



# PNEUMATIKUS LINEÁRIS HAJTÁSOK ENERGIAHATÉKONY POZÍCIÓSZABÁLYOZÁSA

Doktori (PhD) értekezés tézisei

Mayerné Sárközi Eszter

Gödöllő

2019

**A doktori iskola**

**megnevezése:** Műszaki Tudományi Doktori Iskola

**tudományága:** Agrárműszaki tudományok

**vezetője:** Dr. Farkas István  
egyetemi tanár, DSc  
Szent István Egyetem Gépészmérnöki Kar

**Témavezető:** Dr. Jánosi László  
egyetemi tanár, CSc  
Szent István Egyetem Gépészmérnöki Kar  
Gépipari Technológiai Intézet

.....  
Iskolavezető jóváhagyása

.....  
Témavezető jóváhagyása

# TARTALOMJEGYZÉK

JELÖLÉSEK ÉS RÖVIDÍTÉSEK JEGYZÉKE .....	4
1. BEVEZETÉS, CÉLKITŰZÉSEK .....	6
1.1. A téma aktualitása .....	6
1.2. Célkitűzés .....	7
2. ANYAG ÉS MÓDSZER.....	8
2.1. A kísérleti berendezés .....	8
2.2. A szervopneumatikus rendszer matematikai modellje.....	8
2.2.1 Az arányos szelep matematikai modellje.....	9
2.2.4. A munkahenger matematikai modellje .....	10
2.2.3. A rendszermodell validálása .....	10
2.3. A vizsgált szabályozási algoritmusok .....	12
2.4. Szabályozó optimalizálás .....	13
2.5. Értékelések .....	14
3. EREDMÉNYEK .....	15
3.1. A szabályozási algoritmusok összehasonítása és értékelése .....	15
3.1.1. Abszolút statikus hiba .....	15
3.1.2. Légfogyasztás .....	16
3.1.3. A változó terhelőerőre adott válasz.....	18
3.1.4. változó célpozícióra adott válasz .....	20
3.2. Technológiai szemléletű összefoglaló értékelő rendszer .....	21
3.3. A levegőfogyasztás csökkentése új kritériumfüggvény alkalmazásával.....	22
4. ÚJ TUDOMÁNYOS EREDMÉNYEK .....	24
5. KÖVETKEZTETÉSEK ÉS JAVASLATOK.....	26
6. ÖSSZEFOGLALÁS.....	27
7. AZ ÉRTEKEZÉS TÉMAKÖRÉHEZ KAPCSOLÓDÓ KIEMELT PUBLIKÁCIÓK.....	28

## JELÖLÉSEK ÉS RÖVIDÍTÉSEK JEGYZÉKE

<b>Jelölések</b>	<b>Megnevezés</b>	<b>Mértékegység</b>
$A_2, A_4$	dugattyú felület a 2-es, ill. 4-es hengertérben	[m <sup>2</sup> ]
$A_{x,y}$	fojtási/átáramlási keresztmetszet x_y irányban	[m <sup>2</sup> ]
$c_v$	átmeneti tényező (Stribeck-modell)	[-]
$D$	a differenciáló tag erősítése (PID)	[-]
$e$	szabályozási hiba	[-]
$f$	sebességgel arányos viszkóz csillapítási tényező	[-]
$F_C$	Coulomb-féle súrlódási erő	[N]
$F_s$	súrlódási erő	[N]
$F_{St}$	statikus súrlódási erő	[N]
$F_{Str}$	Stribeck-féle súrlódási erő	[N]
$F_t$	terhelő erő	[N]
$I$	az integráló tag erősítése (PID)	[-]
$K_v$	a státusz szabályozó sebességgel arányos tagjának erősítése	[-]
$K_x$	a státusz szabályozó hibával arányos tagjának erősítése	[-]
$L_f$	légfogyasztás tényező	[-]
$L_{fkr}$	kritikus légfogyasztás tényező	[-]
$m$	tömeg	[kg]
$\dot{m}_{x,y}$	tömegáram x_y irányban	[kg/s]
$P$	az arányos tag erősítése (PID)	[-]
$p$	nyomás	[Pa]
$P_{St}$	a státusz szabályozó arányos erődítési tényezője	[-]
$PV$	ellenőrző jel	[V]

<b>Jelölések</b>	<b>Megnevezés</b>	<b>Mértékegység</b>
$q_{x\_y}$	átáramlási arány x_y irányban	[-]
$R$	gázállandó	[J/kgK]
$s_k$	határréteg	[-]
$SP$	alapjel	[V]
$T$	hőmérséklet	[K]
$u(t)$	beavatkozó jel	[-]
$u_{max}$	maximális beavatkozó jel	[V]
$U_v$	vezérlőjel	[V]
$v$	sebesség	[m/s]
$V_n$	légfogyasztás	[N(l)]
$x$	dugattyú pozíció	[m]
$\kappa$	adiabatikus kitevő	[-]
$\lambda$	a csúszóegyenes meredeksége	[-]

### **Rövidítések**

$ASH$	abszolút statikus hiba	[mm]
$ITAE$	idővel súlyozott abszolút hiba integrál kritérium	
$PID$	arányos-integráló-deriváló szabályozás	

## 1. BEVEZETÉS, CÉLKITŰZÉSEK

Az alábbiakban a téma aktualitását mutatom be, majd megfogalmazom a munkám célkitűzéseit.

### 1.1. A téma aktualitása

Az iparban nagy igény mutatkozik olyan lineáris hajtásokra, amelyek a löketük mentén bármely helyzetben nagy pontossággal megállíthatók, vagyis pozicionálható hajtások. Ezt a feladatot elsősorban elektromos lineáris aktuátorokkal oldják meg, mert az elektromos hálózat könnyen hozzáférhető, a hajtás jól szabályozható, nem igényel karbantartást és az üzemeltetése viszonylag olcsó.

Ugyanakkor az utóbbi években az elektromos hajtás mellett pneumatikus munkahengerek alkalmazása is terjed a pozicionálási feladatokban, köszönhetően a pneumatikus hajtástechnika előnyeinek. A pneumatikus hajtásrendszer bekerülési költsége ugyanis jóval alacsonyabb, mint az elektromos versenytársaiké, a munkavégzői túlterhelhetőek, robbanásbiztosak és szivárgás esetén sem szennyeznek a munkadarabot.

A pneumatikus munkavégzők hagyományosan két véghelyzetben mechanikusan megállított aktuátorok többnyire két- vagy háromállású útszelepekkel vezérelve. Az ettől eltérő felhasználás speciális követelményeket támaszt elénk. Mivel a pneumatikus rendszerek a levegő összenyomhatóságnak és a súrlódásnak köszönhetően nemlineáris viselkedést mutatnak, ezért a precíz pozicionálásuk tetszőlegesen a löket mentén nyílt hatásláncú vezérléssel nem oldható meg, ilyen esetben zárt hatásláncú szabályozást kell alkalmaznunk a dugattyú pozíciójelének visszacsatolásával. A pneumatikus rendszer konfigurációjától függően számos különböző szabályozási algoritmus áll rendelkezésünkre, mivel az elmúlt két-három évtizedben számos kutatás folyt különböző szabályozási algoritmusok tervezésére, az irányított rendszer viselkedésének vizsgálatára. A rendszer viselkedése szempontjából az alkalmazott szabályozási algoritmus döntő fontosságú, a tervezésük során az elsődleges cél jellemzően az elérhető pontosság növelése, továbbá a terhelésváltozás negatív hatásainak kiküszöbölése volt.

Van azonban egy másik szempont is, amelyet a szabályozási algoritmusok tervezésénél és megítélésénél is fontos figyelembe venni, ez pedig az energiafelhasználás. Noha a pneumatikus hajtásrendszer bekerülési költsége viszonylag alacsony, az üzemeltetési költsége igen magas. Ennek oka, hogy a sűrített levegő, mint energiahordozó az egyik legdrágább energiaforrás, köszönhetően a pneumatika igen rossz összehatásfokának és a résvesztések nagy arányának. Pozícionált pneumatikus lineáris hajtásoknál az alkalmazott

szabályozási algoritmus az energiafelhasználásra is befolyással van, mivel mindegyik algoritmus más-más módon avatkozik be a folyamatba. Ezért fontos a szabályozási algoritmusokat energiahatékonysági aspektusból is vizsgálni, annak érdekében, hogy a pneumatikus lineáris hajtástechnika energiaigénye csökkenjen, ezáltal a környezeti hatásai javuljanak, valamint a versenyhelyezete is javuljon az elektromos hajtással szemben.

### 1.2. Célkitűzés

A kutatás célja a pozícionált szervopneumatikus lineáris hajtások egyes szabályozási algoritmusainak egységes, komplex értékelése, különös tekintettel a légfogyasztásra. Ez a komplex értékelés segítséget nyújt a legmegfelelőbb szabályozási algoritmus kiválasztásában az egyes gyakorlati alkalmazások számára.

A kutatás célja továbbá azoknak a megoldásoknak a vizsgálata, melyek a szervopneumatikus rendszer szerkezeti megváltoztatása nélkül lehetővé teszik a levegő felhasználás csökkentését.

A kutatás során az iparban elterjedt, kereskedelmi forgalomban elterjedt elemek, megoldások vizsgálatát céloztam meg.

A kutatás a következő részfeladatokra bontható:

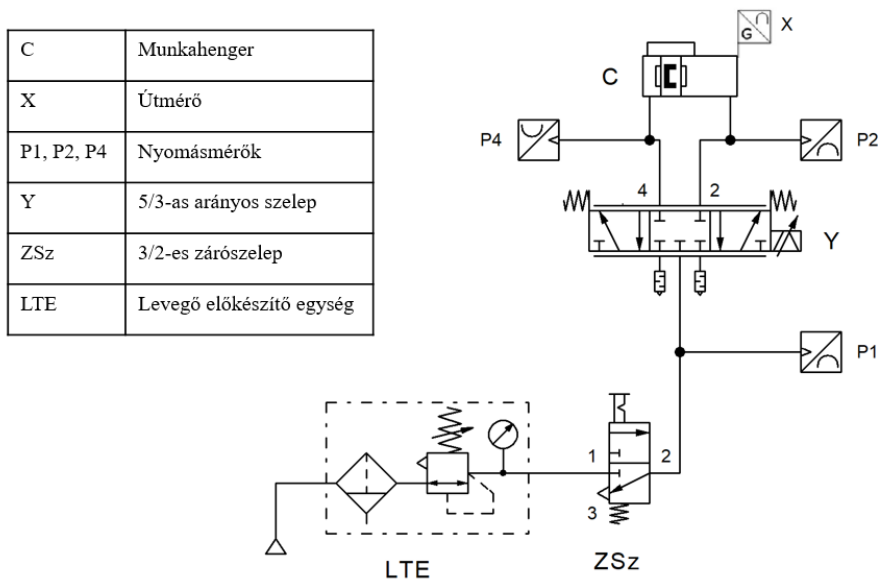
- a vizsgált szervopneumatikus rendszer, az irányító rendszer és a mérőrendszer összeállítása, a mérőszoftverek elkészítése,
- a szervopneumatikus rendszer matematikai modelljének leírása, a modell blokkorientált megoldása, a modell identifikálása és validálása,
- a vizsgálatba vont szabályozó algoritmusok meghatározása, modellbe illesztése,
- a szabályozók egységes optimalizálása, az optimalizálási módszer és kritériumfüggvény meghatározása,
  - a szabályozási algoritmusok értékelése pozícionálási feladatokon keresztül az alábbi szempontok alapján: abszolút statikus hiba, szabályozási idő, túllendülés, légfogyasztás, terhelőerő változásra adott válasz, célpozíció változásra adott válasz,
- a szabályozási algoritmusok komplex, technológiai szemléletű összehasonlítása,
- a rendszer szerkezeti átalakítása nélkül végrehajtható légfogyasztás-csökkentési lehetőségeinek vizsgálata.

## 2. ANYAG ÉS MÓDSZER

Az alábbiakban a kutatási céljaim elérése érdekében alkalmazott kísérleti berendezést, a vizsgált rendszer modellezési eljárásait és az eredmények megállapításához szükséges értékelési módszereket mutatom be.

### 2.1. A kísérleti berendezés

A vizsgált szervopneumatikus rendszer pneumatikus kapcsolási rajza az 1. ábrán látható. Az alkalmazott lineáris hajtómű egy Festo DGPL-25-450-PPV-A-KF-B kettős működésű dugattyúrúd nélküli tömítőszalagos siklóhenger (C), amit egy MPYE-5-1/8-LF-010-B 5/3-as arányos útszelep (Y) irányít. A dugattyú elmozdulását egy MLO-POT-0450-TLF analóg útmérő (X) érzékeli, 0,01 mm-es felbontással. Az útmérőn kívül három SDE-1-D10-G2 típusú analóg nyomásmérő működik a rendszerben, ezek a tápnyomást és a hengerbe belépő illetve az onnan kilépő nyomást érzékelik.



1. ábra A vizsgált lineáris hajtómű pneumatikus kapcsolási rajza

### 2.2. A szervopneumatikus rendszer matematikai modellje

Mivel az öt vizsgálatba vont szabályozó egységes behangolásához nagy számítási kapacitást és nagy mennyiségű beállítást igénylő eljárást választottam, ezért azt a rendszer modelljén végeztem. A matematikai modell blokkorientált elkészítésekor Kelvin-Thomson féle visszavezetési elvet alkalmaztam.



Identifikálás és validálás után ez a modell megfelelő alapot képez a szabályozási algoritmusok behangolásához és vizsgálatához.

### 2.2.1 Az arányos szelep matematikai modellje

Az arányos szelep matematikai modellje az arányos szelepen átáramló tömegáramokat, valamint a légfogyasztást adja meg a vezérlőjel és a táplevegő- illetve munkoldalali nyomások függvényében. A modell a szelep fizikai felépítésének megfelelően négy fojtási keresztmetszetet tartalmaz, az ezeken átáramló tömegáramokat a 2.1 egyenlet alapján határozza meg:

$$\dot{m}_{x\_y} = A_{x\_y} p_x \sqrt{\frac{2 \kappa}{(\kappa-1) R T} \left( \left( \frac{p_y}{p_x} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left( \frac{p_x}{p_y} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right)}. \quad (1)$$

Arányos útszelepeknél az átáramlási keresztmetszetek a vezérlőjel függvényében változnak. Az 5/3-as arányos útszelep működésnek leírására egy olyan új átáramlási karakterisztikát határoztam meg, amely mind a négy átáramlási keresztmetszetben figyelembe veszi a résvesztések hatását.

A gyártó gyakorlata szerint ezt a karakterisztikát átáramlási arány- vezérlőjel függvényként értelmeztem. Az átáramlási arány ( $q_{x\_y}$ ) azt mutatja meg, hogy a vezérlőjel hatására az adott átáramlási irányra ( $x\_y$ ) jellemző pillanatnyi átáramlási keresztmetszet ( $A_{x\_y}$ ) milyen arányban nyitott a teljesen nyitott ( $A_{max}$ ) állapothoz képest:

$$q_{x\_y}(U_V(t)) = \frac{A_{x\_y}(t)}{A_{max}}. \quad (2)$$

Ezek alapján az 5/3-as arányos szelep új átáramlási karakterisztikáját a négy átáramlási irányban a következők szerint határoztam meg:

$$\begin{aligned} q_{1\_4} &= \begin{cases} q_{1\_4\_min}, & U_V \leq 5V \\ q_{1\_4} = f(U_V), & U_V > 5V \end{cases}, \\ q_{1\_2} &= \begin{cases} q_{1\_2} = f(U_V), & U_V < 5V \\ q_{1\_2\_min}, & U_V \geq 5V \end{cases}, \\ q_{2\_3} &= \begin{cases} q_{2\_3\_min}, & U_V \leq 5V \\ q_{2\_3} = f(U_V), & U_V > 5V \end{cases}, \\ q_{4\_5} &= \begin{cases} q_{4\_5} = f(U_V), & U_V < 5V \\ q_{4\_5\_min}, & U_V \geq 5V \end{cases}. \end{aligned} \quad (3)$$

Az arányos szelep modelljének identifikálása során a modell paramétereirehöz rendeltem értéket. Ezek a paraméterek a szelep időállandója ( $T_{sz}$ ), a maximális átáramlási keresztmetszet ( $A_{max}$ ), melyeket a szelep katalógusában megadott paraméterek alapján határoztam meg, valamint az átáramlási karakterisztika a négy átáramlási keresztmetszetben. Ezt tartálytöltődés méréssel és paraméter identifikációval határoztam meg.

### 2.2.4. A munkahenger matematikai modellje

A munkahenger modell a kamramodellek megoldását és a dugattyú erőegyensúlyi egyenletének alkalmazását tartalmazza.

A dugattyú erőegyenlete:

$$m \ddot{x} = A_4 p_4 - A_2 p_2 - F_s - F_t. \quad (4)$$

A hengerkamrákban felépülő nyomás ( $n$  a hengerkamra indexelése, 2-es vagy 4-es):

$$\frac{dp_n}{dt} = \frac{1}{V_n} \left( \frac{dm_n}{dt} R T - p_n \frac{dV_n}{dt} \right). \quad (5)$$

A munkahenger blokkorientált modelljében négy bemeneti paramétert határoztam meg. Ezek közül kettő, a terhelőerő ( $F_t$  [N]) és a mozgatott tömeg ( $m_m$  [kg]) olyan rendszerparaméterek, amelyeket az adott feladat határoz meg, a henger terhelését jellemzik. A másik két bemeneti paraméter a munkahenger pneumatikus csatlakozóin érkező tömegáramok ( $dm/dt_2$  és  $dm/dt_4$  [kg/s]). Ezen változók pillanatnyi értékeit a munkahenger előtt álló szelepmodell számítja. A henger modellblokkjának egy kimenete van, ez a dugattyú pillanatnyi pozíciója ( $x$  [m]).

A súrlódási erő számításánál Stribeck-féle súrlódási modellt alkalmaztam:

$$F_{Str} = (F_C + (F_{st} - F_C) \exp(-c_v |v|)) \text{sign}(v) + f v, \quad (6)$$

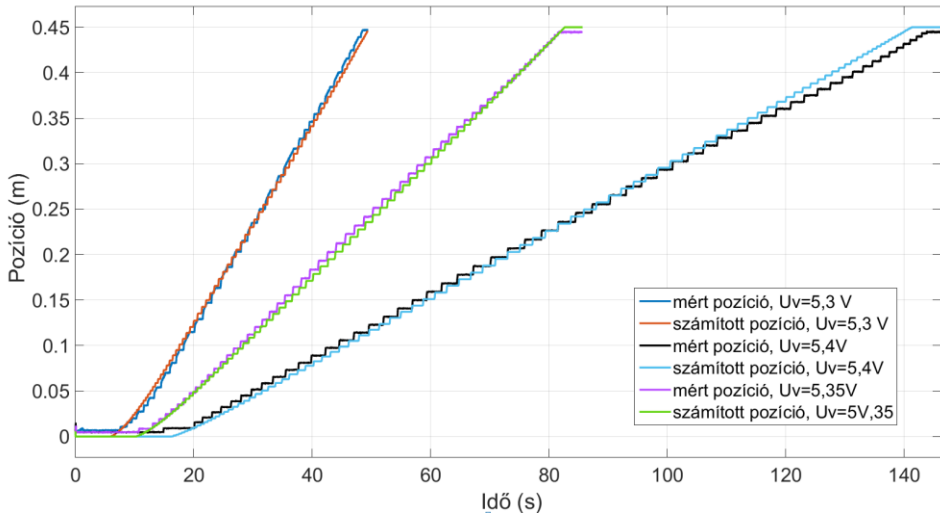
melynek paramétereit méréssel identifikáltam.

### 2.2.3. A rendszermodell validálása

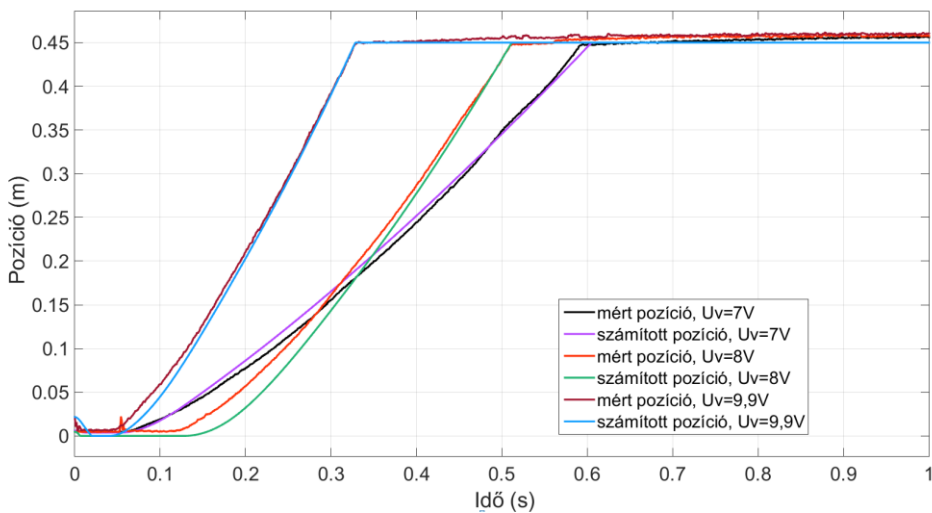
Az identifikált értékekkel parametrizált rendszermodell és a valóságos pneumatikus rendszer viselkedését szimulációs és mérési adatok alapján hasonlítottam össze. Minden esetben a terheletlen hengert alaphelyzetből indítva vezéreltem a véghelyzetbe különböző szelepnnyitások mellett, ami eltérő dugattyúsebességeket eredményezett. A szimulációk és a mérések során rögzítettem a pillanatnyi dugattyúpozíciót az idő függvényében. Külön ábrázoltam azokat az eseteket, ahol a dugattyú alacsony sebessége mellett az akadó csúszás kialakul (2. ábra), illetve azokat, ahol a nagy szelepnnyitás miatt a dugattyú sebessége nagyobb, itt az akadó csúszás nem lép fel (3. ábra).

## 2. Anyag és módszer

A diagramokon látható, hogy az identifikált rendszermodell alacsony és magas sebességeknél is megfelelően szimulálja a rendszer valós működését. Alacsony sebességeknél a szimulációban is megjelenik az akadós csúszás, a mozgás mind jellegében, mind sebességében a valós rendszer szerint alakul.



2. ábra A dugattyú mért és szimulált elmozdulása alacsony sebességeknél, különböző szelepnnyitások hatására



3. ábra A dugattyú mért és szimulált elmozdulása nagy sebességeknél, különböző szelepnnyitások hatására

### 2.3. A vizsgált szabályozási algoritmusok

A szabályozási algoritmusok közül ötöt választottam ki a vizsgálat tárgyául, ezek: PID szabályozó, módosított státusz szabályzó, csattogásmentes csúszómód szabályozó, valamint két kaszkád felépítésű szabályozó.

A PID szabályozó a szabályozási hiba ( $e$ ) alapján avatkozik be, ahol a hiba az alapjel ( $SP(t)$ ) és a visszacsatolt jel ( $PV(t)$ ) közötti különbség:

$$e(t) = SP(t) - PV(t). \quad (7)$$

A PID szabályozó által szolgáltatott beavatkozó jel a jelenlegi hibával, a hiba integráltjával és a hiba deriváltjával arányos tagok összegéből adódik az alábbi összefüggés szerint:

$$u(t) = P e(t) + I \int_0^t e(t) dt + D \frac{d}{dt} e(t), \quad (8)$$

ahol  $u(t)$  a szabályozó általános kimeneti jele időtartományban;  $P$  az arányos,  $I$  az integráló és  $D$  a differenciáló tag súlytényezője.

A vizsgált módosított státusz szabályozó a szabályozási hibán ( $e$ ) kívül a dugattyú sebességét ( $\dot{x}$ ) is figyelembe veszi az alábbi összefüggés szerint:

$$u(t) = P_{st}(K_x e(t) - K_v \dot{x}(t)). \quad (9)$$

A csattogásmentes csúszómód szabályozó alkalmazásához meg kell határozni a maximális beavatkozó jelet ( $u_{\max}$ ), valamint az ún. csúszóegyenest ( $s$ ) az  $e - \dot{e}$  állapotterben:

$$s = e + \lambda \dot{e} = 0. \quad (10)$$

Definiálni kell továbbá ezzel az egyenessel párhuzamosan mindkét irányban egy  $s_k$  határértéget. A beavatkozó jel:

$$u = u_{\max} \text{sat}(s) = \begin{cases} u_{\max} \text{sign}(s), & |s| > s_k \\ \frac{u_{\max}}{s_k} s, & |s| \leq s_k \end{cases} \quad (11)$$

A szabályozó blokkorientált modellblokkja két bemenettel rendelkezik, ezek az alapjel ( $SP$ ), ami a célpozíciónak megfelelő jel, illetve a henger kimenetéről visszacsatolt pillanatnyi pozíciónak ( $PV$ ) megfelelő jel. A szabályozó kimenete a vezérlőjel ( $U_v$ ).

Az utolsó két vizsgált szabályozó típus felépítésében is különbözik az előzőektől, mindkettő belső nyomáskülönbség visszacsatolást és arányos erősítést tartalmazó kaszkád struktúra, az egyik külső PID, a másik külső módosított státusz szabályzóval. (Egyszerűsített megnevezéssel: PID kaszkád, illetve módosított státusz kaszkád szabályozó.) Ezeknél az irányításoknál a külső PID, illetve a

külső módosított státusz szabályozó felépítése az előzőekkel megegyezik, alapjelük a kívánt pozíció, a visszacsatolt jelük pedig a pillanatnyi pozíció. A kaszkád struktúrában a külső szabályozó kimenőjele szolgál a belső arányos erősítésű szabályozó alapjelül, míg a belső szabályozó visszacsatolt jele esetünkben a henger kamranyomásainak különbsége. Az azonos dugattyúfelületek miatt ennek értéke a nyomásokból származó és dugattyúra ható erővel arányos. Mivel a belső körnek gyorsabbnak kell lennie, ezért itt P szabályozást alkalmaztam.

### 2.4. Szabályozó optimalizálás

A vizsgálatba vont szabályozási algoritmusok kiválasztása után azok optimum közeli behangolása, vagyis a szabályozási tagok ideális értékeinek megkeresése következett. A vizsgált öt szabályozási algoritmus egységes összehasonlítása érdekében egy olyan globális optimalizálási eljárást kerestem, amely univerzálisan mind az öt szabályozási algoritmus esetében megfelelő eredményességgel alkalmazható. Figyelembe véve a szabályozott szakasz komplexitását és a nemlineáris viselkedését, a véletlen keresésen alapuló módszerek közül a genetikus algoritmust választottam, amit lokális gradiens optimalizálással egészítettem ki. A választott kritériumfüggvény az idővel súlyozott abszolút hiba integrál kritérium függvény (ITAE):

$$ITAE = \int_0^t |e| * t dt . \quad (12)$$

Mivel a genetikus algoritmus nem kimerítő keresési eljárás és az alkalmazott célfüggvény és rendszer összetett, ezért a futtatások csak optimum közeli eredményt szolgáltatottak. Ezért a vizsgálatokat nem egy-egy optimálisan behangolt szabályozón végeztem, hanem 10-10 optimum közeli beállítás mellett hajtottam végre azokat, amely alapján az egyes szabályozó algoritmusok viselkedési jellegére következtettem. A 10-10 optimum közeli beállítás meghatározására optimalizálási ciklust definiáltam.

A szabályozók optimalizálásához és a vizsgálatokhoz egy pozícionálási feladatot határoztam meg a pozíciószabályozott pneumatikus hajtások ipari alkalmazásának egy jellemző munkafolyamata alapján. A meghatározott pozícionálási feladat során a dugattyú alaphelyzetből indul, majd a lökethossz 80%-ának megfelelő helyzetben (360 mm) megáll. Így kihasználjuk a munkahenger munkaterét, de van tere a szabályozónak a megfelelő beavatkozáshoz. A feladat során erő jellegű terhelést nem alkalmaztam, tömeg jellegű terhelésnek a mozgatott szánegység tömegét vettem figyelembe. Az optimalizálást 5 s-os időtartományban végeztem.

### 2.5. Értékelések

A szabályozó algoritmusok összehasonlítása érdekében a szervopneumatikus rendszer különböző feltételek mellett végrehajtott pozíciófelvételeit értékeltem az elért abszolút statikus hiba [mm], beállási idő [s], túllendülés [mm] és a légfogyasztás [(N)l] alapján. A statikus hiba és a túllendülés 0,01 mm-es felbontásban került meghatározásra az útjeladó felbontásának megfelelően. A modellek futtatásánál 5 s-os futtatási időt és rögzített 0,001 s-os lépésközt alkalmaztam. Ez utóbbi megfelel a vezérlő ciklusidejének

Az első pozícionálási feladat során a dugattyút alaphelyzetből (0 mm) irányítottam a teljes löket 80%-ának megfelelő célpozícióba (360 mm) mozgatott tömegként a szánegység tömegével, erő jellegű terhelés nélkül.

A következő pozícionálási feladat során a terhelőerő változásra adott választ vizsgáltam. Itt is az előzőekhez hasonlóan alaphelyzetből irányítottam a dugattyút a 360 mm-es célpozícióba, de a szánegység tömege mellett különböző nagyságú külső terhelőerőt alkalmaztam az egyes pozíciófelvételek során. Az alkalmazott  $F_t$  értékek: 50 N, 100 N, 150 N, 200 N.

Végül a célpozíció változás hatását vizsgáltam a behangolt szabályozási algoritmusok eredményességére nézve. Ennek során alaphelyzetből (0 mm) különböző célpozíciókba irányítottam a dugattyút erő jellegű terhelés nélkül, a szánegység tömegét mozgatva. Az alkalmazott célpozíció-értékek a lökethossz százalékában, vezérlőjelben és dugattyú pozícióban kifejezve: 20%/2V/90 mm, 40%/4 V/180 mm, 50%/5 V/225 mm, 60%/6V/270 mm, 70%/7V/315 mm, 90%/9V/405 mm.

Az előzőekben felsorolt jellemzők értékelésénél az egyik fő kérdés, hogy az egyes szabályozó algoritmusok eredményei eltérnek-e egymástól. Ennek megállapítására statisztikai számításokat és próbákat végeztem: az egyes mintákat páronként hasonlítottam össze kétmintás t-próbával, illetve Welch- vagy más néven d-próbával.

### 3. EREDMÉNYEK

A fejezet első részében az öt szabályozási algoritmust a futtatási eredmények alapján összehasonlítva értékelem, majd ismertetem a kidolgozott komplex technológiai szemléletű értékelő rendszert, végül bemutatom a légfogyasztás csökkentését célzó kritériumfüggvényt.

#### 3.1. A szabályozási algoritmusok összehasonítása és értékelése

##### 3.1.1. Abszolút statikus hiba

Az 1. táblázat foglalja össze a szabályozási algoritmusok eredményeit az optimalizált pozicionálási feladat során, ahol a dugattyút alaphelyzetből irányítjuk 360 mm-es pozícióba erő jellegű terhelés nélkül, a mozgatott tömeg a szánegység tömege. A táblázatban a 10-10 behangolt szabályozó beállítási abszolút statikus hiba, túllendülés és beállási idő eredményeinek átlagai és szórásai láthatók.

1. táblázat Az öt szabályozó algoritmus eredményei az optimalizált pozicionálási feladatban

Szabályozó algoritmus	Abszolút statikus hiba		Túllendülés		Beállási idő	
	Átlag [mm]	Szórás	Átlag [mm]	Szórás	Átlag [s]	Szórás
1. PID sz.	0,009	0,003	0,228	0,261	0,201	0,003
2. Módosított státusz sz.	0,010	0,000	1,879	3,154	0,200	0,000
3. Csúszómód sz.	0,011	0,003	0,501	0,507	0,207	0,005
4. PID kaszkád sz.	0,010	0,000	1,046	2,020	0,200	0,000
5. Mód. státusz kaszkád sz.	0,010	0,000	1,702	0,829	0,200	0,000

Ezen értékeket próbastatisztikákkal hasonlítottam össze annak a megállapítására, hogy a szabályozó algoritmusok elért eredményei között statisztikailag kimutatható-e szignifikáns különbség. A következőkben a szabályozási algoritmusok abszolút statikus hiba szerinti összehasonlítását mutatom be.

Páronként kétmintás t-próbát illetve d-próbát végeztem, az alkalmazott szignifikancia szint  $p=95\%$ , ezek eredményeit a 2. táblázat tartalmazza.

### 3. Eredmények

2. táblázat A szabályozási algoritmusok összehasonítása abszolút statikus hiba alapján

<b>Összehasonlított mintapárok</b>	<b>alkalmazott próba</b>	<b>megállapítás</b>
PID / Csúszómód	t-próba	nincs különbség
PID / Módosított státusz, PID kaszkád, Módosított státusz kaszkád	d-próba	nincs különbség
Csúszómód / Módosított státusz, PID kaszkád, Módosított státusz kaszkád	d-próba	nincs különbség

Ez alapján kijelenthető, hogy statisztikailag az öt genetikus algoritmussal optimalizált szabályozó algoritmus között 95%-os szignifikancia-szint mellett nincs különbség az elért abszolút statikus hiba értékeit illetően az optimalizált pozicionálási feladat végrehajtása közben.

Ha a statisztikán túl technológiai szempontból vizsgáljuk a szabályozási algoritmusok pozicionálási hibáit, azt is megállapíthatjuk, hogy mindegyik algoritmus teljesíti a 0,02 mm-es statikus hiba határérték követelményt. Figyelembe véve az útjeladó 0,01 mm-es pontosságát, ez kiváló eredménynek tekinthető.

#### 3.1.2. Légfogyasztás

A 3. táblázat foglalja össze a szabályozási algoritmusok légfogyasztás eredményeit az optimalizált pozicionálási feladat során, ahol a dugattyút alaphelyzetből irányítjuk 360 mm-es pozícióba erő jellegű terhelés nélkül, a mozgatott tömeg a szánegység tömege. A táblázatban a 10-10 behangolt szabályozó beállítás légfogyasztásainak átlagai és szórásai láthatók.

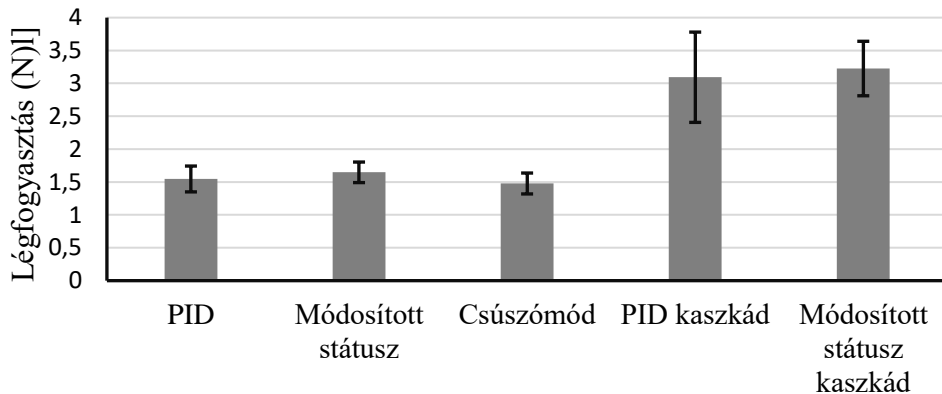
3. táblázat Az öt szabályozó levegőfogyasztásának átlagai és szórásai az optimalizált pozicionálási feladat során

<b>Szabályozó</b>		<b>Átlag [(N)I]</b>	<b>Szórás</b>
1.	PID sz.	1,341	0,111
2.	Módosított státusz sz.	1,388	0,037
3.	Csúszómód sz.	1,287	0,061
4.	PID kaszkád sz.	3,344	0,792
5.	Módosított státusz kaszkád sz.	3,460	0,382



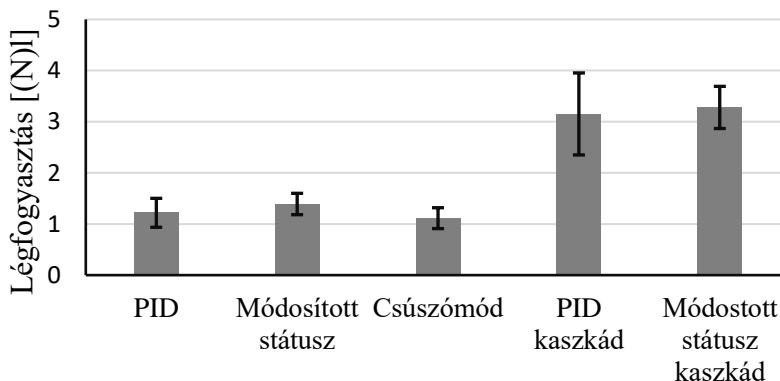
### 3. Eredmények

Értékeltem a levegőfogyasztás értékeit a behangolt szabályozó algoritmusok változó terhelőerő mellett megvalósított pozicionálásai esetében is. A 4. ábrán az egyes szabályozási algoritmusok levegőfogyasztási eredményeit látjuk változó terhelőerő mellett a 0→360mm-es pozicionálási feladat végrehajtása során. Egy-egy ábrázolt oszlophoz 50 pozíciófelvétel (algoritmusonként 10 beállítás \* 5 terhelőerő) légfogyasztás adatait dolgoztam fel.



4. ábra Légfogyasztás eredmények változó terhelőerők mellett

Hasonlóképpen értékeltem az egyes szabályozási algoritmusok levegőfogyasztását különböző célpozíciók esetén (5. ábra). Itt az optimalizálás során behangolt 10-10 szabályozó beállítással hajtottam végre a pozicionálást az eredeti célpozíciótól eltérő 6 pozícióba. Így szabályozási algoritmusonként 60 db pozíciófelvétel során határoztam meg a légfogyasztást.



5. ábra A légfogyasztás összesített eredményei változó célpozíció esetén

A légfogyasztás eredményeket próbastatistikákkal elemeztem, ennek megállapításait a 4. táblázat foglalja össze.

### 3. Eredmények

4. táblázat A légfogyasztás eredményeinek összehasonítása

Összehasonlított mintapárok	Megállapítás		
	optimalizált pozicionálási feladatnál	terhelőerő változás hatására	célpozíció változás hatására
PID / Mód. státusz	nincs különbség	van különbség	van különbség
PID / Csúszómód	nincs különbség	nincs különbség	van különbség
PID / PID kaszkád	van különbség	van különbség	van különbség
PID / Mód. státusz kaszkád	van különbség	van különbség	van különbség
Mód. státusz / Csúszómód	van különbség	van különbség	van különbség
Mód. státusz / PID kaszkád	van különbség	van különbség	van különbség
Mód. státusz / Mód. státusz kaszkád	van különbség	van különbség	van különbség
Csúszómód / PID kaszkád	van különbség	van különbség	van különbség
Csúszómód / Mód. státusz kaszkád	van különbség	van különbség	van különbség
PID kaszkád / Mód. státusz kaszkád	nincs különbség	nincs különbség	nincs különbség

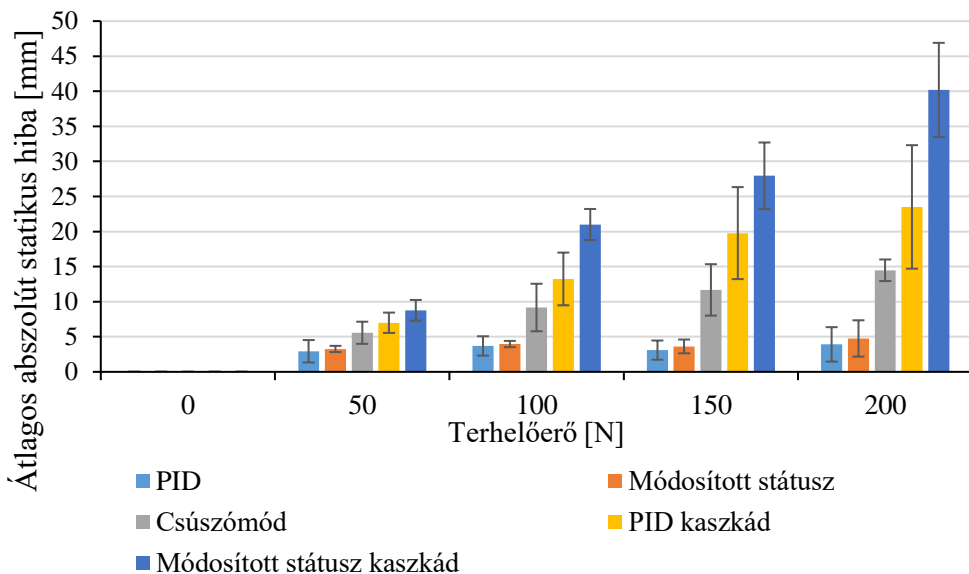
Az összehasonlítások eredményeit és a nominális légfogyasztás adatokat összefoglalva, mind az alap optimalizált pozíciófelvételt, mind a változó terhelőerő, illetve változó célpozíció eseteit vizsgálva az alábbi megállapítás tehető (alkalmazott szignifikancia-szint  $p=95\%$ ) a szabályozó algoritmusok energiafelhasználására vonatkoztatva: a két kaszkád felépítésű szabályozó szignifikánsan nem tér el egymástól, különböznek viszont a többi nem kaszkád felépítésű szabályozótól. A kaszkád felépítésű szabályozók minden vizsgált esetben nagyobb, az átlagértékeket tekintve több mint kétszer akkora légfogyasztás mellett hajtják végre a pozíciófelvételt.

#### 3.1.3. A változó terhelőerőre adott válasz

A terhelőerő változásra adott válasz értékelő szempontja az elért abszolút statikus hibák értékei, melyek átlagait mutatja a 6. ábra. Az ábrán látható, hogy minden

### 3. Eredmények

szabályozási algoritmus esetében az abszolút statikus hibák egyenes arányban nőnek a terhelőerő változással, a növekedés mértéke azonban nem azonos. A terhelőerő változásra legjobban –vagyis legkisebb abszolút statikus hiba növekedéssel- a PID szabályozó reagál, ezt követi a módosított státusz szabályozó majd a csúszómód szabályozó. A legnagyobb statikus hibával a PID kaszkád, valamint a módosított státusz kaszkád szabályozó válaszol a terhelőerő változásra.



6. ábra A szabályozási algoritmusok átlagos abszolút statikus hibái a terhelőerő változás hatására

A statisztikai vizsgálatok alapján megállapítható, hogy a PID és a módosított státusz szabályozó között nincs szignifikáns különbség ( $p=95\%$ ) a terhelőerő változás hatására fellépő az abszolút statikus hibákat tekintve.

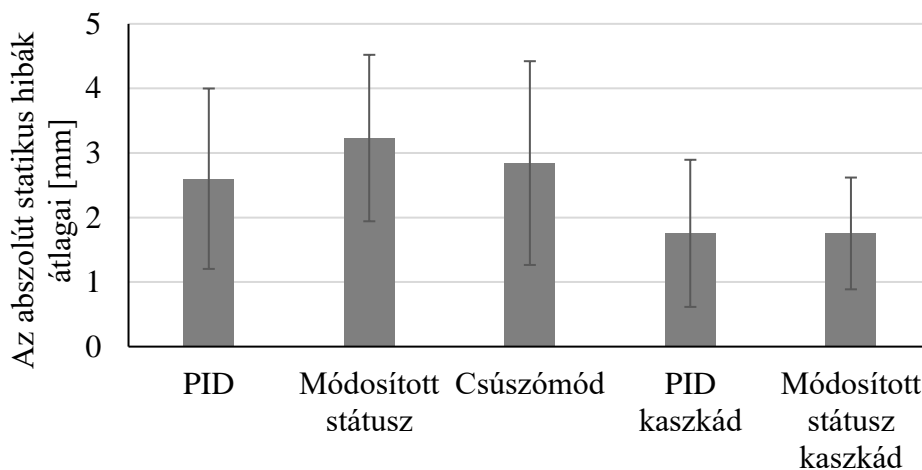
Technológiai szempontból vizsgálva a behangolt szabályozó algoritmusok válaszát a terhelőerő változásra azt mondhatjuk, hogy az abszolút statikus hibát tekintve egyik szabályozási algoritmus sem teljesít a pozicionálási feladatban elvárt minőségben. Az optimális feltételek között elért 0,01 mm-es pozicionálási hibával ellentétben a legjobbnak bizonyuló PID szabályozó is közel 3 mm-es abszolút statikus hibával áll rá a célpozícióra már 50 N-os pluszterhelés hatására. Ráadásul a PID, a módosított státusz és a csúszómód szabályozók esetében még billegés is fellép a célpozíció környezetében, ami pozíciósabályozás esetén különösen kedvezőtlen jelenség. A kaszkád felépítésű szabályozásoknál ez a billegés nem lép fel a terhelőerő változás hatására, viszont itt különösen nagy

### 3. Eredmények

abszolút statikus hibák (50 N hatására 5 mm fölötti, 100 N hatására 10 mm-t meghaladó átlag értékek) jelennek meg.

#### 3.1.4. változó célpozícióra adott válasz

A célpozícióra adott válasz értékelésénél szabályozási algoritmusonként egy mintának tekintetem a 10-10 beállítás 6 célpozíció szerinti pozícionálási eredményeit, így algoritmusonként 60-60 elemszámú mintákat hasonlítottam össze az elért abszolút statikus hiba alapján (7. ábra).



7. ábra Az abszolút statikus hibák átlagai a célpozíció változás hatására

Az eredmények értékelésére és összehasonítására próbastatisztikákat végeztem, valamint vizsgáltam az elért abszolút statikus hibák nominális értékeit is. A szabályozónként 60 abszolút statikus hiba értéket öt csoportba soroltam, és a csoportok elemszáma alapján megadtam az adott csoport relatív gyakoriságát. Ezen eredmények tükrében az egyes szabályozási algoritmusok célpozíció megváltozásra adott válaszait az alábbiak szerint értékelem: a legkedvezőbb eredményeket a kaszkád felépítésű szabályozók érték el (ASH átlag < 2 mm), ezután a PID és csúszómód szabályozó következik (ASH átlag < 3 mm), a legrosszabb eredményeket pedig a módosított státusz szabályozó érte el (ASH átlag > 3 mm).

Az összehasonlításon túl technológiai szempontból vizsgálva elmondható, hogy a célpozíció megváltozás hatására a szabályozó algoritmusok egyike sem teljesít a pozíciószabályozási feladatokban elvárt minőségben ( $ASH \leq 0,02$  mm). Az öt algoritmus összesen  $5 \cdot 60$  pozícionálási eredményeiben összesen három esetben (1%) nem haladja meg az abszolút statikus hiba a 0,02 mm-es elvárt értéket, az esetek 83%-ában pedig az abszolút statikus hiba 1 mm feletti értéket vesz fel.

### 3.2. Technológiai szemléletű összefoglaló értékelő rendszer

A 3.1. fejezet eredményeit egy olyan komplex, technológiai szemléletű értékelő és döntéstámogató táblázatban foglaltam össze, mely elősegíti a vizsgált szabályozási algoritmusok közül a legmegfelelőbb kiválasztását egy adott technológiai feladathoz (5. táblázat). Ennek segítségével a feladat jellegéből adódó körülmények (pl.: terhelőerő változás) és a felhasználó igényeinek (pl.: kedvező légfogyasztás) figyelembe vételével meghatározható a feladathoz illeszkedő legalkalmasabb szabályozási algoritmus.

5. táblázat A szabályozási algoritmusok komplex technológiai szemléletű összehasonlító rendszere

Szabályozási algoritmus	Pozicionálási hiba	Túllendülés	Szabályozási idő	Légfogyasztás	Terhelőerő függés	Célpoz. függés
<b>PID</b>	*****	*****	*****	*****	***	**
<b>Módosított státusz</b>	*****	***	*****	*****	***	*
<b>Csúszómód</b>	*****	****	****	*****	**	**
<b>PID kaskád</b>	*****	***	*****	**	*	***
<b>Módosított státusz kaskád</b>	*****	****	*****	**	*	***

Az értékelési szempontok: a pozicionálási hiba az elért abszolút statikus hibák alapján értékelve, a túllendülés, a szabályozási idő a beállási idők alapján értékelve, a légfogyasztás, a terhelőerő függés és a célpozíció függés.

Az értékelésnél ötfokozatú skálát alkalmaztam ez említett fejezetek megállapításait kifejezve. Az adott szempontból legkedvezőbben viselkedő algoritmusok öt csillagot kaptak, az ettől kedvezőtlenebbül viselkedő algoritmusok a különbségekkel arányosan csökkentett számú csillagot értek el. Ez alól kivételt képez a terhelőerő és a célpozíció függés, mivel mindkét esetre az a jellemző, hogy még a legjobban szereplő algoritmusok sem feleltek meg az elvárt pozicionálási hibának, így itt a maximálisan adható csillagok számát 3-ban állapítottam meg.

### 3.3. A levegőfogyasztás csökkentése új kritériumfüggvény alkalmazásával

A szervopneumatikus rendszer szerkezeti átalakítása nélkül, a szabályozó algoritmusok megtartása mellett a levegőfogyasztás csökkentésének lehetséges módja a szabályozók olyan behangolása, amely a légfogyasztást is figyelembe veszi. Ennek megvalósítása érdekében új optimalizálási kritériumfüggvényt dolgoztam ki és vizsgáltam annak hatását a szabályozás minőségi jellemzőire és a légfogyasztásra.

Az új levegőfogyasztást is figyelembe vevő kritériumfüggvény az ITAE-kritérium mellett egy levegőfogyasztással arányos tagot is tartalmaz a 13. egyenlet szerint:

$$Kr_{Lf}(t) = V_n * Lf + \int_0^{\infty} t|e(t)|dt, \quad (13)$$

ahol  $Kr_{Lf}(t)$  az új légfogyasztást figyelembe vevő kritériumfüggvény,  $V_n$  a légfogyasztás [(N)l],  $Lf$  a tényező, a légfogyasztás súlyfaktora [-], valamint  $e$  a szabályozási hiba [mm],  $t$  az idő [s].

Nullhipotézisként feltételeztem, hogy az új  $Kr_{Lf}$  kritériumfüggvény alkalmazásával optimalizált szabályozási beállítások az  $Lf$  tényező értékétől függően alacsonyabb levegőfogyasztást érnek el behangolt pozicionálási feladatban, mint a csak ITAE-kritérium alkalmazásával hangolt szabályozók, miközben a szabályozás statikus hibája és a beállási idő romlik.

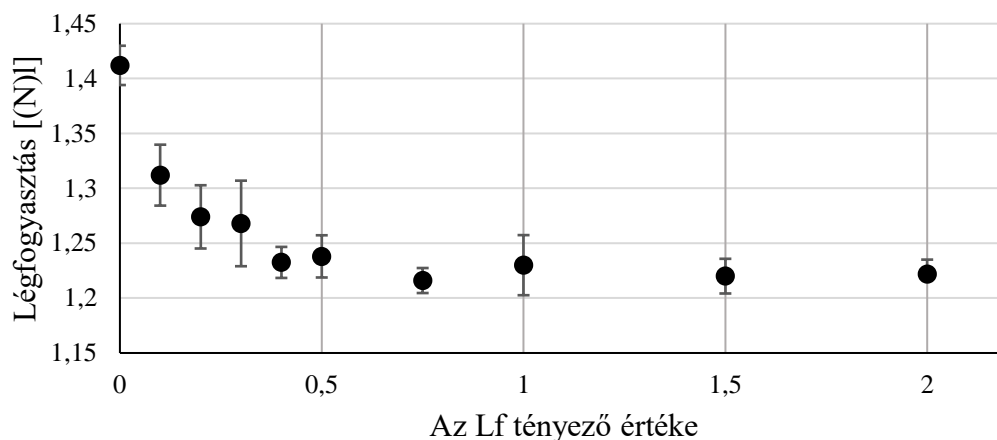
A hipotézis igazolását a módosított státusz szabályozó algoritmuson végeztem. Ennek során különböző  $Lf$  értékek mellett elvégeztem a szabályozó optimalizálást a 13. egyenlet szerinti kritériumfüggvény felhasználásával az előzőekben bemutatott módon. Az eredményeket légfogyasztás (8. ábra) és az abszolút statikus hiba (9. ábra) alapján értékeltem.

Az eredmények alapján elmondható, hogy a feltételezés helyes volt, vagyis hogy az új  $Kr_{Lf}$  kritériumfüggvény alkalmazásával optimalizált szabályozási beállítások az  $Lf$  tényező értékének növekedésével alacsonyabb levegőfogyasztást érnek el behangolt pozicionálási feladatban, mint a csak ITAE-kritérium alkalmazásával hangolt szabályozók, miközben a szabályozás statikus hibája és a beállási idő romlik. Megállapítható továbbá az is, hogy egy határon túl az  $Lf$  tényező növelése nem okoz további légfogyasztás csökkenést, míg az abszolút statikus hiba ezen határértéken túl is növekszik. Ezt az  $Lf$  értéket a továbbiakban kritikus légfogyasztás tényezőnek ( $Lf_{kr}$ ) nevezem.

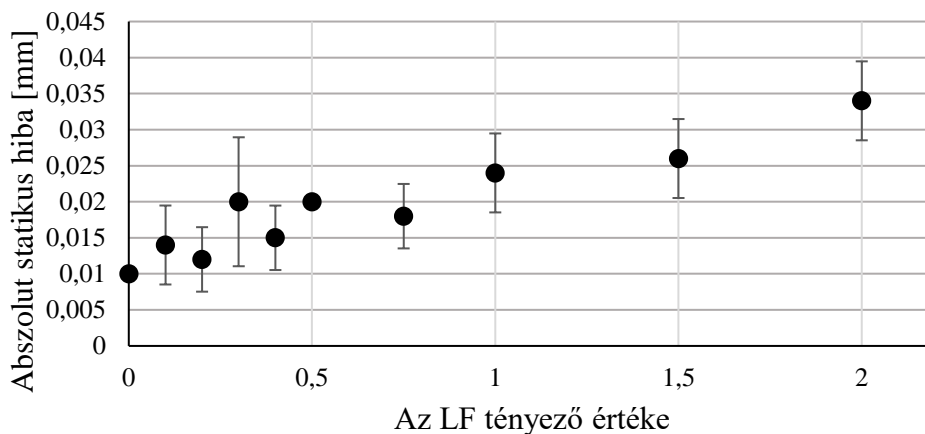
Az eredmények gyakorlati hasznosítását tekintve javasolható, hogy az optimalizálás során a statikus hiba növekedése miatt soha ne lépjük túl a kritikus légfogyasztás tényező értékét. Ha a légfogyasztást szeretnénk csökkenteni, alkalmazzuk az optimalizálás során a 13. egyenletet a kritikus légfogyasztás

### 3. Eredmények

tényezővel, amennyiben a technológia megengedi (vagyis elegendő az itt biztosított ASH és beállási idő).



8. ábra Az új légfogyasztást is figyelembe vevő kritériumfüggvénnyel optimalizált módosított státusz szabályozó légfogyasztás eredményei az Lf tényező függvényében



9. ábra Az új légfogyasztást is figyelembe vevő kritériumfüggvénnyel optimalizált módosított státusz szabályozó ASH eredményei az Lf tényező függvényében

## 4. ÚJ TUDOMÁNYOS EREDMÉNYEK

A következőkben foglalom össze a kutatómunkám során elért új tudományos eredményeket.

### *1. Az 5/3-as pneumatikus arányos útszelep új átáramlási karakterisztikája*

Megalkottam az 5/3-as pneumatikus arányos útszelep új átáramlási karakterisztikáját (átáramlási arány [%] –vezérlőjel [V] jelleggörbék), amely mind a négy átáramlási keresztmetszetben figyelembe veszi a résveszteségek hatását, ezáltal a szelep valós átáramlási viszonyai modellezhetőek.

### *2. A statikus hiba eltérései a pneumatikus pozicionálás során*

Összehasonlító vizsgálatokkal és statisztikai elemzésekkel megállapítottam, hogy pneumatikus pozíciószabályozott rendszerben az öt vizsgált szabályozási algoritmus között jellemző munkapontra történő egységes optimalizálást követően az elért statikus hiba szempontjából statisztikailag 95%-os szignifikancia-szint mellett nincs különbség. A vizsgált szabályozási algoritmusok: PID, módosított státusz, csattogásmentes csúszómód szabályozó, kaszkád felépítésű, belső nyomáskülönbség visszacsatolást és arányos erősítést tartalmazó PID szabályozó, valamint kaszkád felépítésű, belső nyomáskülönbség visszacsatolást és arányos erősítést tartalmazó módosított státusz szabályozó.

### *3. A levegőfogyasztás különbségei a pneumatikus pozicionálás során*

Összehasonlító vizsgálatokkal és statisztikai elemzésekkel megállapítottam, hogy pneumatikus pozíciószabályozott rendszerben a kaszkád felépítésű belső nyomáskülönbség visszacsatolást tartalmazó és arányos erősítésű PID, valamint a kaszkád felépítésű belső nyomáskülönbség visszacsatolást tartalmazó és arányos erősítésű módosított státusz szabályozók jellemző munkapontra történő egységes optimalizálást követően az energiafelhasználás szempontjából statisztikailag 95%-os szignifikancia-szint mellett nincs különbség. A vizsgált kaszkád felépítésű szabályozók azonban szignifikánsan eltérő, nagyobb levegőfogyasztás mellett valósítják meg a pozicionálást, mint a PID, a módosított státusz, valamint a csattogásmentes csúszómód szabályozók.

### *4. Technológiai szemléletű értékelő rendszer a szabályozási algoritmusok összehasonlítására*

Kidolgoztam egy új komplex értékelő és döntéstámogató rendszert, amely lehetővé teszi a pozicionált pneumatikus lineáris hajtások különböző



#### 4. Új tudományos eredmények

---

pozíciószabályozási algoritmusainak egységes, több szempontú, technológiai szemléletű összehasonlítását.

Az alkalmazott optimalizálási eljárás: genetikus algoritmus lokális gradiens alapú eljárással kombinálva ITAE-kritériumon alapuló célfüggvénnyel; a komplex értékelési szempontok: abszolút statikus hiba, túllendülés, beállási idő, légfogyasztás, terhelőerő-változásra illetve célpozíció-változásra adott válasz.

#### 5. *Optimalizálási kritériumfüggvény a levegőfogyasztás csökkentésére*

Kidolgoztam a levegőfogyasztás csökkentésére egy új optimalizálási kritériumfüggvényt, mely szerkezeti átalakítás nélkül lehetővé teszi a pneumatikus lineáris hajtások levegőfogyasztásának csökkentését a pozicionálási feladat során. Az új kritériumfüggvény:  $Kr_{Lf}(t) = V_n * Lf + \int_0^{\infty} t|e(t)|dt$ , ahol  $Kr_{Lf}(t)$  az új légfogyasztást figyelembe vevő kritériumfüggvény,  $V_n$  a légfogyasztás [(N)l],  $Lf$  a légfogyasztás tényező [-],  $e$  a szabályozási hiba [mm],  $t$  a szabályozási idő [s].

## 5. KÖVETKEZTETÉSEK ÉS JAVASLATOK

A kutatómunkám során összehasonlítottam öt szabályozási algoritmust, arra a kérdésre keresve a választ, hogy melyik a legalkalmasabb közülük pozicionált pneumatikus rendszerek irányítására. A vizsgálatok alapján azt a következtetést vontam le, hogy adott munkapontra mindegyik algoritmus behangolható úgy, hogy a pozicionálás pontossága megfelelő legyen, azonban a munkapont megváltozása esetén ezt a pontosságot egyik szabályozó algoritmus sem tudta biztosítani. Jelentős különbségek mutatkoztak továbbá az egyes algoritmusok között energiahatékonyság szempontjából.

A következőkben azokat a megállapításokat mutatom be, amelyeket kutatásaim során tettem és bár tudományos következtetésre –jelenlegi formájukban- nem alkalmasak, de gyakorlati szempontból jelentőséggel bírnak, illetve további vizsgálatokat igényelnek.

A pozíciószabályozott pneumatikus rendszer levegőfogyasztásának egyik csökkentési lehetősége az 5/3-as arányos útszelep részveszteségeinek csökkentése. Az 5/3-as arányos szelepen a tolattyúkialakítás miatt jelentős részveszteség lép fel az átáramlási keresztmetszetek között, amelyek közül a leszellőző ágak felé áramló részveszteség zárószelepek alkalmazásával minimálisra csökkenthető. Ebben a megoldásban az 5/3-as szelep leszellőző csatlakozóira ülékes, gyorskapcsolású 2/2-es záró szelepeket csatlakoztatunk.

A pozicionálási feladatokhoz tartozó vezérlőjel-idő diagramokat megvizsgálva és egymással összevetve feltűnt, hogy a vezérlőjel-változások mennyisége és mértéke feltételezhetően szoros korrelációban van a légfogyasztással. A jelenség fizikai háttere a szelepnitást figyelembe véve jól magyarázható, az összefüggés a pontos feltárása segítséget nyújthat egy energiatakarékos szabályozási algoritmus vagy optimalizálási kritériumfüggvény fejlesztésében.

Az előbbieken bemutattam a PID kaszkád szabályozó terhelőerő-változásra adott válaszát és megállítottam, hogy a PID kaszkád szabályozó nem az elvárt minőségben reagál a terhelés megváltozására. A korábbi fejezetekben azonban nem hangsúlyoztam, hogy az 5 s-os vizsgálati idő a PID kaszkád szabályozónál nem elegendő az állandósult állapot kialakulásához. Kiterjesztett vizsgálati idő esetén ugyanis megfigyelhető, hogy a PID kaszkád szabályozó lassan ugyan, de a korábban említett értékeknél sokkal jobb minőségben és billegés-mentesen kompenzálja a terhelőerő-változást. Ezért továbblépési lehetőségként érdemes megvizsgálni a PID kaszkád szabályozó fejlesztési lehetőségeit azzal a céllal, hogy javítsunk az algoritmus rövid szabályozási idő alatt megvalósított szabályozási pontosságán terhelőerő-változás esetén.

## 6. ÖSSZEFOGLALÁS

A kutatás elsődleges célja egy olyan értékelő rendszer és módszer kidolgozása volt, amely segítségével a pozicionált pneumatikus lineáris hajtások szabályozási algoritmusai egységesen összehasonlíthatóak és értékelhetőek a szabályozás minőségét és a rendszer energiafelhasználását tekintve.

Ennek keretében első lépésben összeállítottam a kísérleti szervopneumatikus berendezést, elkészítettem a rendszer blokkorientált modelljét és mérések alapján identifikáltam és validáltam a modellt. Az 5/3-as arányos útszelep viselkedését leíró új átáramlási karakterisztikát dolgoztam ki, amely mind a négy átáramlási keresztmetszetben figyelembe veszi a részveszteségek hatását.

Ezt követően kiválasztottam a vizsgálatba vont szabályozási algoritmusokat, amelyek a következők: PID szabályozó, módosított státusz szabályozó, csattogásmentes csúszómód szabályozó, valamint két kaszkád felépítésű szabályozó algoritmust, amelyeknél a belső szabályozókör nyomáskülönbség visszacsatolást és arányos erősítést tartalmaz, a külső szabályozókör pedig PID, illetve módosított státusz szabályozó algoritmussal dolgozik.

A szabályozók behangolását optimalizálási eljárással végeztem. Az egységes optimalizálás érdekében genetikus algoritmust alkalmaztam, melyet lokális gradiens minimumkereső módszerrel egészítettem ki egy adott pozicionálási feladat keretében. Az eljárások kritériumfüggvényének az idővel súlyozott abszolút hiba integrál kritériumot (ITAE) választottam.

A behangolt szabályozókkal elvégeztem az optimalizálás alapjául szolgáló pozicionálási feladatot és meghatároztam a szabályozás minőségi jellemzőit, valamint a légfogyasztást. Vizsgáltam továbbá azt is, hogy hogyan válaszolnak az egyes szabályozási algoritmusok a teherlőerő és a célpozíció megváltozására. Az így kapott eredményeket statisztikai analízissel, valamint technológiai szempontból is értékeltem, az eredmények alapján összeállítottam a célkitűzésekben megjelölt értékelő és döntéstámogató táblázatot, amely segítséget nyújt a felhasználónak a technológia igényeihez és a saját prioritásaihoz leginkább illeszkedő szabályozási algoritmus kiválasztásában.

További lépésben olyan új optimalizálási kritériumfüggvényt dolgoztam ki és értékeltem, amely a szervopneumatikus rendszer szerkezeti megváltoztatása nélkül lehetővé teszi a levegő felhasználás csökkentését a pozicionálás során.

Kutatásom alapján új tudományos eredményeket fogalmaztam meg, javaslatokat tettem az eredmények gyakorlati hasznosítására és végül bemutattam azokat a kérdéseket, amelyek további vizsgálatokat igényelnek.

## 7. AZ ÉRTEKEZÉS TÉMAKÖRÉHEZ KAPCSOLÓDÓ KIEMELT PUBLIKÁCIÓK

### *Lektorált cikk világnyelven*

1. **Sárközi E.**, Földi L. (2017): Evaluation of PID-P cascade control algorithm used in positioned pneumatic drives, R&D Mechanical Engineering Letters, Vol. 15., pp. 148-158.
2. **Sárközi E.** (2016): Reduction of air consumption of positioned pneumatic drive by the optimization criteria of GA, R&D Mechanical Engineering Letters, Vol. 14., pp. 78-87.
3. Földi L., **Sárközi E.**, Jánosi L. (2015) Positioning algorithms of pneumatic cylinders, R&D Mechanical Engineering Letters, Vol. 12. pp. 50-60.
4. Földi L., Béres Z., **Sárközi E.** (2013) Pneumatic cylinder positioning system realised by using on-off solenoid valves R&D Mechanical Engineering Letters Vol. 9. pp. 48-58.
5. Földi L., Béres Z., **Sárközi E.** (2011) Novel cylinder positioning system realised by using solenoid valves Sustainable Construction & Design Vol. 3 (1) pp. 142-151.
6. Földi L., Béres Z., **Sárközi E.**, Jánosi L. (2010) Novel cylinder positioning system with solenoid valves, R&D Mechanical Engineering Letters Vol. 4 pp. 151-165.
7. Földi L., **Sárközi E.**, Jánosi L. (2008) Mathematical analysis of electro-rheological flow control valve, R&D Mechanical Engineering Letters, Vol. 1. pp. 107-112.

### *Lektorált cikk magyar nyelven*

1. **Sárközi E.**, Jánosi L. (2017) Pozíciósabályozási lehetőségek a pneumatikus rendszerekben, Mezőgazdasági Technika, 2017. év márciusi szám
2. **Sárközi E.**, Jánosi L. (2017) Pneumatikus rendszerek energiafelhasználásának csökkentési lehetőségei, Mezőgazdasági Technika, 2017. év januári szám
3. **Sárközi E.**, Jánosi L. (2008.) Különböző repcefajták olajainak összehasonlítása elemi C- és H-tartalom alapján, Gép, 59. évf. 12. sz., 37-40. old.