékegységrendszerben az alapmértékegységekkel helyettesítettem be.

6.4.1. Bemenő adatok

A rendszernek három bemenete van:

- a vezérműbűtyök emelése: itt egy fix szelepvezérlésű vezérműtengely bűtyökemelését használtam fel. Az emelés a vezérműtengely szögelfordulásának függvényében az alábbi diagramon látható.



63. ábra A vezérműbűtyök emelése

A szelepemelés nem szimmetrikus, a szelep és a szelepülék védelmében a szelepszárás kisebb sebességgel történik.

A legnagyobb emelés 0,008 m, a szelep 157°-on keresztül van nyitva (vezérműtengelyszögben).

A vezérműbűtyök emelésének idejét a valóságban is jellemző motor-főtengely fordulatszámok alapján határoztam meg. Mivel a gépjárművekben szinte csak 4 ütemű motorokat alkalmaznak, ezért itt figyelembe vettem, hogy a vezérműtengely a főtengely fordulatszámának csak a felével forog.

- a mágnesszelepet vezérlő jel: alaphelyzetben (jel=0) a mágnesszelep nyitva van, ilyenkor nem történik szelepemelés. A mágnesszelep meghúzása (kiömlőcsatorna zárása) a jel 1-es értékre váltásakor történik meg. A modell nem veszi figyelembe a mágnesszelep nyitásának-zárásának időigényét, pontosabban a modellben nincs is mágnesszelep, csak a kiömlőnyílás keresztmetszete változtatható a jel vezérlésével.
- bemenő adatnak minősül a munkahengerben lévő közeg levegő-folyadék tömegaránya is, mivel ez a valóságban is változhat.

A valóságban azonban a levegő térfogataránya „többet mondó” adat, így bemenetnek ezeket kell felvenni, majd ezeket átszámolni tömegarányra.

A modellben 1, 3 és 6 % térfogatarányokat vettem fel.

Ezek tömegarányra átszámolva a következő értékeket adják:

$$m_r = 5,77 \cdot 10^{-5}, 1,77 \cdot 10^{-4}, 3,64 \cdot 10^{-4}$$

A gyakorlatban akár 10% is lehet, de ez már olyan szélsőséges érték, hogy nem számolok vele.

Bemenő adatnak lenne tekinthető még a munkahengerben lévő közeg hőmérséklete és a munkahengeren kívül lévő levegő nyomása is, viszont ebben a szakdolgozatban ezeknek a hatását nem vizsgálom a szelepnnyitási görbékre nézve, így ezeket konstansoknak vettem fel.

6.4.2. Konstansok

A himba egyenletének konstansai:

- a vezérműbűtyök és a himba közötti kontakt kapcsolat merevsége:
 $c_1 = 10^8 \text{ N/m}$
- a vezérműbűtyök és a himba közötti kontakt kapcsolat csillapítása:
 $k_1 = 10^4 \text{ Ns/m}$
- himbát alaphelyzetben tartó rugó merevsége:
 $c_2 = 40000 \text{ N/m}$
- himbát alaphelyzetben tartó rugó előfeszítése:
 $F_{2e} = 200 \text{ N}$

- munkahengeren kívül lévő levegő nyomása:
 $p_0 = 100000 \text{ Pa}$
- munkahenger dugattyúinak átmérője:
 $d_d = 0,02 \text{ m} \Rightarrow A_d = 0,0003142 \text{ m}^2$
- himba karjainak hossza:
 $l = 0,05 \text{ m}$, tehát a himba $0,1 \text{ m}$ hosszú
- himba tömege:
 $m_h = 0,08 \text{ kg}$, így a himba tehetetlensége $\theta = m \cdot (2l)^2 / 12 = 1/15000 \text{ kgm}^2$
- a himba kezdetben nyugalomban van, így a karjának a végpontjának a kezdeti sebessége és pozíciója is 0 (integrálások kezdő értékei):
 $\dot{y} = 0, y = 0$

A munkahenger egyenletének konstansai:

- kiömlőcsatorna keresztmetszete:
 $A_{cs} = 0,00006 \text{ m}^2$
- kontrakciós tényező értéke:
 $\alpha = 0,7$
- levegő gázállandója:
 $R = 286,9 \text{ J/(kgK)}$
- levegő (folyadék) hőmérséklete:
 $T = 80^\circ\text{C} = 353 \text{ K}$
- folyadék (motorolaj) sűrűsége:
 $\rho_{ol} = 865 \text{ kg/m}^3$
- munkahenger térfogata alaphelyzetben:
 $V_0 = 0,00000267 \text{ m}^3$ (a munkahenger magassága $0,0085 \text{ m}$ alaphelyzetben)
- munkahenger tápnyomása, azaz a vizsgálat kezdeti nyomása (az integrálás kezdeti értéke), valamint a kiömlőtér nyomása:
 $p_k = 500000 \text{ Pa}$

A szelep egyenletének konstansai:

- szeleprugó merevsége:

$$c_3=40000 \text{ N/m}$$

- szeleprugó előfeszítése:

$$F_{3e}=200 \text{ N}$$

- szelepülék merevsége:

$$c_4=10^8 \text{ N/m}$$

- szelepülék csillapítása:

$$k_4=10^4 \text{ Ns/m}$$

- szelep tömege:

$$m_{sz}=0.08 \text{ kg}$$

- a szelep kezdetben nyugalomban van, azaz sebessége és pozíciója 0 (az integrálás kezdeti értékei):

$$\dot{z} = 0, z = 0$$

6.4.3. Eredmények

A bemenő jelekre adott válaszparamétereket természetesen mind eredményeknek tekinthetjük, de a vizsgálat szempontjából a következőket érdemes figyelni:

- a vizsgálat végeredménye a szívószelep pozíciója ($[z]=m$)
- fontos még figyelni a szelepszárás előtti szelepsebességet, ez határozza meg a szelep legnagyobb dinamikai igénybevételét
- hasznos információkat tartalmazhat még a munkahengerben lévő nyomás alakulása, emellett ellenőrzési céllal még érdemes megfigyelni a munkahengerben lévő levegő térfogatát

A vizsgálat legfontosabb végeredményei a szelepemelési görbék lesznek, melyeket megvizsgálunk különböző fordulatszámokon, különböző mágnesszelep meghúzási időpontokban, különböző kiömlőcsatornakeresztmetszeteknél, valamint különböző levegő-folyadék térfogatarányoknál.

6.5. Matlab Simulink

6.5.1. A differenciál-egyenletrendszer

Még egyszer összefoglalásképpen a modell viselkedését leíró egyenletek:

- Himba mozgása:

$$\ddot{y} = \frac{l^2}{\theta_h} [c_1(x - y) + k(\dot{x} - \dot{y}) - A_d(p_h - p_0) - c_2y - F_{2e}]$$

$$y = \iint \ddot{y} d^2t$$

- Munkahenger nyomása:

$$\dot{p} = \frac{1}{[V_0 - A_d(y - z)](1 - \frac{(m_r - 1)\rho_{kev}}{\rho_{ol}})} \left\{ -m_r \alpha A_{cs} \sqrt{2\rho_{kev}(p_h - p_0)} RT - \left[-A_d(\dot{y} - \dot{z}) + \frac{\dot{m}_{ol}}{\rho_{ol}} \right] p_h \right\}$$

$$p = \int \dot{p} dt$$

- Szelep mozgása:

$$\ddot{z} = \frac{1}{m_{sz}} [A_d(p_h - p_0) - c_3z - F_{3e} - c_4z - k_4\dot{z}]$$

$$z = \iint \ddot{z} d^2t$$

Látható, hogy ez egy 6 egyenletből álló differenciál-egyenletrendszer, melyekben összesen 6 ismeretlen van, tehát a differenciálegyenletek megoldhatók.

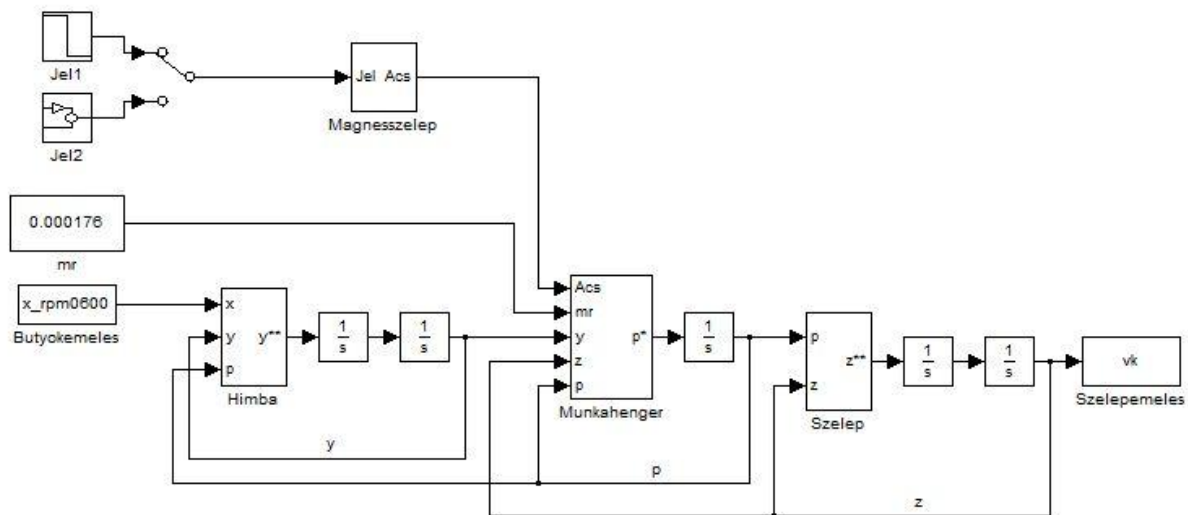
6.5.2. Egyenletek implementálása

A Matlab Simulink egy program, melynek segítségével könnyedén kiszámíthatók a differenciálegyenletek, differenciál-egyenletrendszerek megoldásgörbéi, vagyis könnyedén modellezhetünk és vizsgálhatunk vele dinamikus rendszereket.

A modelletem Matlab Simulinkban való felépítésnél alrendszerekre bontottam: a főrendszer az egyes differenciálegyenletek közötti összefüggés, az alrendszerek magok

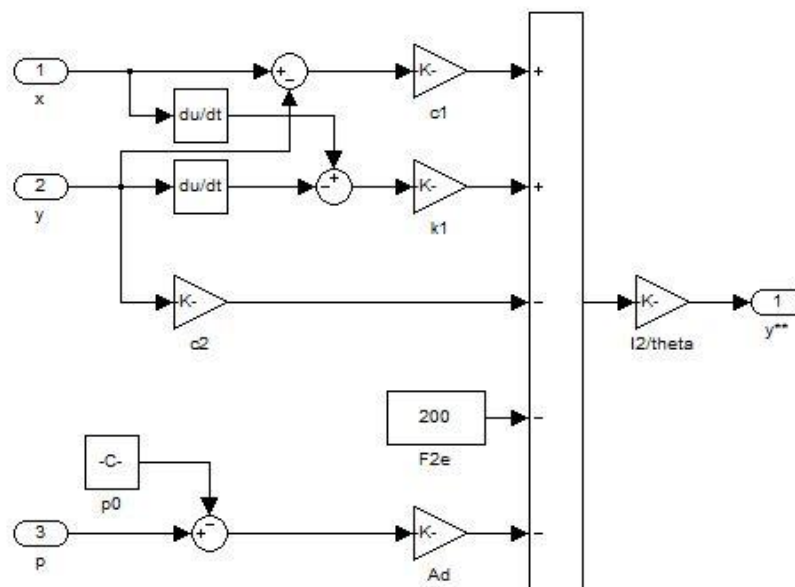
az egyenletek. További alrendszer a mágnesszelep működése, melynek a különböző szelepemelési módok megvalósítása miatt van 2 bemenete.

A rendszer bemenő adatai a bal oldalon találhatók.



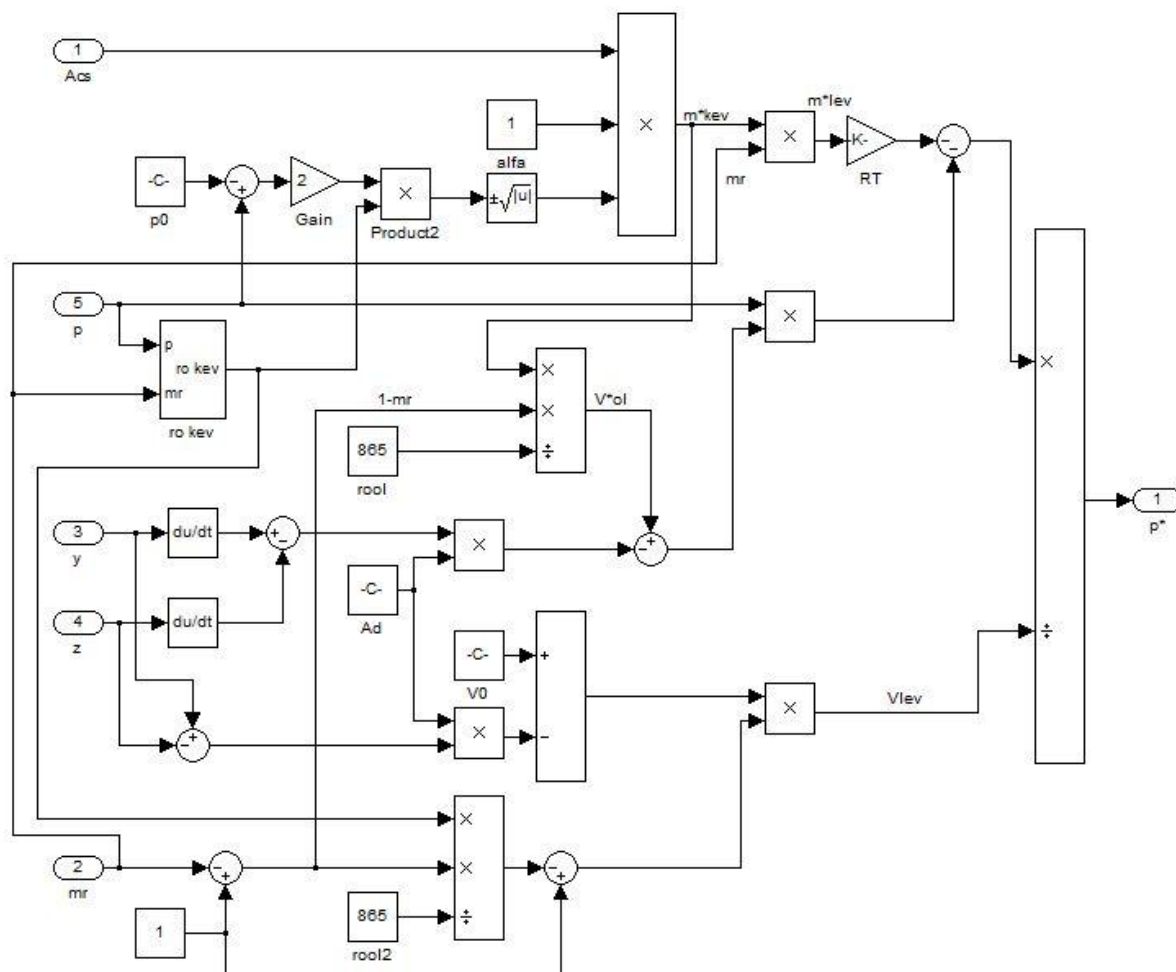
64. ábra A Simulink modell

Az első alrendszer a himba egyenlete, melynek felépítése a következőképpen néz ki:

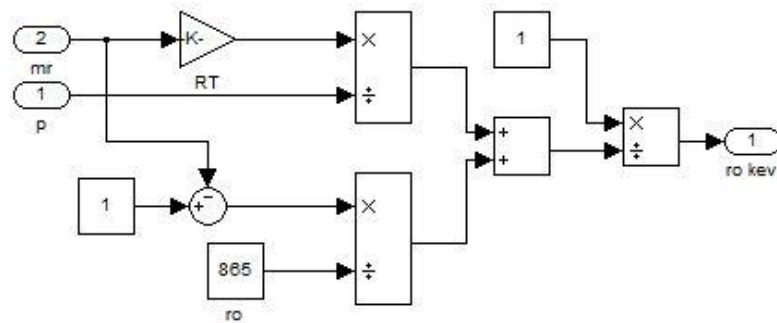


65. ábra A himba egyenletének Simulink modellje

A következő alrendszer a munkahenger egyenlete, mely már sokkal bonyolultabb. Az alrendszer a könnyebb átláthatóság miatt tartalmaz még egy alrendszert, mely a munkahengerben lévő közeg sűrűségét számolja.

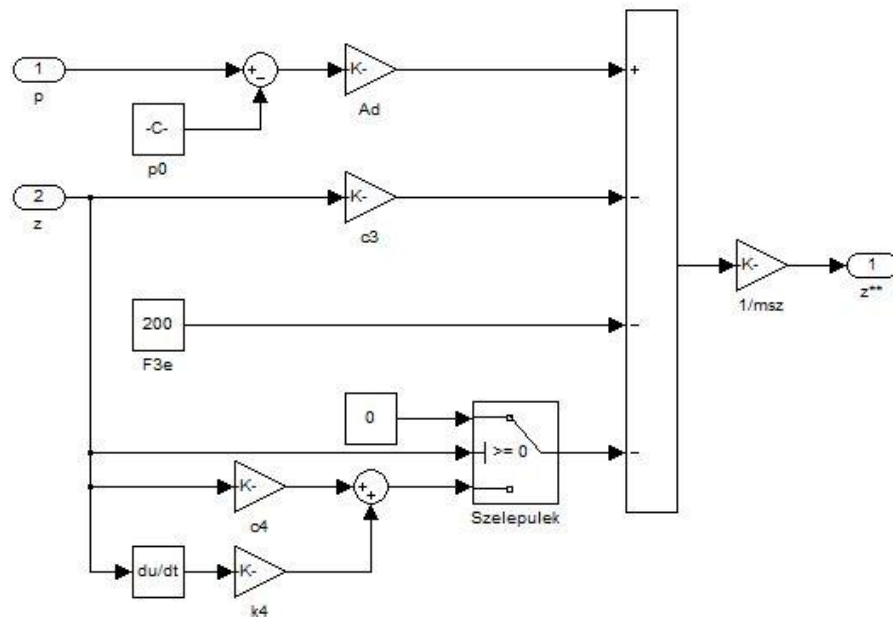


66. ábra A munkahenger egyenletének Simulink modellje



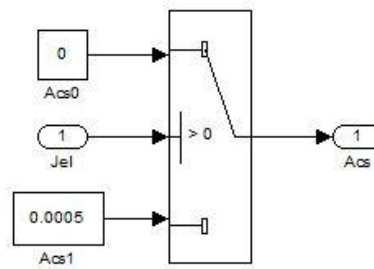
67. ábra A közeg sűrűségét számoló alrendszer

A harmadik alrendszer a szelep egyenlete. Itt a szelepléknek csak akkor kell erőt kifejtenie a szelepre, amikor az felfekszik rajta. Ezt egy „Switch” alkalmazásával oldottam meg, mely a 'z' értékének függvényében kapcsolja ki-be az egyenletnek ezt a két tagját.



68. ábra A szelep egyenletének Simulink modellje

A mágnesszelep működését is egy „Switch” alkalmazásával modelleztem. Ebben a modellben a kiömlőcsatorna keresztmetszete még csak két értéket vehet fel.

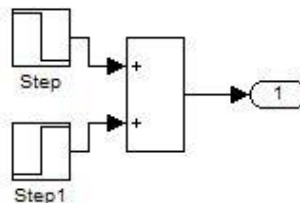


69. ábra A mágnesszelep alrendszer felépítése

A mágnesszelep vezérlőjele 0 és 1 értéket vehet fel. 0 bemenő jel esetén a mágnesszelep nyitva, 1 esetén zárva van.

Kétféle vezérlőjel kapcsolható egy „Manual Switch” segítségével. A felsővel a korai szelepzárás, az alsóval elsősorban a kettős nyitás, de a paraméterek állítgatásával bármilyen szelepnitási mód megvalósítható.

A vezérlőjelet a „Step” függvény alkalmazásával, és annak paramétereinek változásával állítom elő. A kettős nyitást két ilyen függvénynek az összege vezérli.



70. ábra Bemenő jel a kettős nyitáshoz

A szimulációk futtatásánál nem kellett változtatnom a „solver” beállításain, az „ode45” jelölésű megoldó algoritmussal megfelelően ítéltető eredményeket kaptam. Természetesen megpróbáltam a többi algoritmust is, de vagy nem voltak jobbak, vagy nagyon lassúak voltak, vagy nem megfelelő eredményt adtak.

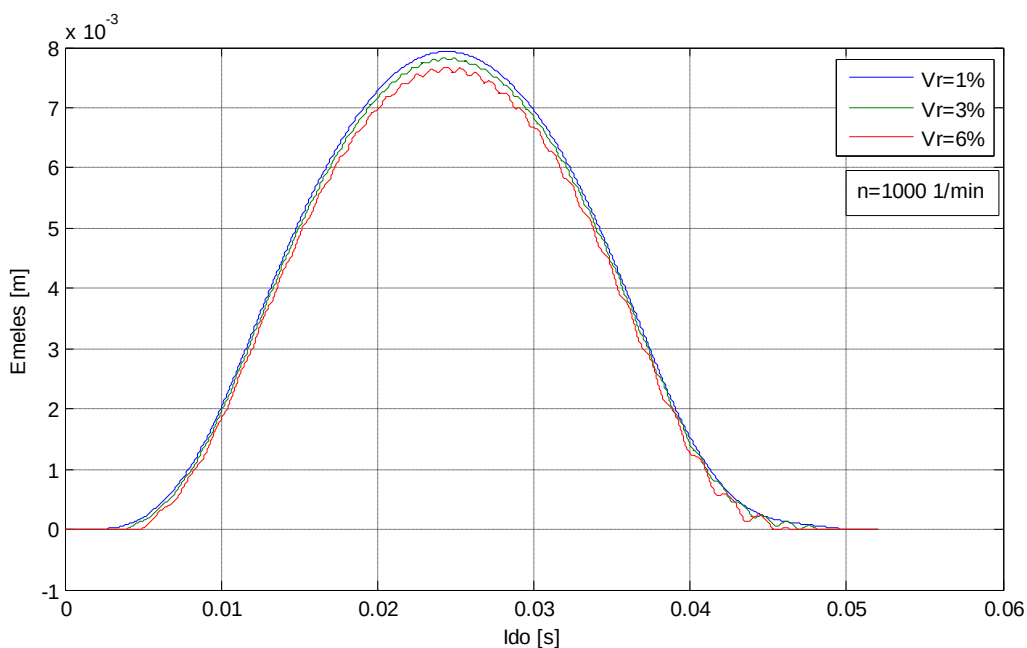
6.6. Eredmények

Ebben a fejezetben bemutatom az egyszerűsített modellem létrehozható szelepnívítási módokat, valamint néhány paraméter változtatásával megvizsgálom a modell viselkedését. Mivel a szakdolgozatnak a terjedelme korlátos, ezért igyekeztem csak a jelentősebb információtartalommal bíró eredményeket kiválogatni. A Matlab Simulink programmal viszont szinte határtalan mennyiségű hasznos vizsgálatot lehetne elvégezni.

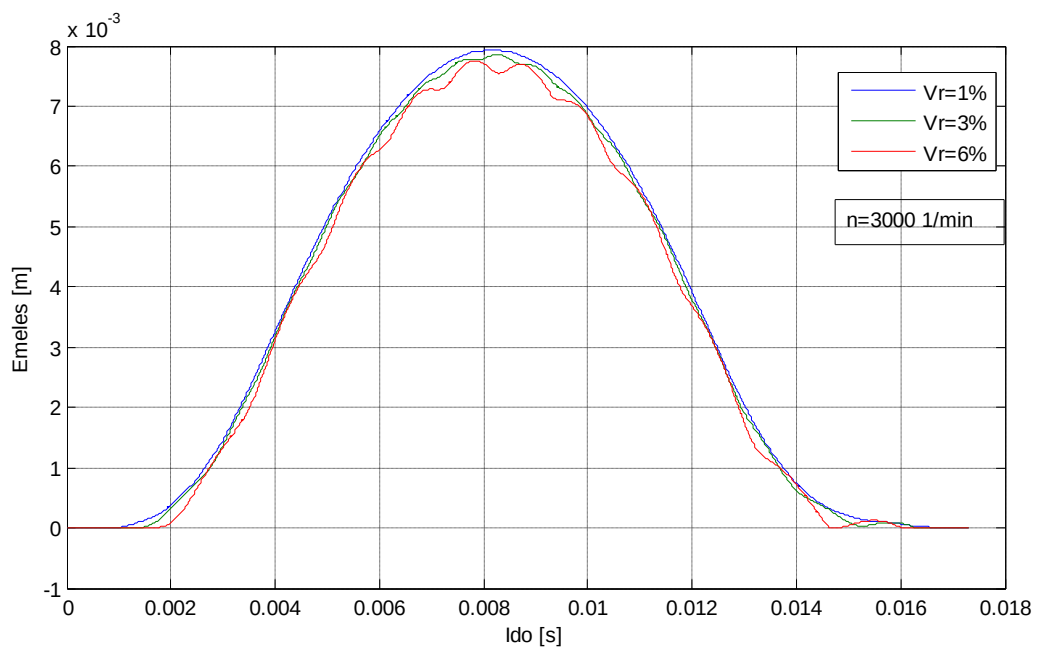
6.6.1. Teljes szelepnívítás

Teljesen kinyitjuk a szelepet, ha végig zárva tartjuk a mágnesszelepet, azaz végig '1' értéken tartjuk a bemenőjelét.

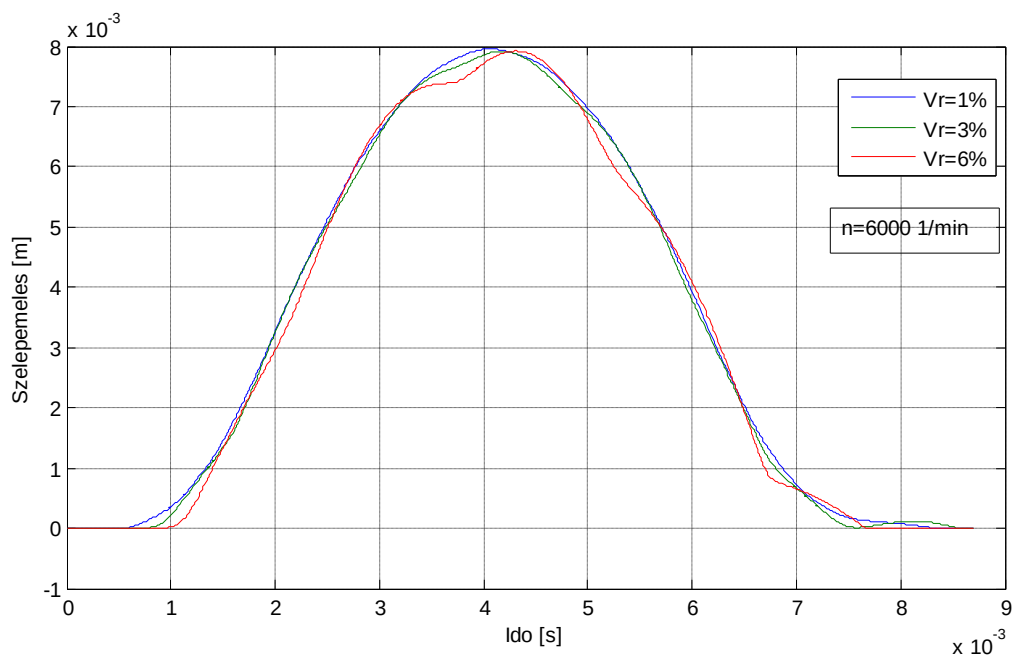
Először az idő függvényében vizsgáltam meg a görbét, mégpedig úgy, hogy egy diagramban ábrázoltam az 1 V%-hoz, a 3 V%-hoz, és a 6 V%-hoz tartozó görbéket.



71. ábra Teljes szelepnívítás 1000 1/min-nél



72. ábra Teljes szelepnýtás 3000 1/min-nél

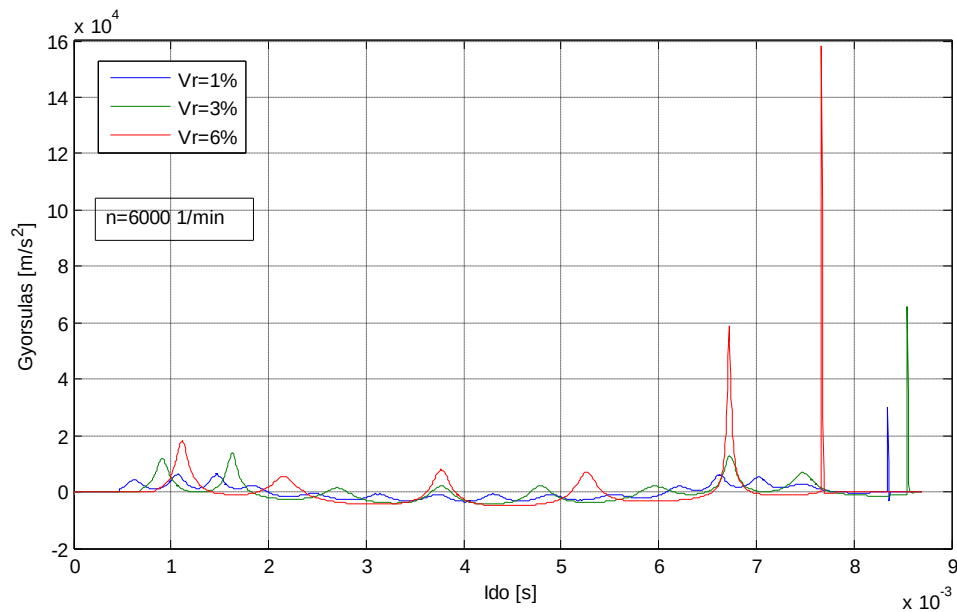


73. ábra Teljes szelepnýtás 6000 1/min-nél

Látható hogy a levegő térfogatarányának a függvényében jelentős mértékben változik a szelepemelési görbe, és ez nagy hatással lehet a szelep dinamikai igénybevételére.

A levegő térfogatarányának növelésével egyre pontatlanabbá válik a szelepnnyítás, változik a szelepnnyítás időpontja, a nagysága, és szelepszárás sebesség is. Nagyobb levegő térfogatarányánál nagyobb amplitúdójú lengései vannak a szelepnnek.

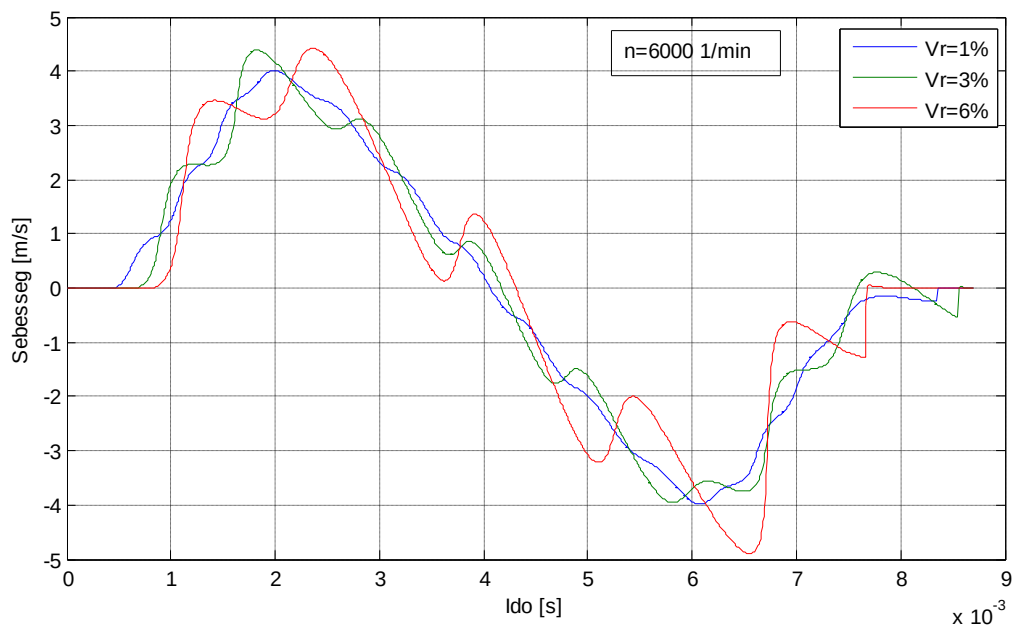
A dinamikai igénybevételekről nyerhetünk információt, ha megnézzük a szelep gyorsulásfüggvényét. Mivel nagyobb fordulatszámon nagyobbak a gyorsulások is, így ezeket a görbét csak 6000 1/min fordulatszámra vettem fel.



74. ábra Szelepgyorsulások teljes szelepnnyításnál 6000 1/min-nél

A függvényekből látszik, hogy nagyon nagy jelentősége van a levegő tömegarányának a szelep és az ülék igénybevételére, hiszen 5-szörös eltérés van az 1 és 6 térfogatszázalékos szimuláció között.

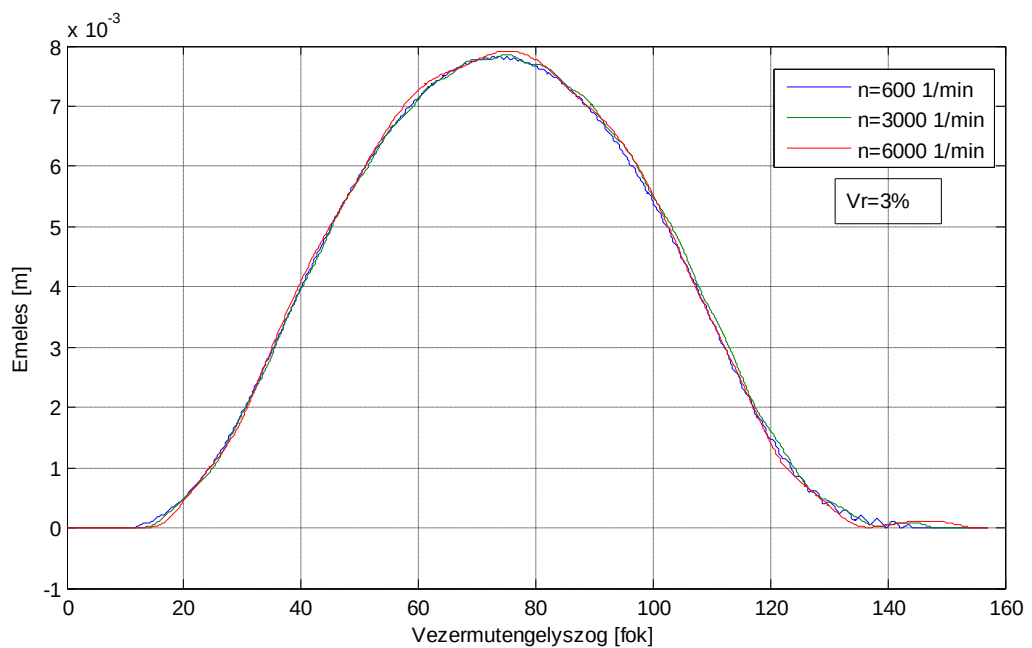
A szelepek tervezésekor azonban a zárás előtti szelepsebességet szokták figyelni, ezt láthatjuk a következő diagramon.



75. ábra Szelepsebességek 6000 1/min-nél

A görbék végén lévő meredek sebességváltozásnál leolvasható a zárás előtti szelepsebesség. Ezt célszerű 0,15 m/s érték alatt tartani az igénybevételek korlátozása miatt. A diagramról leolvasható hogy az 1%-os levegőtartalmú szimuláció még majdnem teljesíti ezt a követelményt, a többi azonban nem. A gyakorlatban azonban elektrohidraulikus szelepvezérlésnél másfajta emelésű vezérműbűtyköt alkalmaznak, ami kiküszöböli ezt a problémát.

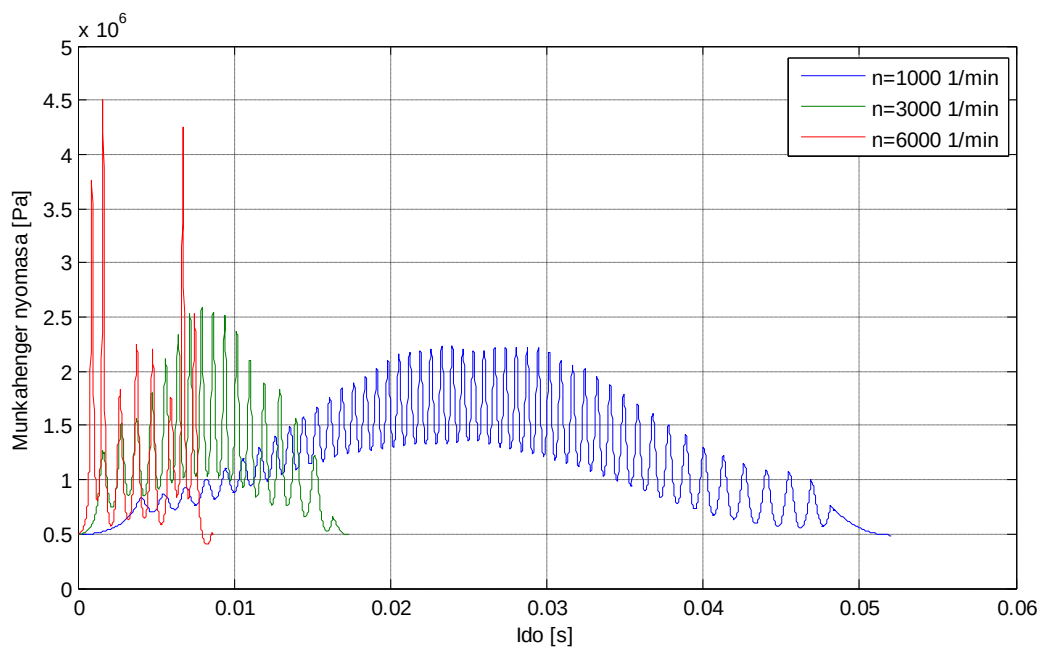
A következő diagram a vezérműtengely szögállásának a függvényében figyelhetjük meg különböző fordulatszámokon a modell viselkedését. Itt nagy különbségeket nem igazán fedezhetünk fel.



76. ábra Teljes szelepnnyítás a vezérműtengely szögállásának függvényében

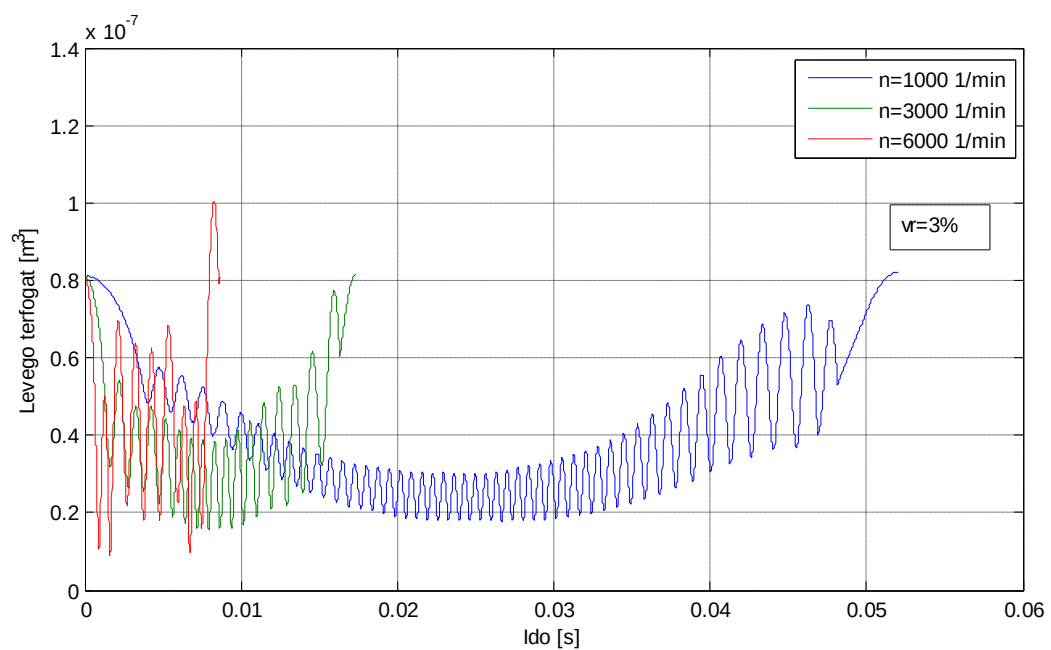
A modell gyakorlatban való megvalósításához fontos adat a rendszerben kialakuló nyomás, mely meghatározza a folyadék-levegő közeget körülvevő alkatrészek igénybevételét.

Nagyobb fordulatszámon nagyobb nyomásokat is figyelhetünk meg, 6000 1/min fordulatszámon a rendszerben fellépő legnagyobb nyomás 45 bar, az átlagos nyomásérték pedig nem haladja meg a 20 bart se. Ez a gyakorlatban alkalmazott hidraulikus rendszerekhez képest egy viszonylag alacsony nyomású rendszer, a felső határ néhány 100 bar lett volna.



77. ábra A munkahenger nyomásának alakulása

Az alábbi diagramon pedig a munkahengerben lévő levegő térfogatváltozását láthatjuk.



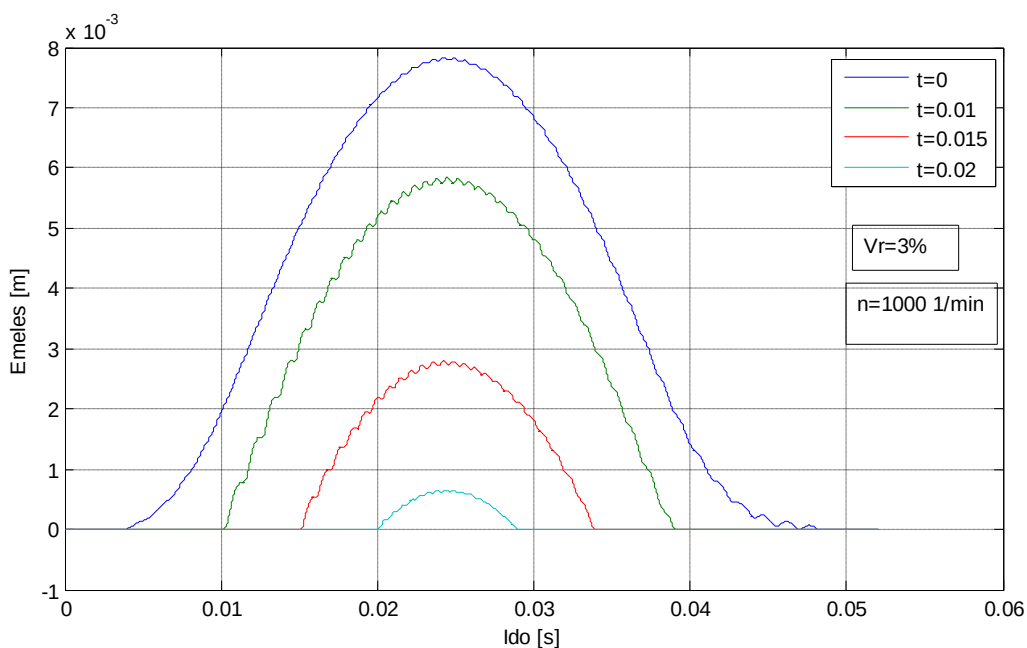
78. ábra A munkahengerben lévő levegő térfogatának alakulása

6.6.2. Kései szívószelep nyitás

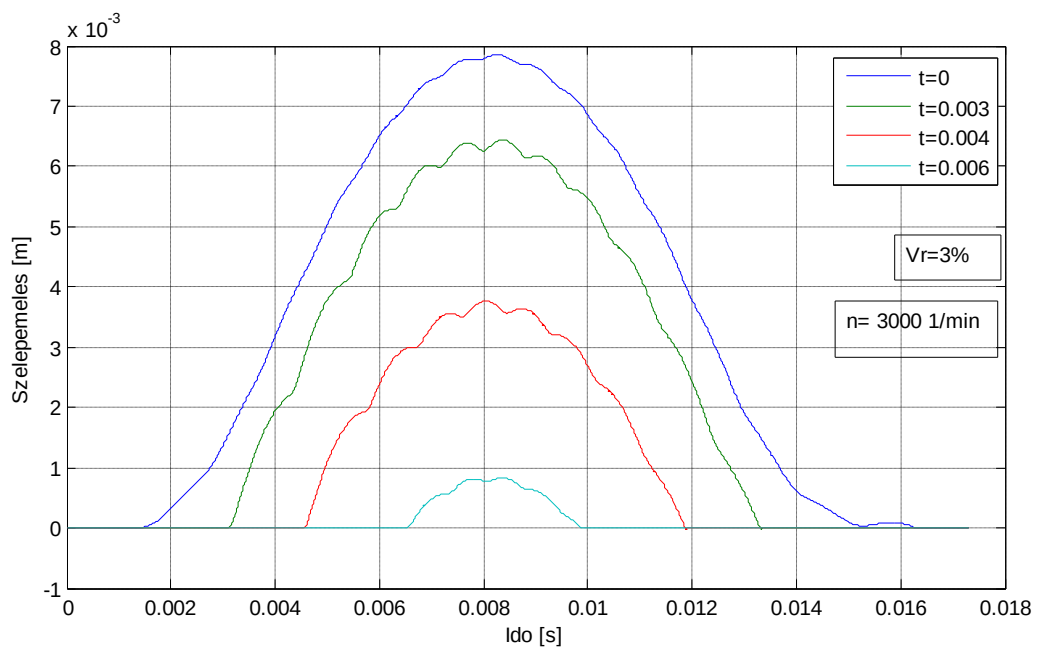
Kései szelepnnyitás valósítható meg, ha a mágnesszelepet valamilyen késéssel zárjuk a vezérműbütöök emelésének kezdetéhez képest.

A modellen ez az alsó bemenőjelre kapcsolással, azon belül pedig szintén az alsó „Step” függvény időparaméterének az állításával lehet kései szelepszárast szimulálni. Ez a vezérlőjel 0-ról indul, és a kívánt időben 1-re vált, ilyenkor zárja a mágnesszelepet (0-ra állítja a kiömlőcsatorna keresztmetszetét). A felső „Step” függvényt ilyenkor teljesen 0-ra kell állítani.

Pontosítható a szimuláció, ha a felső „Step” függvénnyel a szelepszáraskor újra kinyitjuk a mágnesszelepet, de a tapasztalat azt mutatta ez nem mutat jelentős változást a görbék menetében.



79. ábra Kései szívószelep nyitás 1000 1/min-nél

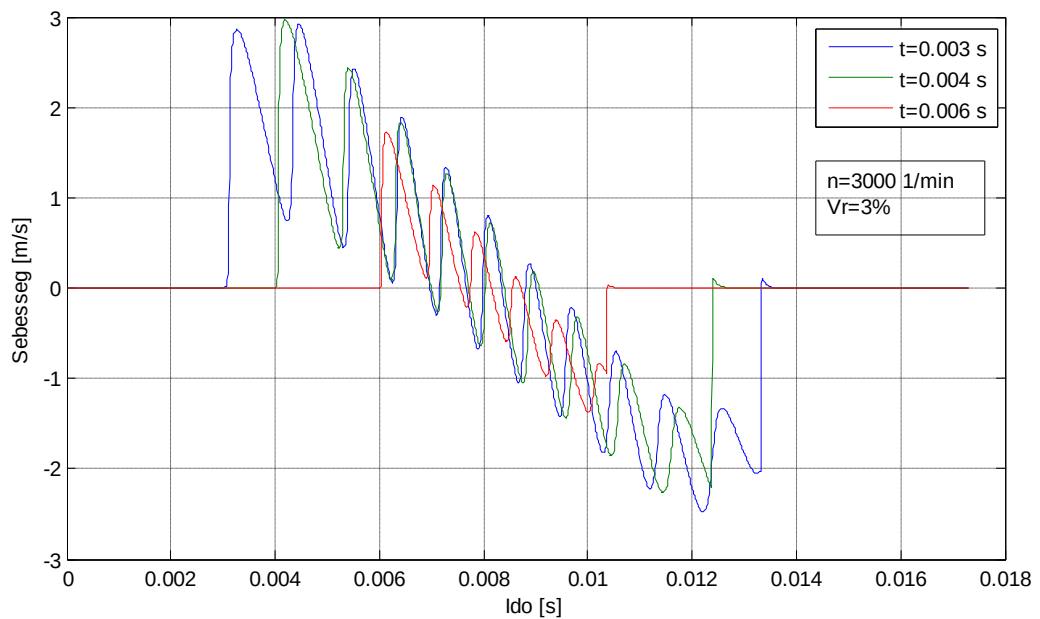


80. ábra Kései szívószelep nyitás 3000 1/min-nél

Nagyobb fordulatszámon ezt a szelepnnyítási módot nem szükséges vizsgálni, a 7. fejezetben ki fog derülni, hogy nagyobb fordulatszámokon már a korai szívószelep zárást célszerűbb alkalmazni.

A szelep itt kicsit nagyobb amplitúdójú lengéseket szenved a teljes szelepnnyításhoz képest.

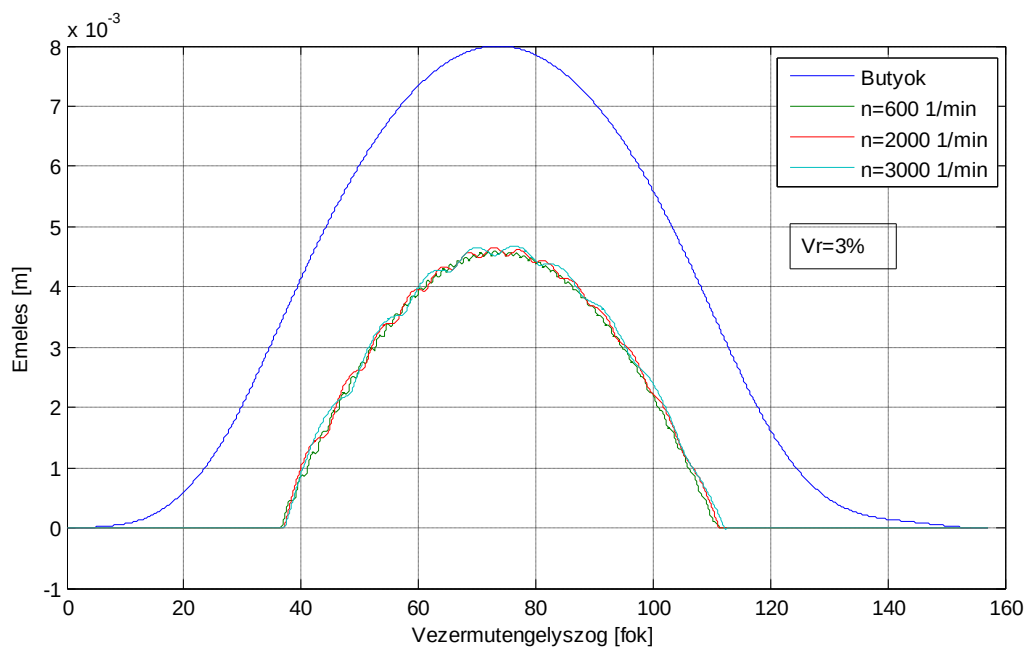
A következő diagram az előbbi, $n=3000$ 1/min fordulatszámánál történő szimuláció szelepsebességeit mutatja.



81. ábra Szelepsebességek kései szívószelep nyitáskor

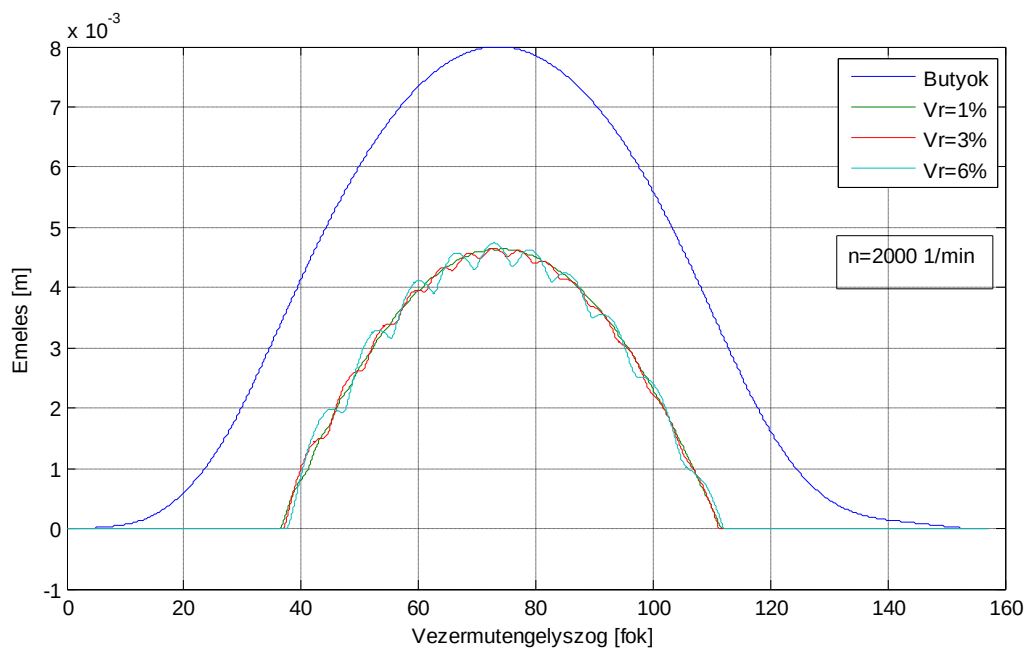
A legnagyobb gyorsulást a legmagasabbra nyíló görbének kellett elszenvednie, természetesen itt is szelepszáraskor. A zárás előtti szelepsebességek jócskán nagyobbak a megengedettnél, így ebben a formában ez a rendszer nem megvalósítható, mindenképp szükséges egy szelepsebesség korlátozó beépítése.

Ha a vezérműtengely szögállásának függvényében, különböző fordulatszámokon vizsgáljuk a szelepnyitási görbéket, akkor látható, hogy a nyitás-zárás „időpontja” a fordulatszám függvényében nem változik, a vezérlés pontos.



82. ábra Kései szívószelep nyitás a vezérműtengely szögállásának függvényében

A levegő térfogatszázalékának nagysága sem igazán befolyásolja a görbék menetét.



83. ábra Kései szívószelep nyitás változó levegő térfogatarányokkal

A kiömlőcsatorna keresztmetszetének megválasztásakor arra ügyelni kell, hogy amikor már a vezérműbűtyök emeli a felső dugattyút, a csatornán kifolyó közeg tudjon olyan

gyorsan kifolyni, hogy a szelep ne nyíljon ki. Ennek elkerülésére természetesen nagy keresztmetszetű csatorna alkalmazása célszerű.

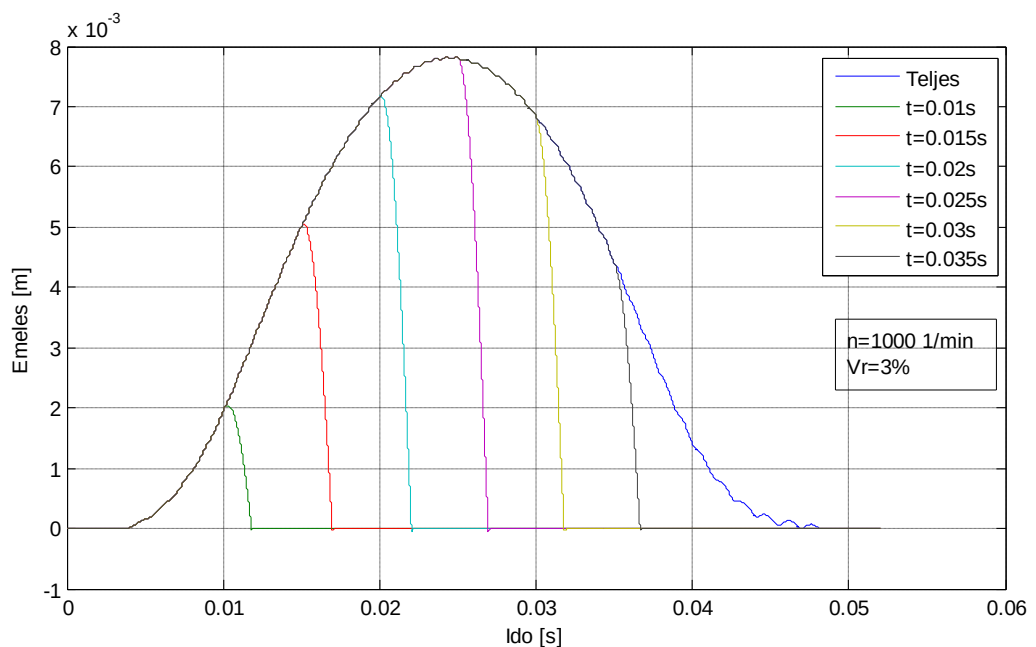
A keresztmetszet kis mértékű változtatása viszont egyáltalán nem változtat a görbéken.

6.6.3. Korai szívószelep zárás

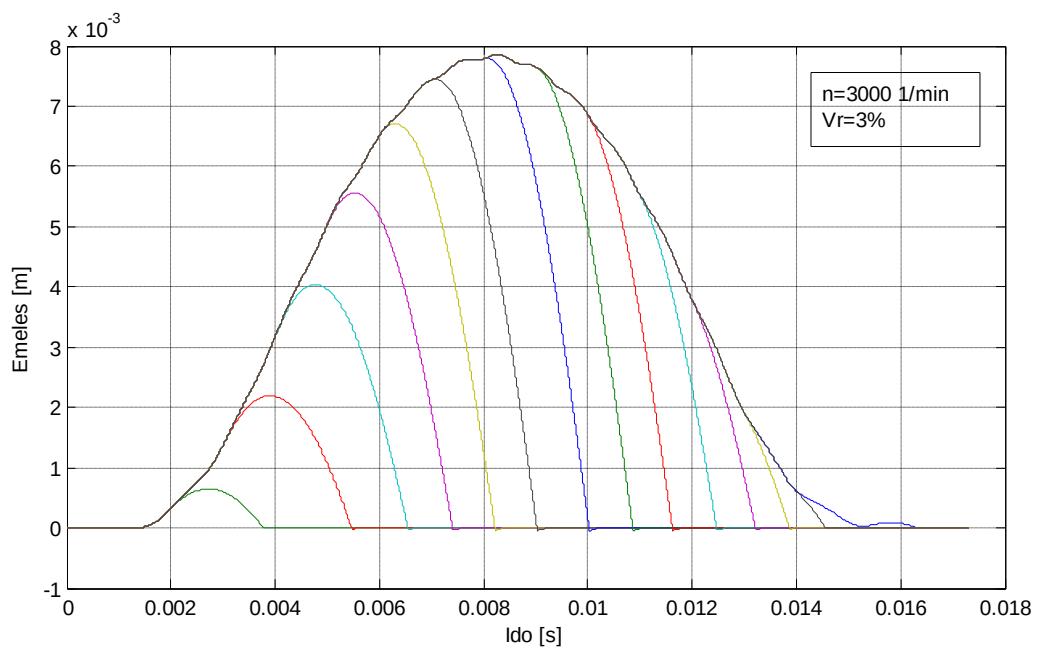
Ha a mágnesszelep '1' jelét még a teljes szelepnyitás vége előtt '0' jelre állítjuk, akkor a munkahengerben lévő nyomást eleresztjük, a folyadék-levegő közeg a kiömlőcsatornán keresztül kijut a most már nyílt hidraulikus rendszerből.

A modellben a felső bemenő „Step” jel időparaméterének változtatásával tudjuk a korai szívószelep zárás idejét beállítani.

A következő három diagram három különböző fordulatszámon megvalósított korai szívószelepszárás szelepnyitási görbéit mutatja, az egyes mágnesszelep elengedési időpontok egyenletesen következnek egymás után.

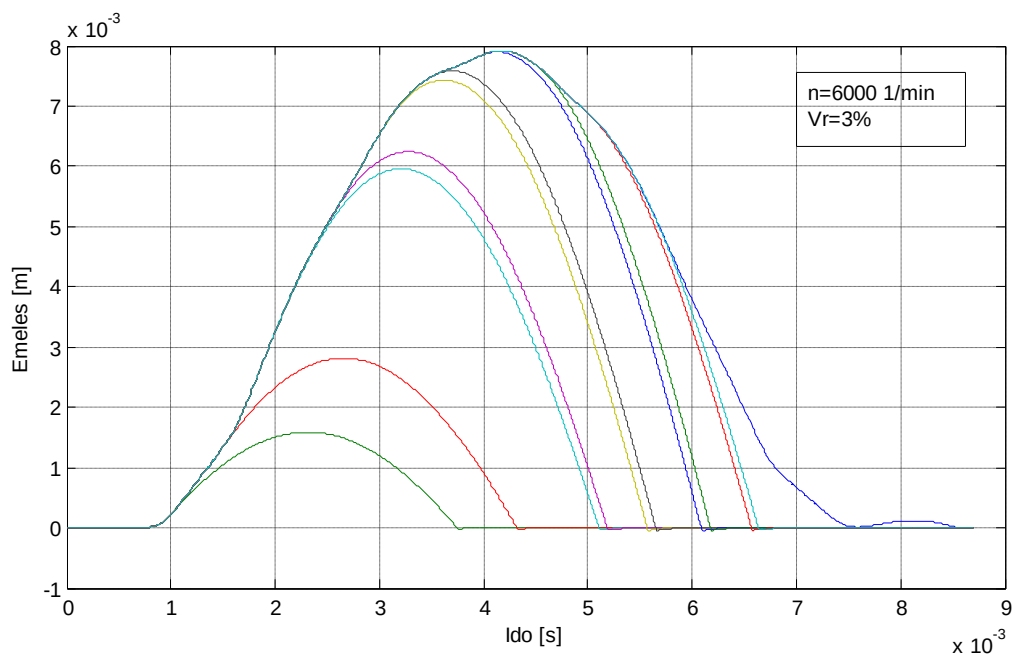


84. ábra Korai szívószelep zárás 1000 1/min-nél



85. ábra Korai szívószelep zárás 3000 1/min-nél

Megfigyelhető, hogy nagyobb fordulatszámoknál egyre inkább módosítja a szelepnyitási görbét a szelep mozgási energiája, mivel nagyobb fordulatszámokon a szeleprugóban tárolt energia egy része erre fordítódik szelepszáraskor.

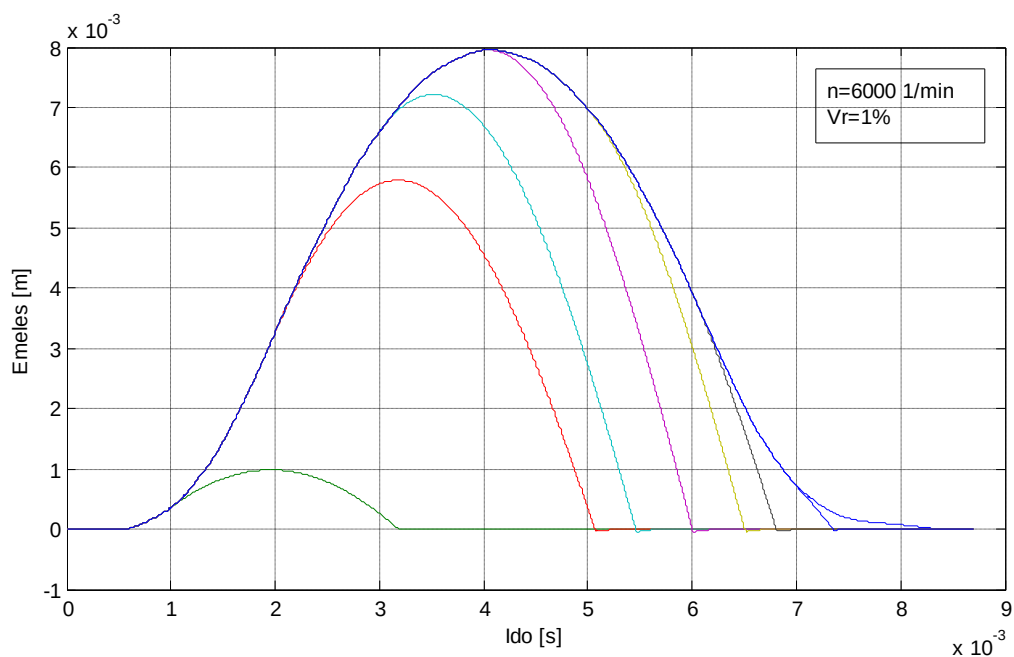


86. ábra Korai szívószelep zárás 6000 1/min-nél

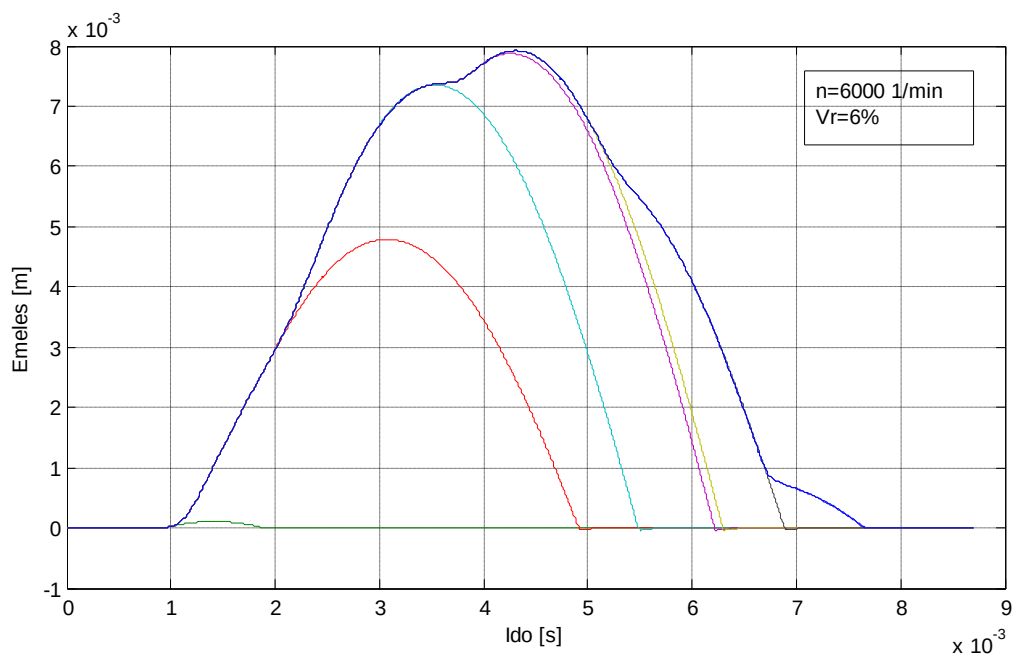
A 6000 1/min fordulatszámú görbénél egy igen érdekes felfedezést tehetünk. Ezen a fordulatszámon a szelepnyitásra szuperonálódó lengés hullámhossza egy nagyságrendbe esik a szelepnyitás időtartamával. Ez a lengés pedig nagyban befolyásolja a szelep mozgási energiáját is, ami miatt jelentősen módosulnak a szelepzárási görbék is.

A diagramon is megfigyelhető, hogy az egyenletesen felvett jelváltás időpontok ellenére a szelepzárási időpontok nem egyenletesen alakulnak.

Mivel a teljes szelepnyitásnál már megfigyelhettük, hogy a szeplelengések nagyban függenek a közeg levegőtartalmától, ezért 6000 1/min fordulatszámon 1, 3, és 6% térfogatarányokkal is végeztem szimulációkat.



87. ábra Korai szívószelep zárás 1%-os levegő térfogatarányánál



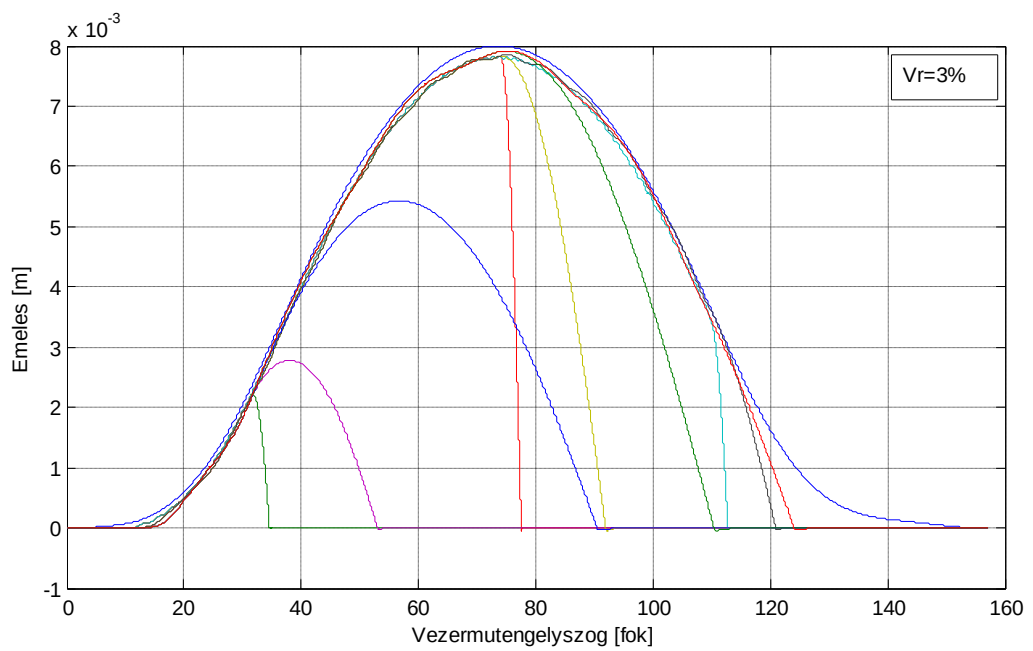
88. ábra Korai szívószelep zárás 6%-os levegő térfogatarányánál

1%-os levegőtartalomnál teljesen elfogadható görbéket kaptam, 6%-os levegőtartalomnál viszont a vártak megfelelően már nagyon „összevissza” görbéket láthatunk.

A következő diagramon a szelepnitási görbéket már a vezérműtengely szögállásának függvényében ábrázoltam, és három különböző fordulatszámon (1000, 3000, 6000 1/min) három különböző vezérmű szögálláshoz rendeltem mágnesszelep nyitásokat.

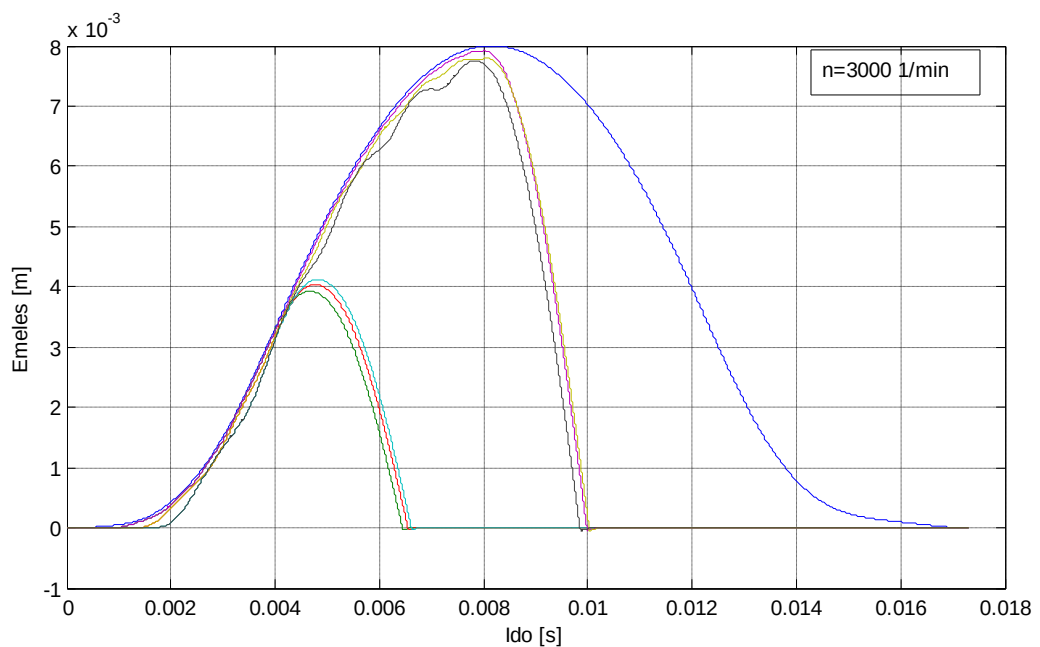
Itt is megfigyelhető, hogy a szelep tehetetlensége hogyan módosítja a szelepnitásokat, gyorsabb emelésnél nagyobb a szelep mozgási energiája, ami nagyobb túllendülést, azaz nagyobb szelepnitást eredményez.

Ha azonban a szelep tömege 0 lenne, a görbék nyitott munkahengerhez tartozó szakaszaiban nem tapasztalnánk különbséget (az idő függvényében), a munkahenger leeresztésének időtartama nem fordulatszámfüggő, csak a kezdő munkahenger nyomásától és a leeresztendő közeg mennyiségétől függ.



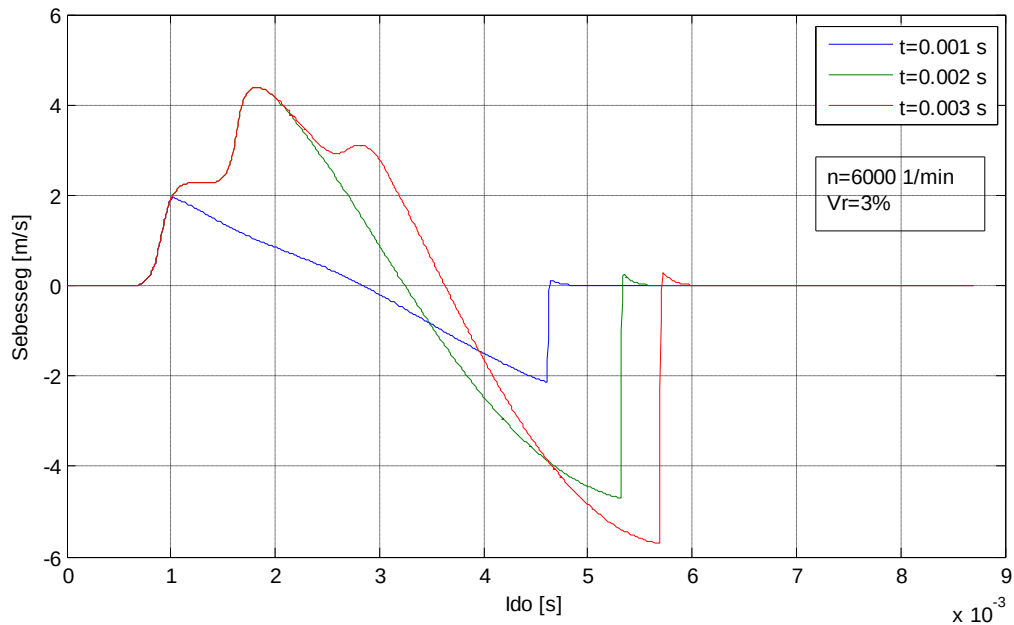
89. ábra Korai szívószelep zárás a vezerműtengely szögállásának függvényében

Megvizsgáltam a szelepszárások viselkedését különböző levegő térfogatarányoknál is, itt azt tapasztaltam, hogy ez nem befolyásolja számottevően a görbéket. Ez látható az alábbi diagramon.



90. ábra Korai szívószelep zárás különböző levegő térfogatarányok mellett

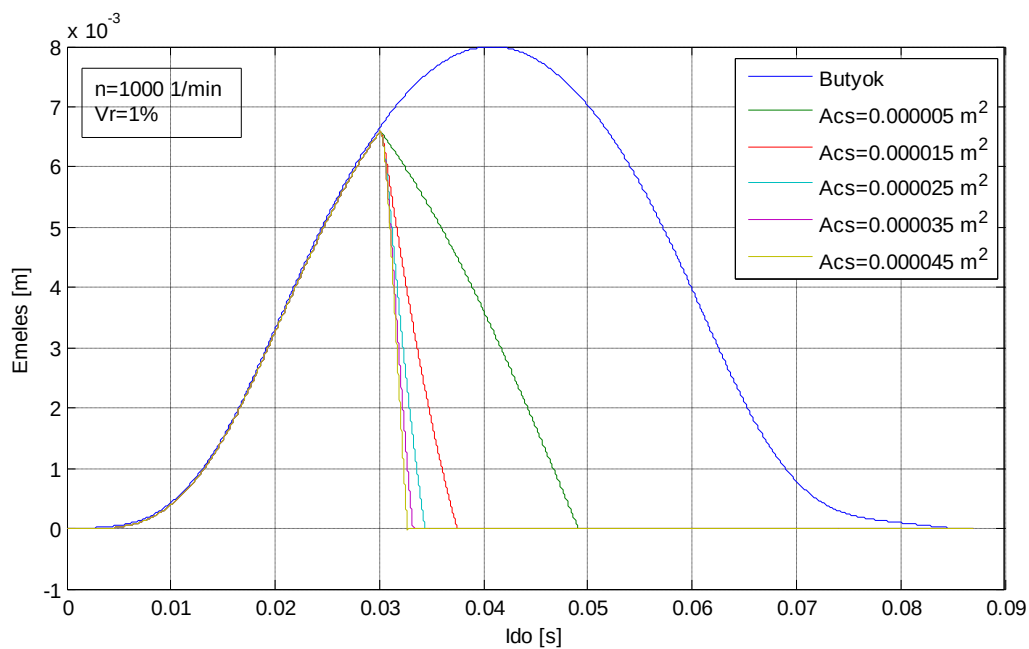
Mivel ebbe a modellbe még szelepszárási sebességkorlátozás még nincs beépítve, ezért ezen sebességek megvizsgálásakor nem is vártam csodát, a kapott értékek egy nagyságrenddel nagyobbak a megengedetttnél.



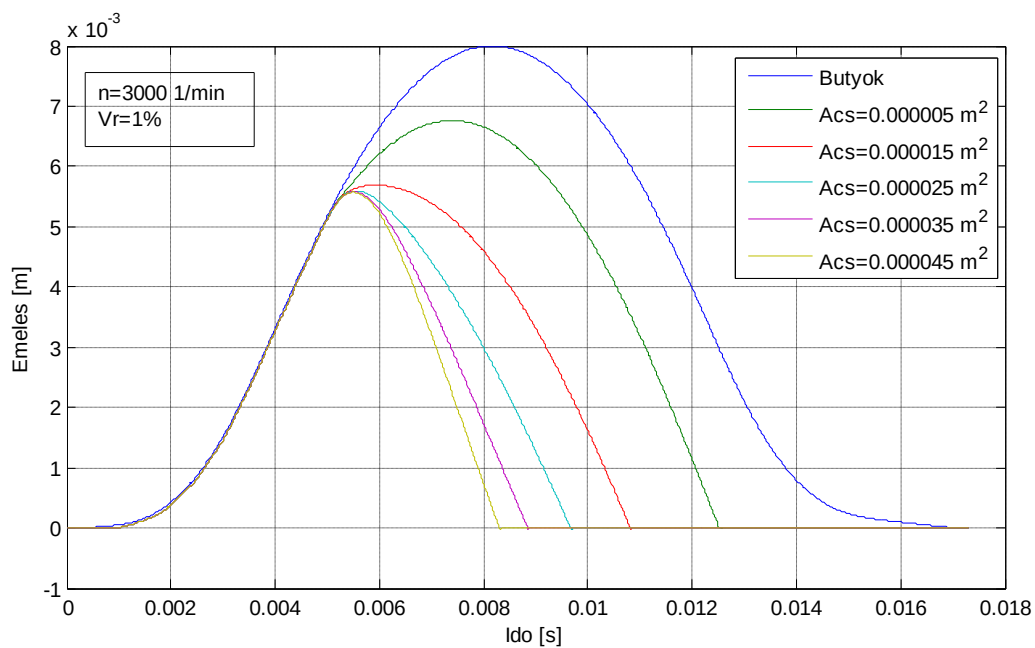
91. ábra Szelepsebességek korai szívószelep zárásakor

Megvizsgáltam még, hogy miként változnak a szelepszárási görbék a kiömlőcsatorna keresztmetszetének függvényében. Kellően nagy keresztmetszet esetén ez a paraméter nincs, vagy csak nagyon kicsit van hatással a szelepszárási gyorsaságára, nagyon kicsi keresztmetszetű kiömlőcsatornák viszont már igen nagy fojtást gyakorolnak a kiáramló közegre, itt már nagyobb mértékű a keresztmetszet változtatás hatása. Ez fordulatszámtól függetlenül kijelenthető, ezt láthatjuk a következő két

diagramon is, mely két különböző fordulatszámon mutatja ezt.



92. ábra Korai szívószelep zárás különböző keresztmetszetű kiömlőcsatornákkal 1000 1/min-nél

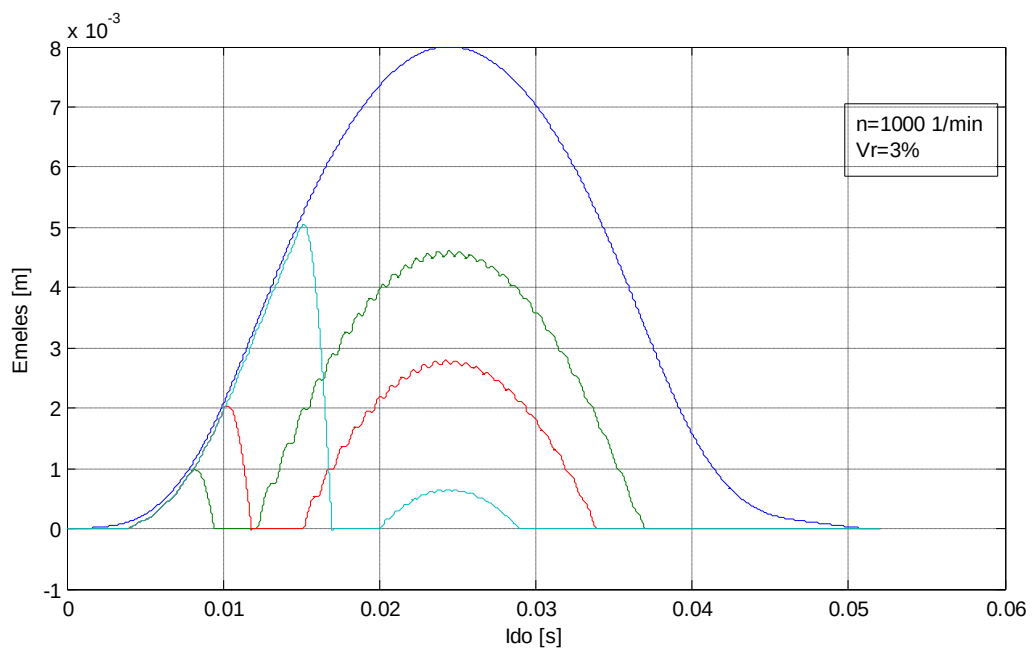


93. ábra Korai szívószelep zárás különböző keresztmetszetű kiömlőcsatornákkal 3000 1/min-nél

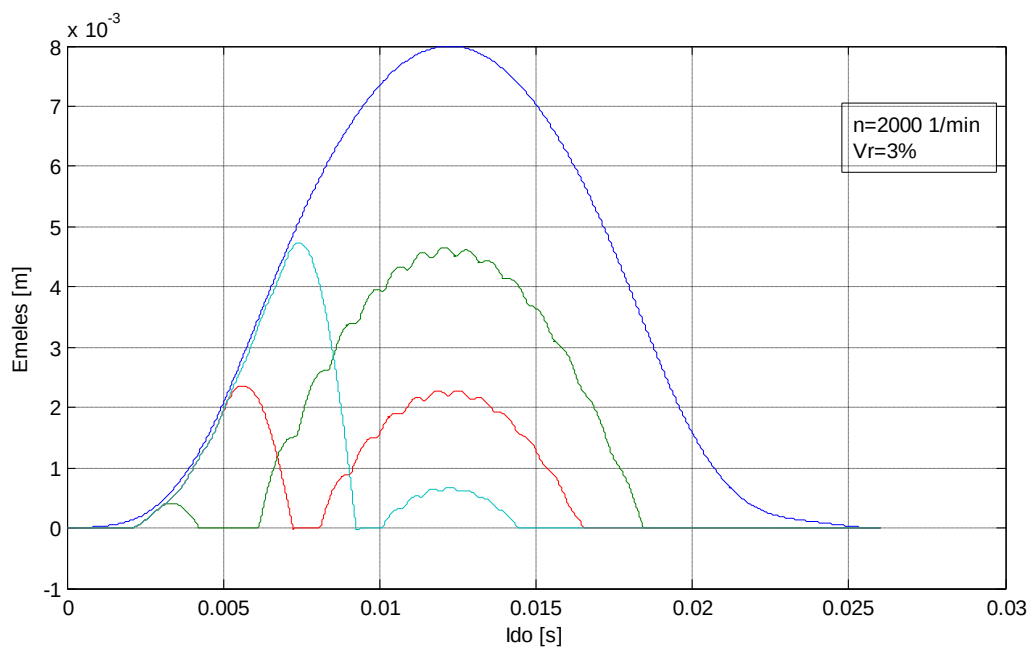
6.6.4. Kettős nyitás

Az elektrohidraulikus szelepvezérlés szelepnyitási módjainak variálhatóságának a legjobb bizonyítéka a kettős nyitás alkalmazhatósága.

Ilyenkor egy ciklus alatt a mágnesszelepnek kétszer adunk '1' vezérlőjelet, mindkettőnek még a büttyök emelési szakaszában kell megjelennie. Az első '1' jelnek már a büttyökemelés legelején célszerű jelen lennie.

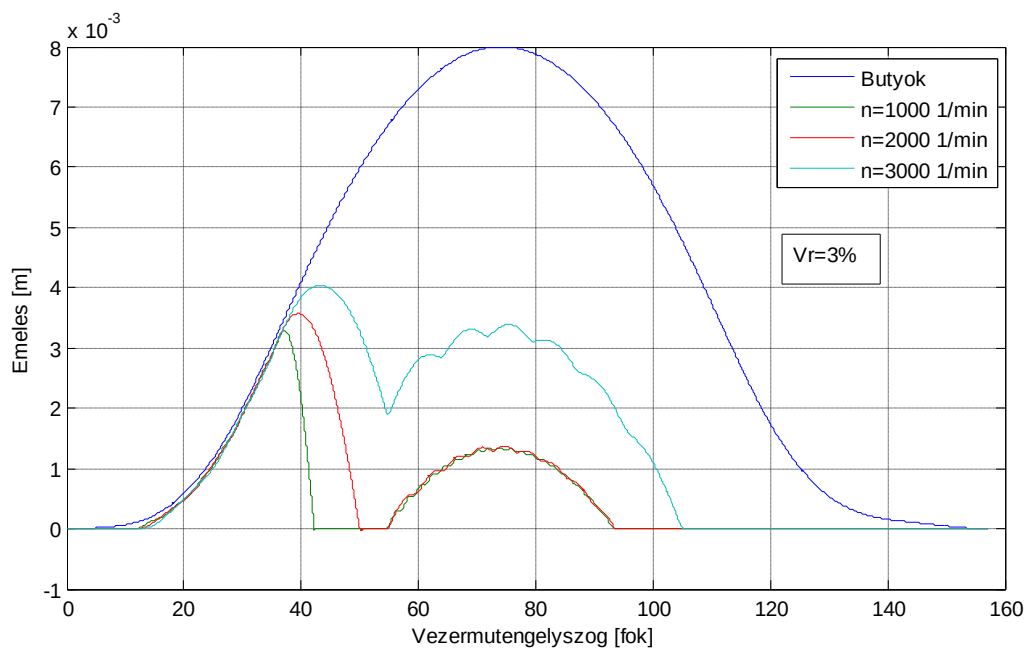


94. ábra Kettős nyitás 1000 1/min-nél



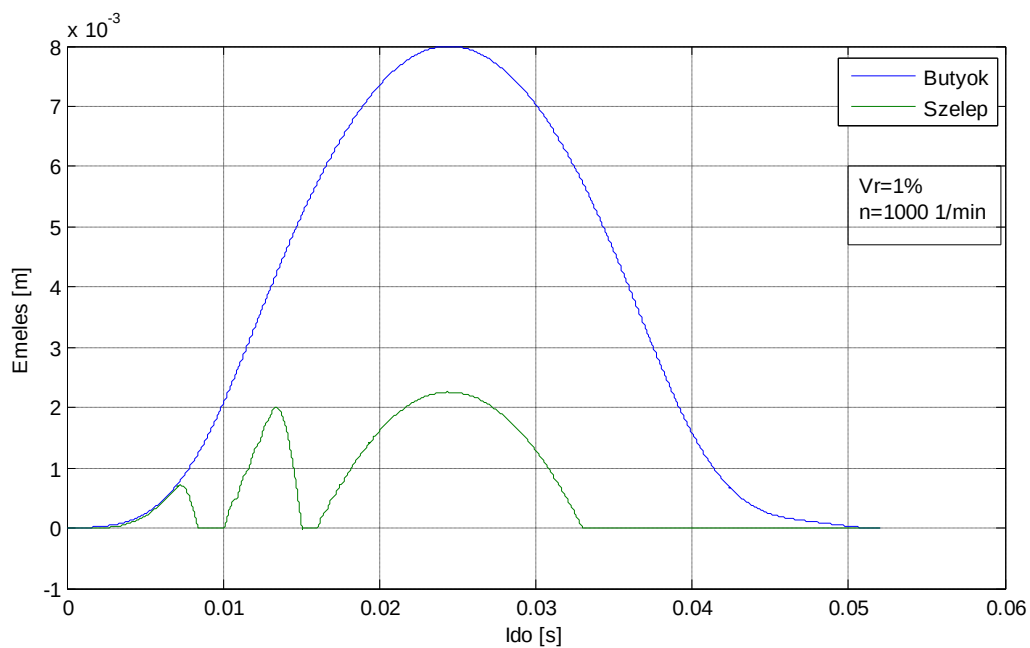
95. ábra Kettős nyitás 2000 1/min-nél

Így lényegében egy olyan szelepnitást hozhatunk létre, ami az összege a korai zárásnak és a kései nyitásnak. A görbék viselkedése megegyezik a korai zárásnál és a kései nyitásnál tapasztaltakkal, így ezeket itt külön még egyszer nem tüntetem fel.



96. ábra Kettős nyitás a vezérműtengely szögállásának függvényében

A gyakorlatban sok haszna nem valószínű hogy van, de jól demonstrálja az eletrohidraulikus szelepvezérlés „szelepnyitási szabadságát” a következő diagram, melynél már háromszoros nyitást valósítottam meg. Természetesen ez még tovább is fokozható.



97. ábra Háromszoros szelepnyitás

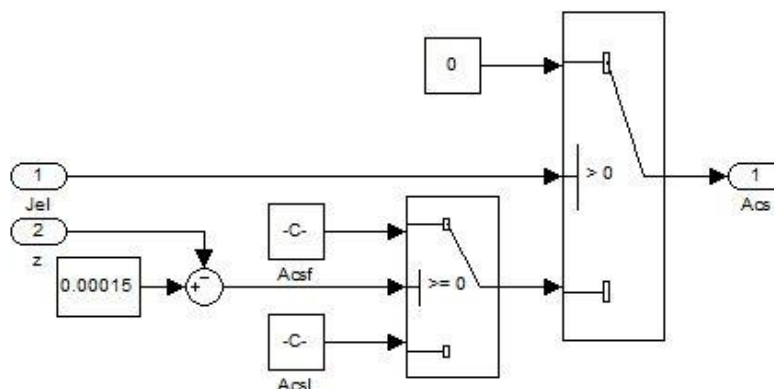
6.7. Szelepzárás fékezése

Az eddig bemutatott egyszerűsített modell gyakorlatban való megvalósításra alkalmatlan volt, hiszen, szelepzárásakor túl nagy igénybevételnek tette ki a szelepet és a szelepléket. Ebben a fejezetben ezt próbálom meg kiküszöbölni több-kevesebb sikerrel egy lehetséges megoldás bemutatásával.

6.7.1. Fékezés a kiömlési keresztmetszet csökkentésével

A szelepzárás előtt csökkenthetjük a szelepsebességet, ha lecsökkentjük a kiömlőcsatorna keresztmetszetét, de csak közvetlenül a szeleplékre csapódás előtti pillanatban. Ez megvalósítható például úgy, hogy a szelep dugattyúja eltakarja a kiömlőcsatorna egy részét.

Először olyan modellel próbálkoztam, mely kétféle kiömlőcsatorna keresztmetszetet biztosít. Ehhez a következőképpen módosítottam a modellem 'mágnesszelep' alrendszerét:



98. ábra Módosított mágnesszelep alrendszer

A kiömlőcsatorna keresztmetszete a szeleplék közelében 0.15 mm szelepemelésig 0.000001 m^2 , e fölött pedig megtartottam a 0.000006 m^2 értéket.

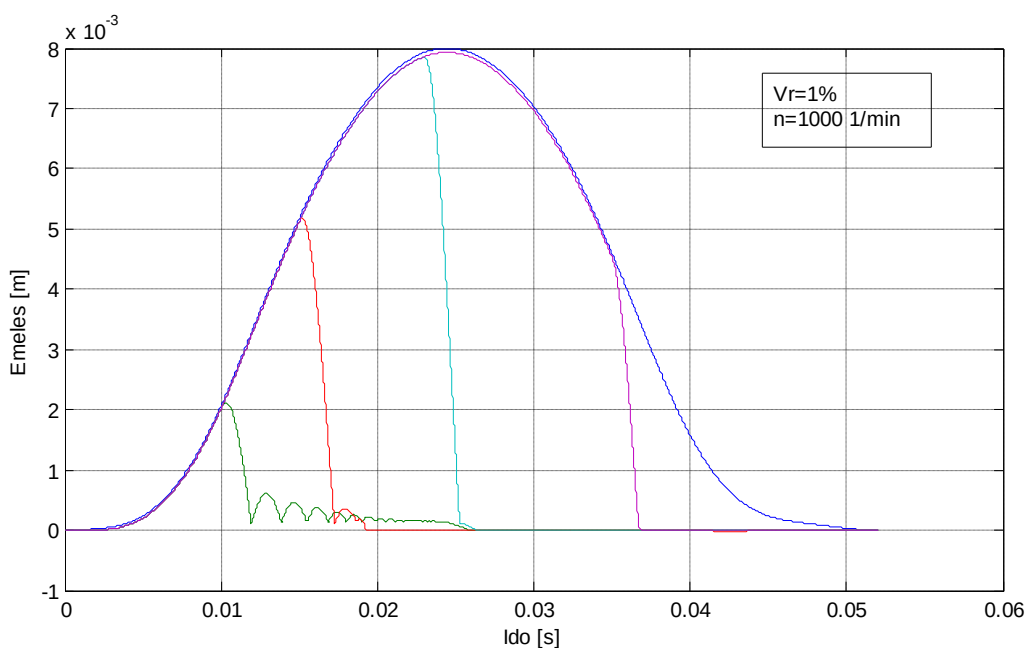
Ezeket az értékeket a következők figyelembevételével kaptam:

- a szelep a legnagyobb sebességet akkor éri el, ha a legnagyobb szelepnýtáskor nyitjuk ki a mágnesszelepet, ezért a „méretezést” erre az esetre végeztem

- a szelepet a lehető legkésőbb kell elkezdni lelassítani, hogy a szelepszárás időben ne húzódjon el
- ezek után addig próbálkoztam különböző értékekkel, míg elfogadható szelepsebességet kaptam a zárás előtt

A próbálkozások során azt tapasztaltam, hogy a zárás előtti szelepsebességet elég egyértelműen meghatározza a kiömlési keresztmetszet, és ezek után már csak a lehető legkésőbbre kellett beállítani a fékezést.

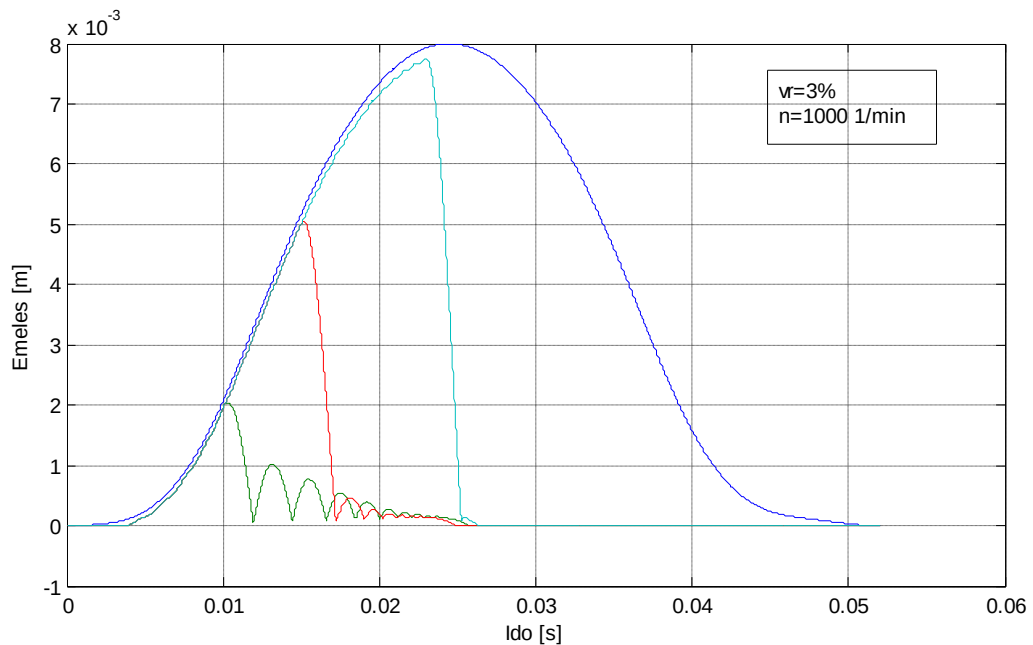
Egy elfogathatónak ítélt szimulációt mutat a következő két diagram, melyek között csak a levegő térfogatarányban van különbség. 0,023 másodpercnél kinyitott mágnesszelep esetén a zárás előtti szelepsebesség 0,18 m/s, ami már majdnem elfogadható. Ha korábban nyitjuk a mágnesszelepet ennél még alacsonyabb értékeket kapunk, például 0,015 másodpercnél csak 0,03 m/s-ot. A probléma viszont az, hogy nagyon elhúzódik a szelepszárás, a kis keresztmetszetű kiömlőcsatorna olyan mértékben fojtja a közeg kiáramlását, hogy a munkahengerben lévő nyomás nyitva tartja a szelepet, ami lényegében egy légrugón rezeg.



99. ábra Korai szívószelep zárás fékezéssel 1000 1/min-nél

A közeg levegő térfogataránya viszont nem számottevően módosítja a zárás előtti szelepsebességet, csak 1-2 százalékos eltérések mutatkoztak.

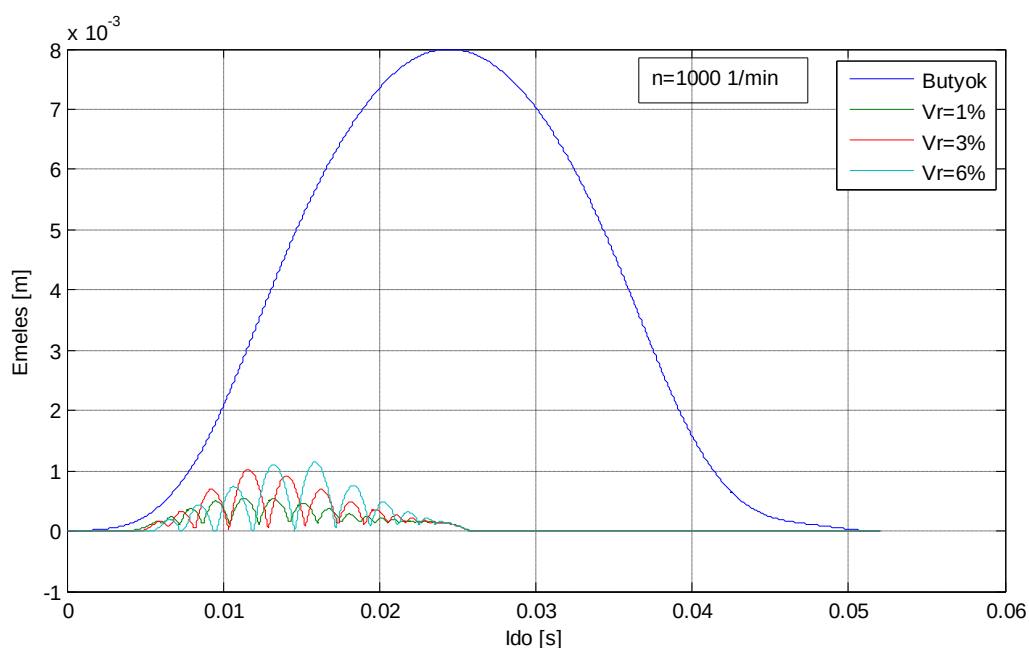
Készítettem még olyan modelleket is, melyekben a szelepülék közelében a kiömlőcsatorna keresztmetszete valamilyen függvény szerint változik (lineárisan vagy négyzetesen), jobb eredményt viszont nem tudtam elérni.



100. ábra Korai szívószelep zárás fékezéssel 3000 1/min-nél

A felső holtponton túli mágnesszelep nyitásoknál viszont megmutatkozott ennek az egyszerűsített modellnek a legnagyobb problémája, ami miatt a valóságban ez nem magvalósítható. Ugyanis felső holtponton túl a munkahenger felső dugattyúja fölfelé mozog, ami már önmagában meghatároz egy zárási szelepsebességet (és ez jócskán meghaladja a 0,15 m/s-ot). A kiömlési keresztmetszet változtatásával ezt csökkenteni már nem tudjuk, így a korai szelepszárás ebben a tartományban az alkatrészek igénybevételei miatt nem lehetséges. A megvalósításhoz mindenképpen szükséges valamilyen további szeleplassító megoldás.

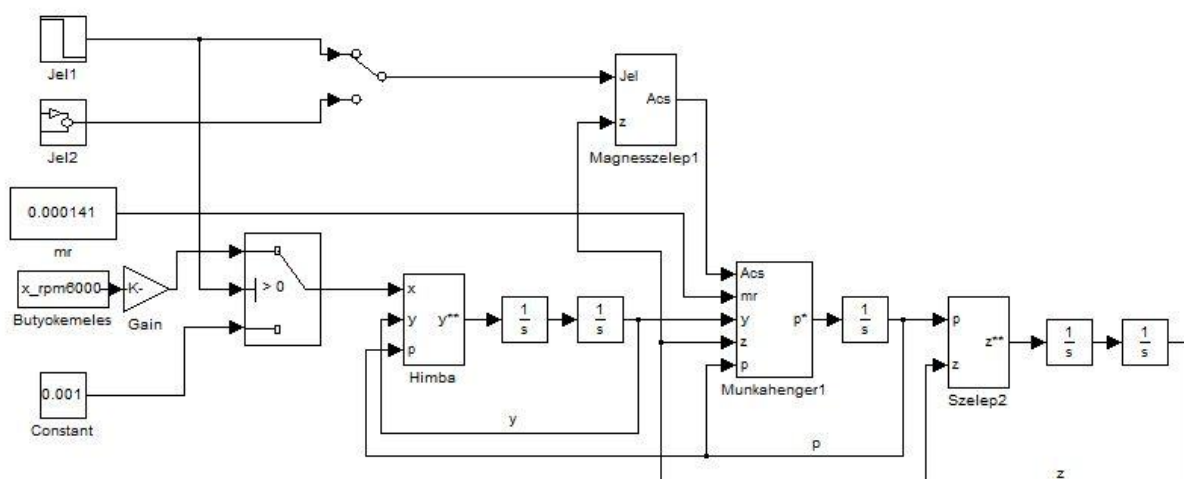
A kétféle kiáramlási keresztmetszettel rendelkező modell másik hibáját ábrázolja a következő diagram. Itt a mágnesszelep bemenő jelét végig '0'-ra állítottam, azaz végig nyitott volt a hidraulikus rendszer. Ennek ellenére (már 1000 1/min fordulatszámnál is) a szelep kinyílt, ami azt jelenti, hogy túl nagy a fojtása a szűkebb keresztmetszetnek. Emiatt a Kései szívószelep nyitás így nem is hozható létre.



101. ábra Szelepnyitás nyitott mágnesszelepnél

A szelepszárási szelepsebesség csökkentésének lehetőségének vizsgálatára módosítottam még egy kicsit a modellt. A célom az volt, hogy a felső munkahenger mozgásától függetlenül meg tudjam vizsgálni a különböző magasságokból „elengedett” szelep fékezési lehetőségeit.

A különbség itt annyi, hogy olyan bűtyökemelési karakterisztikát hoztam létre, amely megemeli a kívánt értékig a felső dugattyút, utána pedig megtartja azt ebben a pozícióban. A módosított modellt az alábbi ábra mutatja.

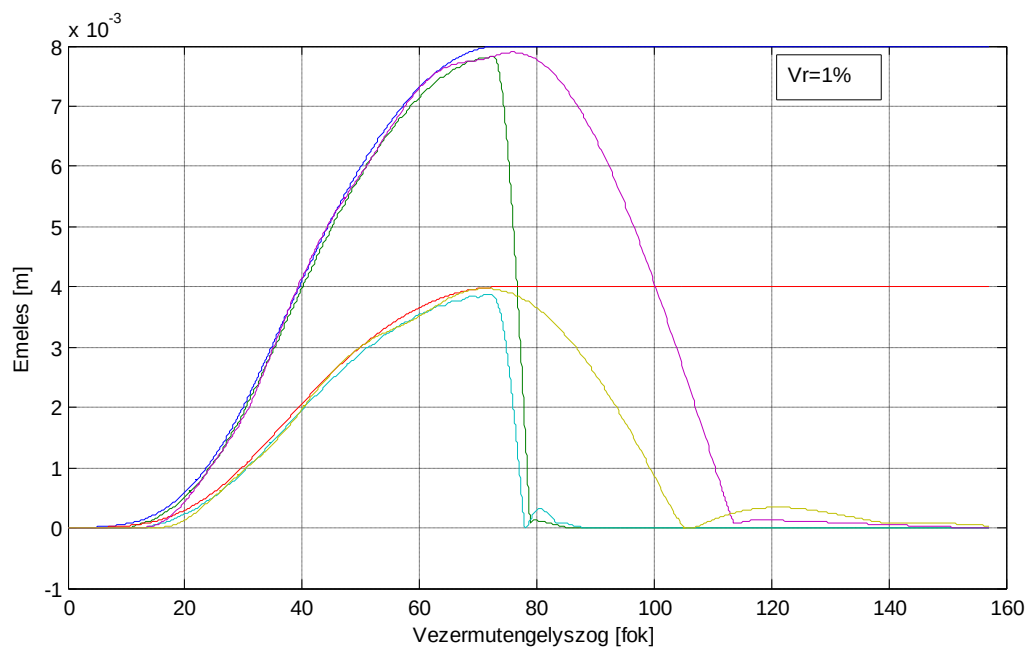


Ennek a modellnek csak annyi problémája van, hogy a mágnesszelep nyitásakor a szelep mozgási energiája nem egyenlő az eredeti modellnél lévővel. Ennek ellenére szolgáltat hasznos információkkal ez a modell is.

A diagramon a vezérműtengely szögállásának függvényében ábrázoltam két különböző fordulatszámon (1000 és 6000 1/min) és két különböző magasságból „elengedett” szelep záródását. Megfigyelhető, hogy a fordulatszámtól függően a szelepszáródás nem változik.

Mivel a keresztmetszetek a legmagasabb szelephelyzetből való eleresztésre lettek optimalizálva, így ez most is szépen „leteszi” a szelepet az ülésre.

Alacsonyabbról elengedve a szelepet viszont érdekes felfedezést tehetünk: a szűkebb keresztmetszetű csatorna nem tudja annyira fojtani a kiáramlást, hogy a szelep ne ütközzön bele a szelepülékbe, majd onnan még vissza is pattan, és onnan zárja be végleg a szelepet.



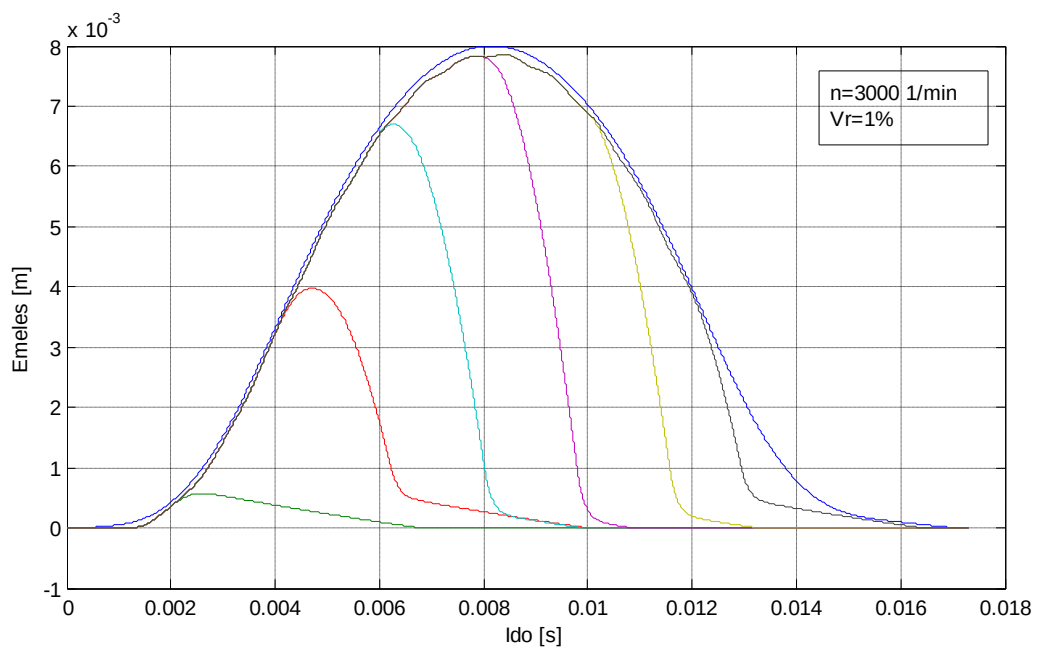
103. ábra Korai szívószelep zárás a "megálló" bűtyökkel

6.7.2. Fékezés csillapítással

Tettem még egy kísérletet olyan szelepemelési görbék előállítására, melyek, nem okoznak túlzott mechanikai igénybevételt az alkatrészeknek.

Bár technikailag nem tudom hogyan lehetne megvalósítani, a modellbe beépítettem egy csillapítást, mely a szelepre hat, csak akkor, amikor zuhan a szelep, és csak az utolsó 1 mm-en. A szelep egyenletének módosított modellje az alábbi ábrán látható.

A csillapítás mértékét itt is a legmagasabbról eleresztett szelep zuhanására méreteztem, így 600 Ns/m nagyságúra volt szükség a szelep 0,15 m/s-ra történő lelassításához.



105. ábra Korai szívószelep zárás csillapításos fékezéssel

6.8. Tapasztalatok

Összefoglalásképpen az egyszerűsített modellel a következő fontosabb tapasztalatokat gyűjtöttem a gyakorlatban való megvalósíthatósággal kapcsolatban:

- fix szelepvezérléshez tervezett vezérműbűtyök nem igazán felel meg a hidraulikus mozgásátvitel követelményeinek, ehhez egy más emelésű vezérműbűtyköt kell tervezni
- a hidraulikus rendszer elég bizonytalan, igen nagy lengéseket generálhat. Ezért is célszerű a rendszer nyomását alacsonyabban tartani, valamint csökkenteni a folyadék-levegő közeg térfogatát is (kisebb átmérőjű dugattyúk és nagyobb térfogatú munkahenger alkalmazása esetén is pontatlanabb lett a szelepemelés).
- a levegő térfogataránya nagyon nagy mértékben befolyásolja a szelepemelések pontosságát, ezt nagyon fontos stabil értéken tartani
- szintén pontosítja a szelepemelést, ha növeljük a hidraulikus rendszer tápnyomását, azaz a munkahenger „előfeszítettségét”. Ilyenkor a

vezérműbűtyök emelésének kisebb hányada fordítódik a szeleprugó előfeszítésének legyőzésére, hamarabb nyílik a szelep. A tápnyomást viszont nem szabad túl magasra se emelni, hiszen a motor hengerében a szívási ütemben kialakuló vákuum nem nyithatja ki a szívószelepet, ehhez pedig szükség van valamekkora előfeszítésre.

- a kiáramlási keresztmetszet változtatása önmagában nem elegendő megoldás a szelep túlzott igénybevételek elleni védelmére

7. A szelepemelési görbék használhatósága a motor különböző üzemmódjaiban

7.1. Teljes szelepnnyitás

Ez lényegében a hagyományos a szelepnnyítási karakterisztika, a mágnesszelep a szelepnnyítás közben végig zárva van. A legnagyobb teljesítményigényű üzemállapotban alkalmazható ez a szelepnnyítási karakterisztika, ehhez is kell hangolni a paramétereit. A nyitásához tartozó főtengety szögállásnak megfelelően korán, a felső holtpont előtt kell lennie az öblítés miatt, a zárásnak pedig jóval az alsó holtpont után kell lennie a jó töltési fok miatt (gázdinamikai okok).

7.2. Kései szívószelep nyitás

Nagyon kis fordulatszámnál és terhelésnél (azaz alapjárat közelében) célszerű ezt a módot alkalmazni. Ilyenkor a vezérműbűtűök emelésnek csak egy kisebb középső tartományát használjuk, ugyanis a mágnesszelep később zár a szívási ütemben. Természetesen a későbbi nyitás korábbi zárást is eredményez. Így a beáramló keverék mennyiségét nagyon lecsökkenthetjük úgy, hogy a töltetcsere veszteségek jóval alacsonyabbak a pillangószeleppel szabályzott motorokhoz képest. A másik nagy előnye ennek a szelepnnyítási módnak, hogy a szívószelep nyitásakor depresszió van a hengerben, ezért a keverék beáramlása nagy sebességgel történik a hengerben kialakuló vákuum miatt. Ez „tumble” áramlássá alakul át a hengerben, ami még a munkaütemre is megmarad, a nagyobb perdülettel rendelkező közegben pedig a turbulensebb lángfront gyorsabban terjed. A gyorsabb égés pedig nagyobb indikált hatásfokot eredményez.

7.3. Korai szívószelep zárás

A Miller-ciklus megvalósításának módja. A mágnesszelep a szívási ütem kezdetén zárva van, és a teljesítményigénynek megfelelően a szívási ütem valamely időpontjában kinyit, és korábban bezárja a szívószelepet. Így elég precízen szabályozható a beáramló keverék mennyisége és a motor leadott teljesítménye. Ennek a nyitási módnak még egy előnye, hogy a szívási ütem végén már zárt szelep esetén depresszió alakul ki a

hengerben, ami elősegíti a tüzelőanyagcseppek párolgását, így homogénebb keverék jön létre (ez direkt befecskendezésű Otto motoroknál még fontosabb).

A Fiat által kiadott reklámanyagban a korai szívószelep zárást külön említik kis- és nagy fordulatszám esetére. Ez azért fontos mert nyitott mágnesszelep esetén a szelepszárás sebességét a motorolajnak a munkahengerből történő kiürülésének gyorsasága határozza meg. Így ha a szelepnitást a főtengely-szögelfordulás függvényében ábrázoljuk a szelepemelést kis fordulatszámnál nagy meredekségű szelepszárást kapunk, míg nagy fordulatszámnál eléggé elhúzódik a zárás.

Mivel a mágnesszelep nyitása után a szelepszárás sebességét csak a munkahengerből kiáramló motorolaj határozza meg, ezért a teljes szelepszárás előtt a szeleptányér és a szeleptülék védelmében ilyenkor kell fékezni a sebességét.

7.4. Kettős nyitás

A szívási ütem kezdetén a mágnesszelep zárt állapotban van, a bütök elkezd nyitni a szívószelepet a munkahengereken keresztül. Ezután, még a vezérműbütök emelési szakaszában a mágnesszelep nyit, az olajnyomás leesik, a szívószelep zár. Még mindig az emelési szakaszban járunk, mikor a mágnesszelep megint zár, és még egyszer kinyitja a szívószelepet, de természetesen már sokkal kisebb mértékben, mind emelésben, mind időtartamban. Látható hogy ez a szelepnitási mód lényegében a korai szívószelep zárás (EIVC) és a késői szelepnitás (LIVO) alkalmazása egyszerre. Kis nyomatékigényű, ám nagyobb fordulatszámú üzemmódokban (pl. közlekedési dugók) hasznos az alkalmazása, ugyanis a szívási ütemben a korai nyitással majd zárással optimalizálhatjuk az öblítést (esetleg a belső kipufogógáz visszavezetést), a második nyitással pedig a hengerben kialakuló depresszió miatt nagy perdületű áramlásokat tudunk létrehozni.

Természetesen az ebben az üzemállapotban szükséges keverék mennyiségét korai szívószelep zárással vagy késői nyitással is be tudnánk állítani, viszont a fent említett okok miatt a kétszeres nyitás jobb indikált hatásfokú motorüzemet hoz létre. Ugyanakkor hátránya ennek a szelepnitási módnak, hogy egy ciklus alatt kétszer működtetjük a mágnesszelepet és kétszer zárjuk a szívószelepet, ami az alkatrészek véges élettartama miatt okozhat problémát.

8. További előnyök

A Fiat által kiadott reklámanyagban az itt felsorolt előnyöket hirdetik (a fix szelepvezérlésű Otto motorokkal szemben), ezek az előnyök nemcsak az elektrohidraulikus szelepvezérlésre vonatkoznak, hanem az új fejlesztésű motorokra:

- a maximum teljesítmény 10%-kal megnő a hagyományos pillangószelepes motorok teljesítményéhez képest, mivel a teljes szelepnyitás paramétereit a legnagyobb teljesítményhez tartozó áramlásokhoz lehet hangolni
- alacsony fordulaton 15%-kal nő a nyomaték, mivel a fojtószelep elhagyásával és a Miller-ciklus megvalósításával a töltetcsere veszteségeket nagy mértékben csökkenteni sikerült
- 10%-kal csökken a fogyasztás, mind szívó-, mind turbómotoroknál, szintén a töltetcsere veszteségek nagy mértékű csökkentése miatt
- a MultiAir turbo motorok 25%-kal fogyasztanak kevesebbet, ugyanakkora teljesítményleadása mellett, mint egy hasonló teljesítményű, de nagyobb térfogatú szívó motor, ez lényegében a „downsizing” lényege. Ez elsősorban a kis fordulatszámú és terhelésű tartományra hangolt turbófeltöltésnek köszönhető, de természetesen ehhez is hozzájárul a töltetcsere veszteségek csökkenése.
- a motor CO és a HC emissziója 40%-kal csökkenthető, mivel szívószelepek késleltetett nyitásával, perdülettel rendelkező áramlás létrehozásával az égésfolyamatot gyorsíthatjuk és tökéletesíthetjük
- a motor NO_x emissziója 60%-kal csökkenthető, ezt két okból is sikerült elérni. Egyrészt a korai szívószelep zárás miatt a sűrítési ütem alacsonyabb nyomás- és hőmérsékletről indul, így az égés csúcshőmérséklete is alacsonyabb, ami egyértelműen a NO keletkezését csökkenti. A belső kipufogógáz visszavezetéssel szintén kontrollálható a NO termelődése.
- a motor érzékenyebben reagál a pedál utasításaira, csökken a turbólyuk, köszönhetően elsősorban a kis méretű, így kisebb tehetetlenségi nyomatékkal rendelkező turbófeltöltőnek, ami könnyebben felpörög már alacsonyabb fordulatszám tartományban is.

- a MultiAir szelepvezérlés könnyedén alkalmazható Diesel motoroknál is, bár itt azért nem érhető el olyan nagy mértékű indikált hatásfok javulás, mint az Otto motoroknál. Dízelmotoroknál a korai szívószelep zárásnak nincs sok haszna, hiszen itt a keverék légviszonya tág határok között mozgatható ($1,35 < \alpha < 6$), így nincs szükség a hengerbe áramló levegő mennyiségének korlátozására. A teljes fordulatszámtartományban való áramlások hangolásának a rugalmas kezelhetősége viszont a dízelmotorok töltetcserejét is javíthatja, valamint itt is egyszerűsödik az öblítés, a belső kipufogógáz visszavezetés és az áramlás perdületkeltése.

9. Összefoglalás

Az utóbbi évtizedek tendenciáit figyelve megállapítható, hogy a belső égésű motorok nagyon nagy fejlődésen mentek át az utóbbi 30 évben. Az informatika térhódításával a gépjárműmotorok technikája is teljesen megváltozott. Nem is olyan régen még a karburátoros, hagyományos gyújtórendszeres, fix szelepvezérléses motorok milyen korszerűnek számítottak, s manapság már mindezek szépen lassan már csak a múzeumokban lesznek láthatók.

Sok ember szerint nem jó irányba tart a gépjárművek fejlődése, az egyre növekedő közlekedési igények kielégítésére és a környezetbarátságra azonban nincs igazán másik út, hiszen a belső égésű motoroknál eddig még senki sem talált ki mindent összevetve jobb megoldást a gépjárművek hajtására.

Egy húsz évvel ezelőtt kapható Otto motorral szerelt autó teljesítményének egy mai autó már a kétszeresét tudja, és a károsanyagkibocsátása is töredékére csökkent. Ezt a hatalmas eredményt elsősorban a töltetcsere veszteségek csökkentésével sikerült elérni, ami elsősorban a turbófeltöltés elterjedésének köszönhető ugyan, de szintén nagy szerepe van ebben a változtatható szelepvezérlés megjelenésének is.

A jövőben várhatóan egyre inkább érvényesülni fog a „downsizing” elv, a motorok egyre kisebb lökettérfogatúak lesznek, a feltöltött motorok valószínűleg ki fogják szorítani a szívómotorokat, új égési eljárások jelenhetnek meg... de ameddig szükség lesz töltetcserére ezekben a motorokban, addig szükség lesz a változtatható szelepvezérlési rendszerekre is. Jelenleg pedig kijelenthető, hogy az elektrohidraulikus szelepvezérlés a legalkalmasabb megoldás erre a célra.

10. Hivatkozások

- Fiat Powertrain Technologies honlapja
(<http://www.fptpowertrain.com/ita/home.htm>)
- MTZ német autótechnikai magazin 2009/12 és 2010/03 száma
- Autótechnika magazin honlapján is megtalálható Fiat MultiAir cikk (2009/10, <http://autotechnika.hu/cikkek>)
- Dr. Németh Huba előadásanyaga Gépjárműmotorok I, II tárgyból
- Dr. Wilhelm Hannibal változtatható szelepvezérlésekről szóló előadásanyaga

A szakdolgozatom elkészítéséhez a Matlab Simulink és a Microsoft Office Word programokat használtam.