



PNEUMATIKUS LINEÁRIS HAJTÁSOK ENERGIAHATÉKONY
POZÍCIÓSZABÁLYOZÁSA

Doktori (PhD) értekezés

Mayerné Sárközi Eszter

Gödöllő

2019

A doktori iskola

megnevezése: Műszaki Tudományi Doktori Iskola

tudományága: Agrárműszaki tudományok

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

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

.....
az iskolavezető jóváhagyása

.....
a témavezető jóváhagyása

TARTALOMJEGYZÉK

JELÖLÉSJEGYZÉK.....	5
1. BEVEZETÉS, CÉLKITŰZÉSEK.....	8
1.1. A téma időszerűsége, jelentősége	8
1.2. Célkitűzések	8
2. SZAKIRODALMI ÁTTEKINTÉS	10
2.1. Lineáris hajtások.....	10
2.2. Pozícionált pneumatikus lineáris hajtások	12
2.2.1. Munkahengerek.....	13
2.2.2. Útirányító szelepek.....	16
2.2.3. Érzékelők és irányító készülékek.....	15
2.3. A pneumatikus rendszer modellezése és szimulációja	15
2.3.1. Az 5/3-as pneumatikus arányos útszelep matematikai modellje.....	16
2.3.2. A kettős működésű dugattyúrúd nélküli pneumatikus munkahenger modellje... 23	
2.4. Pozíciószabályozó algoritmusok	25
2.4.1. PID szabályozó és változatai	26
2.4.2. Állapot megfigyelő szabályozás	26
2.4.3. Kaszkád szabályozás.....	27
2.4.4. Csúszómód szabályozás	28
2.4.5. A szabályozók beállítása	30
2.5. Energiahatékonyság.....	31
2.6. A szakirodalomi áttekintés összefoglaló értékelése.....	32
3. ANYAG ÉS MÓDSZER.....	33
3.1. A kísérleti berendezés	33
3.2. A pozíciószabályozott pneumatikus rendszer blokkorientált modellje.....	37
3.2.1. Az arányos szelep blokkorientált modellje.....	37
3.2.2. Az 5/3-as pneumatikus arányos útszelep új átáramlási karakterisztikája	39
3.2.3. Az 5/3-as arányos szelep modelljének identifikálása.....	42
3.2.4. A munkahenger blokkorientált modellje és identifikációja.....	44
3.2.5. A pozíciószabályozott pneumatikus lineáris hajtásrendszer blokkorientált struktúrája.....	46
3.2.6. A rendszermodell validálása.....	47
3.3. A vizsgált szabályozási algoritmusok és blokkorientált modelljük	48
3.4. Szabályozó beállítás	52
3.5. A szabályozó algoritmusok értékelési szempontjai és módszerei	54
3.5.1. A szabályozás minőségi jellemzői	54

3.5.2	<i>Légfogyasztás</i>	55
3.5.3.	<i>A terhelőerő változás hatása a pozicionálás minőségére</i>	55
3.5.4.	<i>A célpozíció megváltozásának hatása a pozicionálás minőségére</i>	55
3.5.5.	<i>Statisztikai elemzések</i>	56
4.	EREDMÉNYEK	58
4.1.	A szabályozó algoritmusok eredményei a pozicionálási feladatok során	58
4.1.1.	<i>PID szabályozó</i>	58
4.1.2.	<i>Módosított státusz szabályozó</i>	63
4.1.3.	<i>Csúszómód szabályozó</i>	68
4.1.4.	<i>PID kaszkád szabályozó</i>	72
4.1.5.	<i>Módosított státusz kaszkád szabályozó</i>	76
4.2.	A szabályozási algoritmusok összehasonítása és értékelése	80
4.2.1.	<i>A szabályozás minőségi jellemzői</i>	80
4.2.2.	<i>Légfogyasztás</i>	83
4.2.3.	<i>A változó terhelőerőre adott válasz</i>	87
4.2.4.	<i>A változó célpozícióra adott válasz</i>	89
4.3.	Technológiai szemléletű összefoglaló értékelő rendszer	92
4.4.	A levegőfogyasztás csökkentése új optimalizálási kritérium alkalmazásával	93
4.5.	Új tudományos eredmények	95
5.	KÖVETKEZTETÉSEK ÉS JAVASLATOK	97
6.	ÖSSZEFOGLALÁS	98
7.	SUMMARY	99
8.	MELLÉKLETEK	100
	M1. Irodalomjegyzék	100
	M2. Az értekezés témaköréhez kapcsolódó saját publikációk	106
	M3. Kiegészítő táblázatok	108
	KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS	115

JELÖLÉSJEGYZÉK

Jelölések	Megnevezés	Mértékegység
A_2, A_4	dugattyú felület a 2-es, illetve 4-es hengertérben	[m ²]
A_f	fojtási/átáramlási keresztmetszet	[m ²]
$A_{x,y}$	fojtási/átáramlási keresztmetszet a jelzett (x és y) csatlakozók között	[m ²]
c_p	állandó nyomáson vett fajhő	[J/kgK]
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_{krit}	kritikus F-érték	[-]
F_s	súrlódási erő	[N]
F_{st}	statikus súrlódási erő	[N]
F_{Str}	Stribeck-féle súrlódási erő	[N]
F_{sz}	számított F-érték	[-]
F_t	terhelő erő	[N]
I	az integráló tag erősítése (PID)	[-]
K_a	a státusz szabályozó gyorsulással arányos tagjának erősítése	[-]
K_v	a státusz szabályozó sebességgel arányos tagjának erősítése	[-]
K_x	a státusz szabályozó hibával arányos tagjának erősítése	[-]
L	lökethossz	[m]
L_f	légfogyasztás tényező	[-]
L_{fkr}	kritikus légfogyasztás tényező	[-]
m	tömeg	[kg]
\dot{m}_x	tömegáram a jelzett (x) csatlakozón	[kg/s]
$\dot{m}_{x,y}$	átáramló tömegáram a jelzett (x és y) fojtórésen	[kg/s]
\dot{m}	tömegáram	[kg/s]
n, m	mintaszám	[db]
p	nyomás	[Pa]
P	az arányos tag erősítése (PID)	[-]

Jelölések	Megnevezés	Mértékegység
p_0	környezeti nyomás	[Pa]
p_2, p_4	nyomás a 2-es, illetve 4-es hengertérben / csatlakozó ágban	[Pa]
p_{fbe}, p_{fki}	a fojtó előtti és utáni nyomások	[Pa]
P_{St}	a státusz szabályozó arányos erősítési tényezője	[-]
PV	ellenőrző jel	[V]
Q	térfogatáram normál állapotban ($p=1,013$ bar, $T=293$ K) kifejezve	[(N)m ³ /s]
$q_{x,y}$	átáramlási arány x-y csatlakozó irányban	[-]
$q_{x,y,min}$	részvesztésből adódó minimális átáramlási arány x-y csatlakozó irányban	[-]
R	gázállandó	[J/kgK]
s^2	variancia	[-]
s_k	határréteg	[-]
SP	alapjel	[V]
t	idő	[s]
T	hőmérséklet	[K]
t_{sz}	számított t-érték	[-]
T_{sz}	szelep időállandó	[1/s]
$u(t)$	beavatkozó jel	[-]
u_{max}	maximális beavatkozó jel	[V]
U_v	vezérlőjel	[V]
V	térfogat	[m ³]
V_2, V_4	a 2-es, illetve 4-es hengerterek térfogata	[m ³]
$V_{2,0}, V_{4,0}$	a 2-es, illetve 4-es hengerterek térfogatának kezdeti értéke	[m ³]
V_n	légfogyasztás normál állapotban ($p=1,013$ bar, $T=293$ K) kifejezve	[(N)l]
v	sebesség	[m/s]
x	dugattyú pozíció	[m]
κ	adiabatikus kitevő	[-]
λ	a csúszóegyenes meredeksége	[-]
μ	átfolyási tényező	[-]
ρ	sűrűség	[kg/m ³]

Rövidítések

<i>ASH</i>	abszolút statikus hiba	[mm]
<i>GA</i>	genetikus algoritmus	
<i>ITAE</i>	idővel súlyozott abszolút hiba integrál kritérium	
<i>PID</i>	arányos-integráló-differenciáló szabályozás	

1. BEVEZETÉS, CÉLKITŰZÉSEK

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

1.1. A téma időszerűsége, jelentősége

Az iparban nagy igény mutatkozik olyan lineáris hajtásokra, amelyek a löketük mentén bármely helyzetben nagy pontossággal megállíthatóak, 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.

Az utóbbi években az elektromos lineáris aktuátorok 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 szennyezik 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 sűrűlésnek 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. Ezért a pozicionált pneumatikus hajtásrendszerek széleskörű elterjedésének előfeltétele volt a megfelelő számítási kapacitású és valós idejű működést lehetővé tevő ipari irányítókészülékek megjelenése. Ezek az irányítókészülékek futtatják a szabályozó algoritmust, amelynek során elsődlegesen a pozíciójel alapján beavatkoznak a folyamatba az útszelep(ek)en keresztül. 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 összhatásfokának és a résveszteségek nagy arányának. Pozicionált 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 versenyhelyzete is javuljon az elektromos hajtással szemben.

1.2. Célkitűzések

A kutatás célja a pozíciószabályozott pneumatikus 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 pneumatikus 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 pneumatikus rendszer, az irányító rendszer és a mérőrendszer összeállítása, a mérőszoftverek elkészítése,
- a pneumatikus 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 pozicionálási 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. SZAKIRODALMI ÁTTEKINTÉS

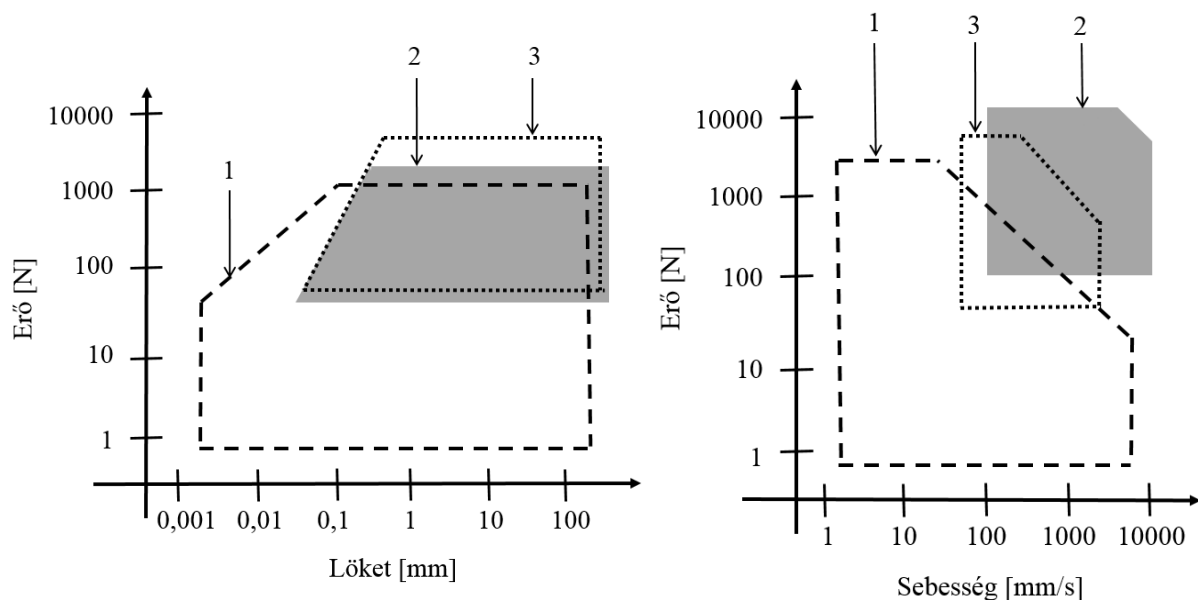
A következőkben áttekintem a pneumatikus lineáris hajtásokhoz, azok modellezéséhez és szimulációjához valamint a pozíciószabályozási algoritmusaihoz kapcsolódó szakirodalmi kutatásokat.

2.1. Lineáris hajtások

A műszaki gyakorlatban pozícionált lineáris mozgást lineáris aktuátorokkal állítunk elő. Ha viszonylag nagy erőt (10 N-10 kN) szeretnénk kifejteni viszonylag nagy lökethossz (10 cm-1..2 m) és megfelelő pontosság (min. 0,1 mm) mellett, akkor működési elvét és energiaforrását tekintve az alábbi aktuátorok közül választhatunk:

- elektromechanikus aktuátorok (jellemzően DC motor golyósorsós hajtóművel),
- hidraulikus munkahengerek,
- pneumatikus munkahengerek.

Mindhárom megoldásnak felismerhető a maga tipikus alkalmazási területe a kifejtendő erő, a löket és a sebesség függvényében (2.1. ábra).



2.1. ábra A villamos, a pneumatikus és a hidraulikus hajtások jellemző működési tartományai: 1-villamos hajtás, 2-hidraulikus hajtás, 3-pneumatikus hajtás (Isermann, 2005)

A három különböző hajtástechnikákat összevetve megállapítható, hogy nagy az átfedés az egyes alkalmazások között a fenti paraméterek tükrében, ezért adott feladat megoldásakor további jellemzőket is mérlegelni kell. Ezen tulajdonságok egy részét gyűjti össze az 2.1. táblázat.

Napjainkban a szervo szabályozott ipari alkalmazások kb. 70%-ában a mozgatott tömeg 1- 10 kg közé esik, míg az elvárt pontosság ± 0.02 and ± 0.2 mm-es tartományban mozog (Krivts és Krejnin, 2006). Technológiai szempontból ezeknek az elvárásoknak jellemzően az elektromos hajtóművek felelnek meg, így a pozíciószabályozott alkalmazásokban ezek a hajtóművek terjedtek el leginkább.

2.1. táblázat A villamos, hidraulikus és pneumatikus hajtások összehasonlítása (Czmerk, 2015)

Jellemző	Villamos hajtás	Hidraulikus hajtás	Pneumatikus hajtás
Lineáris mozgás előállítása	Forgó mozgásból, bonyolult felépítés	Egyszerű felépítés, munkahengerekkel	Egyszerű felépítés, munkahengerekkel
Kifejthető erők	Áttétel függő	600 bar-nál akár $3 \cdot 10^6$ N	6 bar-nál $3 \cdot 10^4$ N
Sebesség	Áttétel függő	0,5 m/s	1,5 m/s
Hatásfok	Jó, de függ az alkalmazott mechanikus elemektől	Jó	Nagyon alacsony
Pozicionálási pontosság (gyakorlati érték)	Akár 10 nm is	0,01 mm	0,01 mm
Energia szállíthatósága	Csaknem korlátlan	Max. 100 m	Max. 1 km
Energia tárolhatósága	Akkumulátorokkal, költséges	Segédenergia felhasználásával	Könnyen, tartályban
Szivárgás	Nincs	Környezetszennyező	Nem károsítja a környezetet
Környezeti hatás	Hibás üzemeltetésnél robbanásveszélyes lehet	Tűzveszélyes, hőmérséklet-változásra érzékeny	Robbanás biztos, hőmérséklet-változásra érzéketlen
Túlterhelhetőség	Érzékeny a túlterhelésre, védelem szükséges	Nyomáshatároló védi a rendszert a túlterheléstől	Túlterhelhető, túlterhelés esetén a munkavégző leáll
Merevség	Jó, az alkalmazott mechanikus elemektől függ	Jó, a folyadék összenyomhatóságának függvénye	Rossz, a levegő összenyomható
Beruházási költség	****	***	**
Üzemeltetési költség	1 egység	4 egység	10 egység

A villamos hajtások mellett azonban a pozícionált pneumatikus hajtások is egyre növekvő teret kapnak. A pneumatikus lineáris hajtások két legfőbb hátránya, hogy a levegő összenyomhatósága és a sűrűlódás miatt a pozíciószabályozásuk körülményes, illetve az alacsony hatásfokuk miatt magas az üzemeltetési költségük. Ezen hátrányok mellett azonban fontos előnyei a pneumatikus rendszereknek, hogy a túlterhelésre nem érzékenyek, gyors mozgást biztosítanak, tiszta környezetben alkalmazhatóak, valamint a bekerülési költségük viszonylag alacsony. Ezen előnyök miatt a pozíciószabályozott lineáris hajtások között a pneumatikus hajtóműveknek is fontos szerep jut az automatizálás, robottechnika és gyártástechnika területén (Saravanakumar et al., 2017). Wang és tsai (1999a) szervopneumatikus rendszert alkalmaztak termékek csomagolására élelmiszeripari környezetben, Backé (1986) által bemutatott ipari megoldások között például intelligens megfogó és egyedi CNC tengely is szerepelt. Gauchel és Schell (2006) szintén megfogót tervezetek egyedileg irányítható megfogó pofákkal.

Speciális alkalmazásokban is a pneumatika jellemzői kínálhatnak megoldást a különleges igényekre: vákuumkörnyezetben a pneumatikus hajtóművek elenyésző hőmennyiséget termelnek, ami félvezetők gyártásánál lényeges szempont (Kagawa et al., 2000), a levegő csillapító hatását használták ki nyomásos öntészeti eljárásoknál és üveg formázásnál (Han és Alleyne, 2000). Moilanen (2004) olyan szervopneumatikus hajtással mozgatott anyagvizsgáló készüléket tervezett és vizsgált, amely atomerőműi környezetben, magas hőmérsékletű és sugárzó vízben képes munkát végezni. Fischer és tsai (2008), valamint Jiang és tsai (2013) MRI készülékben alkalmazott szervopneumatikus hajtással rendelkező manipulátort fejlesztettek orvostechikai célokra. Szervopneumatikus hajtóművek számos speciális robot kialakításban is megjelennek (Bobrow és McDonell, 1998; Hesselroth et al., 1994; Zhang et al., 2008) kihasználva a pneumatikus aktuátorok magas súly-teljesítmény arányát és alacsony bekerülési költségét.

2.2. Pozícionált pneumatikus lineáris hajtások

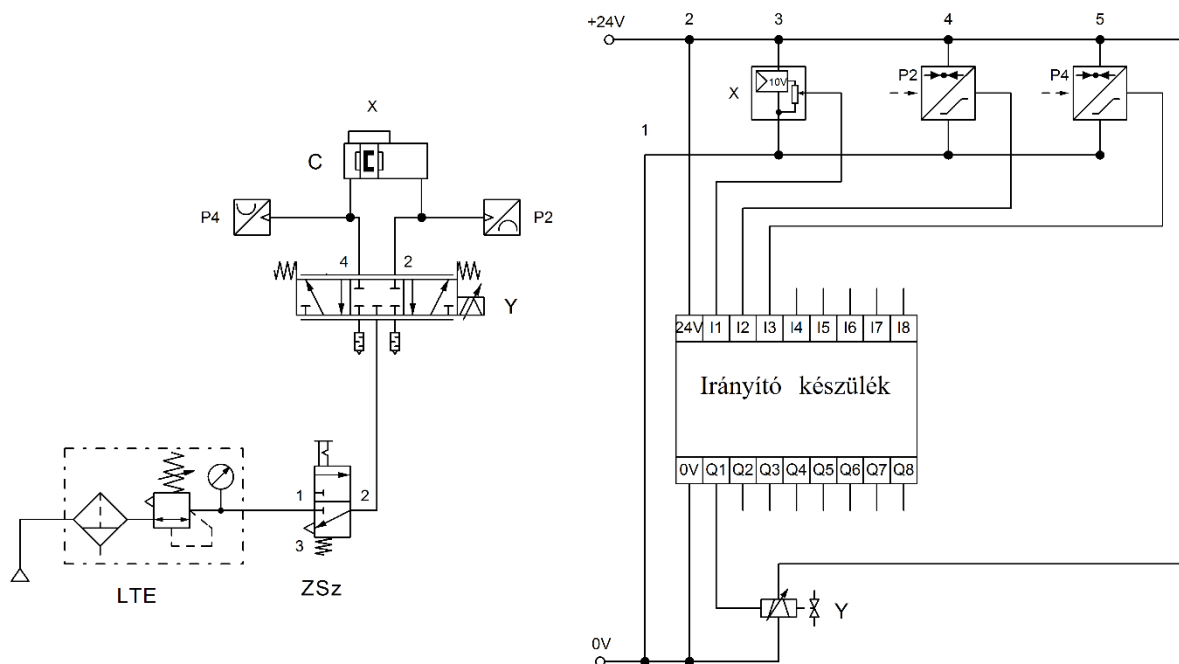
Az ipari pneumatikus rendszerekben a sűrített levegő energiátartalmát használjuk ki munkavégzésre. A sűrített levegőt kompresszorok állítják elő, melynek során megfelelő kezelés után (szűrés, vízleválasztás, szárítás) tartályba sűrítik a környezetből beszívott levegőt. Innen nyomákszabályzókon keresztül jut a léghálózatba a munkaközeg, amelyre a munkaállomások csatlakoznak. A munkaállomásokon újabb levegőkezelést követően irányítószелеpeken keresztül jut a sűrített levegő a munkavégzőkhöz, amelyek lineáris vagy forgó mozgású energia-átalakítók. A pneumatikus rendszerek jellemző nyomástartományja a 2-8 bar túlnyomás a légköri nyomáshoz viszonyítva, a legelterjedtebb munkanyomás értéke 6 bar túlnyomás.

A pneumatikus munkavégzőket többnyire –a légmotorokon kívül- két véghelyzetben pozícionáljuk mechanikus megállítással vagy bináris helyzetérzékelők jeleit felhasználva vezérléssel. Ezeknél a rendszereknél a munkavégzőt vezérlő főszelep egy diszkrét számú kapcsolási helyzettel rendelkező útszelep, jellemzően 2- vagy 3-utas útváltó szelep.

A pneumatikus munkahengerek véghelyzetektől eltérő, a löket mentén tetszőleges pozícionálásához szabályzókor alkalmazása szükséges, mert vezérléssel a pozícionálás nem teljesíthető elvárt pontossággal a rendszer nemlineáris viselkedése miatt. Ez a nemlineáris jelleg a levegő összenyomhatóságából és a sűrűlódásból adódik. Pozíciószabályozott pneumatikus lineáris hajtások építhetők hagyományos, de rövid kapcsolási idővel rendelkező 2- vagy 3- állású útszelepek felhasználásával vagy végtelen számú kapcsolási helyzettel rendelkező arányos útszelepek alkalmazásával. Ez utóbbi, arányos szelepet és szabályozókört tartalmazó pneumatikus rendszereket nevezi a szakirodalom szervopneumatikus rendszereknek (pl.: Gyeviki, 2007; Beater, 2007).

A munkaállomástól tekintve a tipikus pozíciószabályozott pneumatikus lineáris hajtások az alábbi rendszerelemekből épülnek fel (2.2. ábra):

- levegő előkészítő tápegység,
- útírányító szelep(ek) (hagyományos útszelepek vagy arányos útszelep),
- munkahenger,
- érzékelő: útdó (bizonyos szabályozási algoritmusoknál nyomásmérő szenzorok is),
- logikai irányító készülék.



2.2. ábra Arányos szeleppel működtetett pneumatikus rendszer elektromos és pneumatikus kapcsolási rajza (C- munkahenger, Y- arányos szelep, P2, P4- analóg nyomásmérő szenzorok, X- útmérő szenzor, LTE- levegő előkészítő tápegység, ZSz-zárószelep)

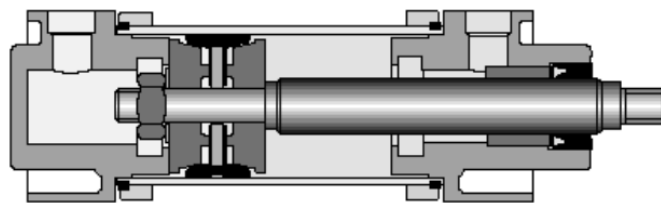
2.2.1. Munkahengerek

A munkahengerek a munkavégző elemek a pneumatikus lineáris rendszerben, a sűrített levegő energiátartalmát alakítják mechanikai munkává. Jellemző fizikai paramétereik a dugattyúátmérő és a lökethossz. A munkahengereknek számos fajtája létezik, a következőkben a pozícionált hajtásokban elterjedt és vizsgált változatait mutatom be.

Kettős működésű munkahenger egyoldali dugattyúrúd kivezetéssel

A kettős működésű pneumatikus munkahenger egyoldali dugattyúrúd kivezetéssel a klasszikus, legelterjedtebb pneumatikus munkavégző, amelynél a dugattyú felületek a dugattyúrúd miatt eltérő nagyságúak (2.3. ábra). Ez az aszimmetria mind az erő kifejtésre, mind a dugattyúsebességre hatással van a különböző munkavégzési irányokban.

A dugattyúrudas felépítés az elérhető lökethosszt is korlátozza, mert a dugattyúrúd érzékeny a radiális irányú terhelésekre. A henger nem tartalmaz mechanikus visszatérítő elemet, a dugattyú mozgását mindkét irányban sűrített levegő végzi, így lesz a henger kettős működésű. Ennek megfelelően a henger két pneumatikus csatlakozóval rendelkezik.



2.3. ábra Kettős működésű, egyoldali dugattyúrudas pneumatikus munkahenger felépítése (Festo, 2001)

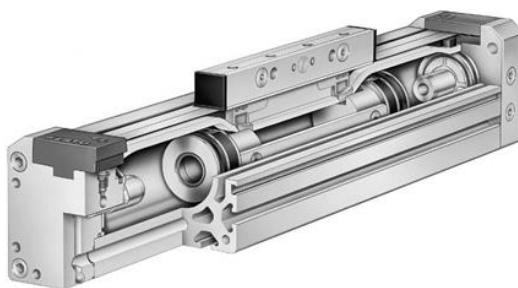
Kettős működésű munkahenger kétoldali dugattyúrúd kivezetéssel

Bizonyos feladatoknál kettős működésű kétoldali dugattyúrudas munkahengerek alkalmazása lehet indokolt. Ezen hengerek dugattyúrúdjai kevésbé érzékenyek a radiális terhelésre, valamint azonos felületű dugattyúrúd esetén a munkavégzés aszimmetriája sem jelentkezik.

Kettős működésű munkahenger dugattyúrúd nélkül (siklóhenger)

A dugattyúrúd nélküli kettős működésű munkahengerek esetén a dugattyú elmozdulását nem dugattyúrúd által érvényesítjük, hanem szánegység segítségével vezetjük ki a hengerből. A siklóhengerek jellemzője, hogy a dugattyúátmérőjük mindkét irányban azonos, így az erő kifejtésük is szimmetrikus. További előnyük, hogy dugattyúrúd hiányában kevésbé érzékenyek a radiális irányú terhelésre. A dugattyú-szánegység csatlakoztatás módja szerint több fajtájuk is elterjedt, a továbbiakban a tömítőszalagos kialakítást mutatom be részletesen, amely a pozicionált hajtásokban leginkább elterjedt, és amelyiket a kísérleti berendezésben én is alkalmaztam.

A tömítőszalagos munkahenger dugattyújához alakzáró kapcsolattal illeszkedik a szánegység (2.4. ábra), amely így a dugattyúval együtt mozog. A henger a palástfelületén végig van hasítva, ebben a hasítékban mozog a szánegység. A tömítést egy rugalmas tömítőszalag végzi, amit kívülről egy acélszalag véd. A konstrukció hátránya, hogy a hasíték miatt több potenciális szivárgási helyet tartalmaznak, mint a dugattyúrudas hengerek.



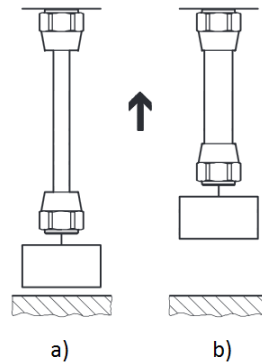
2.4. ábra Tömítőszalagos munkahenger felépítése (Festo, 2001)

Kontrakciós munkahenger

A kontrakciós munkahenger egy dugattyúrúd nélküli egyszeres működésű pneumatikus munkahenger, amely csak húzóerőt képes kifejteni. A henger maga egy rugalmas tömlő, ami leggyakrabban acél szövetszerkezettel rendelkezik. A tömlő sűrített levegő hatására keresztirányban kitér, hosszirányban rövidül, így a saját alakváltozásán keresztül végez munkát (2.5. ábra). Mivel nem tartalmaz mozgó elemeket, így gyors mozgásokra alkalmas, megfelelő szelepek alkalmazásával akár nagy frekvenciás rezgőmozgásokat is létre lehet vele

hozni. Speciális felépítésének köszönhetően a táplevegő nyomásszintjével pozicionálható, pozíciószabályozási megoldásokban ezt a tulajdonságát használják ki.

Mivel az erő kifejtés módjában hasonlít az izom működésére, nevezik mesterséges pneumatikus izomnak is (PAM – pneumatic artificial muscle) (Minh et al., 2010) vagy fluid izomnak is (Festo, 2008). Ennek megfelelően egyik lehetséges alkalmazási területe a bionikus robotok aktuátorai (Wang és Sato, 2016). Oliver-Salazar és tsai (2017) mechatronikus ujj kialakítási lehetőségeit és szabályozási módjait vizsgálták kontrakciós munkahengerek segítségével.



2.5. ábra Kontrakciós munkahenger működése a) működtetés nélkül b) működtetve (Festo, 2008)

2.2.3. Érzékelők és irányító készülékek

A pozíciószabályozott lineáris hajtásrendszerek elengedhetetlen eleme az az érzékelő, amely a hajtómű elmozduló elemének pillanatnyi pozícióját közvetíti az irányítókészülék felé. Erre a célra jellemzően olyan abszolút lineáris útmérő szenzort alkalmaznak, amely közvetlenül a mozgó elemhez csatlakozik, ami a dugattyúrúd vagy a siklóhengerek szánegysége, illetve kontrakciós munkahengereknél a hengerfedél. Mérési elveik alapján az ellenállásmérésen alapuló potenciométeres (Taghizadeh et al., 2008; Messina et al., 2005), a magnetrojektív és a differenciál transzformátoros (LVDT) érzékelők (Rao és Bone, 2006; Hamiti et al., 1996) terjedtek el. Speciális megoldásokban, kutatási célokra alkalmaznak érintkezésmentes útérzékelőket is (Takosoglu et al., 2009), Andrikopoulos és tsai (2013) például lézeres távolságmérőt alkalmaztak.

Pozíciószabályozási feladatokban a szabályozás minőségét alapvetően befolyásolja az alkalmazott útérzékelő felbontása és pontossága (Saravanakumar et al., 2017). Gyevik (2007) egyenesen arra a következtetésre jutott, hogy „a pozicionálás pontosságának elsősorban az útdő felbontása szab határt”, mindemellett, hogy a nagyobb felbontású útdők a szabályozás stabilitását kedvezőtlenül befolyásolhatják.

Az irányító készülék fogadja a szenzorok jeleit, futtatja a szabályozó algoritmust valamint beavatkozik a folyamatba az útszelepre kivezérelt rendelkező jelen keresztül. A pneumatikus szabályozások kialakulásának kezdeti idejében alkalmaztak analóg, elsősorban PID algoritmust megvalósító szabályozó készülékeket, de a számítástechnika fejlődésével ma jellemzően a digitális logikai irányító készülékek használata terjedt el.

2.3. A pneumatikus rendszer modellezése és szimulációja

A modellezéssel a valós jelenségeket képezzük le valamilyen egyszerűsítéssel. Akkor alkalmazzuk ezt az eljárást, ha a valós jelenségek közvetlen vizsgálata túl bonyolult vagy éppen lehetetlen. A megfelelően létrehozott modell segít a problémamegoldásban, a valós jelenség

vizsgálatában. Jellemzően három különböző modellezési eljárást alkalmazhatunk (Huba et al., 2014):

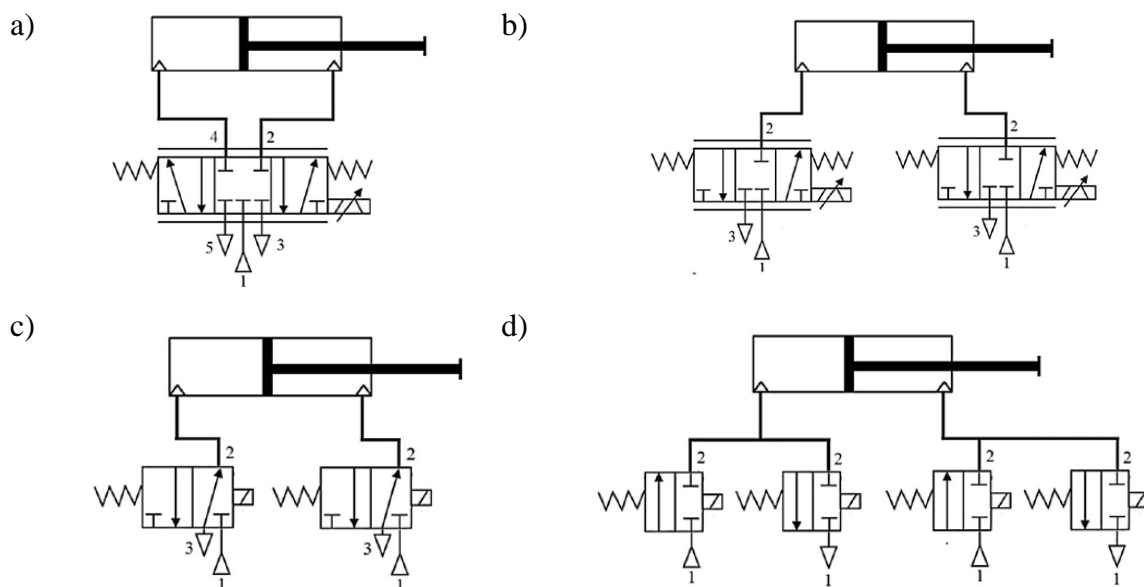
- fizikai modellezés,
- analóg modell készítése,
- matematikai modell felállítása.

A fizikai modellek a vizsgált jelenség alapján épített kicsinyített valós modellek. Előállításuk bonyolult és költséges, de néhány területen –elsősorban áramlástechnikában, pl. légszatórnák formájában- még mindig alkalmazzák őket. Az analóg modellt nevezik funkcionális modellnek is, lényege, hogy a valós jelenség vizsgálatára az eredetivel működési elvében különböző, de funkciójában és törvényszerűségeiben hasonló modellt készítünk. Ez a modell általában villamos elvű modell, de lehet hidraulikai, pneumatikai vagy mechanikai is.

A matematikai modellek a vizsgált jelenséget leíró matematikai egyenletrendszereket, jellemzően differenciálegyenleteket, azok kezdeti- és peremfeltételeit, és az egyenletrendszerek megoldásait tartalmazzák. A matematikai modellalkotás igen elterjedt vizsgálati eljárás, mivel a megvalósítása költségkímélő, nem igényel külön célgép építést és az egyenletek megoldásához számos szoftveres támogatás elérhető. Mivel a módszer előnyei miatt az általam vizsgált pneumatikus pozíciószabályozó rendszer modellezésére matematikai modellt fogok alkalmazni, ezért a továbbiakban ezzel az eljárással foglalkozom részletesebben.

2.2.2. Útírányító szelepek

Vég helyzetek között mozgatott pneumatikus munkavégzők esetén az útírányító szelepek feladata az átáramló sűrített levegő irányának meghatározása az adott átáramlási keresztmetszet teljes nyitásával vagy zárásával diszkrét számú (jellemzően 2 vagy 3) kapcsolási helyzetben. A 2.2.6. ábra különböző kapcsolási megoldásokat mutat arányos útszelepekkel, illetve kétállapotú útszelepekkel megvalósítva.



2.6. ábra Kapcsolási megoldások pozíciószabályozott alkalmazásokra (Saravanakumar et al., 2017)

Pozíciószabályozás esetén az útirányító szelepek egyben áramlásirányító szelepként is funkcionálnak, a hengerbe áramló sűrített levegő mennyiségét is közvetlenül befolyásolják. Ezeknél a megoldásoknál elsősorban arányos útszelepeket használnak, amelyek végtelen számú kapcsolási helyzettel rendelkeznek, de megfelelő szabályozási algoritmusokkal hagyományos, diszkrét számú kapcsolási helyzettel rendelkező útszelepek is alkalmazhatóak, ha rövid kapcsolási idővel rendelkeznek (Beater, 2007).

A legelterjedtebb megoldásban a 2.6a ábrán látható 5/3-as arányos szelepet alkalmazzák (például: Ahn és Ahn, 2009; Rad és Hancu, 2017; Lee et al., 2002; Li et al., 2013; Virvalo, 1989 és 1992), mivel ez a szeleptípus kereskedelmi forgalomban elterjedt, elsősorban kimondottan pozíciószabályozási feladatokra tervezett szelepkonstrukció. Ez a szelep azonban azzal a hátránnyal rendelkezik, hogy a kettős működésű munkavégző két levegő csatlakozását (a 2-es és 4-es ágon) egymással összefüggő mértékben nyitja és zárja a vezérlőjel függvényében. Ezért –különösen kutatási célokra- alkalmaznak két darab 3/3-as arányos szeleppel megvalósított kapcsolásokat (Carneiro és Almeida, 2014; Righettini és Giberti, 2002; Estrada és Plestan, 2014), mivel így a munkavégző két pneumatikus csatlakozóján átáramló tömegáramok egymástól függetlenül irányíthatóak (2.6b ábra). Hasonló okokból Rao és Bone (2006) 4 darab 2/2-es arányos útszelepet alkalmazott egymással hídba kötve.

Mivel az arányos szelepek meglehetően költséges elemek, így a hagyományos szelepekkel megvalósított pozíciószabályozások is teret kaptak. Ezeknél a kapcsolásoknál jellemzően 2 állású, gyorskapcsolású szelepek impulzusszélesség-modulációval (PWM) történő irányítása történik (Shih és Hwang, 1997; van Varseveld és Bone, 1997). A 2.6c ábra 2 darab hagyományos 3/2-es útszelep (Messina et al., 2005, Taghizadeh et al., 2008 és 2009; Béres, 2010), a 2.6d ábra pedig 4 darab hagyományos 2/2-es útszelep (Najjari et al., 2014; Le et al., 2010; Hodgson et al., 2012) alkalmazását mutatja. Pfeffer és tsai (2016) 4 darab 3/2-es hagyományos szelepet használtak híd kapcsolásban. Mohan és Saravanakumar (2014) összehasonító elemzést végzett az arányos és a hagyományos PWM szabályozású útszelepekkel, melynek során az arányos szeleppel rendelkező rendszer jobb eredményeket ért el pályakövetési feladatokban.

Az útszelepek legfőbb műszaki paraméterei:

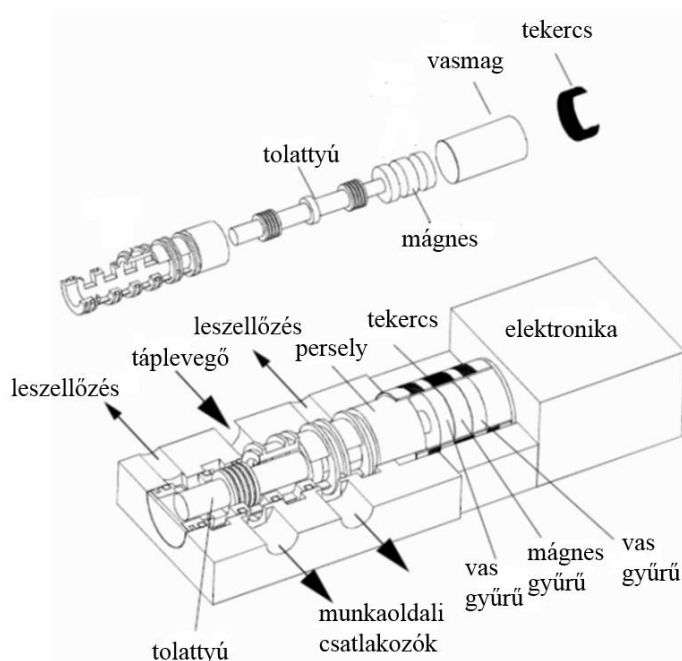
- üzemi nyomás [bar],
- normál névleges átáramlás [(N)l/min],
- névleges méret [mm],
- kapcsolási idő [ms].

Arányos útszelep

Az arányos útszelep záróeleme az analóg vezérlőjellel arányosan az elmozdulási tartományon belül bármely pozíciót felvehet, így a szelep kapcsolási helyzeteinek száma végtelen. A vezérlőjel feszültség- vagy áramjel, feszültség esetén jellemzően 0-10 V, áramjel esetén 4-20 mA értékekkel. Arányos útszelep(ek) alkalmazásával a szelep geometriájából adódóan nem csak az áramló levegő útját irányítjuk, hanem az átáramló keresztmetszet nyitásával-zárásával egyúttal az átáramló tömegáramot is befolyásoljuk. Így nem csak a munkahenger dugattyújának elmozdulási irányát, hanem a sebességét is közvetlenül irányítjuk az arányos útváltó szelep segítségével.

A szelep jellemző felépítése arányos mágnes, tolattyút és rugót tartalmaz (2.7. ábra). Az elektromos vezérlőjel hatására az arányos mágnes tekercsében erő indukálódik, amely a tolattyút a rugóerővel ellentétes irányban elmozdítja. Az arányos mágnes tekercs által kifejtett erő lineárisan arányos a vezérlőjellel, így lineáris rugót alkalmazva a szelepből, a tolattyút

elmozdulása is egyenesen arányos a vezérlőjellel. Ez az egyszerű felépítés ugyanakkor számtalan bizonytalanságot tartalmaz a tolattyú pozicionálás pontosságára nézve, mint például a gyártási pontatlanságok, a súrlódás hatása a tolattyúelmozdulásra, a hőmérsékletváltozás hatása és a hiszterézis hiba. Ezen jelenségek kiküszöbölésére a magas minőségű arányos útszelepek tolattyúpozíció visszacsatolással és tolattyúpozíció-szabályozással vannak ellátva. A tolattyú helyzetét beépített érzékelő, pl. Hall szenzor érzékeli, a szabályozás történhet külső vezérlőkártyán keresztül vagy a szelepbe integrálva.



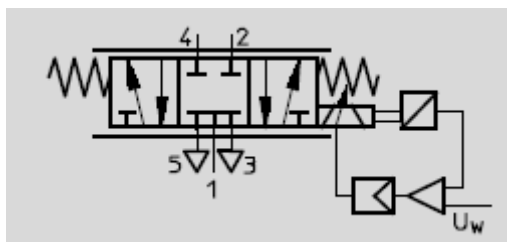
2.7. ábra Az 5/3-as arányos pneumatikus útváltó szelep metszeti ábrája (Beater, 2007)

Az arányos szelepek főbb jellemzői a hagyományos útszelep jellemzőkön túl (Beater, 2007):

- átáramlási karakterisztika: a szelep egyes csatlakozóin történő átáramlás a vezérlőjel függvényében. Leegyszerűsítve, az átáramlási karakterisztikát lineárisnak tekintve, az átáramlási erősítés alatt az ezen az egyenes meredekségét értjük,
- résvesztesség: az a tömegáram, amely a szelep elvileg zárt csatlakozóin átáramlik a tolattyú kialakítás tömítetlenségei miatt,
- hiszterézis: a tolattyú pozíciói közötti eltérés adott vezérlőjel esetén, ha az adott pozíciót alulról illetve ha felülről közelítjük meg,
- frekvencia átviteli függvény: szinuszos bemenő vezérlőjel hatása a kimeneti jelre. A kimenőjel fáziskésésével és erősítésével jellemzik. Az arányos szelepeknél az értelmezett kimenő jel általában a tolattyúelmozdulás, a független változó a bemenő szinuszos jel frekvenciája,
- egységugrásra adott válasz: tolattyúelmozdulás 0%-ról 100%-ra történő vezérlőjel ugrás hatására, esetenként 20%-ról 80%-ra ugró vezérlőjelre is értelmezik. A mért paraméter az idő, illetve a csillapítás mértéke,
- határfrekvencia: az a gerjesztési frekvencia, amelynél szinuszos bemenő vezérlőjel esetén a szeleptolattyú elmozdulása a teljes löketének a 70%-a.

Kettős működésű munkahengerek irányítására az 5/3-as, középhelyzetben zárt arányos útváltók alkalmazása a legelterjedtebb. Az útváltó jelképét 2.8. ábra mutatja. Ez a szelep egy táplevegő

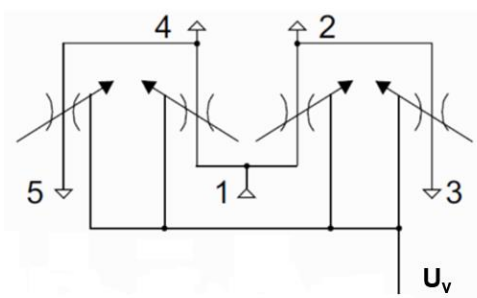
csatlakozót (1-es ág), két munkaoldali csatlakozót (4-es és 2-es ág), két leszellőző ágot (5-ös és 4-es ág) tartalmaz. A szelep geometriájából adódóan a csatlakozók nyitása-zárása nem független egymástól, mivel egy szeleptolattyú élkialakítása és vezérelt helyzete határozza meg az összes átáramlási keresztmetszetet.



2.8. ábra A tolattyúpozíció-szabályozott pneumatikus 5/3-as arányos útváltó szelep jelképe (Festo, 2015)

2.3.1. Az 5/3-as pneumatikus arányos útszelep matematikai modellje

Az arányos szelep matematikai modellje az arányos szelepen átáramló tömegáramokat adja meg a vezérlőjel és a táplevegő- illetve munkaoldali nyomások függvényében. Megvizsgálva az 5/3-as pneumatikus arányos szelep fizikai felépítését megállapítható, hogy az arányos szelep belépő és kilépő tömegáramait négy átáramlási/fojtási keresztmetszet segítségével értelmezhetjük (2.9. ábra).



2.9. ábra Az 5/3-as arányos szelep modellezése alaptagokkal (Beater, 2007)

A négy átáramlási keresztmetszet (2.10. ábra):

- az 1-es táplevegő csatlakozó és a 4-es munkaoldali csatlakozó közötti fojtórés (A_{1_4}),
- a 4-es munkaoldali csatlakozó és az 5-ös leszellőzés közötti fojtórés (A_{4_5}),
- az 1-es táplevegő csatlakozó és a 2-es munkaoldali csatlakozó közötti fojtórés (A_{1_2}),
- illetve a 2-es munkaoldali csatlakozó és a 3-as leszellőzés közötti fojtórés (A_{2_3}).

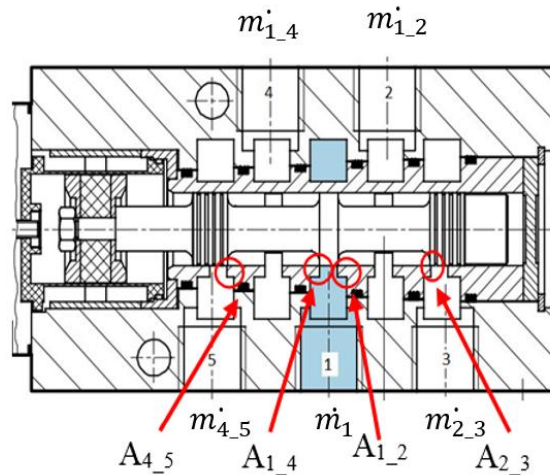
Az átáramló tömegáramokat tekintve kijelenthető, hogy elhanyagolva a szelep belső tároló térfogatát az A_{1_4} és A_{1_2} fojtási keresztmetszetén átáramló tömegáramok összege megegyezik az 1-es táplevegő csatlakozón belépő tömegárammal, vagyis:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_{1_4} + \dot{m}_{1_2} . \quad (2.1)$$

A munkaoldali csatlakozókon (2-es és 4-es) a szelepből kiáramló tömegáramok pedig:

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_{1_4} - \dot{m}_{4_5} , \quad (2.2)$$

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_{1_2} - \dot{m}_{2_3} . \quad (2.3)$$



2.10. ábra Az 5/3-as arányos útszelep átáramlási keresztmetszetei és tömegáramai (Festo, 2012)

A tömegáramokat az $\dot{m} = \rho v A_f$ ideális gázokra érvényes formájával tudjuk meghatározni. Az áramlás leírásához négy jellemzőt kell meghatározni (Elek és Hudáky, 1979):

- sebesség (v),
- nyomás (p),
- hőmérséklet (T),
- sűrűség (ρ).

A jellemzők meghatározásához az alábbi négy egyenlet segítségével juthatunk:

- gáztörvény:

$$p V = m R T , \quad (2.4)$$

- energiaegyenlet:

$$c_p T + \frac{v^2}{2} = \text{állandó} , \quad (2.5)$$

- folytonossági egyenlet:

$$A \rho v = \text{állandó} , \quad (2.6)$$

- Euler-egyenlet:

$$v dv + \frac{dp}{\rho} = 0 . \quad (2.7)$$

A fenti egyenletek alapján levezethető az ideális gázokra vonatkozó Bernoulli-egyenlet:

$$\frac{v^2}{2} + \frac{\kappa}{\kappa-1} \frac{p_{fbe}}{\rho_{fbe}} \left(\frac{p_{fki}}{p_{fbe}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - \frac{\kappa}{\kappa-1} \frac{p_{fbe}}{p_{fki}} = 0 , \quad (2.8)$$

amiből kifejezve az áramlási sebességet:

$$v = \sqrt{\frac{2 \kappa}{\kappa-1} \frac{p_{fbe}}{\rho_{fbe}} \left(1 - \left(\frac{p_{fki}}{p_{fbe}}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}\right)} \quad (2.9)$$

Átrendezések után, valamint felhasználva, hogy $\frac{\rho_{fki}}{\rho_{fbe}} = \left(\frac{p_{fki}}{p_{fbe}}\right)^{\frac{1}{\kappa}}$, az alábbi összefüggést kapjuk:

$$\dot{m} = A_f p_{fbe} \sqrt{\frac{2 \kappa}{(\kappa-1) R T} \left(\left(\frac{p_{fki}}{p_{fbe}}\right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_{fki}}{p_{fbe}}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right)} \quad (2.10)$$

Mivel az átáramló tömegáramnak (\dot{m}) a $\frac{p}{p_0}$ nyomásviszony függvényben a

$\frac{p}{p_0} = \left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa+1}} = 0.528$ értéknél maximuma van, ezért ezt a nyomásarányt kritikus nyomásviszonynak nevezzük. Kritikus nyomásviszony alatt a kiáramlási sebesség maximális, amelynek értéke a kiáramlás hőmérsékletéhez tartozó hangsebességgel egyenlő. A kritikus nyomásviszony felett a kiáramlás sebessége kisebb a hangsebességnél és az adott nyomásviszonytól függ.

A (2.10) egyenlet paraméterei a szelepen átáramló tömegáramok esetében az alábbi táblázat szerint alakulnak:

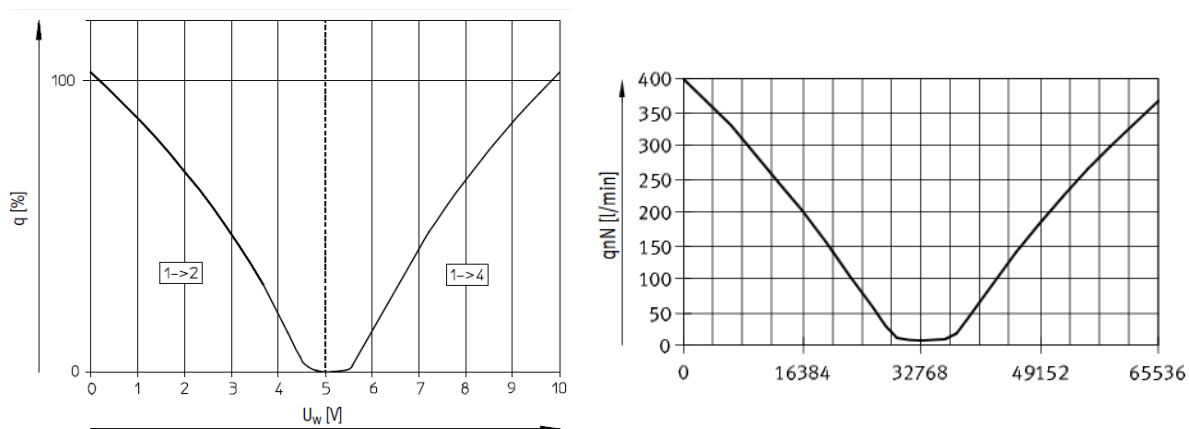
2.2. táblázat Az arányos útszelepen átáramló tömegáramok paraméterei

Tömegáram (\dot{m})	Átáramlási/fojtási keresztmetszet (A_f)	Fojtó előtti nyomás (p_{fbe})	Fojtó utáni nyomás (p_{fki})
\dot{m}_{1_4}	A_{1_4}	tápnomás: p_t	4-es ág nyomása: p_4
\dot{m}_{1_2}	A_{1_2}	tápnomás: p_t	2-es ág nyomása: p_2
\dot{m}_{4_5}	A_{4_5}	4-es ág nyomása: p_4	légköri nyomás: p_0
\dot{m}_{2_3}	A_{2_3}	2-es ág nyomása: p_2	légköri nyomás: p_0

A (2.10) egyenlet és a 2.2. táblázat alapján az arányos szelepen átáramló tömegáramokat a ki- és belépő nyomásokon kívül az aktuális átáramlási keresztmetszetek befolyásolják. Arányos szelepek esetében az átáramlási keresztmetszetek a vezérlő jel függvényében változnak. Ezt az összefüggést, vagyis az átáramló térfogatáramot a vezérlőjel függvényében a gyártók átáramlási karakterisztikával jellemzik (2. 11. ábra). Az ábra a) diagramján látható, hogy középhelyzetben (5V) a szelep zár, nincs átáramlás, vagyis ez a karakterisztika a tolattyús kialakítás miatt kialakuló összes résvesztéséget elhanyagolja. Az ábra b) diagramján középhelyzetben megjelenik a résvesztés hatása ($q_n \neq 0$), de ez csak a munkaoldali csatlakozók felé értelmezett, a leszellőző csatlakozók irányába megjelenő résvesztéséget elhanyagolják.

Az átáramlási karakterisztikákat a szakirodalmi források a tolattyú geometriáját elemezve értelmezik (Rahmat, 2011; Saleem et al., 2015; Miyajima et al., 2007; Metwally, 2013; Messina, 2005). Más forrásokban a vezérlőjel-fojtási keresztmetszet összefüggést linearizálják (Tsai és Huang, 2008; Xiang és Wikander, 2004; Zhu et al., 2008; Hamiti et al., 1996), Czmerk

(2015) a gyártó diagramjait alkalmazza. Ezekben az esetekben közös jellemző, hogy a résvesztéseket elhanyagolják.

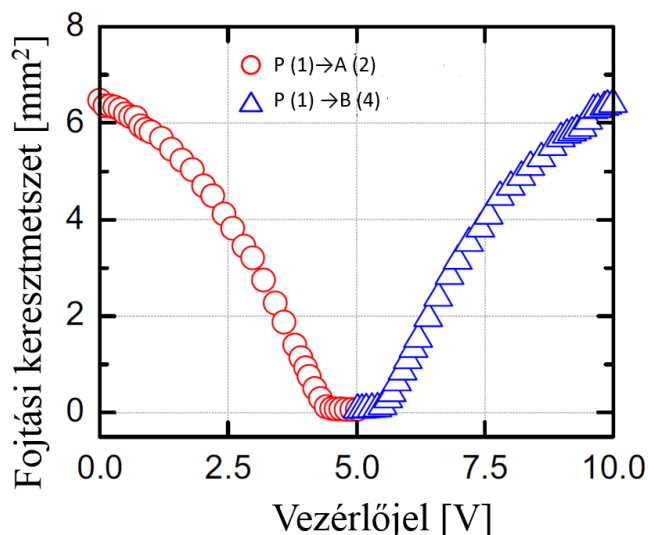


a) Az átáramló relatív térfogatáram (q) a bemenő vezérlőjel függvényében (U_w) 7 bar belépő és 6 bar kilépő nyomás esetén, MPYE szelepcs család (Festo, 2015)

b) Átáramló normál névleges térfogatáram a szelep pozíció jelének függvényében, VPWP szelepcs család (Festo, 2016)

2.11. ábra 5/3-as arányos útszelepek átáramlási karakterisztikái

Li és tsai (2013) áramlásméréssel határozták meg az arányos útszelep átáramlási karakterisztikáját a táplevegő csatorna és a munkaoldali csatornák között, így olyan jelleggörbét vettek fel, amely figyelembe vette a munkaoldali résvesztéseket. Sato és Sano (2014) ugyan ezt a modellt alkalmazták és ők is méréssel határozták meg az átáramlási karakterisztikát a táplevegő és a munkaoldali csatornák között (2.12. ábra). Mindkét modell jellemzője, hogy figyelmen kívül hagyják a leszellőző oldali résvesztéseket.



2.12. ábra Az 5/3-as arányos szelep mért átfolyási karakterisztikája a táplevegő és a munkaoldali csatlakozók között (Sato és Sano, 2014)

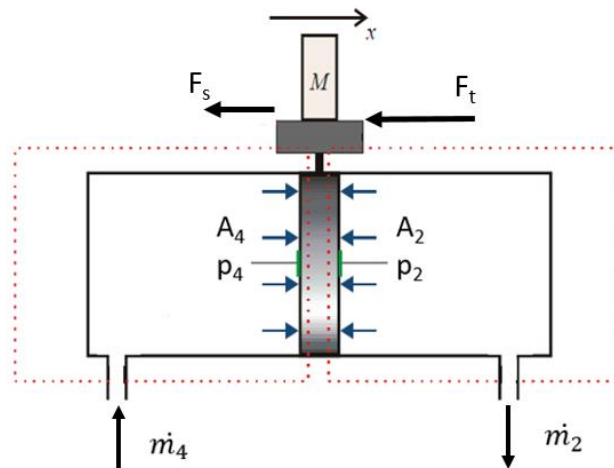
Rad és Hancu (2017, 2014a és 2014b) a 2.8. ábrán bemutatott szelepfelépítést két pneumatikus ellenállás hídként értelmezte, majd méréssel és a mérési eredmények azonosításával a négy átáramlási irányban (1→4, 4→5, 1→2, 2→3) meghatározták az átáramlási karakterisztikát. A

mérések során fix térfogatú tartály töltődése (1→4 és 1→2 irányban) és leürülése (4→5 és 2→3 irányban) során a tartályban lévő nyomás időbeni változását rögzítették különböző szelepnitások (U_v) mellett, a mérési eredményeket MATLAB Simulink segítségével identifikálták, majd az eredmények alapján meghatározták az arányos útszelep vezérlőfeszültség (U_v)- átáramlási keresztmetszet (A) karakterisztikáját a négy említett irányban. Ugyan ezt a mérési elvet alkalmazták Van der Merwe és Scheffer (2013) hasonló eredménnyel. A mérések során mindkét kutatócsoport gondot fordított rá, hogy a hangtompítók hatását figyelembe vegyék, azonban a résveszteségeket elhanyagolták.

2.3.2. A kettős működésű dugattyúrúd nélküli pneumatikus munkahenger modellje

A munkahenger matematikai modelljének felállításához vizsgálni kell a dugattyú mozgásjellemzőit, az energiaviszonyokat és figyelembe kell venni az anyagmegmaradás elvét. A modell felállításához az alábbi összefüggésekre van szükségünk:

- a ki- és belépő tömegáramok leíró egyenletére,
- a henger erőegyenletére,
- a kamramodellekre, amelyek leírják a be- ill. kilépő tömegáramok hatására felépülő nyomást a változó kamraterekben,
- a munkahenger energiaegyenletére.



2.13. ábra A vizsgált munkahenger vázlata

A ki- és belépő tömegáramok a (2.10) egyenlet alapján határozhatók meg a megfelelő paraméterek figyelembe vételével. Az erőegyenlet felírásánál a dugattyúra ható tengelyirányú erőket vesszük figyelembe, a keresztirányú terheléseket elhanyagoljuk.

Így a munkahenger erőegyenlete a 2.13. ábra alapján:

$$m \ddot{x} = A_4 p_4 - A_2 p_2 - F_s - F_t. \quad (2.11)$$

A változó méretű hengerkamrákban kialakuló nyomást a gáztörvény felhasználásával határozzuk meg. A (2.4) egyenlet mindkét oldalát deriválva:

$$\frac{dp}{dt} V + p \frac{dV}{dt} = \frac{dm}{dt} R T, \quad (2.12)$$

ami alapján a nyomás deriváltja:

$$\frac{dp}{dt} = \frac{1}{V} \left(\frac{dm}{dt} R T - p \frac{dV}{dt} \right). \quad (2.13)$$

2.13. egyenlet értelmezése az egyes hengerkamrákra:

$$\frac{dp_4}{dt} = \frac{1}{V_4} \left(\frac{dm_4}{dt} R T - p_4 \frac{dV_4}{dt} \right), \quad (2.14)$$

$$\frac{dp_2}{dt} = \frac{1}{V_2} \left(\frac{dm_2}{dt} R T - p_2 \frac{dV_2}{dt} \right), \quad (2.15)$$

ahol a 4-es és a 2-es oldali változó méretű hengerkamrák térfogata:

$$V_4 = V_{4.0} + A_4 x, \quad (2.16)$$

$$V_2 = V_{2.0} + A_2 (L - x). \quad (2.17)$$

A hengermodell kritikus része az alkalmazott sűrűlási modell. A munkahengerben az egymáson elmozduló alkatrészek között a relatív elmozdulással ellentétes irányban sűrűlás jön létre. Siklóhengereknél a dugattyútömítések és a hengercső, dugattyúrudas hengereknél ezen kívül a dugattyúrúd tömítések és a hengerfedél között is sűrűlás lép fel. Pneumatikus hajtásokban a levegő összenyomhatósága, valamint a tapadási és csúszási sűrűlási erők különbsége miatt akadozó csúszás léphet fel, különösen nagy terhelés és alacsony dugattyú sebesség esetén. Az akadozó csúszás a dugattyú elmozdulását egyenetlenné, akadozóvá teszi, ami pozíciószabályozási feladatok során kimondottan káros hatással bír.

Szakirodalmi forrásokban számos különböző sűrűlási modellt találhatunk meg a pneumatikus munkahengerek sűrűlási viszonyainak leírására, Czmerk (2015) részletesen foglalkozik a pneumatikus munkahengerek sűrűlási viszonyaival. Saleem és tsai (2009), Sorli és tsai (1999), Taghizadeh és tsai (2009) és Wang (1999a) Coulomb-féle sűrűlási erőt alkalmaznak a mozgás irányával ellentétesen.

A Coulomb-féle sűrűlási erő nem veszi figyelembe a sűrűlódó felületek nagyságát, csak a testeket összeszorító normál irányú erőt (F_n) és az az érintkező felületek minőségét egy tapasztalati úton meghatározott sűrűlási tényező (μ) segítségével. Ebben a modellben a tapadási és a csúszási sűrűlódást a sűrűlási tényező különböző értékeivel fejezhetjük ki, vagyis megkülönböztetünk statikus sűrűlási tényezőt, ami az egymáson még el nem mozuló elemek között jön létre, valamint dinamikus sűrűlási tényezőt, ami az egymáson elmozduló testek között jön létre.

Fok és Ong (1999), Li és tsai (2013), Liu és tsai (2013), valamint Qui (2013) viszkóz sűrűlási modellt alkalmaztak a pneumatikus munkahengerek sűrűlási viszonyainak jellemzésére. Ebben a modellben a sűrűlási erő lineárisan arányos a sebességgel. Metwally és tsai (2013), valamint Rahmat (2011) a Coulomb-féle sűrűlódást és a viszkóz sűrűlódást kombinálva (összeadva) alkalmazták, Lin-Chen és tsai (2003), valamint Sato (2104) a Coulomb-féle sűrűlódást statikus sűrűlódással vette figyelembe, Hamiti és tsai (1996) pedig a statikus sűrűlódást, a csúszási Coulomb sűrűlódást és a viszkóz sűrűlódást együtt alkalmazták a modelljükben a kutatásaik során.

Az egyszerű sűrűlási modellek zérus sebesség közelében a függvény szakadásával, ugrásával jellemzik a sűrűlási erőket. Ennek a hibának a megoldására született meg a Stribeck modell, amely egy folytonos, nemlineáris függvény, amely az alábbi képlettel írható le:

$$F_{\text{Str}} = (F_C + (F_{\text{st}} - F_C) \exp(-c_v |v|)) \text{sign}(v) + f v. \quad (2.18)$$

A Stribeck-modell a (2.18) egyenlet alapján sebességfüggő leírást ad a súrlódásra, a Coulomb súrlódáson kívül a statikus és viszkóz súrlódási taggal rendelkezik, az indulás körüli állapotot pedig egy exponenciális átmenettel jellemzi.

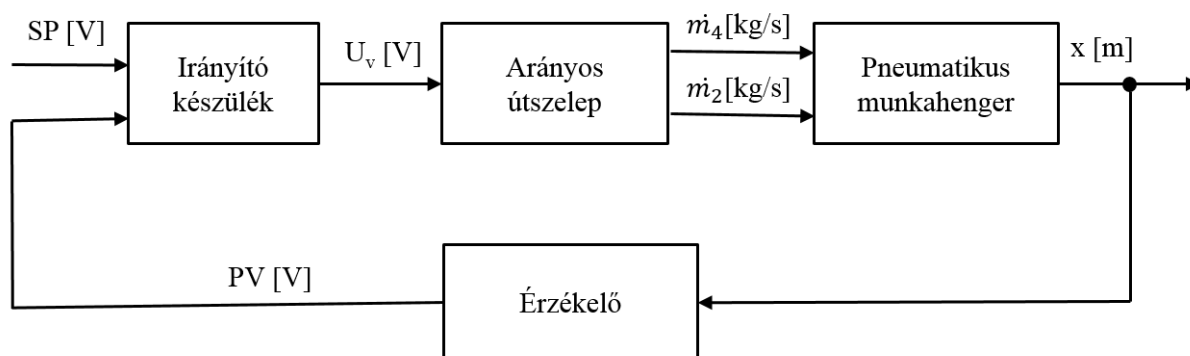
A Stribeck modell mérnökök és kutatók számára általánosan elfogadott (Czmerk, 2015), ugyanakkor speciális, a súrlódási viszonyokra irányuló kutatásokban a dinamikus súrlódási modellek, mint például a Dahl, LuGre, Leuven és elasztoplasztikus súrlódási modellek jobb eredményeket értek el a súrlódási viszonyok leírásában nagy pontosságú aktuátorok esetében (Meng et al, 2011; Li et al, 2009; Richter és Valdiero, 2014; Rad és Hancu, 2017).

Szell és Czmerk (2015) viszkóz és Stribeck súrlódással kombinált Coulomb modellt alkalmazott pneumatikus hengerek súrlódási viszonyainak leírására, Song és Ishida (1997) Dahl modellt használtak, Li és tsai a LuGre modellt vizsgálták és egészítették ki hőmérséklet-függő taggal. Ezt a hőmérséklet-függő tagot alkalmazta Rad és Hancu (2017) is elasztoplasztikus súrlódási modell kiegészítésére.

2.4. Pozíciószabályozó algoritmusok

A szakirodalmi források száma alapján az alkalmazott szabályozási algoritmus a leginkább kutatott téma a pozíciószabályozott pneumatikus hajtások területén. Pneumatikus rendszerekben a dugattyú tetszőleges helyzetbe való pozicionálását nyílt hatásláncú vezérléssel a rendszer nemlineáris jellege miatt nem tudjuk megfelelő pontossággal megoldani. Ilyen feladatok esetén zárt hatásláncú szabályozást kell alkalmaznunk pozíció jel visszacsatolással. A pozíciószabályozott pneumatikus rendszerek jellemző szabályozási hatásvázlatát a 2.14. ábra mutatja.

Az irányító készülék bemenő jelei az alapjel (SP), vagyis a kívánt pozíciónak megfelelő feszültségjel és a visszacsatolt pozíciójel (PV), szintén feszültségjel formájában. Ezek alapján az irányító készülék a szabályozási algoritmus szerint beavatkozó jelet ad ki (U_v), amely az arányos útszelep vezérlőjele. A szelep kimeneti paraméterei a 2-es és 4-es csatlakozón átáramló tömegáramok, amelyek belépnek az egyes hengerkamrákba. A szabályozott jellemző a dugattyú pillanatnyi pozíciója (x), ez a munkahenger kimeneti paramétere. Ez a hatásvázlat több egyszerűsítést is tartalmaz, valamint nem ábrázolja a zavaró tényezőket.



2.14. ábra Pozíciószabályozott pneumatikus hajtás egyszerű irányítástechnikai hatásvázlata (Saravanakumar et al., 2017 alapján)

A szakirodalomban számos különböző szabályozási algoritmust mutatnak be ezen a területen. Mivel a kutatási célkitűzéseimben kimondottan az iparban is elterjedt megoldások vizsgálatát tűztem ki, ezért a továbbiakban ezeket a szabályozási algoritmusokat mutatom be.

2.4.1. PID szabályozó és változatai

Az egyik legtöbbet vizsgált szabályozási algoritmus az iparban széles körben elterjedt PID (arányos vagy proporcionális – integráló - differenciáló) szabályozó, illetve annak változatai. A PID szabályozó a szabályozási hiba (e) alapján avatkozik be, ahol a hiba az alapjel és a visszacsatolt jel közötti különbség:

$$e(t) = SP(t) - PV(t). \quad (2.19)$$

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:

$$u(t) = P e(t) + I \int_0^t e(t) dt + D \frac{d}{dt} e(t), \quad (2.20)$$

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

Az alkalmazott csatornák alapján a PID szabályozó számos változata létezik, így csak az arányos tagot használva egyszerű P szabályozást hozhatunk létre, de gyakori a PI és a PD szabályozás is. A PID szabályozás előnye, hogy egyszerű felépítésű és mivel széles körben és régóta használt algoritmus, ezért jelentős gyakorlati tapasztalat áll a háttérben. Noha lineáris algoritmusként nem ideálisan illik a nemlineáris pneumatikus rendszerekhez, mégis számos kutatási munkában vizsgálták szervopneumatikus rendszerekben (Shih és Tseng, 1995) vagy szerepel valamilyen módosítása (Wang et al., 1999b; Agarwal et al., 2015). Gyakran jelenik meg egy bonyolultabb struktúra egyik elemeként (Lee et al., 2002; Mishra et al., 2014 és 2015; Nuchkrua és Leephakpreeda, 2015). Mások referenciaként alkalmazzák egyéb algoritmusok vagy újítások értékelésénél (Ahn és Ahn, 2009; Najjari et al., 2014; Saleem et al., 2015).

Taghizadeh és tsai (2009) kimondottan egyszerű és költséghatékony megoldást kerestek pneumatikus rendszerek pozicionálására. Munkájuk során P és PD szabályozókat alkalmaztak és értékelték hagyományos gyorskapcsolású útszelepekkel PWM szabályozással irányított pneumatikus rendszerben.

2.4.2. Állapot megfigyelő szabályozás

Az állapot megfigyelő szabályozás során a szabályozási algoritmus nem csak a szabályozási hibát veszi figyelembe, hanem a szabályozott szakasz bizonyos állapotjellemzőit is. Ezt az adott állapotjellemzők mérésével hajtja végre, vagy más mért paraméterek alapján kiegészítő algoritmusok becsléseinek eredményeit használja fel. Szervopneumatikus pozíciószabályozás esetén ezek a megfigyelt mért vagy becsült állapotjellemzők jellemzően a dugattyú sebesség és gyorsulás, valamint a kamranyomások (Saravanakumar et al., 2017).

Az állapot megfigyelő szabályozást gyakran kompenzáló algoritmussal egészítik ki, amely a megfigyelt állapotjellemzők zavaró hatásait hivatott kompenzálni. Szervopneumatikus rendszereknél alapesetben sűrűlódás, sebesség és nyomás kompenzátorok használatosak a fő pozíció visszacsatolás mellett (Saravanakumar et al., 2017).

Lee és tsai (2002) kaszkád struktúrájú szabályozási algoritmust dolgoztak ki, melyben a külső pozíció szabályozó PID körhöz sűrűlódást kompenzáló tagokat terveztek. Első esetben neurális háló számítja a kompenzáció mértékét, a második esetben olyan nemlineáris állapot megfigyelőt alkalmaztak, amely a dugattyú sebessége alapján becsüli meg a sűrűlódási erőt.

Miyajima és tsai (2007) pneumatikus szervoszelep tolattyú pozicionálására terveztek számítási idő kompenzációval, valamint sebesség és zavarmegfigyeléssel rendelkező szabályozási algoritmust. Sato és Sano (2014) egy hagyományos felépítésű trajektória követő szabályozási algoritmust fejlesztettek tovább a PI tag PD -re cserélésével, valamint a gyorsulás

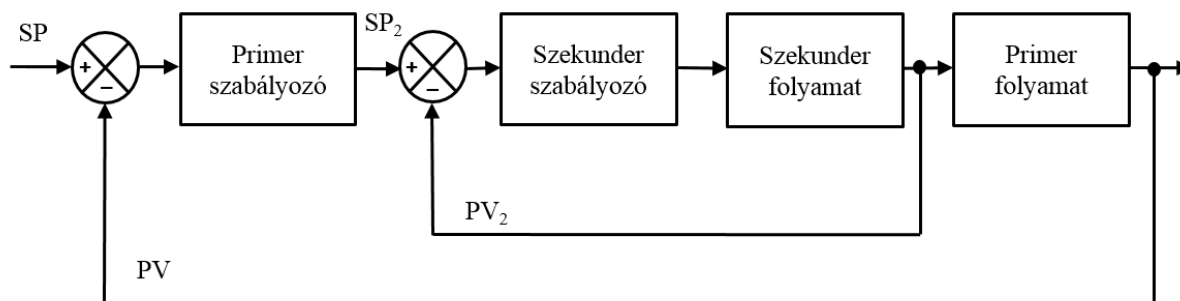
megfigyelésével és visszacsatolásával. Ezzel a megoldással kiemelkedően alacsony, 50 nm-es szabályozási hibát értek el, ami megfelelt az alkalmazott pozíciószenzor felbontásának.

Gerhartz és Scholz (2001) tankönyvükben olyan, kimondottan pneumatikus pozíciószabályozásban alkalmazott ipari szabályozó berendezést írnak le, amely állapot megfigyelést tartalmaz. A bemutatott ún. státusz szabályozó a szabályozási hibán (e) kívül a dugattyú sebességét (\dot{x}) és gyorsulását (\ddot{x}) veszi figyelembe az alábbi összefüggés szerint:

$$u(t) = P_{st}(K_x e(t) - K_v \dot{x}(t) - K_a \ddot{x}(t)). \quad (2.21)$$

2.4.3. Kaszkád szabályozás

A szervopneumatikus rendszerekben gyakran alkalmaznak kaszkád szabályozási algoritmusokat is. A kaszkád kifejezés tulajdonképpen a szabályozás felépítésére utal, mivel ez az algoritmus több, egymásba ágyazott szabályozókört tartalmaz. Pneumatikus rendszereknél jellemzően két kört implementálnak, ezek közül a külső kört primer körnek, a belső kört szekunder körnek nevezzük (2.15. ábra).



2.15. ábra A kaszkád szabályozás általános felépítése (Gerhartz és Scholz, 2001)

A kaszkádszabályozás elsősorban akkor alkalmazható, ha a szabályozott jellemző mellett létezik egy másik mérhető paraméter is, amelyen a módosított jellemzőben bekövetkező zavarás hatása gyorsabban észlelhető, mint a szabályozott jellemzőn. Ez a paraméter a szekunder kör visszacsatolt jellemzője lesz, így a szekunder kör kiszűri a módosított jellemzőben bekövetkező esetleges zavarásokat. Elvárás a szekunder körrel szemben, hogy mindezt lényegesen gyorsabban tegye, mint ahogy a primer kör működik, ezért a szekunder kör gyakran egy egyszerű P szabályozást tartalmaz (Mizsey, 2011).

Pneumatikus pozíciószabályozásoknál a kaszkád struktúra szekunder köre leggyakrabban nyomáskülönbség szabályozást végez, ahol a visszacsatolt jel a henger kamranyomásainak különbsége (Gerhartz és Scholz, 2001). Figyelembe véve a pneumatikus munkahenger működését megállapítható, hogy az így kialakított szekunder szabályozó kör gyakorlatilag erőszabályozást alkalmaz.

Ilyen megoldást mutattak be a már említett Lee és tsai (2002): olyan kaszkádszabályozót dolgoztak ki, melyben a primer súrlódás kompenzálással rendelkező PID kör mellett a szekunder szabályozó kör nyomáskülönbség visszacsatolással rendelkező PID szabályozó. Saleem és tsai (2015) olyan kaszkád szabályozót alkalmaztak, amelyben mindkét szabályozó kör PID algoritmussal bírt, a szekunder kör sebességszabályozást végzett. A pozícionálási feladatok során állandósult állapotban ezt az algoritmus a hagyományos PID algoritmushoz képest jobb eredményeket ért el.

Minh és tsai (2010) PI-PI felépítésű, hiszterézis kompenzált kaszkád szabályozót hasonlítottak össze hagyományos PI algoritmussal PAM hengerek pozícionálási feladatai során.

Megállapításaik alapján a kaszkád szabályozó jobb eredményeket ért el változó terhelés mellett is.

2.4.4. Csúszómód szabályozás

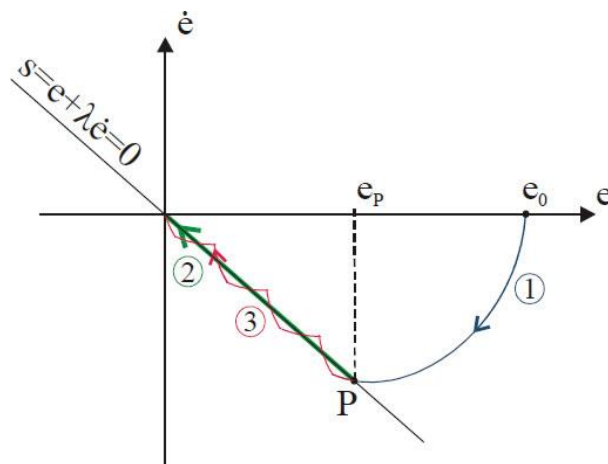
A csúszómód szabályozás olyan robosztus, nemlineáris algoritmus, amely nemfolytonos visszacsatolt szabályozási törvényt (kétállapotú on-off, vagy más néven kapcsolgatási törvényt) használ. Egy szabályozót akkor nevezünk robosztusnak, ha garantálja a zárt rendszer stabilitását akkor is, ha a rendszer paraméterei megváltoznak (Sárosi, 2013). Az utóbbi években széles körűen vizsgálták ennek az algoritmusnak a felhasználási lehetőségeit pneumatikus pozíciószabályozásban (Nguyen et al., 2007; Sárosi, 2013; Gyeviki, 2007; Ahn és Yokota, 2005; Shtessel et al., 2012).

Az algoritmus célja, hogy kényszerítse a rendszer állapotát - a szabályozott szakasz állapot trajektóriáját - egy előre meghatározott felület elérésére, majd azon tartására az állapotterben. Ezt a felületet kapcsoló- vagy csúszófelületnek nevezzük. Ha a szabályozott szakasz állapota a csúszófelület felett vagy alatt van, akkor az algoritmus más-más erősítéssel avatkozik be (Gyeviki, 2007; Sárosi, 2013).

A csúszómód szabályozó tervezését két lépésben végzik:

1. csúszófelület tervezése,
2. szabályozási törvény meghatározása.

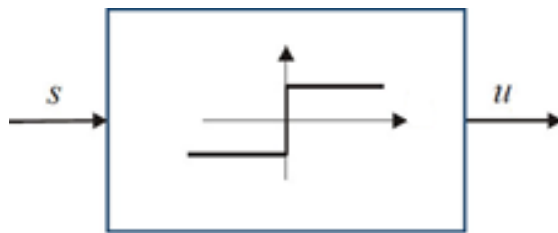
Egyenes vonalú csúszómód szabályozó alkalmazása esetén az első lépés a csúszóegyenes (s) meredekségének (λ) meghatározása a hiba (e) - hiba derivált (\dot{e}) rendszerben (2.16. ábra).



2.16. ábra Egyenes vonalú csúszómód értelmezése a hiba állapotterében (Gyeviki, 2007)

A második lépésben meghatározandó szabályozási törvény feladata, hogy az állapot trajektória a csúszóegyenes felé mozogjon. A csúszómód robosztusságát a nagy körerősítésnek köszönheti. Ezt legegyszerűbben a relé (2.17. ábra) valósítja meg (Gyeviki, 2007). Relé alkalmazásánál a meghatározandó paraméter a maximális beavatkozó jel (u_{max}), amellyel különböző előjellel beavatkozunk a folyamatba attól függően, hogy a rendszer állapota a csúszóegyenes alatt vagy fölött helyezkedik el:

$$u = u_{max} \operatorname{sign}(s). \quad (2.22)$$



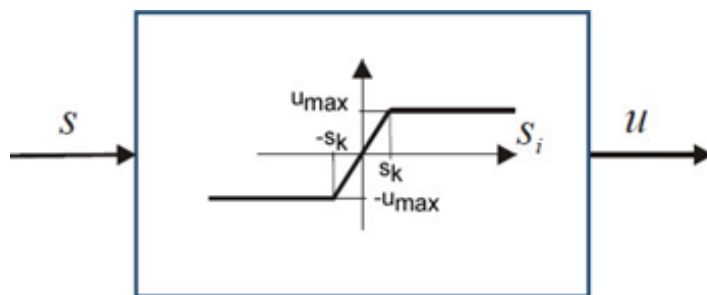
2.17. ábra Relé, mint szabályozó elem (Gyeviki, 2007)

Az így felépített csúszómód szabályozó elméletileg jó robusztussággal bír, azonban a gyakorlati megvalósítások során számos korlátozó tényező merült fel. A csúszómód alkalmazásának a legnagyobb problémája a csúszófelület körüli nagy frekvenciás oszcilláció, az ún. csattogás (2. 16. ábra 2. fázis), amely a szabályozás teljesítőképességét erősen csökkenti (Korondi és társai, 2014). A csúszómód szabályozó ún. csattogásmentes megvalósítására számos megoldás született, így a határreteg bevezetése, állapot megfigyelő alkalmazása és kaszkád szabályozás (Gyeviki, 2007).

A határreteg alkalmazásánál az $u = u_{\max} \text{sign}(s)$ nemfolytonos beavatkozó jel helyett az

$$u = u_{\max} \text{sat}(s) = \begin{cases} u_{\max} \text{sign}(s), & |s| > s_k \\ \frac{u_{\max}}{s_k} s, & |s| \leq s_k \end{cases} \quad (2.23)$$

beavatkozó jelet értelmezzük. Így $2s_k$ széles határreteget állítunk fel az $s=0$ csúszóegyenessel párhuzamosan. A határretegen kívül megtartjuk a kapcsolgató (relés) szabályozást, a határretegen belül viszont folytonos átmenetet kapunk (2.18. ábra).



2.18. ábra Telítődés függvény határreteg alkalmazásával (Gyeviki, 2007)

Határreteg alkalmazásánál a csattogásmentes csúszómód szabályozó tervezése egy harmadik lépéssel egészül ki az előző két lépésen túl: a határreteg tervezésével.

Sárosi (2013) csattogásmentes csúszómód szabályozót implementált két határreteggel PAM hengerek pozíciószabályozásához. Ezzel a szabályozással az útdó felbontásának megfelelő maximális pontosságot érte el (lineáris elmozdulás esetén 0,01 mm-t, forgómozgás esetén 0,036°-ot).

Gyeviki (2007) aszimmetrikus munkahenger pozíciószabályozását vizsgálta egyszerű relé-típusú csúszómód szabályozóval; csattogásmentes egy határreteggű csúszómód szabályozóval; kétcsúszóegyenessel rendelkező csúszómód szabályozóval; vizsgálta a gyorsulás korrekció, illetve beavatkozó jel küszöbértékek bevezetésének hatásait. Mérései során szintén 0,01 mm-es pontosságot ért el. Kidolgozott továbbá egy új, ún. impulzusszám módosított csúszómód szabályozást, a PNMSMC-t (Pulse Number Modified Sliding Mode Control), amely biztosítja

azt, hogy a nyomás a munkahenger egyik terében se csökkenjen a kritikus érték alá, ezáltal csökkentve a stick-slip jelenség negatív hatásait.

Liu és tsai (2013) megfigyelő-alapú adaptív holt-zóna kompenzálással ellátott csúszómód szabályozót dolgoztak ki, az elért pozicionálási pontosság mikrométer alatti tartományba esett.

2.4.5. A szabályozók beállítása

A szabályozók megfelelő működéséhez az algoritmus paramétereit az adott rendszer viselkedésének és jellemzőinek függvényében meg kell határoznunk, vagyis a szabályozót be kell állítanunk.

A PID szabályozó beállítására számtalan eljárás és a szabályozó széles körű felhasználása miatt jelentős gyakorlati tapasztalat is elérhető. A leggyakrabban alkalmazott módszer az ún. Ziegler-Nichols módszer. Ennek során első lépésben a hurokerősítés növelésével (P_{tag} növelésével; ha van, az I_{tag} és a D_{tag} kikapcsolása mellett) a szabályozókört a stabilitás határára állítjuk. Ez akkor következik be, amikor a szabályozókör állandó amplitúdóval leng. Az ehhez tartozó kritikus erősítés (P_{krit}) és a lengés periódusideje (T_0) alapján a 2.3. táblázat segítségével lehet meghatározni a szabályozókörök paramétereit.

2.3. táblázat PID szabályozó paramétereit a Ziegler-Nichols módszer szerint (Mizsey, 2011)

Szabályozó típusa	P értéke	Integráló tag időállandója (T_I)	Differenciáló tag időállandója (T_D)
P	$\leq 0,5 P_{krit}$	∞	0
PI	$\leq 0,45 P_{krit}$	$\geq 0,8 T_0$	0
PID	$\leq 0,6 P_{krit}$	$\geq 0,5 T_0$	$<0,125 T_0$

Kaszád szabályozók esetén a behangolás bonyolultabb eljárás, mivel a két szabályozókör kritikus frekvenciája eltér egymástól, mindkét kör lehet a másiktól függetlenül labilis vagy stabilis, ráadásul a primer kör optimális paramétereit a szekunder kör beállításaitól függenek. A behangolást a szekunder körrel kell kezdeni, ha az már stabil, utána következhet a primer kör beállítása. A behangolást bármilyen ismert módszerrel el lehet végezni (Mizsey, 2011).

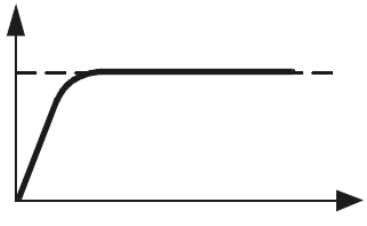
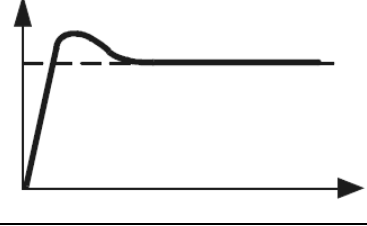
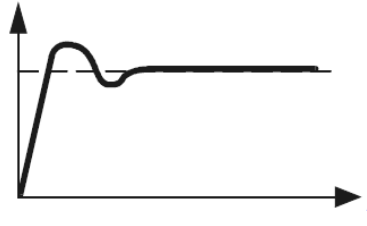
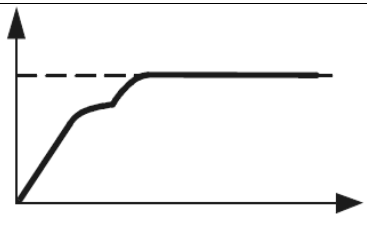
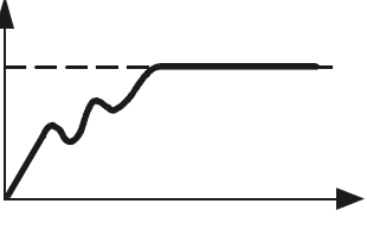
Szabályozók beállítására gyakran alkalmazott módszer a szabályozókör átmeneti függvényének felvétele, majd a függvény jellege alapján a paraméterek módosítása. Ilyen beállítási módszert javasol Gerhatz és Scholz (2001) az általuk bemutatott státusz szabályzóhoz (2.4. táblázat).

A szabályozó algoritmusok behangolási kérdései sok esetben nem jelennek meg a kapcsolódó forrásmunkákban. Képet kapunk a szabályozó algoritmusról, de a szerzők gyakran elmulasztják bemutatni a behangolás módját (Sárosi, 2013; bizonyos algoritmusoknál: Gyeviki, 2007; Saravanakumar, 2017; Lee et al., 2002). Taghizadeh és tsai (2008) empirikusan végezték el a vizsgált P- és PD-szabályozók behangolását.

Hamiti és tsai (1995) a vizsgált PI-P kaszkád szabályzóhoz egy összetett, öt fázisú auto-tuning eljárást dolgoztak ki, amelyben az első lépésekben különböző behangolási formulákat (Broida, Chien-Hrones-Reswick), majd az utolsó két lépésben empirikus manuális hangolást javasolnak.

Az optimalizálási nehézségek egyik megoldási módja a rendszer modell alapú online behangolása. Ebben az esetben a teljes rendszer modelljén valamilyen optimalizálási algoritmus egy adott célfüggvény minimumkeresését végzi (Shih és Tseng, 1995). Kanojiya és Meshram (2012) valamint Saleem és tsai (2015) részecske-raj alapú optimalizálást (PSO); Mishra és tsai (2015) differenciál evolúciós (DE) algoritmust alkalmaztak.

2.4. táblázat Státusz szabályozó javasolt beállításai eljárása (Gerhartz és Scholz, 2001)

Eset	Átmeneti függvény	Leírás	Javasolt beavatkozás
1.		Optimális beállítás	-
2.		Túllendülés lép fel	K_v tényező csökkentése
3.		Túllendülés lengéssel	K_x tényező csökkentése vagy K_v tényező növelése vagy K_a tényező növelése
4.		Lengés	K_v tényező csökkentése
5.		Számos lengés a beállítás során	K_v tényező csökkentése vagy K_a tényező növelése

2.5. Energiahatékonyság

Pneumatikus hajtások esetében a rendszer közismerten igen alacsony hatásfoka és ebből adódóan a sűrített levegő igen magas költsége (Saidur et al., 2010; Dindorf, 2012) miatt az energiahatékonyság növelési lehetőségek különösen nagy jelentőséggel bírnak.

Luo és tsai (2013) a leszellőző levegő energiataralmának visszanyerésére dolgoztak ki egy megoldást, amely során a leszellőző levegőt egy átmeneti tartályba gyűjtik, majd ezzel egy forgó pneumatikus motort hajtanak meg, amely egy generátorhoz csatlakozik.

Mousavi és tsai (2014) a sűrített levegős rendszer energiahatékonyságát elemezték és modellezték állandó és változtatható fordulatszámú kompresszorok felhasználása esetén. Az elemzések alapján javaslatokat tettek a kompresszorok irányítására.

A téma fontossága ellenére az energiahatékonyság kérdése a pozícionált szervopneumatikus rendszerekben nagy mértékben alulreprezentált, a korábban említett forrásmunkák egyike sem foglalkozik a levegőfogyasztással, mint értékelési szemponttal a pozíciószabályozás során.

Kivétel ez alól Granosik és Borenstein (2004), akik szintén arra a következtetésre jutottak, hogy az energiafogyasztás kérdése hiányzik az érintett területen. Ők saját szabályozási algoritmust fejlesztettek (ún. Proportional Position and Stiffness: PPS), amely 4 db on-off szeleppel vezérli a munkahengert. Vizsgálataik során PID algoritmussal hasonlították össze a PPS szabályzást, amely során az utóbbi alkalmazása jelentős mértékű légfogyasztás-csökkenéssel járt.

2.6. A szakirodalmi áttekintés összefoglaló értékelése

A kutatást megalapozó forrásfeldolgozás során áttekintettem a pozíciószabályozott szervopneumatikus rendszerek alkalmazásához és jelenlegi fejlesztési trendjeihez kapcsolódó szakirodalmi hivatkozásokat. Ezek alapján az alábbi megállapításokat tettem:

Megfelelő szabályozással a szervopneumatikus hajtás piacképes versenytársa lehet az elektromos hajtóműveknek pozíciószabályozott alkalmazásokban, különösen a speciális területeken.

A pozíciószabályozott szervopneumatikus rendszer felépítése jól kidolgozott, kereskedelmi forgalomban lévő elemekkel is megfelelő eredményességgel használható; a rendszer modellezése alapvetően szintén alaposan kidolgozott, néhány kérdésben (pl.: súrlódási modell, szeleppmodell) még finomításokat igényel.

Az alkalmazott szabályozási algoritmusra számos kidolgozott javaslatot tesznek a kutatók, az egyszerű algoritmusoktól az összetett struktúrákig. Jellemző ugyanakkor, hogy minden forrásmunka csak a saját algoritmusát értékeli, esetleg azt a PID szabályozóval összehasonlítva. Sok esetben hiányos a szabályozók behangolásának bemutatása, az optimalizálási eljárás ismeretének hiányában azonban nem reprodukálható a leírt vizsgálat.

Hiányzik az egységes eljárással behangolt algoritmusok komplex összevetése, így a bemutatott eltéréseket a behangolás eredményessége is okozhatja, ez torzítja az egyes szabályozási algoritmusok értékelését.

Jellemző hiányosság továbbá, hogy a szabályozási algoritmusok értékelésénél az energiahatékonyság, mint értékelési szempont szinte kivétel nélkül minden esetben kimaradt, holott ez nagyban meghatározza a rendszer gazdaságosságát. Ebből adódóan a pozícionált pneumatikus rendszerek energiafogyasztásának csökkentési lehetőségeit sem vizsgálták a téma jelentőségének megfelelő mértékben.

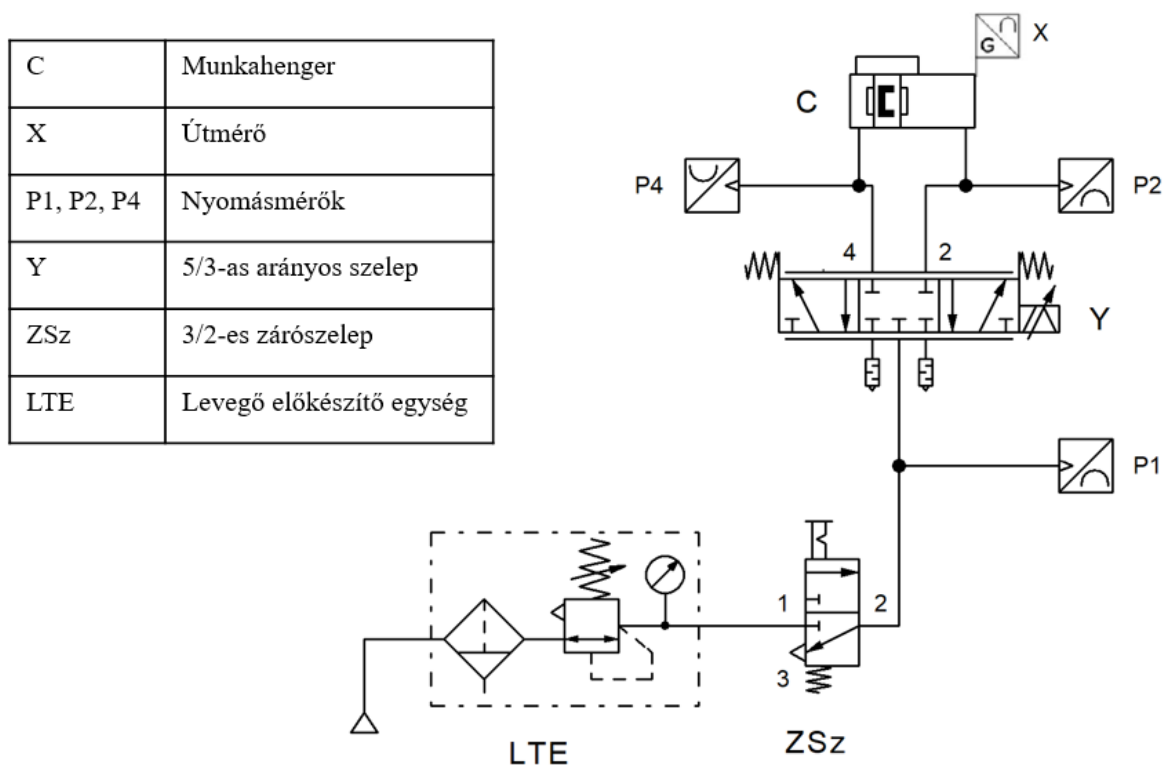
Ezeket a megállapításokat figyelembe véve határoztam meg a kutatómunkám célkitűzéseit, majd a kutatómunka eredményeit tézisekben fogalmaztam meg.

3. 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.

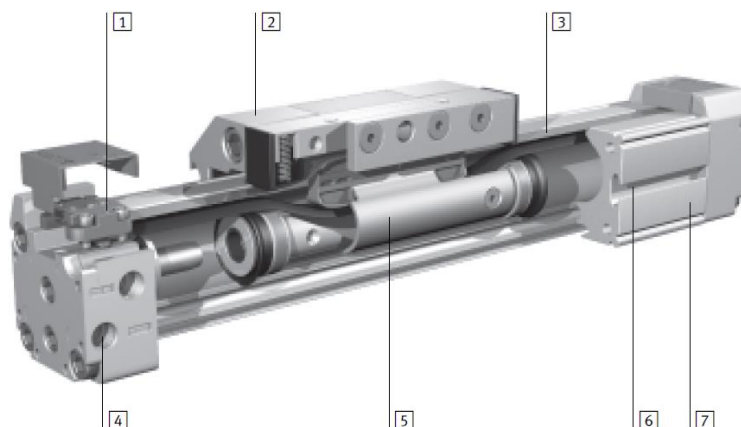
3.1. A kísérleti berendezés

A vizsgált szervopneumatikus rendszer pneumatikus kapcsolási rajza a 3.1. ábrán látható. A rendszer egy siklóhengerből (X), egy 5/3-as arányos útszelepből (Y), egy kézi működtetésű elzárószelepből (ZSz) és a léghálózathoz csatlakozó levegő előkészítő tápegységből (LTE) épül fel. A tápegység szűrő-vízleválasztó és nyomásszabályozó egységeket, valamint nyomáskijelző elemet tartalmaz. Az irányítás és a mérés miatt egy útmérő (X) és három nyomásmérő szenzor (P1, P2, P4) csatlakozik a pneumatikus rendszerhez.

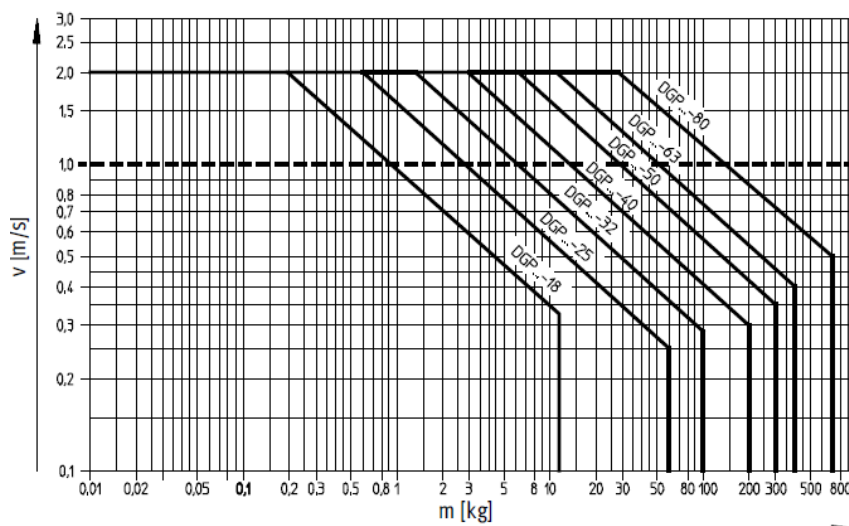


3.1. ábra A vizsgált lineáris hajtómű pneumatikus kapcsolási rajza

Az alkalmazott lineáris hajtómű egy Festo DGPL-25-450-PPV-A-KF-B kettős működésű dugattyúrúd nélküli tömítőszalagos siklóhenger, melynek lökete 450 mm, dugattyúátmérője 25 mm. A henger belső felépítését a 3.2. ábra mutatja. A szánegységhez lineáris vezeték csatlakozik, mely az oldalirányú erővel szembeni terhelhetőséget növeli. A lineáris vezeték csapágyazása golyósorsós. A henger mindkét oldalon állítható löketvégi csillapítással rendelkezik, a levegő csatlakozók névleges mérete: G 1/8, a henger elméleti erő kifejtése 7 bar tápnyomás mellett 295 N. A DGP hengercsalád sebesség-mozgatott tömeg diagramját a 3.3. ábra mutatja.



3.2. ábra Festo DGPL típusú munkahengerek felépítése (1- löketvégi csillapítás állítócsavarja, 2- szánegység a vezetékkel, 3- fedő- és tömítő szalag, 4- pneumatikus csatlakozók, 5- dugattyú, 6- horony véghelyzet érzékelő szenzoroknak, 7- ház) (Festo, 2012)



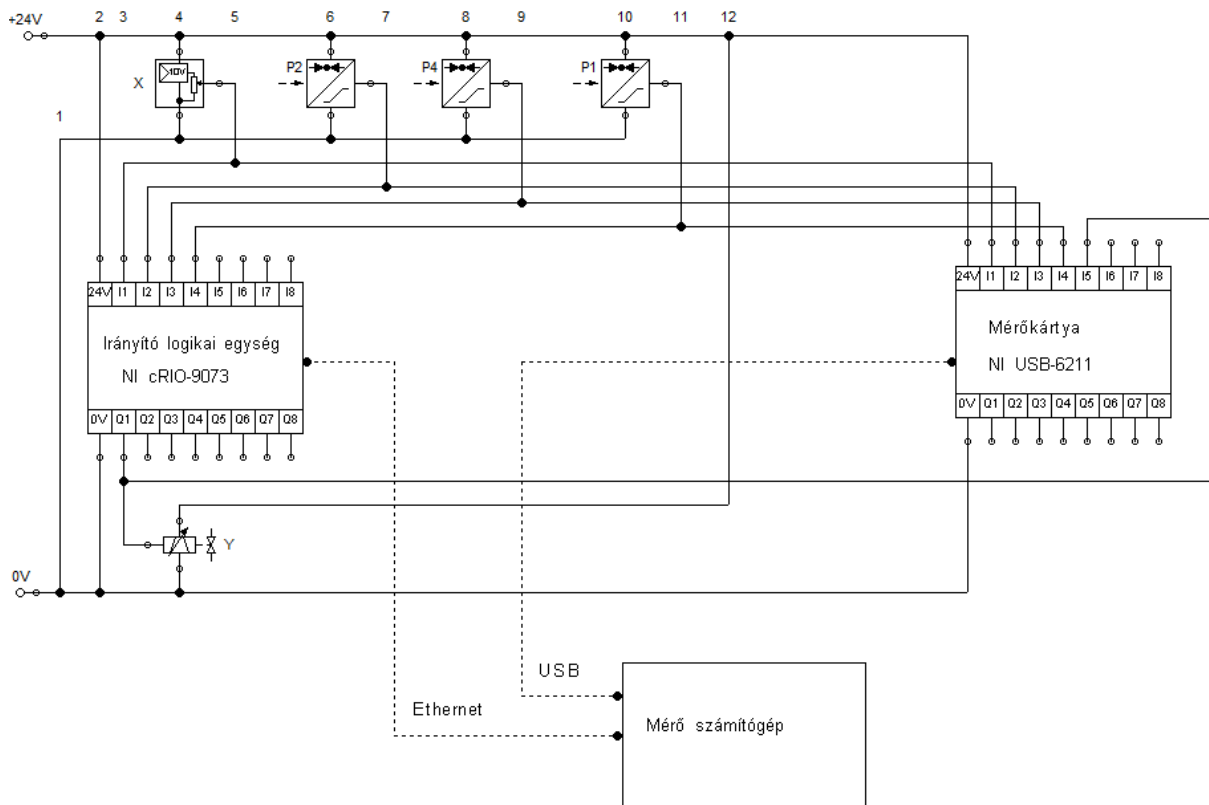
3.3. ábra A DGPL hengerek sebesség - mozgatót tömeg diagramja (Festo, 2012)

A munkahengerhez egy MPYE-5-1/8-LF-010-B jelű 5/3-as arányos útszelep csatlakozik. A szelep bemenő vezérlőjele analóg 1-10 V-os tartományú feszültség jel, névleges mérete 4 mm, csatlakozó mérete G 1/8, a névleges normál átáramlási mennyisége 350 (N)l/min, határfrekvenciája 100 Hz. A szelep működési elvét tekintve 5/3-as kialakítású, felépítését tekintve direkt vezérlésű tolattyús kialakítású mechanikus rugós visszatérítéssel, tolattyúpozíció szabályozással. A szelep gyártói katalógusban szereplő átáramlási karakterisztikáját korábban a 2.11. a) ábrán láthattuk.

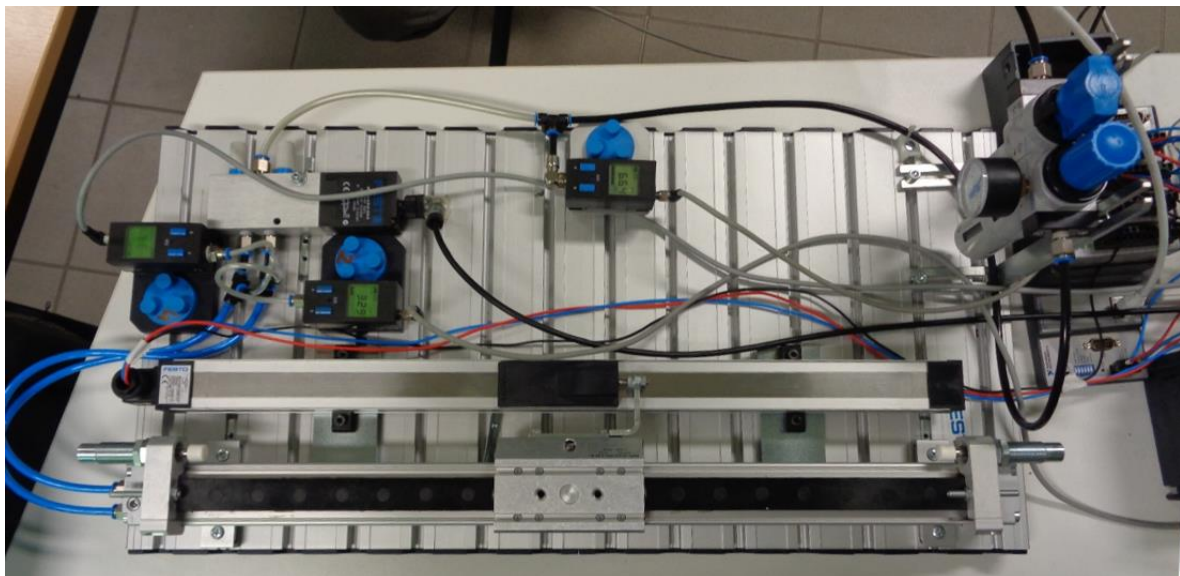
A dugattyú elmozdulását egy MLO-POT-0450-TLF analóg útmérő érzékeli, amely a szánegységhez van rögzítve. A szenzor működési elvét tekintve analóg potenciométer, 0,01 mm-es felbontással, 0-10 V-os analóg jelkimenettel.

Az útmérőn kívül három SDE-1-D10-G2 típusú analóg nyomásszenzor működik a rendszerben, ezek a tápnyomást és a hengerbe belépő-, illetve az onnan kilépő nyomást érzékelik. Ezek az érzékelők piezorezisztív elven mérik a csatlakoztatott ágban fellépő nyomást 1- 11 bar-os tartományban, 2%-os abszolút pontossággal. Analóg kimenőjelük 0-10 V-os tartományba esik.

A rendszer irányítását NI CompactRIO™ (cRIO 9073) moduláris vezérlőegység végzi. A méréseket külön mérő-adatgyűjtő kártya (NI USB-611 DAQ) segítségével valósítottam meg. Az irányító egység és a mérőkártya is azonos számítógéphez csatlakozik, ahol az irányító- és a mérőszoftver fut, mindkettő LabVIEW környezetben fejlesztett virtuális eszköz (VI). A mérő- és irányító rendszer elektromos kapcsolási rajzát a 3.4. ábra illusztrálja, míg a 3.5. ábra a teljes rendszer felépítését mutatja.

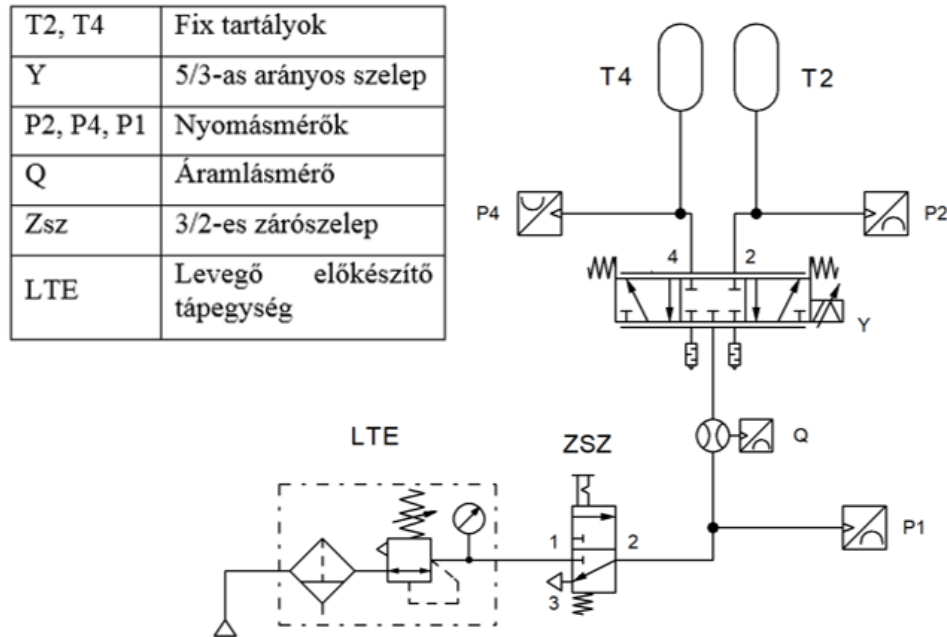


3.4. ábra A rendszer elektromos kapcsolási rajza az irányító és a mérő egységekkel

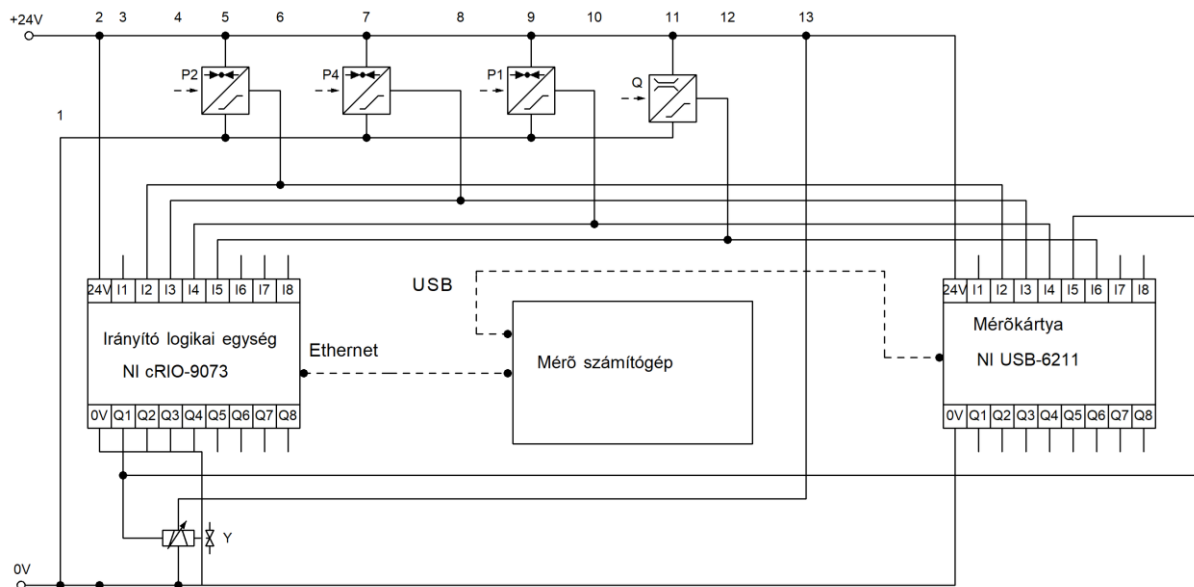


3.5. ábra A vizsgált szervopneumatikus lineáris hajtás

Az arányos útszelep átáramlási karakterisztikájának mérése során a szelepet külön, a hengerről leválasztva, a 2-es és 4-es kimeneteire állandó térfogatú tartályt és a nyomásmérőket csatlakoztatva végeztem a mérést, amelynek során a szelep elé egy SFAB-200U-HQ8-2SV-M12 típusú analóg áramlásszenzort helyeztem. Ez a szenzor szintén 0-10 V-os kimenőjelet ad az átrámló levegőmennyiséggel arányosan, a mérési tartománya 2-200 l/min. A mérőkör pneumatikus kapcsolási rajzát a 3.6. ábra, az elektromos kapcsolási rajzát a 3.7. ábra tartalmazza.



3.6. ábra Az arányos útszelep mérőkörének pneumatikus kapcsolási rajza



3.7. ábra Az arányos útszelep mérőkörének elektromos kapcsolási rajza

3.2. A pozíciószabályozott pneumatikus rendszer blokkorientált modellje

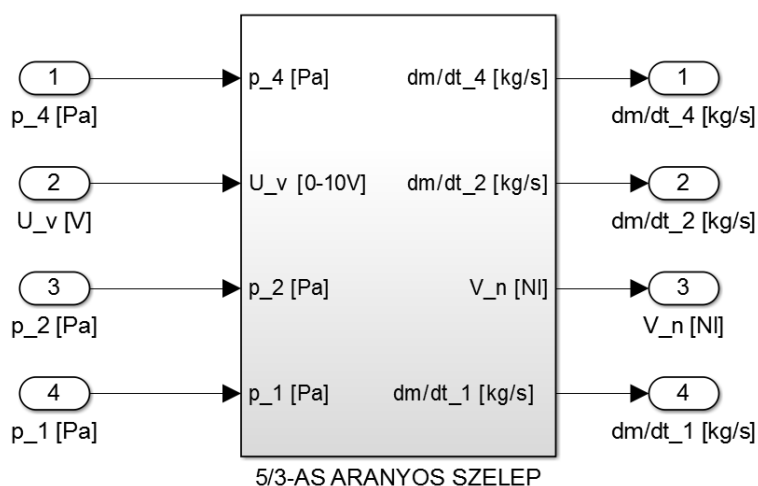
Mivel az öt vizsgálatba vont szabályozó egységes behangolásához nagy számítási kapacitást és nagy mennyiségű beállítást igénylő eljárást választottam (ennek okait a 3.4. fejezetben mutatom be), ezért azt a rendszer modelljén végeztem. A pozíciószabályozott pneumatikus rendszer a 2.3. fejezetnek megfelelően matematikailag leírható, ez alapján a rendszer blokkorientált modellje elkészíthető. A modell elkészítésekor Kelvin-Thomson féle visszavezetési elvet alkalmaztam. Ehhez kifejeztem a leíró egyenletekben a legmagasabb rendű tagokat, feltételeztem, hogy léteznek, így a szükséges számú integrátort alkalmazva rendelkezésre állnak a keresett változók és azok deriváltjai (Farkas, 2000). Identifikálás után ez a modell megfelelő alapot képez a szabályozási algoritmusok behangolásához és vizsgálatához.

A rendszer matematikai modelljének felállításához a tápegység, az arányos szelep és a munkahenger modelljét kell elkészíteni és összekapcsolni. A modellezés során az alábbi egyszerűsítéseket tettem:

- az áramlást egydimenziós áramlásnak tekintettem,
- az áramló közeget ideális gáznak tekintettem,
- a hőmérséklet(változás) hatásait elhanyagoltam,
- a hengerkamrákban a nyomást homogénnek tekintettem,
- a helyzeti energiát elhanyagoltam,
- elhanyagoltam a munkahenger valamint a pneumatikus csatlakozások résvesztéseit,
- elhanyagoltam a hőmérséklet és nyomásviszonyok hatásait a sűrűlési erőkre,
- a leszellőző oldali nyomást állandó atmoszférikus nyomásnak tekintettem.

3.2.1. Az arányos szelep blokkorientált modellje

Az arányos szelep blokkja (3.8. ábra) 4 bemenettel és 4 kimenettel rendelkezik. Az input paraméterek a vezérlőjel (U_v [V]), a szelep tápcsatlakozóján fellépő nyomás (p_1 [Pa]), a 2-es és a 4-es munkaoldali ágak visszacsatolt nyomása (p_2 , p_4 [Pa]). A blokk kimenőjelei a 2-es és a 4-es ágak felé áramló tömegáramok (dm/dt_2 , dm/dt_4 [kg/s]), valamint a szelepen átáramló teljes tömegáram (dm/dt_1 [kg/s]) és a légfogyasztás (V_n [(N)l]).



3.8. ábra Az 5/3-as arányos szelep modellblokkja

Az arányos szelep blokkja a 2.3. fejezetben leírtak alapján értelmezés szerint négy fojtót tartalmaz (3.9. ábra). Minden fojtó blokk három bemenő paraméterrel rendelkezik, ezek az adott

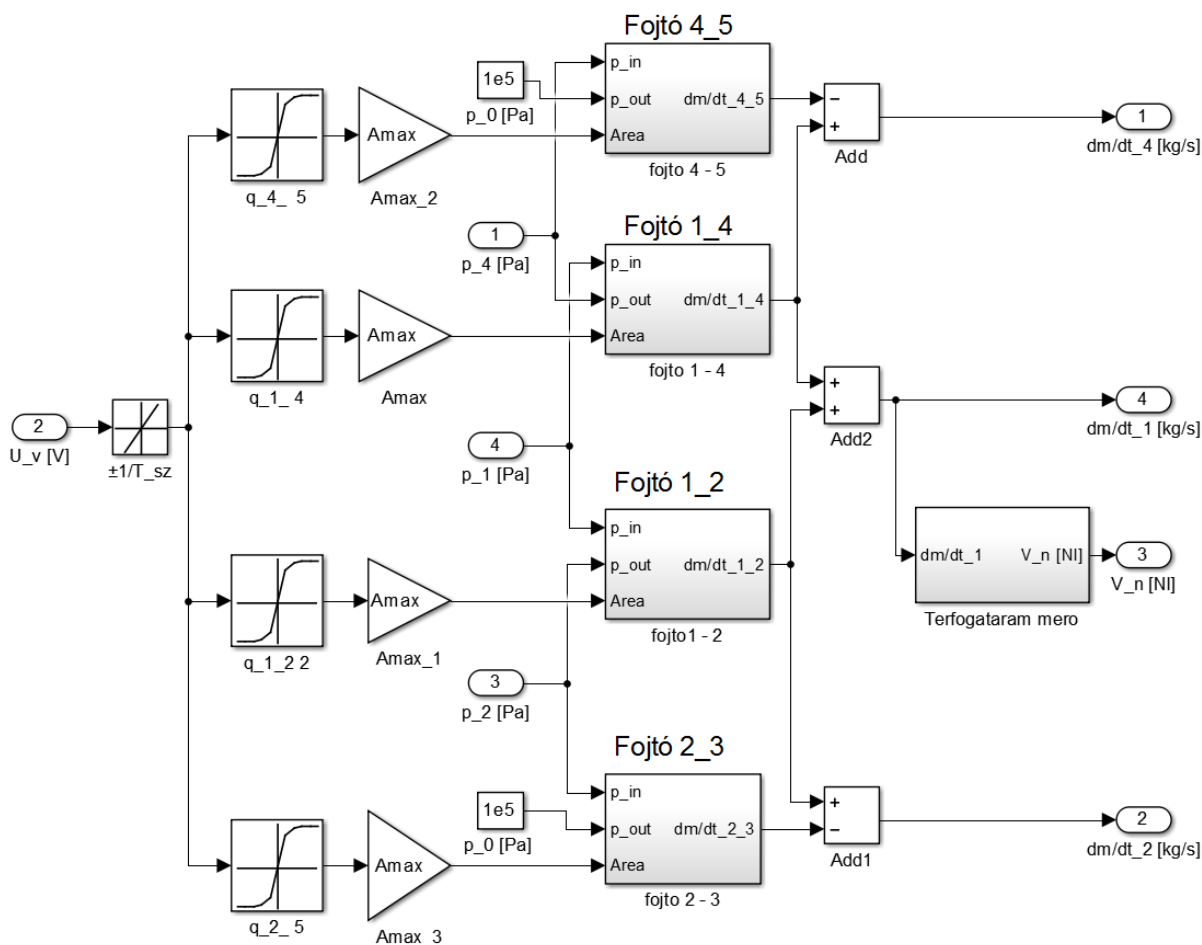
fojtó előtti és utáni ág nyomásai és az adott fojtási keresztmetszet. Az adott fojtó előtti és utáni nyomásokat a 2.2. táblázat alapján határozzuk meg, a fojtási keresztmetszetek a vezérlőjel függvényében változnak. A fojtási keresztmetszetek meghatározásához első lépésben a vezérlőjel felfutási sebességét korlátoztam $\pm 1/T_{Sz}$ tartományra, ahol T_{Sz} a szelep időállandója, amelyet a szelep határfrekvenciájából számítottam ki. Az így módosított vezérlőjel alapján az átáramlási karakterisztika és a maximális fojtási keresztmetszet szerint meghatároztam a vonatkozó fojtási keresztmetszetet. Az átáramlási karakterisztika részletes értelmezését a következő fejezetben mutatom be.

A fojtó blokkok ezen bemenő paraméterek alapján a (2.10) egyenlet szerint számítják az adott fojtáson átáramló tömegáramot, a szelep munkaoldali csatlakozóin illetve a tápcsatlakozóján átáramló tömegáramot pedig szintén a (2.10) egyenlet alapján a 2.2. táblázat paramétereivel határozzuk meg.

A szelepen átáramló tömegáramból meghatároztam a légfogyasztást is. Mivel a műszaki gyakorlatban a pneumatikus rendszerek légfogyasztását normálállapotú térfogatra, azon belül is literre vetítve határozzák meg, ezért itt is ezt a módszert alkalmaztam. Az átváltásokat figyelembe véve a légfogyasztás (V_n [(N)l]) így:

$$V_N = \int_0^t \left(\frac{\dot{m}_1}{\rho_N} 1000 \right) dt, \quad (3.1)$$

ahol ρ_N - a levegő sűrűsége normálállapotban [kg/m^3].



3.9. ábra Az 5/3-as arányos szelep modellje a négy fojtással

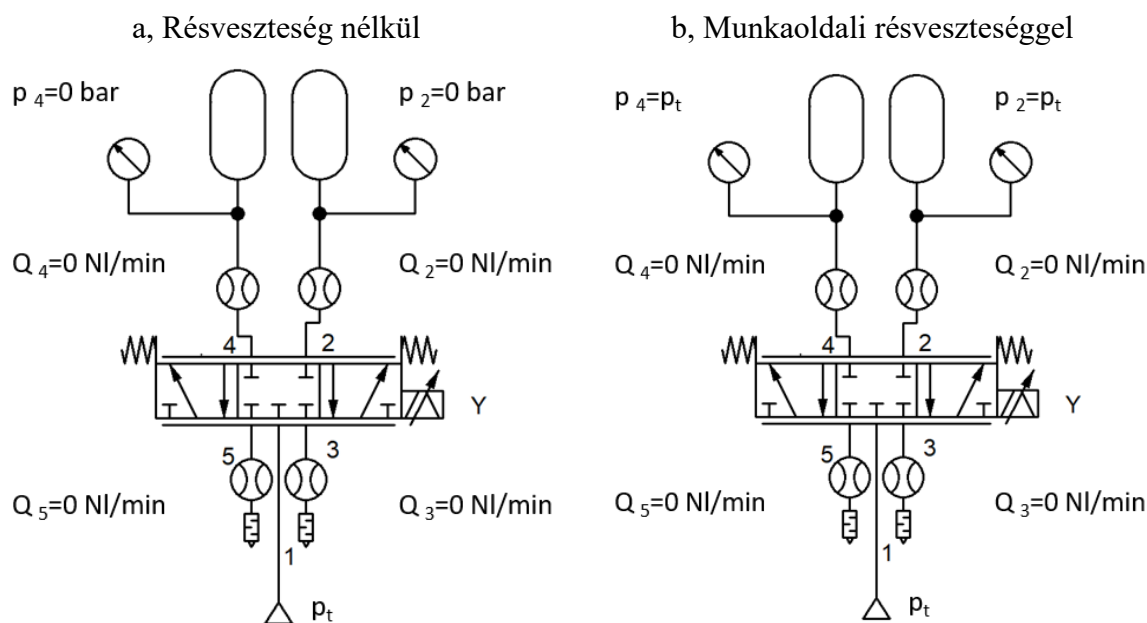
3.2.2. Az 5/3-as pneumatikus arányos útszelep új átáramlási karakterisztikája

Arányos útszelepeknél az átáramlási keresztmetszetek a vezérlőjel függvényében változnak. Mint ahogyan a 2.3. fejezetben láthattuk, a forrásokban ezt a függvénykapcsolatot a tolattyúgeometria alapján értelmezve, vagy linearizálva, vagy a gyártó átáramlási karakterisztikáját felhasználva értelmezik. Ezekben az esetekben közös jellemző, hogy a résvesztéseket elhanyagolják. Li és Sato munkáikban (Li, 2013; Sato, 2014) olyan módosított átáramlási karakterisztikát használtak, amely figyelembe vette a munkaoldali résvesztéseket, de figyelmen kívül hagyták a leszellőző oldali vesztéseket.

A következőkben ezen és a valós, mindkét oldali résvesztéseket figyelembe vevő megközelítéseket vizsgálom annak érdekében, hogy megállapítsam, a résvesztések elhanyagolása megengedhető-e az 5/3-as arányos útszelep modellezése során.

Ha középső, zárt helyzetben, a munkaoldali ágakra fix térfogatú, légköri nyomású, zárt tartályokat csatlakoztatva állandósult állapotban megvizsgáljuk az 5/3-as pneumatikus arányos szelep működését résvesztések nélkül és csak munkaoldali résvesztésekkel, akkor a következőket tapasztaljuk (3.10. ábra):

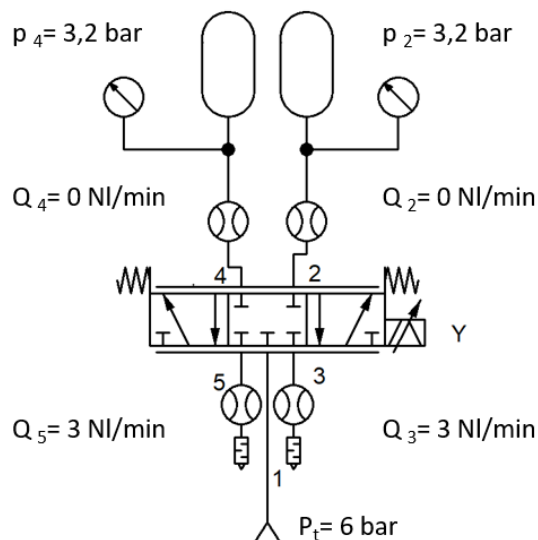
- résvesztések nélkül: középhelyzetben a szelep teljesen zárt, egyik irányban sincs levegő áramlás, a tartályokban a nyomás nem változik,
- munkaoldali résvesztéseket figyelembe véve: állandósult állapotban egyik irányban sincs levegő áramlás, a munkaoldali rések miatt azonban a tartályokban tápnyomás alakul ki.



3.10. ábra Az 5/3-as arányos szelep viselkedése középállásban, állandósult állapotban

A valós szelepviselkedés azonban mindkét esettől eltér (3.11. ábra). Valós esetben ugyanis nem csak a munkaoldal, hanem a leszellőző ágak felé is résvesztések lépnek fel. Ennek hatására az előbbi példa szerint, állandósult állapotban a szelep középállásában a munkaoldal felé nincs levegő áramlás ($Q_4 = Q_2 = 0$ (N)l/min), a leszellőző ágak felé azonban állandó levegő áramlás tapasztalható ($Q_3 \neq 0$ (N)l/min, $Q_5 \neq 0$ (N)l/min). A munkaoldalra csatlakoztatott tartályokban nyomás épül fel, amely a tápnyomásnál kisebb, a légköri nyomásnál nagyobb, értéke a rések méretéből adódó egyensúlyi helyzet szerint alakul. Ez a viselkedés mind a

rendszer légfogyasztását, mind a szelephez csatlakozó munkavégző kamráiban kialakuló nyomásokat is érdemben befolyásolja. A 3.11. ábra az MPYE-5-1/8-LF-010-B szelepen mért értékeket mutatja. (A feltüntetett nyomásértékek túlnyomások.)



3.11. ábra Az 5/3-as arányos szelep viselkedése középállásban, állandósult állapotban mindkét irányú résvesztés figyelembe vételével

Az 5/3-as arányos szelep valós kialakításnak megfelelően a szeleptolattyú három fő helyzetét tekintve az egyes részek funkciói és méretei az alábbiak szerint alakulnak:

3.1. táblázat Elméleti és valós átáramlási keresztmetszetek a szelep különböző helyzeteiben

Szelephelyzet, vezérlőjel	Elméleti működés, résméret	Valós működés, résméret
Középső zárt helyzet, $U_v=5V$	mind négy rés tökéletesen zár, $A_f = 0 \text{ mm}^2$	mind a négy résen áramlás lép fel, $A_f \neq 0 \text{ mm}^2$
Előremenet, $U_v < 5V$	$A_{1_4}=f(U_v)$, $A_{2_3}=f(U_v)$, $A_{4_5} = 0 \text{ mm}^2$, $A_{1_2} = 0 \text{ mm}^2$	$A_{1_4}=f(U_v)$, $A_{2_3}=f(U_v)$, $A_{4_5} \neq 0 \text{ mm}^2$, $A_{1_2} \neq 0 \text{ mm}^2$
Hátramenet, $U_v > 5V$	$A_{1_2} = f(U_v)$, $A_{4_5} = f(U_v)$, $A_{1_4} = 0 \text{ mm}^2$, $A_{2_3} = 0 \text{ mm}^2$	$A_{1_2} = f(U_v)$, $A_{4_5} = f(U_v)$, $A_{1_4} \neq 0 \text{ mm}^2$, $A_{2_3} \neq 0 \text{ mm}^2$

Ez alapján megállapítható, hogy az 5/3-as arányos útszelep működésnek leírása során a munkaoldali, illetve a leszellőző oldali résvesztések elhanyagolása a valós működéstől lényegileg eltérő viselkedést eredményez. Ennek megoldására 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:

$$q_{x,y}(U_V(t)) = \frac{A_{x,y}(t)}{A_{max}} \quad (3.2)$$

Az adott átáramlási irányra (x_y) vonatkozó átáramlási arány maximális értéke 1 vagyis 100%, minimális értéke ($q_{x_y_min}$) viszont a résveszteségek miatt minden áramlási irányban nagyobb, mint 0. Ezek alapján az 5/3-as arányos szelep új átáramlási karakterisztikáját a négy átáramlási irányban a következők szerint határoztam meg:

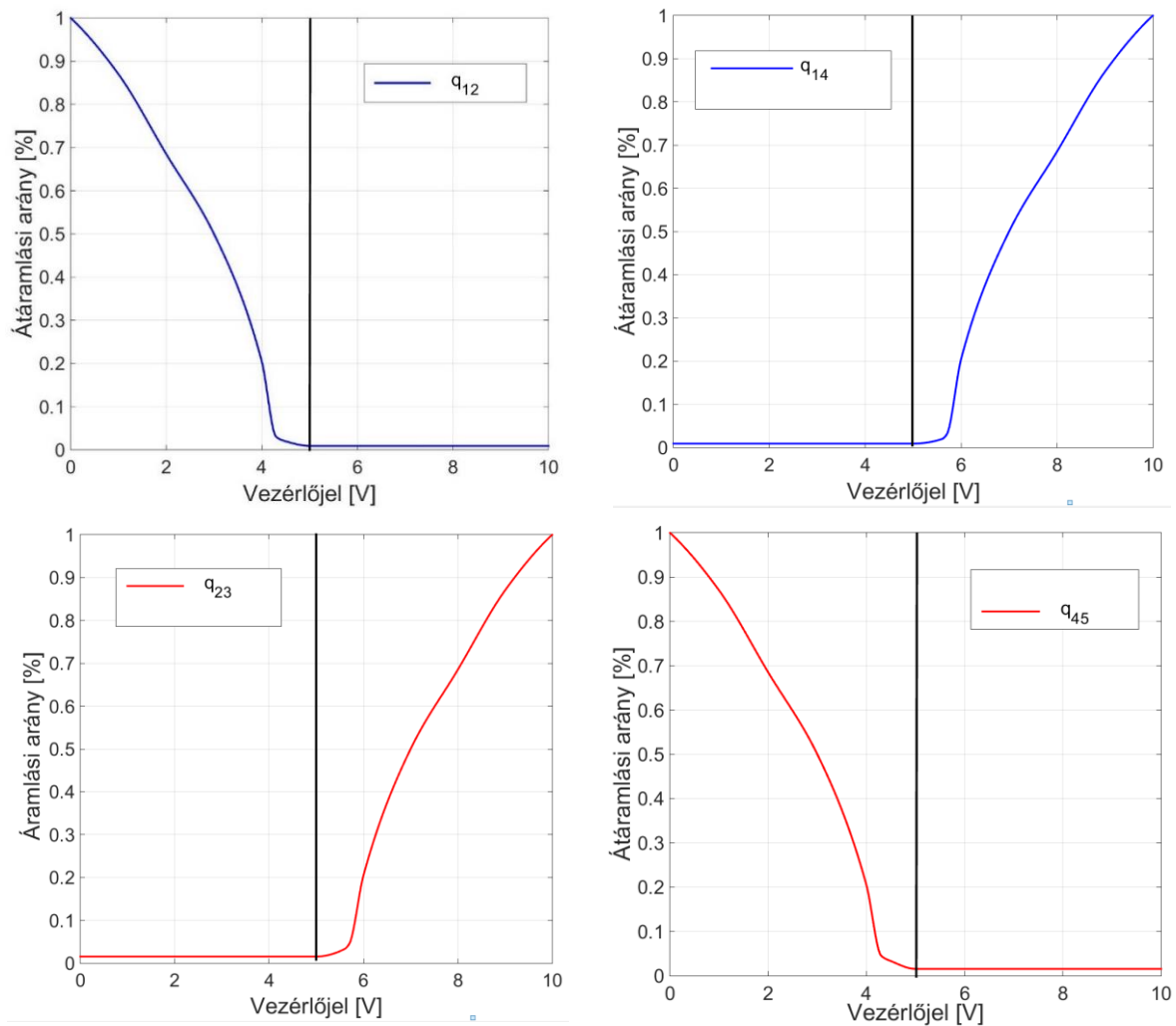
$$q_{1_4} = \begin{cases} q_{1_4_min}, & U_V \leq 5V \\ q_{1_4} = f(U_V), & U_V > 5V \end{cases}, \quad (3.3)$$

$$q_{1_2} = \begin{cases} q_{1_2} = f(U_V), & U_V < 5V \\ q_{1_2_min}, & U_V \geq 5V \end{cases}, \quad (3.4)$$

$$q_{2_3} = \begin{cases} q_{2_3_min}, & U_V \leq 5V \\ q_{2_3} = f(U_V), & U_V > 5V \end{cases}, \quad (3.5)$$

$$q_{4_5} = \begin{cases} q_{4_5} = f(U_V), & U_V < 5V \\ q_{4_5_min}, & U_V \geq 5V \end{cases}, \quad (3.6)$$

A 3.12. ábra az új átáramlási karakterisztika jelleggörbéit mutatja mind a négy átáramlási irányban a vizsgált MPYE-5-1/8-LF-010-B szelep mérési eredményei alapján.



3.12. ábra Az 5/3-as arányos útszelep átáramlási karakterisztikája

3.2.3. Az 5/3-as arányos szelep modelljének identifikálása

Az arányos szelep paramétereit:

- a szelep időállandója (T_{sz}),
- a maximális átáramlási keresztmetszet (A_{max}),
- az átáramlási karakterisztika a négy átáramlási keresztmetszetben.

A szelep időállandóját a szelep katalógusában megadott határfrekvencia alapján határoztam meg. A maximális átáramlási keresztmetszet értékét a szintén a katalógusban megadott névleges normál térfogatáram értékéből számítottam ($A_{max}=5,701 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$), és azzal az egyszerűsítéssel éltem, hogy ezt mind a négy átáramlási keresztmetszetben azonosnak vettem.

Az átáramlási karakterisztika jellemző pontjai a résvesztésekből adódó minimális átáramlási arányok értékei ($q_{1_4_min}$, $q_{1_2_min}$, $q_{4_5_min}$, $q_{2_3_min}$), amelyeknél páronként szimmetriát feltételeztem, e szerint $q_{1_4_min} = q_{1_2_min}$, illetve $q_{4_5_min} = q_{2_3_min}$. Ezen paraméterek meghatározására modell identifikációt végeztem. A 3.6. és 3.7. ábra szerinti mérési elrendezésben, a szelep munkaoldali csatlakozóhoz fix térfogatú tartályokat csatlakoztatva zárt szeleppállásban mértem a tartályok feltöltődését, vagyis a munkaoldali nyomások változását (mért paraméterek: $p_{2m}(t)$ és $p_{4m}(t)$).

Majd a szeleppmodell futtatásával is előállítottam ezeket a függvényeket (számított paraméterek: $p_{2sz}(t)$ és $p_{4sz}(t)$). A szeleppmodellben a munkaoldali csatlakozókra kötött fix tartályokat az egyesített gáztörvényből levezetve a következő összefüggés alapján modelleztem:

$$p(t) = p_0 + \frac{RT}{V} \int_0^t m_{be} dt. \quad (3.7)$$

A modell azonosításra felállítottam egy célfüggvényt, amely a mért és a számított nyomásértékek közötti különbségek összegét számítja, a függvény paramétereit a résméretek:

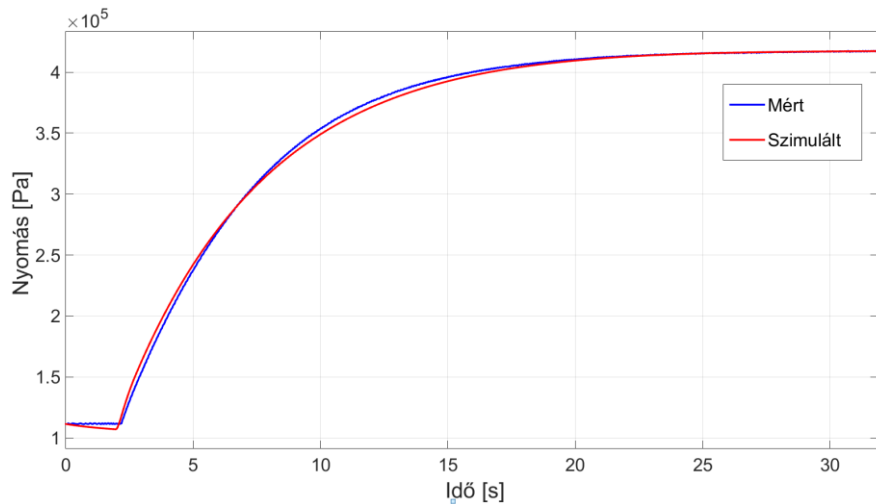
$$CF(q_{1_4_min}, q_{4_5_min}) = \left[\int_0^t |p_{4sz}(t) - p_{4m}(t)| dt \right] + \left[\int_0^t |p_{2sz}(t) - p_{2m}(t)| dt \right]. \quad (3.8)$$

Az identifikáció során a paraméterek azon értékeit kerestem, amelyek mellett a célfüggvény értéke minimális. A modell identifikáció eredménye:

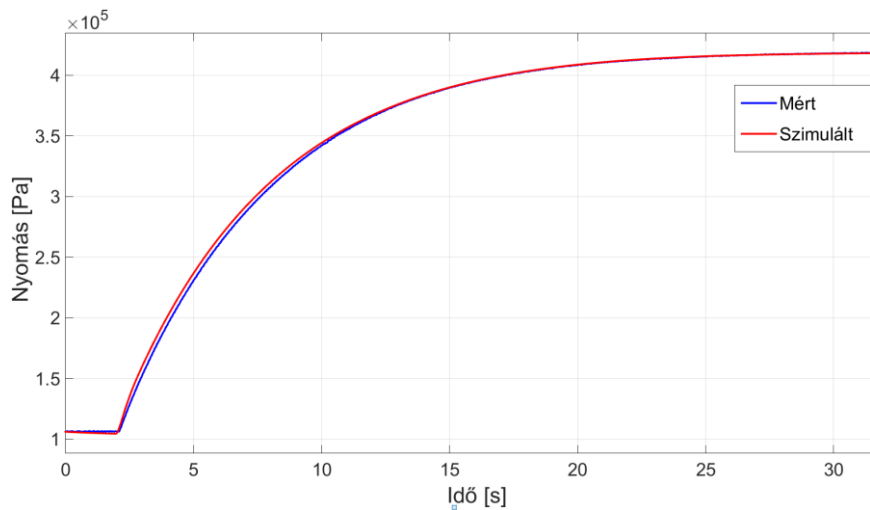
- $q_{1_4_min} = q_{1_2_min} = 4,3 \cdot 10^{-8} [-]$,
- $q_{4_5_min} = q_{2_3_min} = 2,69 \cdot 10^{-8} [-]$.

A mért és az identifikált szeleppmodellel számított tartálytöltődési folyamatokat az alábbi diagramok ábrázolják (3.14. és 3.15. ábra).

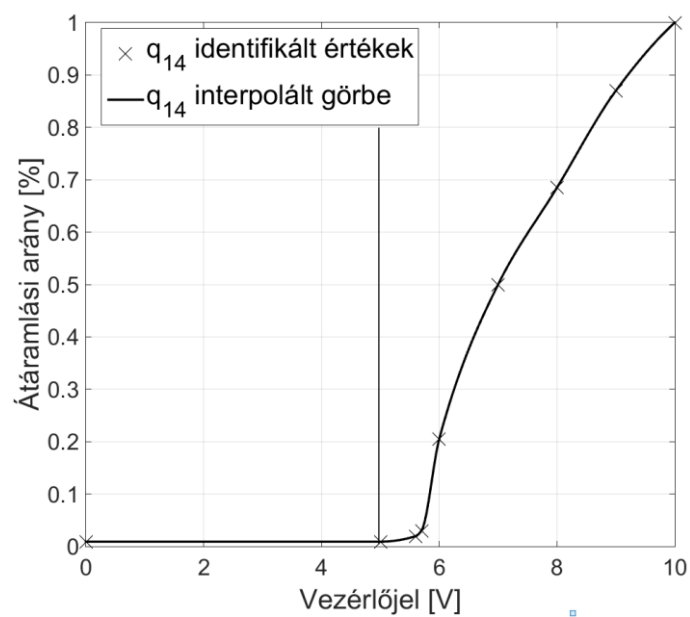
A szelep átáramlási karakterisztikájának meghatározásához a fenti eljárást ismételtam a teljes vezérlőjel tartományban, majd a kapott értékekre görbét illesztettem. A q_{1_4} -es átáramlási arány jelleggörbéjét a 3.16. ábra illusztrálja, az 5/3-as arányos szelep teljes identifikált átáramlási karakterisztikáját a korábban bemutatott 3.12. ábra tartalmazza.



3.14. ábra A tartály töltődése a 4-es kimeneten 5V-os vezérlőjel hatására (zárt szelepállás)



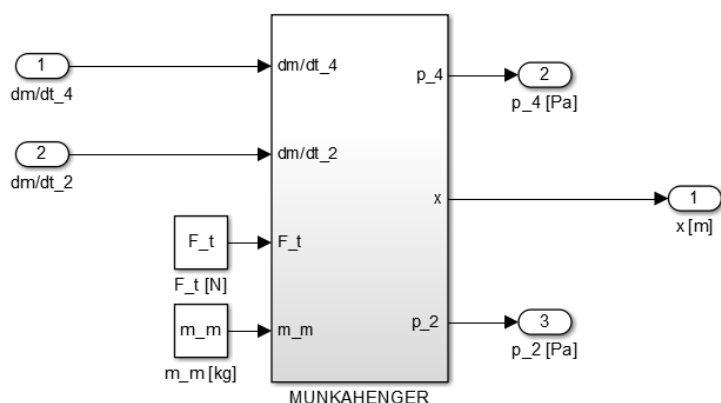
3.15. ábra. A tartály töltődése a 2-es kimeneten 5V-os vezérlőjel hatására (zárt szelepállás)

3.16. ábra A q_{1_4} szelep átáramlási jelleggörbe

3.2.4. A munkahenger blokkorientált modellje és azonosítása

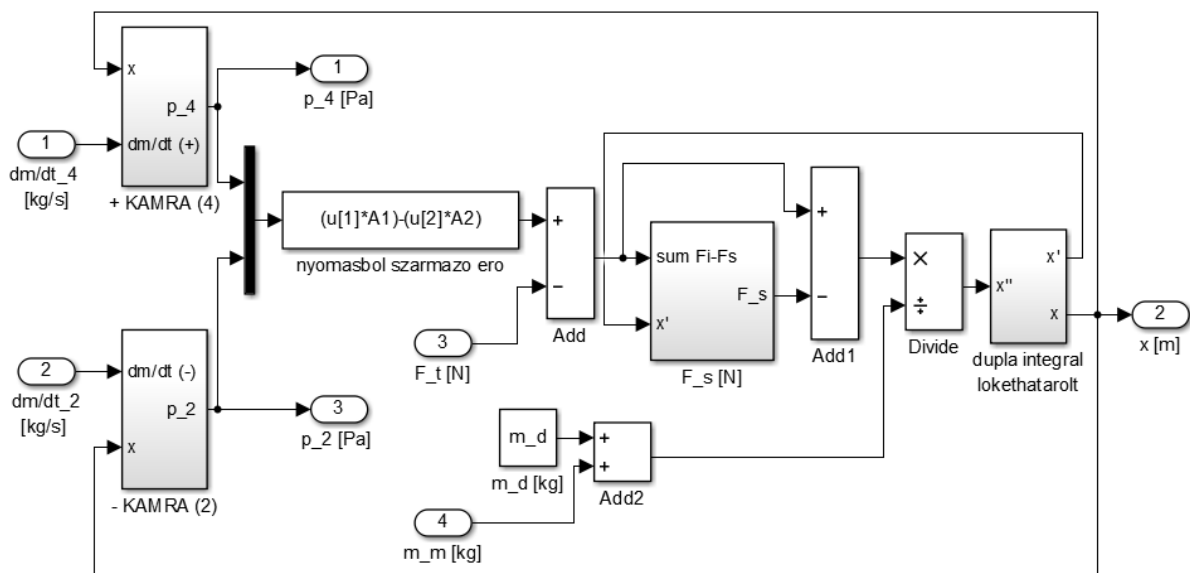
A munkahenger blokkorientált modelljében négy bemeneti paramétert határoztam meg (3.17. ábra). Ezek közül kettő, a terhelőerő (F_t [N]) és a mozgatott tömeg (m_m [kg]) olyan rendszerparaméterek, amelyeket az adott feladat határoz meg, a henger terhelését jellemzik. Ezeknek a modell futtatása előtt értéket kell adnunk. 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]). Mivel az arányos szelep működésének modellezéséhez szükséges a két hengertér nyomásainak ismerete is, ezért p_2 és p_4 nyomások értékeit is ki kell vezetni a henger blokkjából.



3.17. ábra A munkahenger modellje

Kibontva a modellt (3.18. ábra) a kamramodellek megoldását és a dugattyú erőegyensúlyi egyenletének alkalmazását találjuk.



3.18. ábra A munkahenger részletes blokkorientált modellje

A kamramodellek alapján az adott kamrákban beérkező tömegáram és dugattyú pillanatnyi helyzete alapján kamranyomást számolunk (p_2 és p_4). A dugattyúra ható nyomások alapján pedig a terhelőerő, a súrlódási erő és a tömeg figyelembe vételével pedig dugattyú pozíció

határozható meg. A mozgatott tömeg két tagból tevődik össze, az egyik a dugattyú és a szánegység saját tömege (m_d [kg], katalógusadat), a másik a külső terhelő tömeg (m_m [kg]), amit a feladat határoz meg. A modell egy lökethatárolást is tartalmaz, mivel a dugattyú pozíciója a lökethossznak megfelelően korlátokkal rendelkezik.

A modell felállítása során a munkahenger részveszteségeit, így a dugattyú- és tömítőszalag, valamint a hengerfedelek és csatlakozók részveszteségeit is elhanyagoltam. A dugattyútömítést mérésel ellenőriztem mindkét irányban, ennek során a dugattyú egyik oldalára tápnyomást kapcsoltam, míg az ellenkező oldalon SFAB-200U áramlásszenzorral mértem a szabadon kiáramló térfogatáramot. Az így mért részveszteségek mindkét irányban a szenzor mérési tartománya alatt maradtak.

A súrlódási modell kiválasztásánál arra törekedtem, hogy a választott modell jól leképezze a rendszer valós viselkedését alacsony és magas dugattyúsebességeknél is. A pneumatikus rendszerekben ugyanis alacsony sebességeknél gyakran lép fel akadó csúszás, ami a pozíciószabályozásnál különösen kedvezőtlen jelenség. A szabályozó algoritmusok összevetésénél ezért kiemelt jelentőségű a megfelelő súrlódási modell kiválasztása. Figyelembe véve az irodalmi előzményeket és saját előkísérleteket, a súrlódási erő számításánál Stribeck-féle súrlódási modellt alkalmaztam. Így a súrlódási erő a sebesség figyelembe vételével:

$$F_s = \begin{cases} F_{str}, & v \geq 0,001 \text{ m/s} \\ \min(F_{st}, |\sum F_i|) * \text{sign}F_i, & v < 0.001\text{m/s} \end{cases} \quad (3.9)$$

ahol $F_i = p_4 * A_4 - p_2 * A_2 - F_t$, vagyis a dugattyúra ható erők összege a súrlódási erő nélkül, F_{str} pedig a Stribeck-féle súrlódási erő a 2.18. egyenlet alapján.

A súrlódási modell négy paraméterét az alábbiak szerint identifikáltam:

- statikus súrlódási erő (F_{st}): az álló helyzetben lévő dugattyú egyik hengerterét lassan töltve mértem a két hengertér nyomását és a dugattyú elmozdulását. Statikus súrlódási erőnek azt az értéket tekintettem, ami a dugattyú megmozdulásakor a nyomáskülönbségekből adódóan hat a terheletlen dugattyúra,
- Coulomb-féle súrlódási erő (F_c): terheletlenül, egyenletes, alacsony sebességgel (de az akadó csúszás tartománya felett) mozgatott dugattyú esetében a nyomáskülönbségekből számítható erő, mivel az állandó alacsony sebesség mellett a sebességgel arányos viszkoz tényező hatása elhanyagolható,
- sebességgel arányos viszkoz csillapítási tényező (f): a Coulomb-féle súrlódási erő meghatározása után nagy sebességeknél mérve az alábbi összefüggés alapján számolva (az átmeneti tényezőt elhanyagolva):

$$f = \frac{p_4 * A_4 - p_2 * A_2 - F_t - F_c}{v}, \quad (3.10)$$

- átmeneti tényező (c_v): a többi tényező ismeretében a sebesség átmeneti zónájában, akadó csúszás mellett meghatározva.

Ez alapján a paraméterek átlagértékei öt vizsgálati sorozat alapján:

- $F_{st} = 41,72 \pm 1,01 \text{ N}$,
- $F_c = 30,54 \pm 2,18 \text{ N}$,
- $f = 22,35 \pm 0,15 \text{ Ns/m}$,
- $c_v = 101,25 \pm 2,68 \text{ m/s}$.

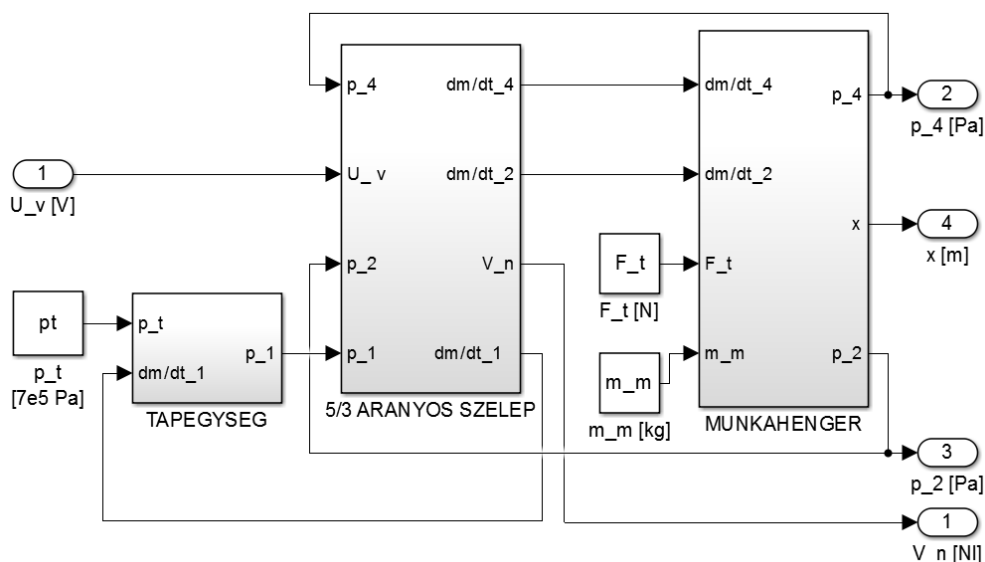
3.2.5. A pozíciószabályozott pneumatikus lineáris hajtásrendszer blokkorientált struktúrája

A vizsgált pneumatikus rendszer modellje három fő részből áll, ezek a tápegység, az arányos szelep és a munkahenger (3.19. ábra).

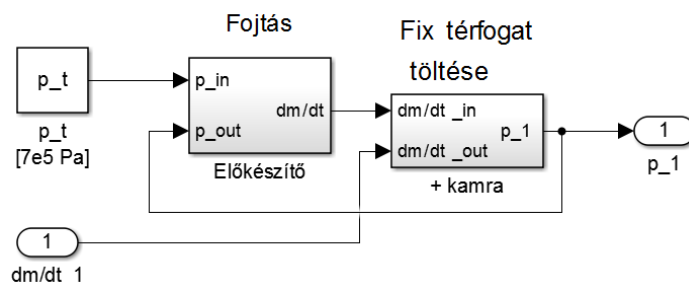
A teljes rendszer egy bemenőjellel rendelkezik, ez az arányos szelep vezérlőjele (U_v [V]), a rendszer kimenetén pedig a pillanatnyi dugattyú pozíciót (x [m]), valamint a légfogyasztást (V_n [(N)l]) láthatjuk.

A tápegység modellje két egységet tartalmaz (3.20. ábra), az egyik egy fojtás, ami a levegő előkészítő egység által kifejtett hatást jeleníti meg, a másik egy fix térfogatú tartály, amely a tápegységtől a szelepig vezető csövek hatását modellezi. A levegő előkészítőt modellező fojtás a (2.10) egyenlet szerint számítja a fojtón átáramló tömegáramot. Az egység bemenő paraméterei: a fojtó előtti nyomás a hálózati tápnyomás, a fojtó utáni nyomás pedig az előkészítő egység mögötti csővezetékben felépülő nyomás. A csővezetékben felépülő nyomást –mivel itt kilépő és belépő tömegáramok is megjelennek- az alábbi összefüggés szerint számítjuk:

$$p_1(t) = p_0 + \frac{RT}{V} \int_0^t \left(\frac{m_{be}}{dt} - \frac{m_{ki}}{dt} \right) dt. \quad (3.11)$$



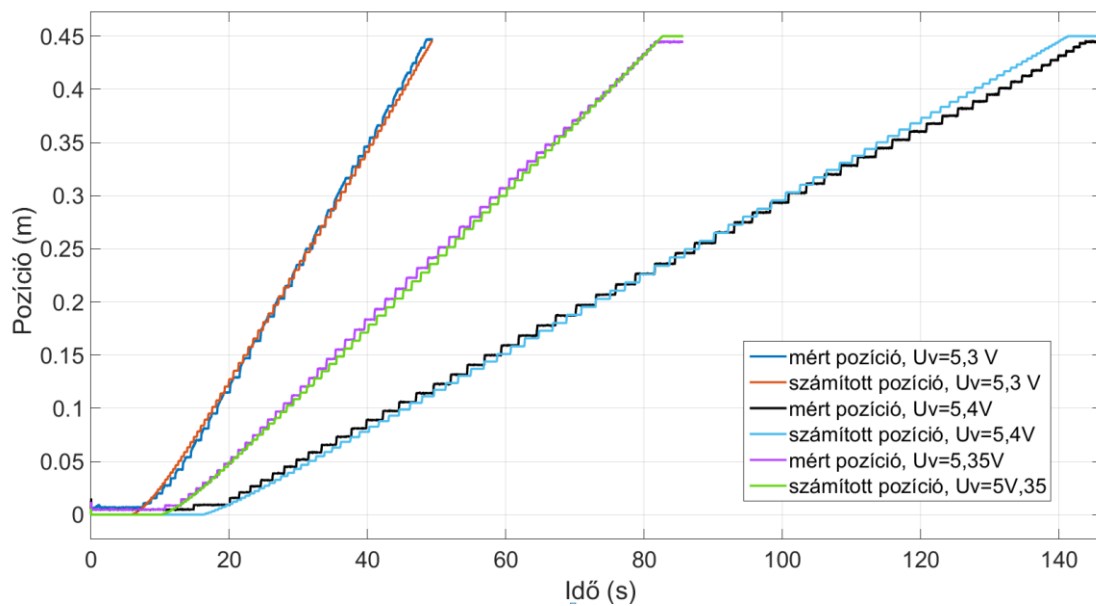
3.19. ábra A pneumatikus hajtásrendszer blokkorientált modellstruktúrája



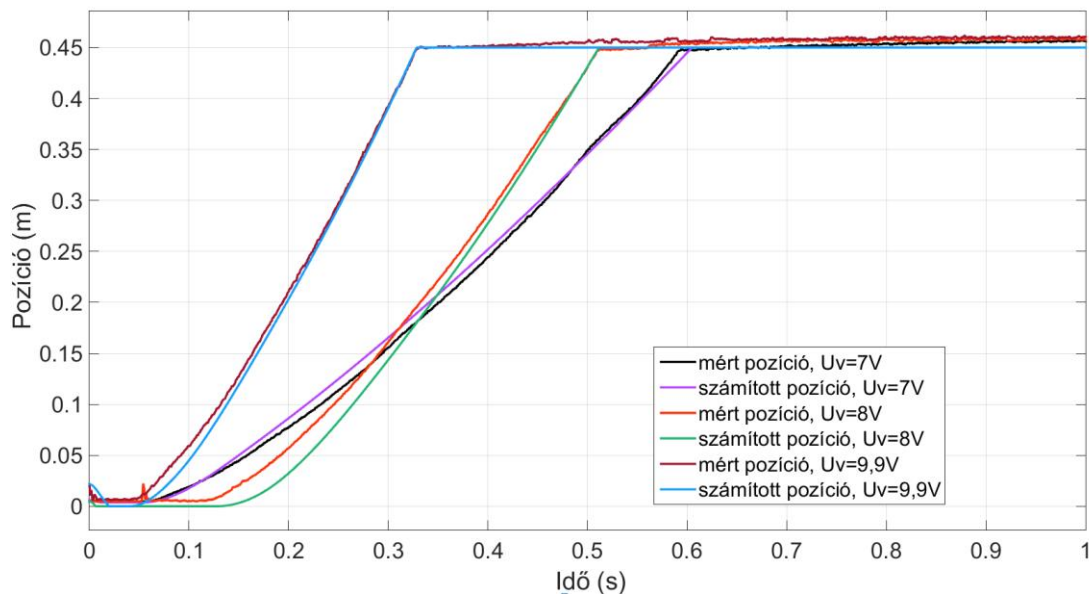
3.20. ábra A tápellátás modellje

3.2.6. 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 vezéltem a véghelyzetbe különböző szelepnnyítások mellett, ami eltérő dugattyúsebességeket eredményezett. Indítás előtt az arányos útszelep zárt volt (5 V vezérlőjel), mozgatkor a szelepnnyítás mértékével, vagyis a szelep vezérlőjével határoztam meg a dugattyú sebességét. 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 akadósúszás kialakul (3.21. ábra), illetve azokat, ahol a nagy szelepnnyítás miatt a dugattyú sebessége nagyobb, itt az akadósúszás nem lép fel (3.22. ábra).



3.21. ábra A dugattyú mért és szimulált elmozdulása alacsony sebességeknél, különböző szelepnnyítások hatására



3.22. ábra A dugattyú mért és szimulált elmozdulása nagy sebességeknél, különböző szelepnnyítások hatására

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

3.3. A vizsgált szabályozási algoritmusok és blokkorientált modelljük

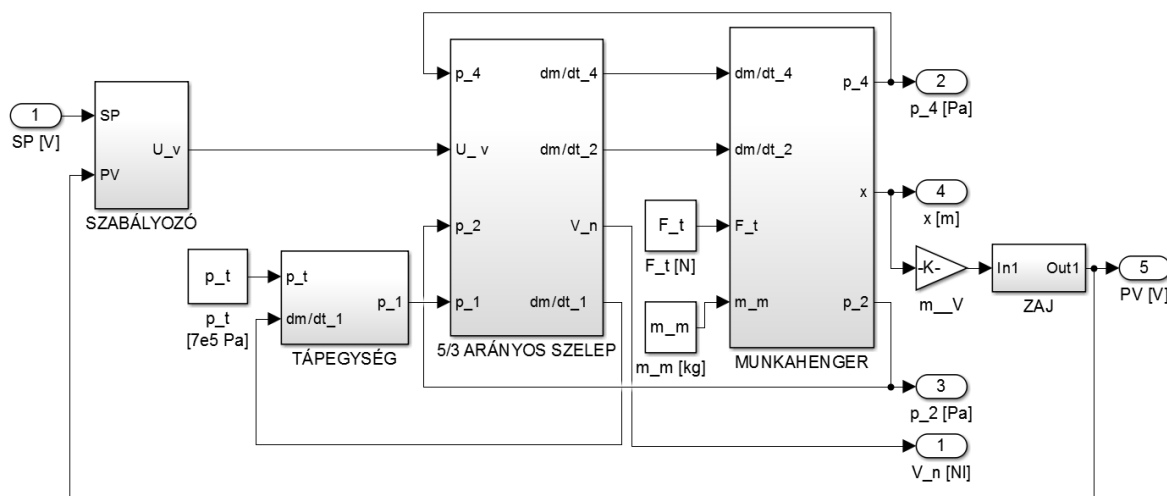
A 2. fejezetben bemutatott szabályozási algoritmusok közül ötöt választottam ki a vizsgálat tárgyául. Elsőként a PID szabályozót, mert ez az egyik legelterjedtebb algoritmus, jellemzően a források is ezt az algoritmust választják az összehasonlítások alapjának. Kiválasztottam továbbá egy állapot megfigyelő típusú szabályozót, a státusz szabályozót, mert annak ellenére, hogy az egyik piacvezető pneumatika gyártó alkalmazza a saját megoldásaiban, a szakirodalmi forrásokban alig esik említés róla, így kevés adat áll rendelkezésre az eredményeivel kapcsolatban. Az egy határréteggel működő csattogásmentes csúszómód szabályozó a harmadik vizsgálatba vont eljárás, mivel ez az előző kettőtől lényegileg különböző módon működik, pneumatikus rendszerekben gyakran –és eltérő eredményekkel- vizsgált algoritmus. A továbbiakban ezt az algoritmust egyszerűsítve csúszómód szabályozónak nevezem.

A státusz szabályozó esetében a szabályozási tagok optimalizálása genetikus algoritmussal nem hozott kívánt eredményt, a kapott ITAE-értékek ismételt futtatások után is kétszer-háromszor nagyobbak voltak, mint a többi szabályozó esetében. A szabályozó algoritmust elemezve és előkísérleteket végezve arra jutottam, hogy a gyorsulási tényező a probléma forrása. Ennél a tényezőnél az útszenzor zajos jelének kétszeres deriválásával nagy frekvenciával és amplitúdóval változó jelet kapunk, ami károsan befolyásolta az optimalizálás eredményét. Mivel a státusz szabályozót nem kívántam kihagyni az összehasonlításból, így a gyorsulási tényező értékét nullának tekintettem. Az így kapott szabályozási algoritmus hasonlít egy PD szabályozásra, azzal a különbséggel, hogy a D tag itt negatív erősítéssel jelenik meg, valamint a PD tag további arányos erősítéssel (P_{st}) szerepel. Az így vizsgált szabályozási algoritmust módosított státusz szabályozónak nevezem. $K_a=0$ értéket beállítva az optimalizálás eredményei a többi szabályozási algoritmussal összevethető tartományba estek, így a továbbiakban ezt az értéket alkalmaztam.

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 szabályozóval. (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.

A 3.23. ábra a PID, a módosított státusz és a csúszó mód szabályozók illesztését mutatja a pneumatikus rendszer modelljéhez pozicionálási feladat esetében. A szabályozó modellblokkja ez esetben két bemenettel rendelkezik, ezek az alapjel ($SP [V]$), ami a célpozíciónak megfelelő jel, illetve a henger kimenetéről visszacsatolt pillanatnyi pozíciónak megfelelő jel ($PV [V]$). Mindkét jelet analóg feszültségjelként értelmeztem, az útmérő szenzor 0-10 V-os tartományának megfelelően, vagyis a 0 V megfelel a 0 m-es, a 10 V a 0,45 m-es dugattyú pozíciónak. Ezért a henger kimenő pozíciójelét egy erősítési tényezővel szoroztam, majd erre a valós szenzor zajának megfelelő szimulált zajt illesztettem, így képeztem a szabályozóba

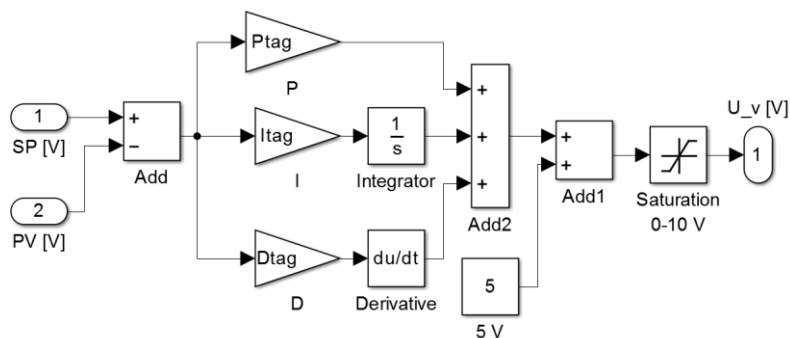
visszacsatolt pozíciójelet. A szabályozó kimenőjele az a vezérlőjel (U_v [V]), amely az arányos szelep bemeneti paramétere.



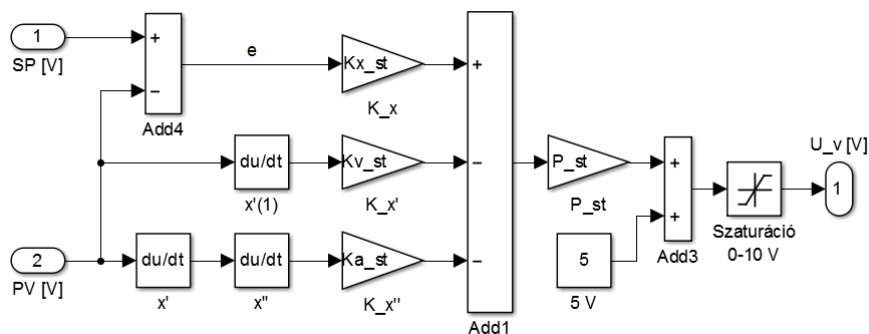
3.23. ábra Lineáris pneumatikus hajtás blokkorientált modellje pozíciószabályozóval

A PID, módosított státusz és csúszómód szabályozók modellblokkjai a 2. fejezetben részletezett algoritmusok alapján a 3.24-3.26. ábrák szerint épülnek fel. A modellblokkokban az elméleti egyenletek alkalmazásai és a kimenőjel alábbi módosítási figyelhetők meg:

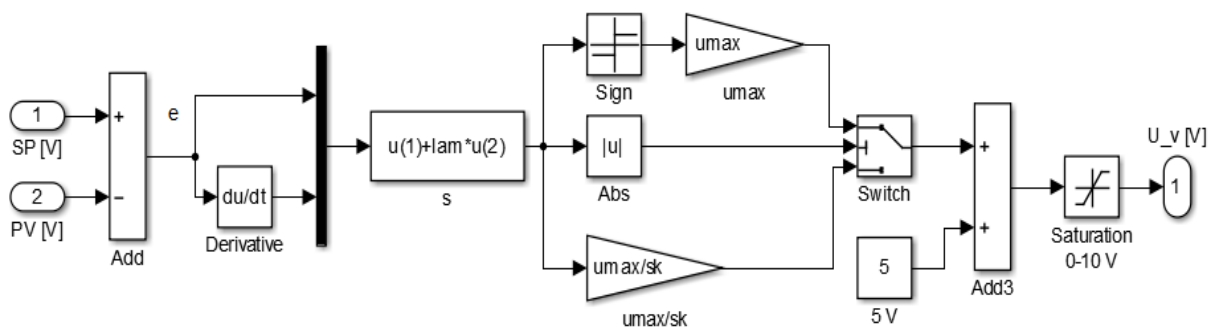
- a kimenőjel 5 V-tal való megnövelése, mivel az alkalmazott arányos útszelep 5 V vezérlőjel esetén zár,
- a vezérlőjel 0-10 V-os tartományon belül tartása (szaturáció).



3.24. ábra A PID szabályozó modellblokkja



3.25. ábra A státusz szabályozó modellblokkja

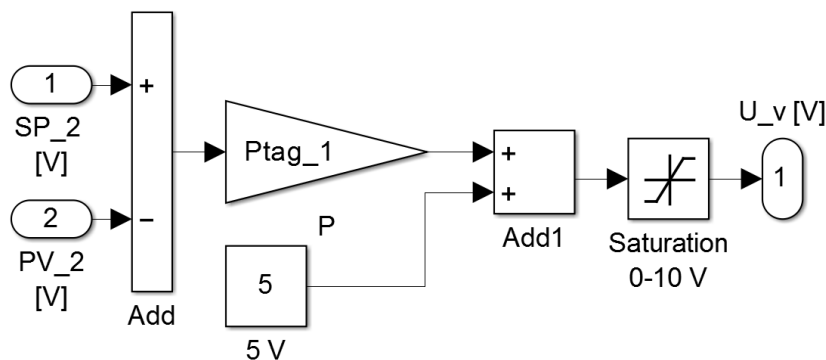


3.26. ábra A csúszómód szabályozó modellblokkja

A vizsgált kaskád szabályozóknál a külső PID, illetve a módosított státusz szabályozó felépítése az előzőekkel megegyezik, a bemenő jelek a kívánt pozíció (alapjel, SP [V]), valamint a pillanatnyi pozíció (PV [V]) visszacsatolt értékei. A külső szabályozó kimenőjele (SP₂ [V]) szolgál a belső arányos erősítésű szabályozó alapjeléül (SP₂ [V]), ezért a külső szabályozókban az előzőekkel ellentétben elmarad az 5 V-os kimenőjel eltolás (+5V), valamint a kimenőjel értéktartománya -10-től 10 V-ig terjed.

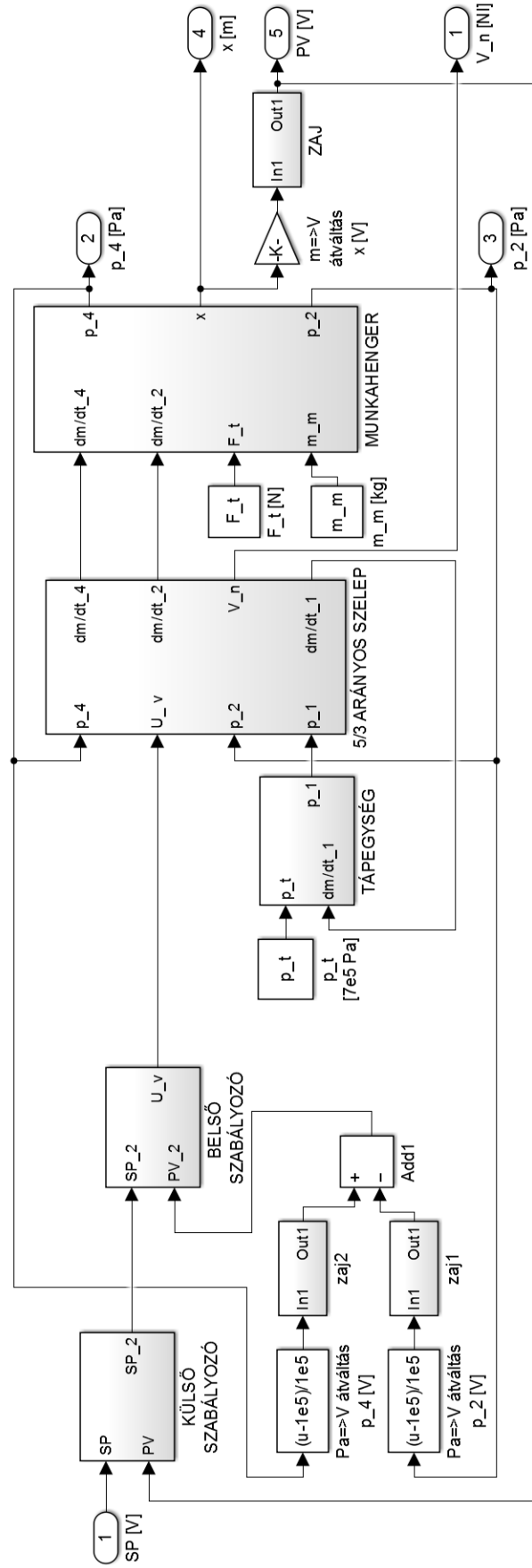
A belső szabályozókör visszacsatolt jele a henger kamranyomás értékeinek különbsége, kimenőjele a vezérlőjel (U_v [V]). A kamranyomás jeleket is a pozíciójelhez hasonlóan mérőműszer jelként, szimulált zajjal terhelve, 0-10 V-os feszültségtartományban csatolom vissza a szabályozó algoritmusba.

A belső kör a megfelelő gyorsaság miatt csak egy P erősítést tartalmaz (3.27. ábra). Mivel ennek a körnek a kimenete az arányos útszelep vezérlőjele, ezért itt alkalmazom a kimenőjel 5 V-os eltolását és a kimenőjel 0-10 V-os korlátozását.



3.27. ábra A kaskád szabályozók belső szabályozó körének felépítése

A 3.27. ábra a kaskád felépítésű szabályozók rendszerbe illesztését mutatja.



3.28. ábra Lineáris pneumatikus hajtás blokkorientált modellje kaskád szerkezetű pozíciószabályozóval

3.4. Szabályozó beállítás

A vizsgálatba vont szabályozási algoritmusok kiválasztása után azok optimum közeli behangolása, vagyis a szabályozási tagok ideális értékeinek megkeresése következett. Az említett szabályozási tagok szabályozási algoritmusonként az alábbiak:

- PID szabályozó: arányos tag (P), integráló tag (I), differenciáló tag (D),
- módosított státusz szabályozó: pozíció tényező (K_x), sebességi tényező (K_v), gyorsulási tényező (K_a), erősítési tényező (P_{St}),
- csattogásmentes csúszómód szabályozó: a csúszóegyenes meredeksége (λ), maximális beavatkozási jel (u_{max}), határréteg (s_k),
- PID-P kaszkád szabályozó: arányos tag (P), integráló tag (I), differenciáló tag (D), belső erősítési tényező (P_k),
- módosított státusz- P kaszkád szabályozó: pozíció tényező (K_x), sebességi tényező (K_v), gyorsulási tényező (K_a), erősítési tényező (P_{St}), belső erősítési tényező (P_k).

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 kimerítő keresésen és a gradiens keresésen alapuló módszereket elvettem. A véletlen keresésen alapuló módszerek közül a szakirodalmi tapasztalatok alapján és a rendelkezésre álló erőforrásokat (számítási kapacitás és idő) figyelembe véve a genetikus algoritmust választottam egységes optimalizálási eljárásnak (Almos et al., 2002). Az algoritmus viszonylag magas számításigénye miatt az optimalizálást a MATLAB r2015 szoftver Optimization Toolbox eszköztárának Genetic Algorithm Solver (GA) eszközével végeztem. Ez az eszköz a futtatása során genetikus algoritmus alkalmazásával egy meghatározott célfüggvény minimum értékét keresi. A célfüggvényben a vizsgált rendszer MATLAB Simulink modelljének meghívása (esetemben ez a szabályozott szakasz 3.2 fejezet és a szabályozó algoritmus 3.3 fejezet szerinti illesztett rendszermodelljét jelenti), a futtatási idő definiálása, továbbá a függő és a független változók meghatározása történik. Az optimalizálás független változói a szabályozási tagok, a függő változó a genetikus algoritmus által minimalizálni kívánt paraméter. Ez a paraméter az optimalizálás kritériumfüggvényének értéke.

Mivel a vizsgált szabályozási algoritmusokat pozícionálási feladatra alkalmaztam, ezért a választott kritériumfüggvény a pozícionálási feladat megvalósításának minőségét jellemzi. A pozícionált pneumatikus rendszerekkel szemben támasztott követelményeket figyelembe véve az idővel súlyozott abszolút hiba integrál kritérium függvényt (ITAE) választottam:

$$ITAE = \int_0^t |e| t dt. \quad (3.12)$$

A Genetic Algorithm Solver futtatásakor a következő beállításokat alkalmaztam: az egy generációban megjelenő populáció méretét 10 egyedben határoztam meg, egyedenként 10 alpopulációval. Az első populációt meghatározó kezdeti tartományt 0 és 1 határok között adtam meg annak ellenére, hogy a legtöbb szabályozási tag esetében az eredményül kapott értékek nem ebbe a tartományba estek, de az előkísérletek során ez a beállítás bizonyult a legmegfelelőbbnek. A többi lehetőségénél (szelekció, mutáció, migráció, kereszteződés, leállási feltétel) a MATLAB alapértelmezett beállításait alkalmaztam.

Szakirodalmi források és saját futtatási tapasztalatok alapján is megállapítható, a MATLAB Genetic Algorithm Solver által szolgáltatott eredményeket célszerű további lokális optimalizálásnak alávetni. Erre a célra az Optimization Toolbox fminsearch Solver eszközét

választottam, amely egy gradiens keresésen alapuló, derivált-független lokális minimumkeresési eljárás. Az eszköz használatához a keresés kezdőpontját és egy célfüggvényt kell megadni, amely jelen esetben ugyan az, mint a Genetic Algorithm-nél beállított célfüggvény. A keresés kezdőpontja a szabályozási tagok valamely értékeiből álló vektor, itt a Genetic Algorithm által szolgáltatott optimalizálás eredménye. Ezt a lokális minimumkeresést minden szabályozó behangolási feladatnál többször futtattam a genetikus algoritmus alkalmazása után, mindig az előző eredményt kezdőpontul véve, míg két egymást követő futtatás eredménye meg nem egyezett. A végső vektor értéket, vagyis a szabályozási tagok bizonyos értékkombinációját és a hozzájuk tartozó kritériumfüggvény értéket (ITAE-érték) tekintetem a komplett optimalizálási eljárás eredményének.

Ideális esetben az optimalizálási eljárás megtalálja a célfüggvény globális minimum értékét és az ismételt futtatások is ugyanerre az eredményre jutnak. Mivel azonban a genetikus algoritmus nem kimerítő keresési eljárás és az alkalmazott célfüggvény összetett, ezért a futtatások csak optimum közeli eredményt szolgáltatnak, vagyis az ismételt futtatások eredményei nem egyeztek. Figyelembe véve a kutatási célkitűzéseimet, számomra az optimum közeli eredmények –bizonyos megkötésekkel- elegendőek, mert a pozícionált pneumatikus rendszer szabályozó algoritmusait a rájuk jellemző viselkedés alapján szeretném összehasonlítani. 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.

Előkísérletek alapján a vizsgálatba vont 10-10 optimalizált szabályozó beállítás kiválasztására egy optimalizálási ciklust határoztam meg:

1. mind az öt szabályozási algoritmus esetében 20-20 teljes optimalizálást (GA + ismételt fminsearch) végeztem, így kiindulásként összesen 100 beállítást és hozzájuk tartozó ITAE-értéket kaptam,
2. a kritériumfüggvény alapján kiválasztottam közülük a legjobbat, vagyis a 100 ITAE-értékből a legalacsonyabbat,
3. a legalacsonyabb ITAE-értékhez képest felállítottam egy +1%-os megfeleléségi tartományt és megtartottam azokat az eredményeket, amelyek ebbe a tartományba estek,
4. ha algoritmusonként így legalább 10 beállítás adódott, akkor ezek közül kiválasztottam a 10 legjobbat és ezeket tekintetem a vizsgálatok tárgyának,
5. ha az 1%-os tartományt nem érte el a kellő számú beállítás (algoritmusonként 10 db), akkor ezen szabályozási algoritmus esetében folytattam az optimalizálást, míg 10 megfelelő eredményt nem kaptam,
6. ha a további optimalizálások során alacsonyabb ITAE-érték adódott, akkor ehhez képest állítottam be az 1%-os megfeleléségi tartományt, és folytattam a ciklust a 3. ponttól.

Bizonyos esetekben, például a csúszómód szabályozónál, a 10 legjobb beállítás között ismétlődés jelenik meg. Ezek külön-külön az optimalizálási eljárásban megtalált beállítások, így ezeket külön eredményekként kezeltem.

A szabályozók optimalizálásához és a vizsgálatokhoz egy pozícionálási feladatot határoztam meg. Ez a pozíciószabályozott pneumatikus hajtások ipari alkalmazásának egy jellemző munkafolyamata, amely például pick-and place műveleteknél, beültetéseknel gyakran jelentkező feladat: a dugattyú alaphelyzetéből mozog a véghelyzet felé egy adott pozícióban megállva, erő jellegű terhelés nélkül, kis tömeg jellegű terheléssel.

Az általam meghatározott pozicionálási 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 360 mm-es lökethossz a modell struktúrájában 8 V-os alapjelnek felel meg (0-10 V-os mérési tartományú útmérő 80%-a). A feladat során erő jellegű terhelést nem alkalmaztam, tömeg jellegű terhelésnek a mozgatott szánegység tömegét vettem figyelembe. Az optimalizálást 5 s-os időtartományban végeztem.

3.5. A szabályozó algoritmusok értékelési szempontjai és módszerei

Az egyes szabályozási algoritmusok értékelésére és összehasonlítására különböző szempontokat és követelményeket határoztam meg:

- vizsgáltam a szabályozók viselkedését annál a pozicionálási feladatnál, amelyet az optimalizálásnál definiáltam,
- vizsgáltam a szabályozók viselkedését megváltozott rendszerparaméterek esetén. Ez esetben arra voltam kíváncsi, hogy az egy feltételrendszerre behangolt szabályozók hogyan reagálnak a paraméterek (terhelőerő, célpozíció) megváltozására,
- kidolgoztam egy olyan komplex értékelő rendszert, amely elősegíti a szabályozó algoritmusok összehasonlítását technológiai szempontból.

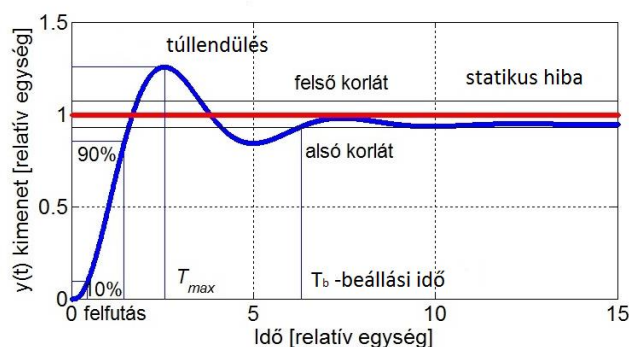
A modellek futtatásánál 5 s-os futtatási időt és rögzített 0,001 s-os lépésközt alkalmaztam. Ez utóbbi megfelel a vezérlő ciklusidejének.

3.5.1. A szabályozás minőségi jellemzői

A szabályozási algoritmusok értékelése és összehasonlítása során a 10-10 behangolt szabályzóval végrehajtottam azt a pozicionálási feladatot, amely az optimalizálás alapját képezte, vagyis a 0 mm-es alaphelyzetből a 360 mm-es célpozícióba irányítást. Ezután a pillanatnyi pozícióértékeket vizsgáltam az alapjelhez képest időtartományban.

Az értékelés során az alábbi jellemzőket alkalmaztam (3.29. ábra):

- abszolút statikus hiba [mm]: állandósult állapotban a rendszer kimeneti jelének és az alapjelnek a különbsége, abszolút értékben kifejezve,
- beállási idő [s]: az az idő, ami után a rendszer kimeneti jele már nem lép ki a megengedett statikus hiba sávból. Ennek megállapítására alapjelhez képest $\pm 5\%$ -os hibasávot határoztam meg,
- túllendülés: a túllendülés jelensége az, amikor a kimeneti jel értéke meghaladja az alapjel értékét, a túllendülés értéke a kimeneti jel és az alapjel különbségének maximális értéke [mm].



3.29. ábra Szabályozás minőségi jellemzői időtartományban (Korondi, 2014 alapján)

A statikus hiba és a túllendülés 0,01 mm-es felbontásban került meghatározásra az útjeladó felbontásának megfelelően. A beállási idő felbontása a szimulációs időnek megfelelően 0,001 s.

Az eredmények közlésénél csoportonként átlagot és szórást számítottam.

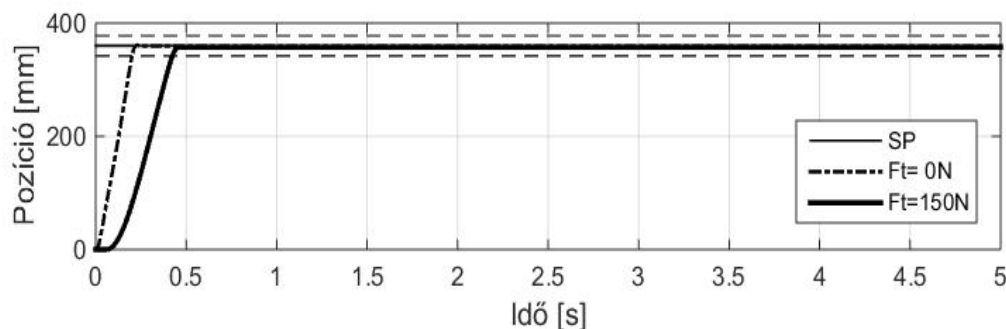
3.5.2 Légfogyasztás

A célkitűzéseim között kiemelt fontosságú az egyes szabályozási algoritmusok energiahatékonyságának értékelése. Ezért a 3.5.1-es fejezetben említett pozicionálási feladatok során az 5 s-os vizsgálati idő alatt elfogyasztott levegő mennyiségét is megállapítottam, valamint csoportonként számítottam ez ehhez tartozó átlag és a szórásértékeket. A légfogyasztás számítását az arányos szelep modelljébe illesztettem, ott ugyanis a szelepen átáramló tömegáram adatok rendelkezésre állnak.

3.5.3. A terhelőerő változás hatása a pozicionálás minőségére

Ennél az értékelési szempontnál a terheletlen állapotra behangolt szabályozó algoritmusok viselkedését vizsgáltam a terhelőerő változásának hatására. A vizsgálat célja annak megállapítása, hogy az egyes szabályozási algoritmusok egymáshoz viszonyítva hogyan reagálnak a munkahenger terhelőerő változására. Ehhez a munkahenger modelljében az F_t terhelőerőnek több fokozatban értéket adtam és vizsgáltam az így futtatott pozicionálások eredményeit. A pozicionálási feladat célértéke nem változott, 360 mm maradt, a futtatási idő 5 s. Az alkalmazott F_t értékek: 50 N, 100 N, 150 N, 200 N.

A 3.30. ábra az általam vizsgált szabályzórendszerek egyik jellemző válaszát mutatja a terhelésváltozásra (itt módosított státusz szabályozót alkalmaztam).



3.30. ábra A pozicionálási feladat végrehajtása különböző terhelőerők mellett

Az ábrán két terhelési fokozat futtatási eredményeit ábrázoltam. A vastag folytonos görbe esetén a terhelőerő (F_t) 150N, a terheletlen rendszerválaszt ($F_t=0$ N) pedig a pont-vonalas görbe illusztrálja. A vékony egyenes vonal (SP) az alapjelet ábrázolja, a vékony szaggatott vonalak a beállási időnél figyelembe vett alsó, illetve felső határértékeket. A terhelőerő változásra adott rendszerválaszt az abszolút statikus hibák alapján értékeltem.

3.5.4. A célpozíció megváltozásának hatása a pozicionálás minőségére

Azt is vizsgáltam, hogy az adott 0–360 mm-es pozicionálásra behangolt szabályozórendszerek hogyan viselkednek, ha változik a célpozíció értéke. Itt a terhelést az optimalizálásnak megfelelően változatlanul hagytam, de az alapjelet módosítottam. Az alkalmazott alapjelek, illetve zárójelben az ennek megfelelő célpozíció-értékek: 2V (90 mm), 4 V (180 mm), 5 V (225 mm), 6V (270 mm), 7V (315 mm), 9V (405 mm). A pozicionálási feladat során a henger alaphelyzetéből (0V; 0 mm) irányítottam a dugattyút az adott célpozícióba. A futtatási idő itt is 5 s.

A pozíció-felvételeket az abszolút statikus hibák alapján értékeltem. A 10-10 vizsgált beállítás hat pozícióban elért eredményeit tekintettem egy mintának, így szabályozási algoritmusonként 60 elemű mintákat hasonlítottam össze. A minták között az átlagok és a szórások alapján próbastatisztikákat végeztem a különbségek megállapítására, majd vizsgáltam az értékhalmozok relatív gyakorisági eloszlásait.

3.5.5. Statisztikai elemzések

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.

A legkézenfekvőbb próbastatisztikai eljárás az egyszempontos varianciaanalízis, amely választ ad arra a kérdésre, hogy a vizsgálati csoport tagjai (az egyes minták, jelen esetben a szabályozási algoritmusok valamely eredményei) különböznek-e vagy sem. Ebben az esetben a nullhipotézis az, hogy valamennyi minta ugyan abból a populációból való, vagyis a várható érték szempontjából nem különböznek egymástól. Az egyszempontos varianciaanalízis alkalmazásának feltétele, hogy az összehasonlítandó minták varianciája egyforma legyen. Ennek megállapítására maximális F-próbát végeztem, mely csak azonos elemszámú mintáknál alkalmazható. Ehhez a vizsgált csoportok maximális és minimális varianciájának hányadosát vettem össze a szakirodalom vonatkozó táblázatának (Hajtman, 1968, Melléklet VIII. táblázat) értékeivel, annak érdekében, hogy megállapítsam, az eltérés szignifikáns-e. Az egyes minták varianciája a mintákhoz tartozó szórás négyzete, vagyis:

$$s^2 = \frac{\sum(x_i - \bar{x})^2}{n-1}. \quad (3.13)$$

A számított F-érték:

$$F_{sz} = \frac{s_{max}^2}{s_{min}^2}, \quad (3.14)$$

ahol az s_{max}^2 a szórásai közül a legnagyobb, s_{min}^2 pedig a minták szórásai közül a legkisebb. Ha $F_{sz} < F_{krit}$, akkor az egyszempontos varianciaanalízis alkalmazható. F_{krit} értékét a fent említett táblázatból határoztam meg a minták száma (h), a szabadságfokok száma (f) és a szignifikancia-szint alapján (p). Az összehasonlításokra vonatkoztatva a minták száma $h=5$, a szabadságfokok száma $f=9$ (elemek száma -1), az alkalmazott szignifikancia szint $p=95\%$, az ehhez tartozó maximális F-próbára vonatkozó kritikus érték: $F_{krit}=7,11$.

Mivel a számítások során a vizsgált minták nem feleltek meg a maximális F-próbának, ezért egyszempontos varianciaanalízist nem végezhettem. Így az egyes mintákat páronként hasonlítottam össze kétmintás t-próbával, illetve Welch- vagy más néven d-próbával.

A kétmintás t-próba nullhipotézise, hogy a két minta várható értéke egyforma, alkalmazásának feltételei, hogy a minták egymástól függetlenek és normális eloszlásúak legyenek, valamint egyforma szórással rendelkezzenek. Ez utóbbi kritériumot szintén F-próbával ellenőriztem, amelyet a 3.14. egyenlettel határoztam meg, vagyis a párból a nagyobb varianciát osztottam a kisebbel. Az F_{krit} értékéhez a két mintához tartozó szabadságfokot kell meghatározni ($f_1=f_2=10-1=9$), valamint figyelembe kell venni, hogy az itt alkalmazandó szignifikancia-szint eltér a t-próbáétól. A t-próba 95%-os szignifikanciájához az F-próbát 97,5%-os szignifikancia-szinten kell elvégezni. Ez alapján az F-próba kritikus értéke a vonatkozó táblázat (Hajtman, 1968, Melléklet VII. táblázat) alapján: $F_{krit}=4,03$. Ha a számított érték kisebb, mint a táblázati kritikus érték, akkor a t-próba elvégezhető, mert a két minta szórásai között nincs szignifikáns eltérés.

A kétmintás t-próba során szintén egy számított t_{sz} értéket kell egy táblázatból kiolvasható t_{krit} értékkel összehasonlítani. Ha az elemszám azonos a mintákban ($n=m$), akkor a t_{sz} érték a következő egyenlettel számítható:

$$t_{sz} = \frac{\bar{x} - \bar{y}}{\sqrt{\frac{1}{n}(s_x^2 + s_y^2)}} . \quad (3.15)$$

A táblázatból kiolvasható t_{krit} érték meghatározásánál a vonatkozó szabadságfok:

$$f = n + m - 2 . \quad (3.16)$$

Mivel az összehasonlítandó minták elemszáma azonosan 10, ezért $f=18$, így 95%-os szignifikancia-szint mellett a kritikus érték $t_{krit}=2,101$. Ha a számított érték ennél nagyobb, akkor kijelenthető, hogy 95%-os szignifikancia-szint mellett a minták között eltérés van.

Azokban az esetekben, ahol az F-próba alapján a kétmintás t-próba nem alkalmazható, d-próbát, vagy más néven Welch-próbát hajtottam végre. Ennél a módszernél ugyanazokat a t-próba érték táblázatokat kell használni, mint a kétmintás t-próbánál és azonos elemszámnál a t_{sz} értéket is ugyanúgy kell számítani a 3.15. egyenlet alapján. A különbség a szabadságfok meghatározásánál jelentkezik. Ha a számított t-érték nagyobb, mint a kisebbik szabadságfokhoz tartozó érték, akkor a két minta között van különbség. Ha a számított t-érték kisebb, mint a maximális szabadságfokhoz tartozó érték, akkor a két minta között nincs különbség. A kisebb szabadságfok 10 elemszámú minták esetében $f_{min}=n-1=m-1=9$, a maximális szabadságfok: $f_{max}=n+m-2=18$. Vagyis a Welch-próba szerint, a fent említett táblázati értékek alapján 95%-os szignifikancia mellett:

- a vizsgált két minta között nincs eltérés, ha $t_{sz} < 2,101$ illetve
- a vizsgált két minta között szignifikáns eltérés mutatkozik, ha $t_{sz} > 2,262$.

A célpozíció változás vizsgálatokor a minták elemszáma azonosan $n=m=60$, ebben az esetben a kritikus értékek:

- F-próba ($p=97,5\%$, $f=59$): $F_{krit}=1,67$,
- t-próba ($p=95\%$, $f=118$): $t_{krit}=1,98$,
- d-próba ($p=95\%$, $f_{min}=59$, $f_{max}=118$): $t_{kritmin}=2,00$, $t_{kritmax}=1,98$.

4. EREDMÉNYEK

A fejezet első részében az öt szabályozási algoritmus optimalizálási és jellemző futtatási eredményeit mutatom be, majd a fejezet második felében egymással összehasonlítva értékelem azokat a korábban bemutatott szempontok szerint. Ezután ismertetem a kidolgozott komplex technológiai szemléletű értékelő rendszert, végül bemutatom a légfogyasztás csökkentését célzó kritériumfüggvényt és alkalmazásának eredményeit.

4.1. A szabályozó algoritmusok eredményei a pozicionálási feladatok során

4.1.1. PID szabályozó

A PID szabályozó 10 legjobb beállítási paramétereit a 3.4 fejezetben leírt optimalizálási eljárás során terheletlen munkahengerrel 0 mm-ről 360 mm-es pozicionálási feladat esetében az elért ITAE-értékek alapján a 4.1. táblázat tartalmazza.

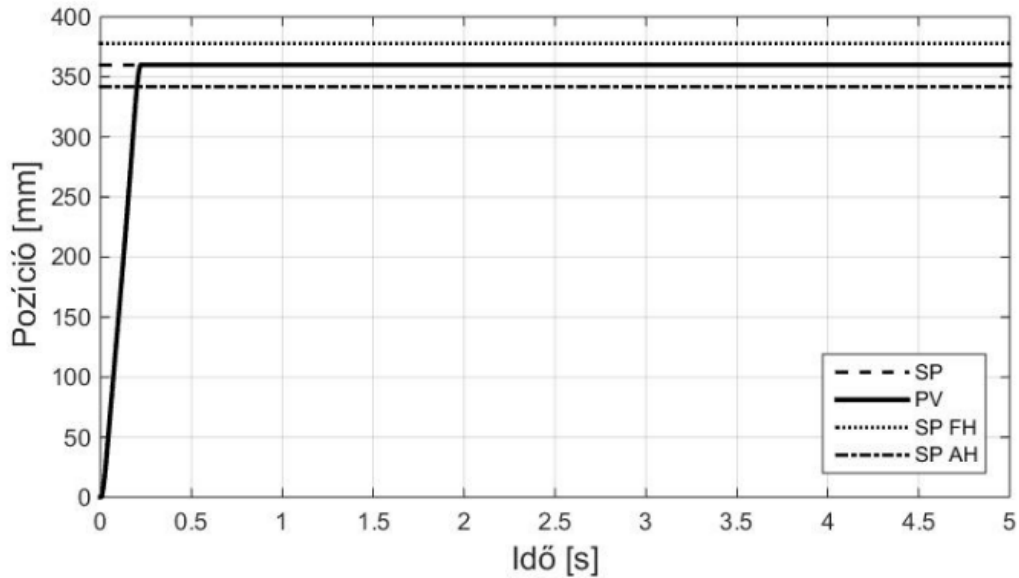
4.1. táblázat A PID szabályozó optimalizálásának eredményei

Megnevezés	ITAE-érték	P	I	D
PID_1.	0,19053	3,04734	0,05368	0,03847
PID_2.	0,19060	2,68950	0,00129	0,02746
PID_3.	0,19071	2,36406	0,08125	0,01870
PID_4.	0,19072	2,26888	0,05401	0,01621
PID_5.	0,19080	2,09915	0,02948	0,01109
PID_6.	0,19087	1,91967	0,05309	0,00609
PID_7.	0,19088	1,91104	0,07872	0,00634
PID_8.	0,19106	1,67336	0,17822	0,00186
PID_9.	0,19110	1,66085	0,19519	0,00201
PID_10.	0,19172	1,24739	0,04582	-0,01360
Átlag	0,19090			
Szórás	0,00034			

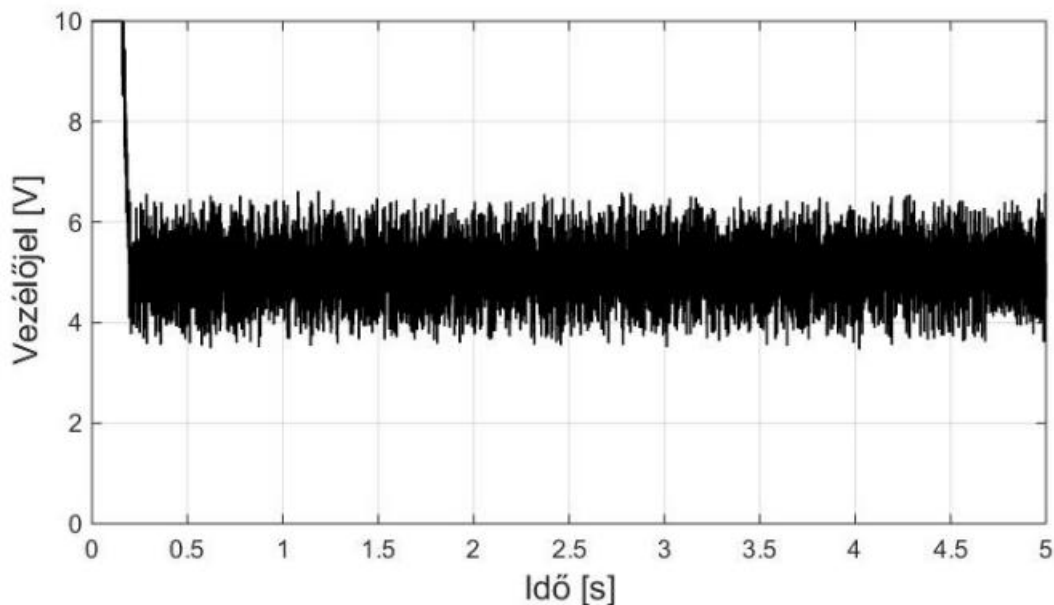
A továbbiakban az egyes szabályozó beállításokra a 4.1. táblázatban használt megnevezések alapján hivatkozom (pl.: PID_2.).

A behangolt PID szabályozóval irányított rendszerek jellemző pozíció felvételi módját ábrázolja a 4.1. ábra út-idő diagramon. Az ábrán a kívánt pozícióértéket a vastag szaggatott vonal (SP), a dugattyú elmozdulását a sötét folytonos vonal (PV) ábrázolja. A beállási időnél figyelembe vett határértékeket is feltüntettem az ábrán: a vékony pontvonal a felső, míg a vékony pont-vonal az alsó határértéket mutatja (SP_FH illetve SP_AH). A következő, 4.2. ábra az ehhez a pozicionáláshoz tartozó vezérlőjel időbeli változását ábrázolja.

Az diagramokból leolvasható, hogy a rendszer rövid beállási idő alatt (<0,21 s), jelentős túllendülés nélkül éri el a célpozíciót, és ez után stabilan, lengések nélkül tartja azt.



4.1. ábra Jellemző pozíció felvétel optimalizált PID szabályzó alkalmazásával (PID_1)



4.2. ábra A vezérlőjel változása pozicionálás közben PID_1 szabályzó alkalmazásával

Az optimalizált PID szabályzók eredményei terheletlen munkahengerrel a 0-ról 360 mm-re történő pozicionálás során a szabályozás minőségi jellemzői és a légfogyasztás alapján a 4.2. táblázat szerint alakulnak.

A PID szabályzóval irányított rendszereknél az abszolút statikus hiba értékei minden esetben 0,015 mm alatt alakultak, vagyis minden beállítás megfelelt a 0,02 mm-es előírt statikus hiba határnak. A túllendülés legnagyobb értéke kisebb, mint 1 mm, a beállási idő kis szórással 0,2 s. Az 5 s-os vizsgálati időre vonatkozó legnagyobb előforduló légfogyasztás érték 1,6 (N)l, míg az átlagos légfogyasztás 1,34 (N)l.

4.2. táblázat A szabályozás minőségi jellemzői és légfogyasztás értékek PID szabályozók esetében

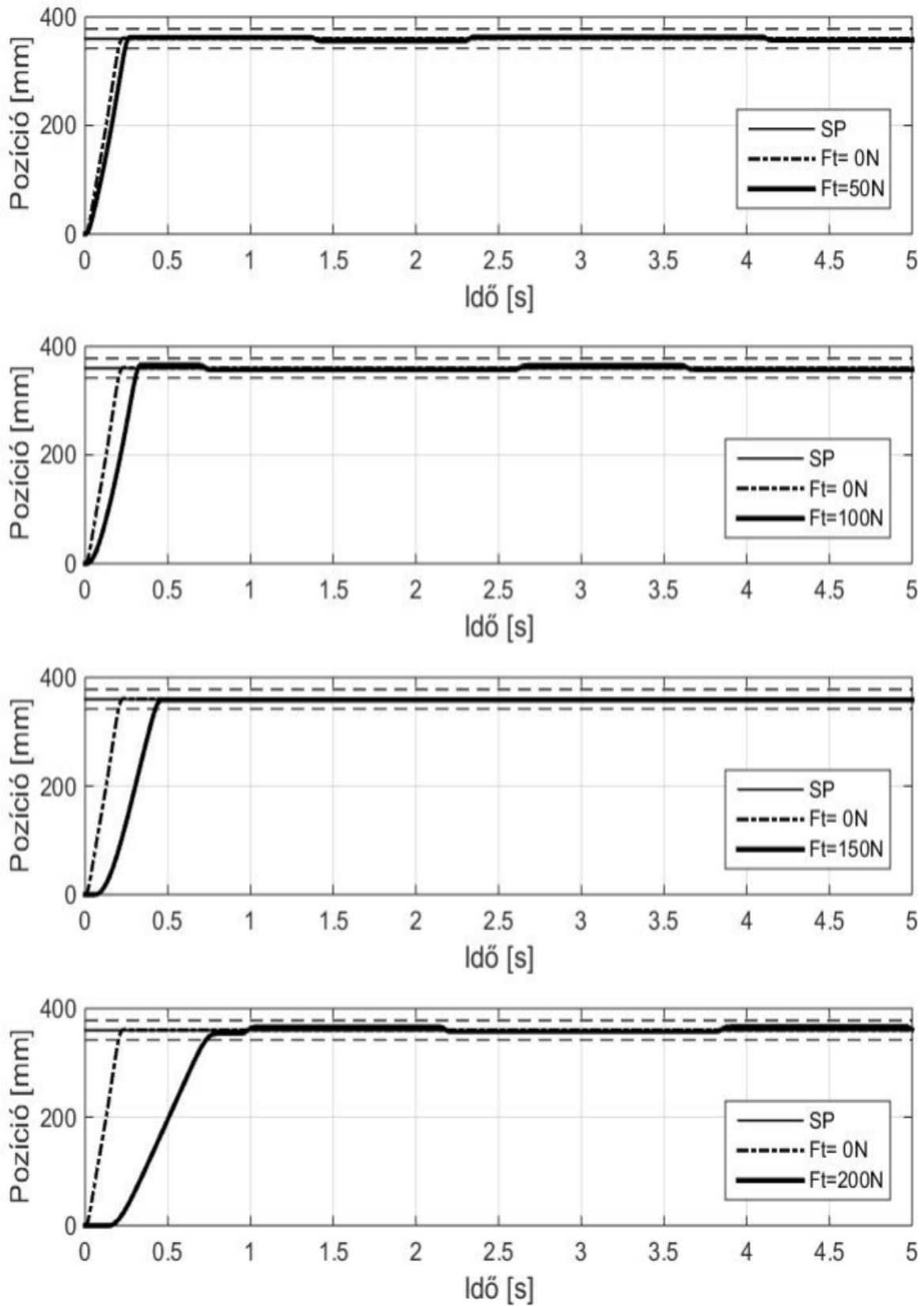
Megnevezés	Abszolút statikus hiba [mm]	Túllendülés [mm]	Beállási idő [s]	Légfogyasztás [(N)l]
PID_1.	0,01	0,00	0,201	1,62
PID_2.	0,01	0,01	0,202	1,43
PID_3.	0,01	0,89	0,202	1,36
PID_4.	0,01	0,34	0,202	1,32
PID_5.	0,01	0,01	0,203	1,28
PID_6.	0,01	0,15	0,203	1,256
PID_7.	0,01	0,23	0,203	1,26
PID_8.	0,01	0,30	0,204	1,28
PID_9.	0,00	0,19	0,204	1,28
PID_10.	0,01	0,16	0,206	1,32
Átlag	0,009	0,226	0,203	1,341
Szórás	0,003	0,260	0,001	0,111

A terhelőerő változás hatásának vizsgálata során az előbbieken behangolt 10 darab PID szabályozó beállításán történt változatlan célpozíció mellett (0→360 mm). A 4.3. ábra mutatja az optimalizált PID szabályozóval irányított a rendszer jellemző válaszait ugyanarra a pozicionálási feladatra, de több lépcsőben növekvő erő jellegű terhelés mellett. Az ábra PID_1 paramétereivel behangolt szabályozó viselkedését mutatja. Az ábrán látható, hogy a terhelőerő növekedéssel egyenes arányban nő a beállási idő.

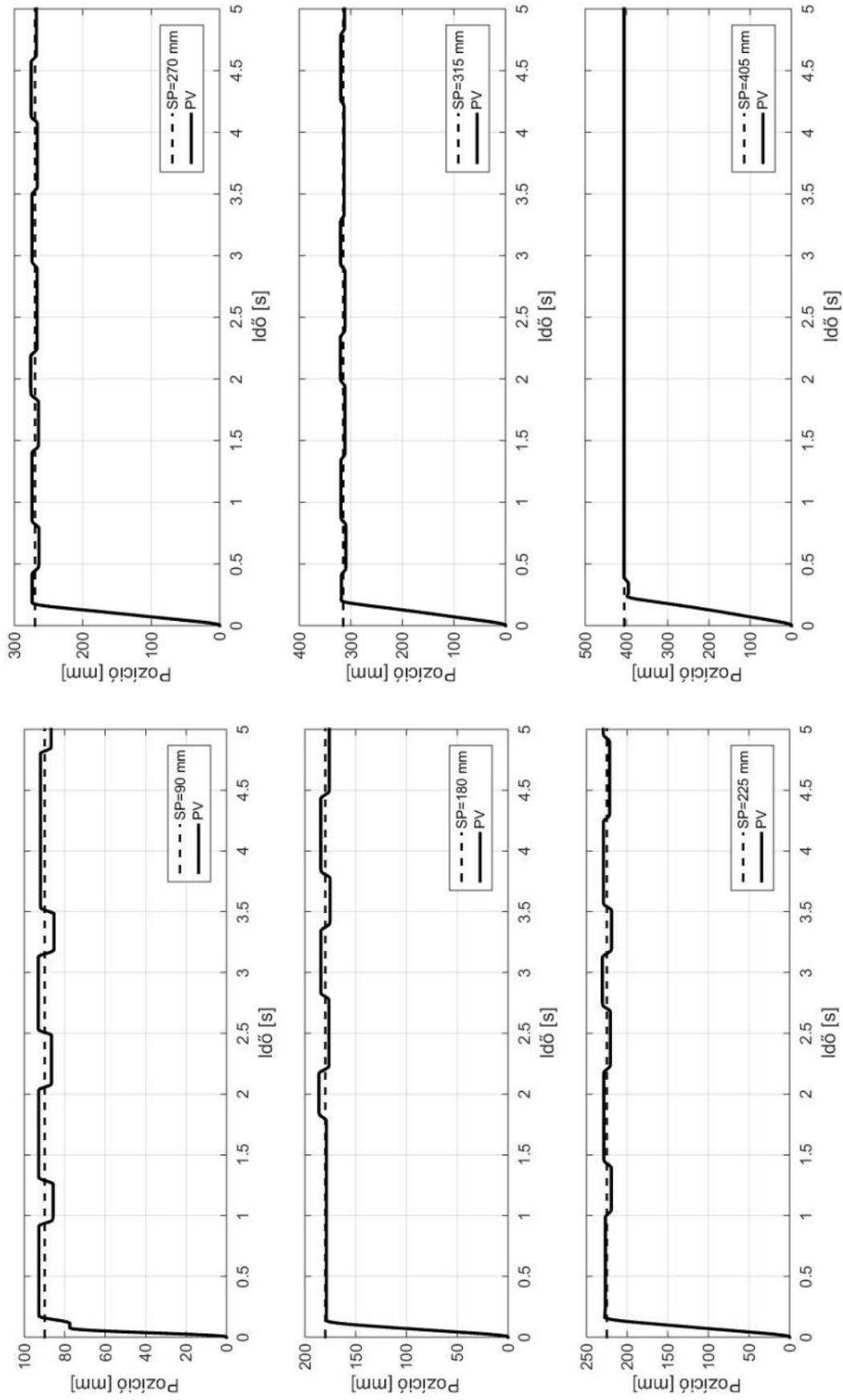
Egy másik igen káros jelenség is megfigyelhető a PID szabályozók esetében: a terhelés növekedésével billegés jelensége lép fel a célpozíció körül. A 4.3. ábrán ez a billegés 50, 100 és 200 N-nál is megfigyelhető, míg 150 N-os terhelés esetén nem jelentkezik.

A rendszer terhelésváltozásra adott válaszát számszerűen értékelem a 4.2. fejezetben az ITAE-értékek, az abszolút statikus hiba és a beállási idő alapján.

A célpozíció megváltozásának hatását mutatja a 4.4. ábra. Az ábrán megfigyelhető, hogy a célpozíció változás a PID szabályozók esetében kedvezőtlen billegést okoz a kívánt érték közelében. A célpozíció megváltozása kedvezőtlen hatással van a szabályozás minőségi jellemzőire is, az abszolút statikus hiba számszerű értékeit a 3. melléklet 8.2. táblázata tartalmazza.



4.3. ábra A PID szabályozóval irányított rendszer jellemző válasza a terhelőerő változásra (PID_1)



4.4. ábra A célpozíció megváltozásának hatása a PID szabályozásra (PID_1 beállítással)

4.1.2. Módosított státusz szabályozó

A módosított státusz szabályzó 10 legjobb beállítási eredménye a 3.4 fejezetben leírt optimalizálási eljárás során terheletlen munkahengerrel 0→ 360 mm-es pozicionálási feladat esetében a 4.3. táblázatban látható.

4.3. táblázat A módosított státusz szabályzó optimalizálásának eredményei

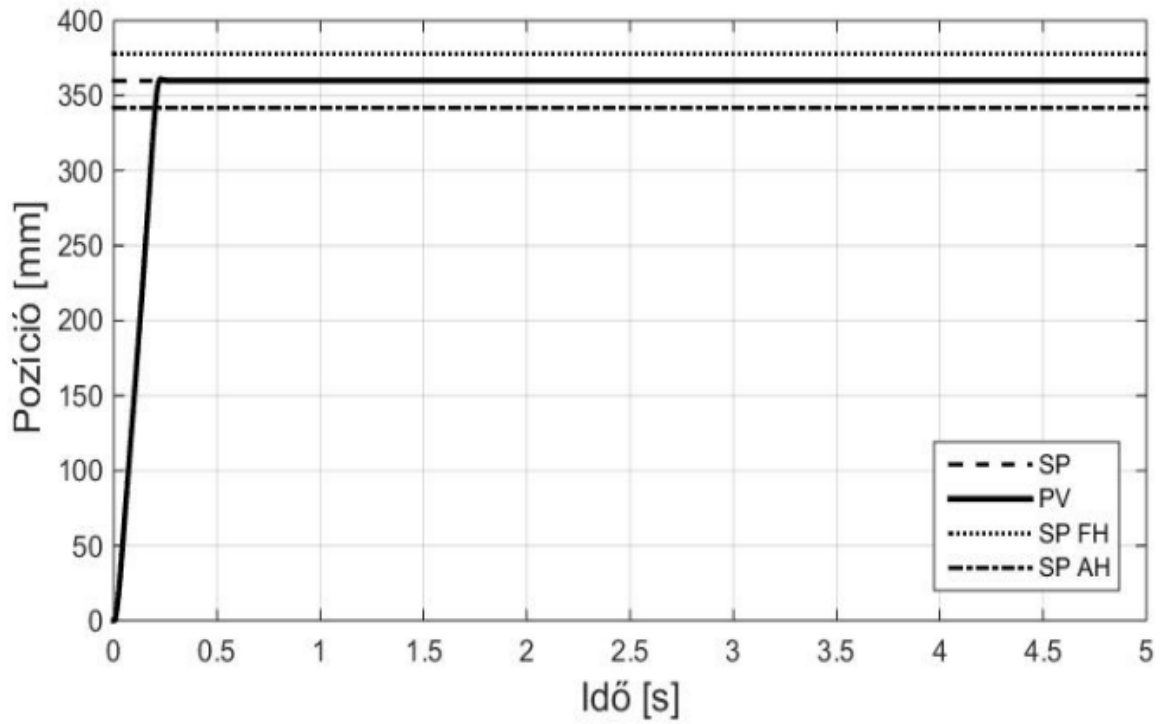
Megnevezés	ITAE-érték	K _x	K _v	P_St
St_1.	0,19056	2,17580	0,02161	1,26388
St_2.	0,19056	2,17580	0,02161	1,26388
St_3.	0,19059	3,38141	0,03305	0,78719
St_4.	0,19059	2,43026	0,02221	1,07193
St_5.	0,19062	4,15643	0,03955	0,62688
St_6.	0,19062	4,15643	0,03955	0,62688
St_7.	0,19064	1,90455	0,01601	1,30577
St_8.	0,19064	2,81507	0,02514	0,89939
St_9.	0,19121	2,31619	0,01846	1,26294
St_10.	0,19227	4,01619	0,01802	0,68543
Átlag	0,19083			
Szórás	0,00054			

Az optimalizált módosított státusz szabályzóval irányított rendszerek jellemző pozíció felvételi módját ábrázolja a 4.5. ábra, a 4.6. ábra pedig az ehhez tartozó szabályzó jel változást az 5s-os vizsgált időtartományban..

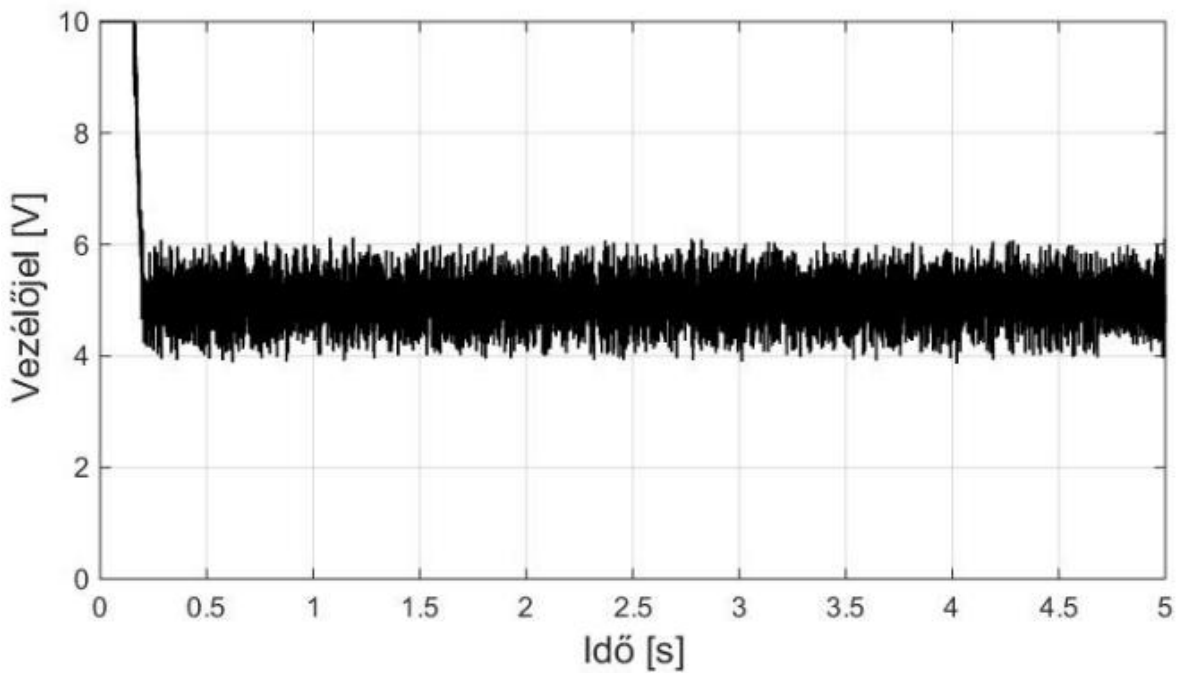
A diagramból leolvasható, hogy a behangolt módosított státusz szabályzó az optimalizálási feladatnak megfelelő pozicionálás során a PID szabályzóhoz hasonló eredményeket ér el, mind statikus hiba, mind beállási idő, mind túllendülés szempontjából. A vezérlőjel karakterisztikájuk is a PID szabályzókhöz hasonlóan alakul, mind amplitúdóban, mind perioditásban.

Az optimalizált módosított státusz szabályzók eredményei terheletlen munkahengerrel a 0-ról 360 mm-re történő pozicionálás során a szabályozás minőségi jellemzői és a légfogyasztás alapján 4.4. táblázat szerint alakulnak.

A legnagyobb abszolút statikus hiba 0,011 mm alatti érték, vagyis a szabályozás minden esetben megfelel a 0,02 mm-es határértéknek. A túllendülésben nagy különbségek mutatkoznak a 10 esetben, a legnagyobb túllendülés közel 10 mm nagyságú, de találkoztunk 5,5 mm-es értékkel is. A beállási idő itt is 0,2 s, a légfogyasztás maximális értéke pedig 1,5 (N)l alatt van.



4.5. ábra Jellemző pozíció felvétel optimalizált módosított státusz szabályzó alkalmazásával (St₁)



4.6. ábra A vezérlőjel változása pozicionálás közben St₁ szabályzó alkalmazásával

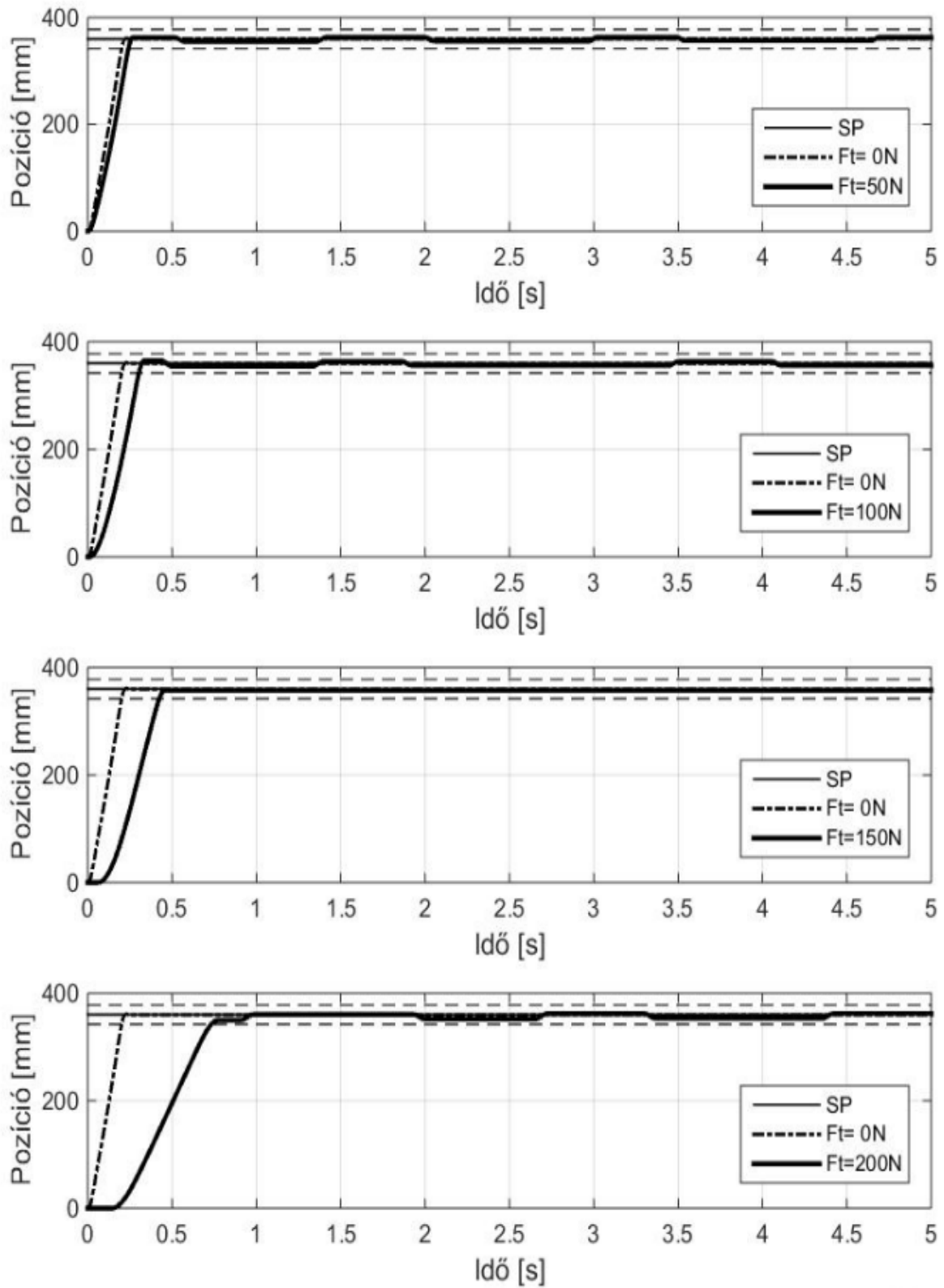
4.4. táblázat A szabályozás minőségi jellemzői és légfogyasztás értékek módosított státusz szabályozók esetében

Meg- nevezés	Abszolút statikus hiba [mm]	Túllendülés [mm]	Beállási idő [s]	Légfogyasztás [(N)l]
St_1.	0,01	1,00	0,201	1,43
St_2.	0,01	1,00	0,201	1,43
St_3.	0,01	0,32	0,202	1,41
St_4.	0,01	0,68	0,202	1,39
St_5.	0,01	0,08	0,202	1,40
St_6.	0,01	0,08	0,202	1,40
St_7.	0,01	0,41	0,202	1,35
St_8.	0,01	0,13	0,202	1,37
St_9.	0,01	5,52	0,200	1,39
St_10.	0,01	9,57	0,200	1,31
Átlag	0,010	1,879	0,201	1,388
Szórás	0,000	3,154	0,001	0,037

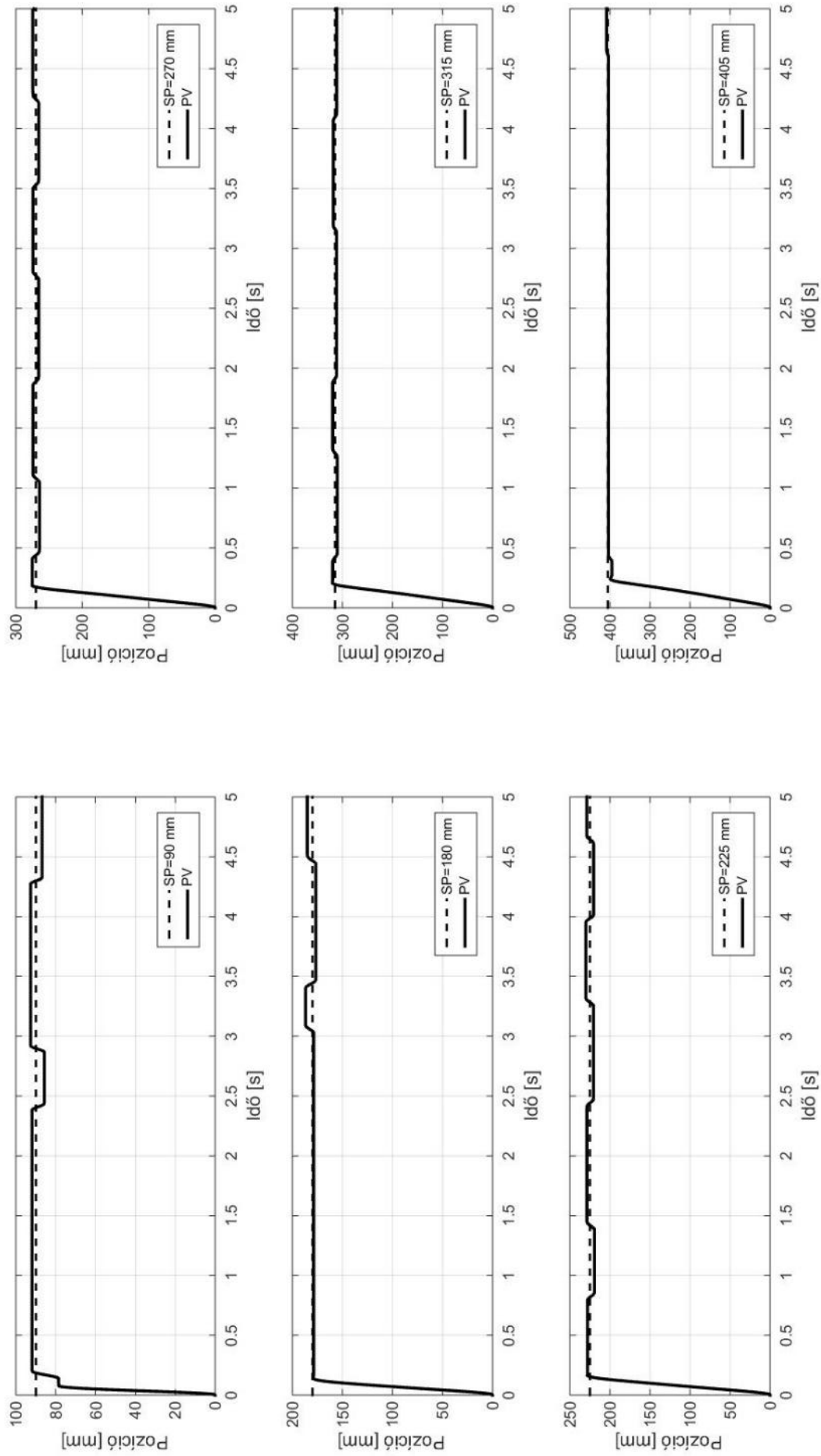
A módosított státusz szabályozók behangolása terheletlen állapotra vonatkozva történt. A 4.7. ábra mutatja az optimalizált szabályozókkal irányított a rendszer jellemző válaszait ugyan arra a pozicionálási feladatra, de több lépcsőben növekvő erő jellegű terhelés mellett. Az ábrán látható, hogy az erő jellegű terhelés hatására a módosított státusz szabályozó esetében is fellép a billegés a célpozíció környezetében, az ábrán bemutatott St_1 szabályozónál 50, 100 és 200 N-os terhelés hatására. A beállási idő itt is arányosan nő a terhelőerő változással.

A szabályozás minőségi jellemzőinek és a légfogyasztásnak a számszerű értékeit a terhelőerő függvényében a 3. melléklet 8.1. táblázata tartalmazza.

A célpozíció megváltozásának hatását mutatja az 4.8. ábra. Az ábrán megfigyelhető, hogy a célpozíció változás a PID szabályozóhoz hasonlóan a módosított státusz szabályozók esetében is kedvezőtlen billegést okoz a kívánt érték közelében. A célpozíció megváltozása kedvezőtlen hatással van a szabályozás minőségi jellemzőire, az abszolút statikus hiba számszerű értékeit a 3. melléklet 8.2. táblázata tartalmazza.



4.7. ábra A módosított státusz szabályozóval irányított rendszer jellemző válasza a terhelőerő változásra (St_1)



4.8. ábra A célpozíció megváltozásának hatása a módosított státusz szabályozásra (St_1 beállítással)

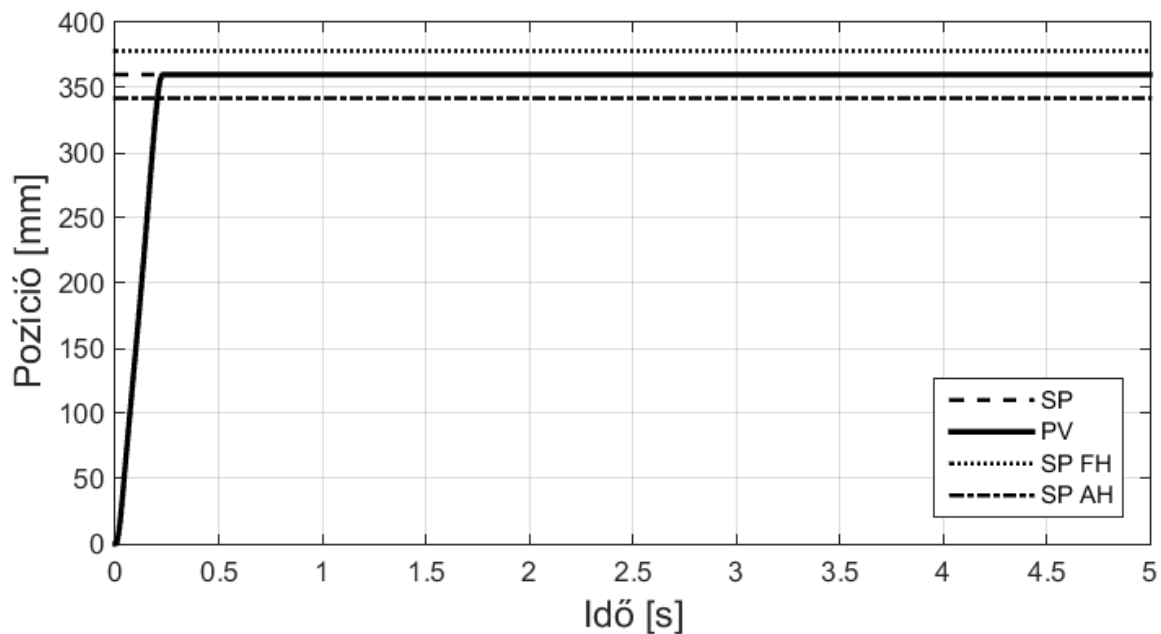
4.1.3. Csúszómód szabályozó

A csúszómód szabályzó 10 legjobb eredménye a 3.4 fejezetben leírt optimalizálási eljárás során terheletlen munkahengerrel 0 mm-ről 360 mm-es pozicionálási feladat esetében az elért ITAE-értékek alapján:

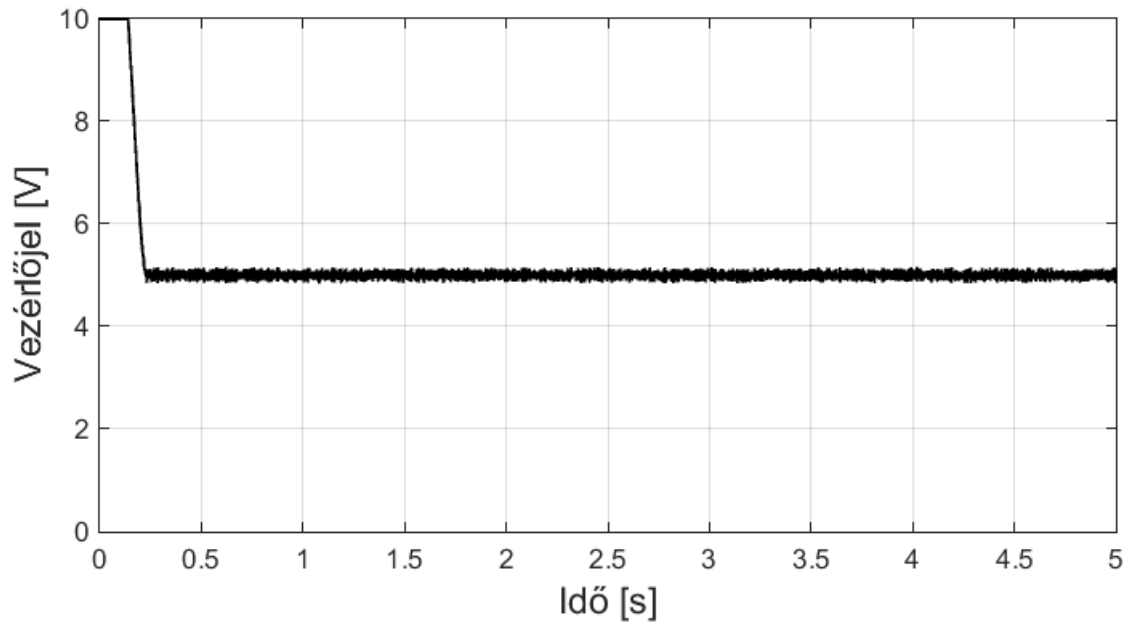
4.5. táblázat A csúszómód szabályzó optimalizálásának eredményei

Megnevezés	ITAE-érték	lam	umax	sk
Cs_1.	0,19115	-0,003131	4,997557	3,169145
Cs_2.	0,19138	-0,002717	4,962338	3,106179
Cs_3.	0,19140	-0,001266	4,946704	2,945047
Cs_4.	0,19147	-0,002213	4,944982	3,045761
Cs_5.	0,19206	-0,011202	4,946954	3,849926
Cs_6.	0,19206	-0,011202	4,946954	3,849926
Cs_7.	0,19226	-0,007770	4,879145	3,525697
Cs_8.	0,19269	-0,024466	4,999994	5,147892
Cs_9.	0,19292	-0,007798	4,791902	3,474128
Cs_10.	0,19294	-0,012878	4,838431	3,899632
Átlag	0,19203			
Szórás	0,00067			

A behangolt csúszómód szabályzóval irányított rendszerek jellemző pozíció felvételi módját ábrázolja a 4.9. ábra, a következő (4.10. ábra) pedig az ehhez tartozó szabályzó jel változást.



4.9. ábra Jellemző pozíció felvétel optimalizált csúszómód szabályzó alkalmazásával (Cs_1)



4.10. ábra A vezérlőjel változása pozicionálás közben Cs_1 szabályozó alkalmazásával

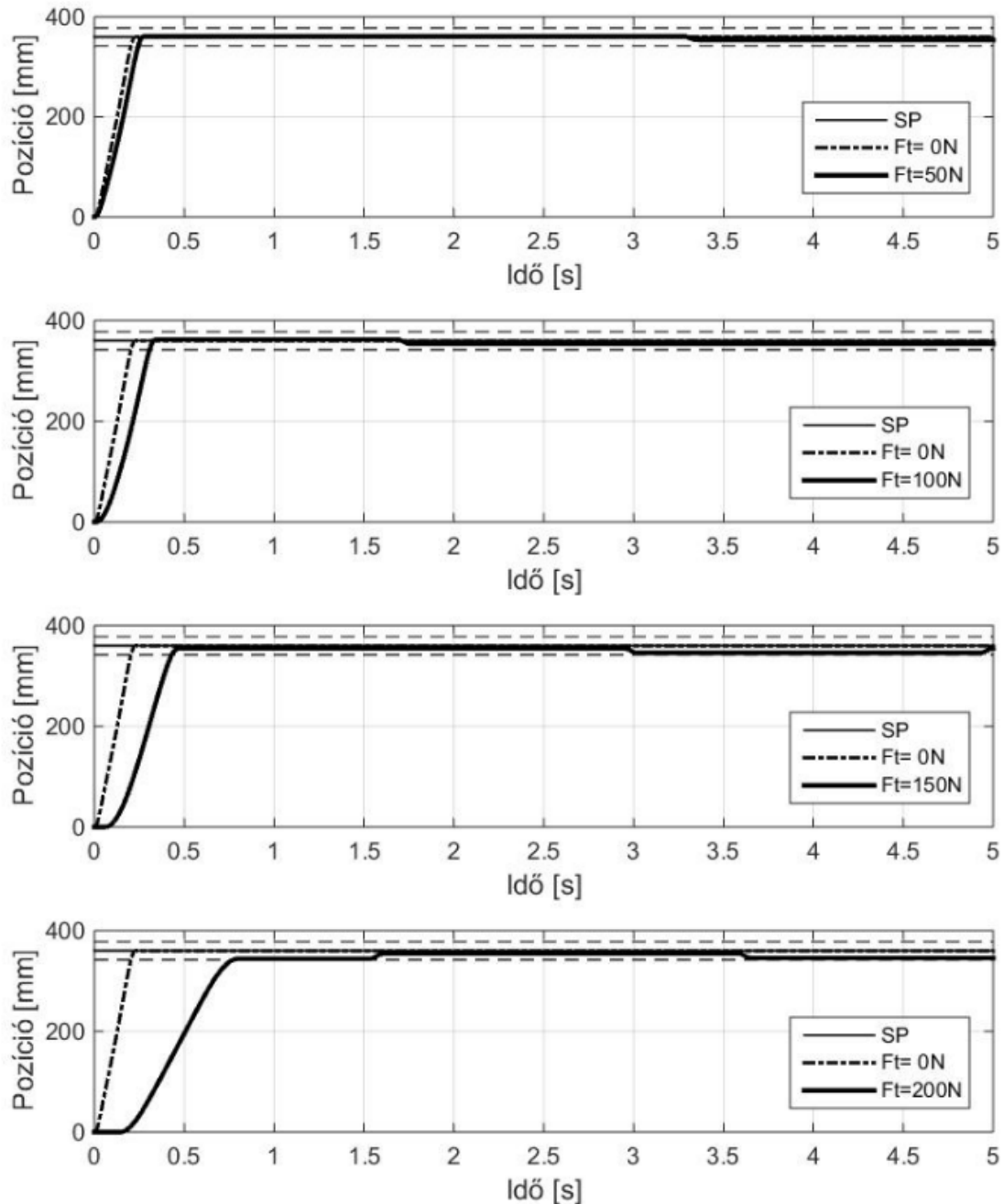
A pozíció felvétel módja az út-idő diagram alapján a PID és a módosított státusz szabályzóhoz hasonlít, az eltérő irányítási mód miatt azonban jelentős eltérés van a szabályzójelek amplitúdói között.

Az optimalizált csúszómód szabályozók eredményei terheletlen munkahengerrel a 0-ról 360 mm-re történő pozicionálás során a szabályozás minőségi jellemzői és a légfogyasztás alapján a 4.6. táblázat szerint alakulnak.

4.6. táblázat A szabályozás minőségi jellemzői és légfogyasztás értékek csúszómód szabályozók esetében

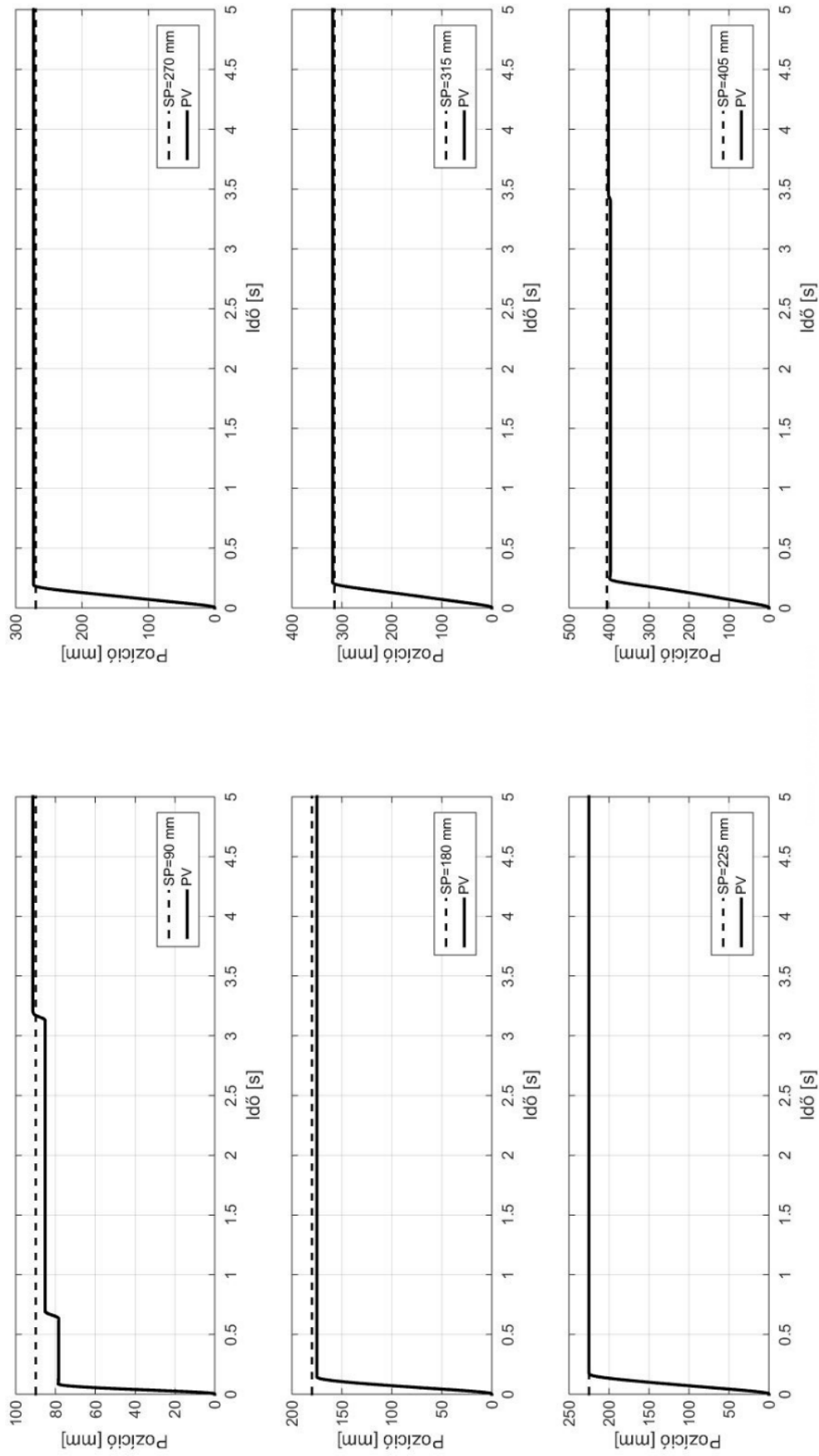
Meg- nevezés	Abszolút statikus hiba [mm]	Túllendülés [mm]	Beállási idő [s]	Légfogyasztás [(N)l]
Cs_1.	0,01	0,21	0,204	1,24
Cs_2.	0,01	0,17	0,204	1,23
Cs_3.	0,01	0,33	0,204	1,21
Cs_4.	0,01	0,16	0,205	1,23
Cs_5.	0,01	1,18	0,206	1,32
Cs_6.	0,01	1,18	0,206	1,32
Cs_7.	0,02	0,35	0,207	1,29
Cs_8.	0,01	0,00	0,210	1,41
Cs_9.	0,01	0,13	0,208	1,29
Cs_10.	0,01	1,30	0,208	1,33
Átlag	0,011	0,501	0,206	1,287
Szórás	0,003	0,507	0,002	0,061

A 4.11. ábra mutatja az optimalizált csúszómód szabályozókkal irányított a rendszer jellemző válaszait a 0–360 mm-es pozícionálási feladatra több lépcsőben növekvő erő jellegű terhelés mellett. Az ábrán látható, hogy a terhelés növekedésével a beállási idő is nő, valamint hogy itt is billegés jelensége lép fel a célpozíció körül.



4.11. ábra A csúszómód szabályozóval irányított rendszer jellemző válasza az erő jellegű terhelésváltozásra (Cs_1)

A célpozíció megváltozásának hatását mutatja a 4.12. ábra. Az ábrán megfigyelhető, hogy a célpozíció változás a PID szabályozóval ellentétben a csúszómód szabályozók esetében nem okoz billegést a kívánt érték közelében. A célpozíció megváltozása itt is kedvezőtlen hatással van a szabályozás minőségi jellemzőire, az abszolút statikus hiba számszerű értékeit a 3. melléklet 8.2. táblázata tartalmazza.



4.12. ábra A célpozíció megváltozásának hatása a csúszómód szabályozásra (Cs_1 beállítással)

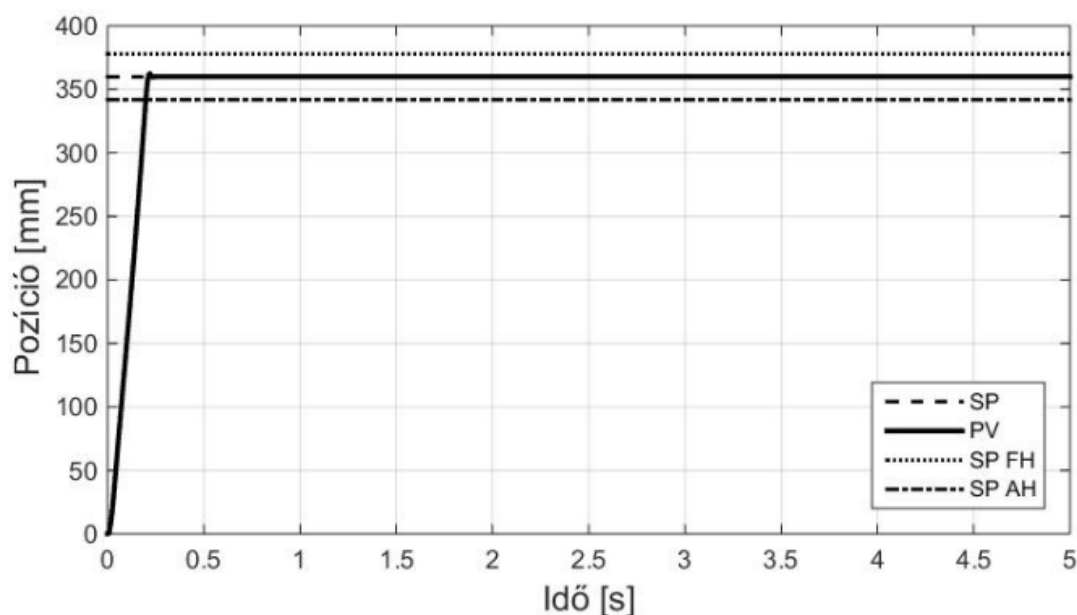
4.1.4. PID kaszkád szabályozó

A PID kaszkád szabályzó 10 legjobb eredménye a 3.4 fejezetben leírt optimalizálási eljárás során terheletlen munkahengerrel 0 mm-ről 360 mm-es pozícionálási feladat esetében az elért ITAE-értékek alapján:

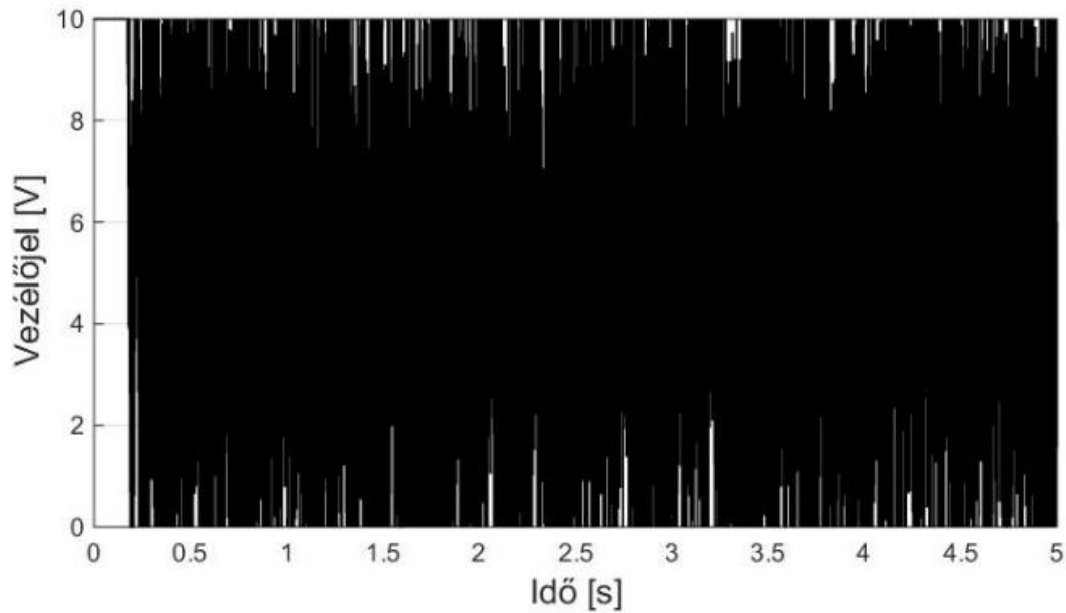
4.7. táblázat A PID kaszkád szabályzó optimalizálásának eredményei

Megnevezés	ITAE-érték	P tag	I tag	D tag	Pk tag
PID_K_1.	0,19010	4,971745	0,208238	0,071529	3,575092
PID_K_2.	0,19014	6,081841	0,370314	0,099826	1,510096
PID_K_3.	0,19021	3,306551	0,437728	0,054252	3,794570
PID_K_4.	0,19022	2,985161	0,646075	0,045650	3,065891
PID_K_5.	0,19027	4,116335	0,510559	0,063637	1,832484
PID_K_6.	0,19027	4,597379	0,612470	0,074569	1,422073
PID_K_7.	0,19033	2,699980	0,750430	0,034943	1,524256
PID_K_8.	0,19042	1,427211	0,652573	-0,001031	1,474136
PID_K_9.	0,19044	3,058501	0,617275	0,053099	2,283809
PID_K_10.	0,19064	7,066899	0,270376	0,133660	1,081716
Átlag	0,19030				
Szórás	0,00016				

A behangolt PID kaszkád szabályzóval irányított rendszerek jellemző pozíció felvételi módját ábrázolja a 4.13. ábra, a következő (4.14. ábra) pedig az ehhez tartozó szabályozó jel változást.



4.13. ábra Jellemző pozíció felvétel optimalizált PID kaszkád szabályzó alkalmazásával (PID_K_1)



4.14. ábra A vezérlőjel változása pozicionálás közben PID_K_1 szabályozó alkalmazásával

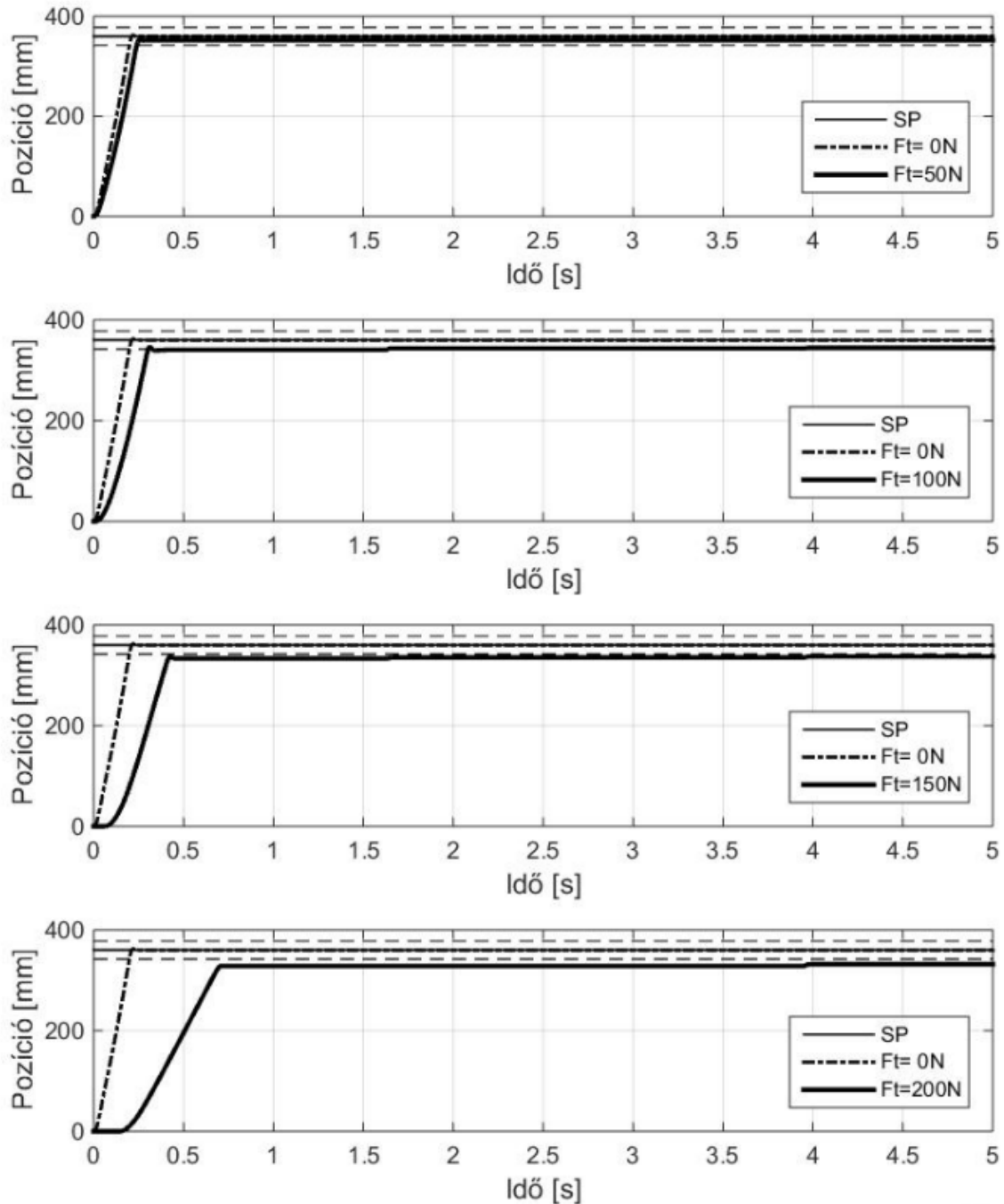
A célpozíció elérése itt is az előzőekhez hasonlóan történik, jelentős különbségek jelennek meg azonban a vezérlőjel karakterisztikájában. Ez előző esetekhez képest itt a vezérlőjel a beállítás után is a teljes 0-10 V-os tartományban változik, még hozzá sűrű beavatkozásokkal. Ez kedvezőtlen hatást fejt ki a légfogyasztásra, ahogy ezt a továbbiakban látjuk.

Az optimalizált PID kaszkád szabályozók eredményei terheletlen munkahengerrel a 0-ról 360 mm-re történő pozicionálás során a szabályozás minőségi jellemzői és a légfogyasztás alapján a 4.8. táblázat szerint alakulnak.

4.8. táblázat A szabályozás minőségi jellemzői és légfogyasztás értékek PID kaszkád szabályozók esetében

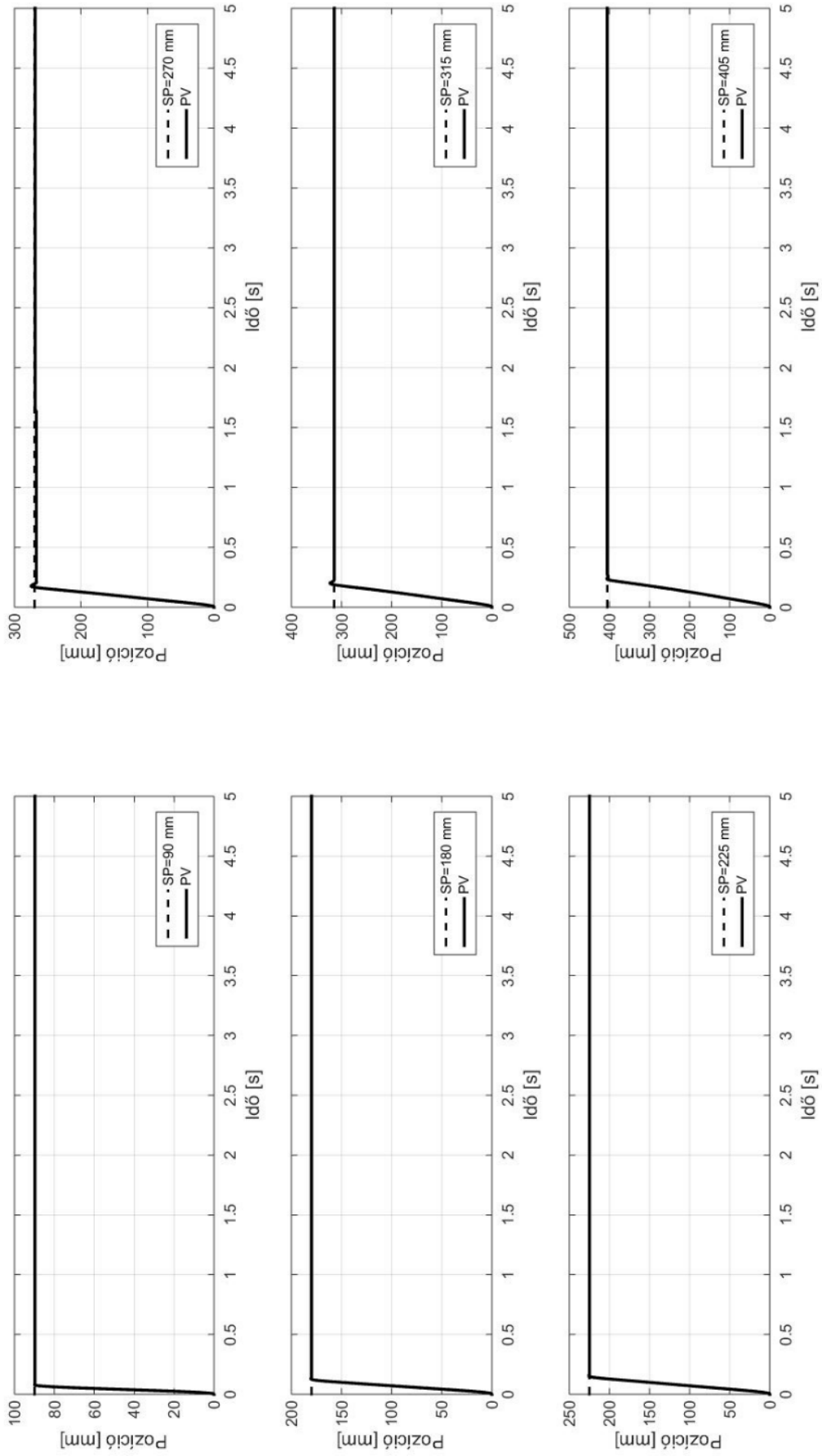
Megnevezés	ASH [mm]	Túllendülés [mm]	Beállási idő [s]	Légfogyasztás [(N)I]
PID_K_1.	0,01	2,41	0,199	4,39
PID_K_2.	0,01	1,01	0,199	3,34
PID_K_3.	0,01	0,00	0,200	3,93
PID_K_4.	0,01	0,22	0,200	2,85
PID_K_5.	0,01	0,00	0,200	3,20
PID_K_6.	0,01	0,12	0,200	2,87
PID_K_7.	0,01	0,09	0,200	2,72
PID_K_8.	0,01	0,16	0,201	2,10
PID_K_9.	0,01	6,37	0,199	4,68
PID_K_10.	0,01	0,00	0,201	3,36
Átlag	0,010	1,046	0,200	3,344
Szórás	0,000	2,020	0,001	0,792

A 4.15. ábra mutatja az optimalizált PID kaszkád szabályozókkal irányított a rendszer jellemző válaszait egy adott pozícionálási feladatra több lépcsőben növekvő erő jellegű terhelés mellett. Az ábrán látható, hogy a terhelés növekedésével a beállási idő jelentősen nő, ám billegés nem lép fel.



4.15. ábra A PID kaszkád szabályozóval irányított rendszer jellemző válasza az erő jellegű terhelésváltozásra (PID_K_1)

A célpozíció megváltozásának hatását mutatja a 4.16. ábra. Az ábrán megfigyelhető, hogy a célpozíció változás a PID kaszkád szabályozók esetében az előzőekkel ellentétben nem okoz billegést a kívánt érték közelében, ami pozícionálási feladatok esetén kedvező eredmény.



4.16. ábra A célpozíció megváltozásának hatása a PID kaszkád szabályozásra (PID_K_1 beállítással)

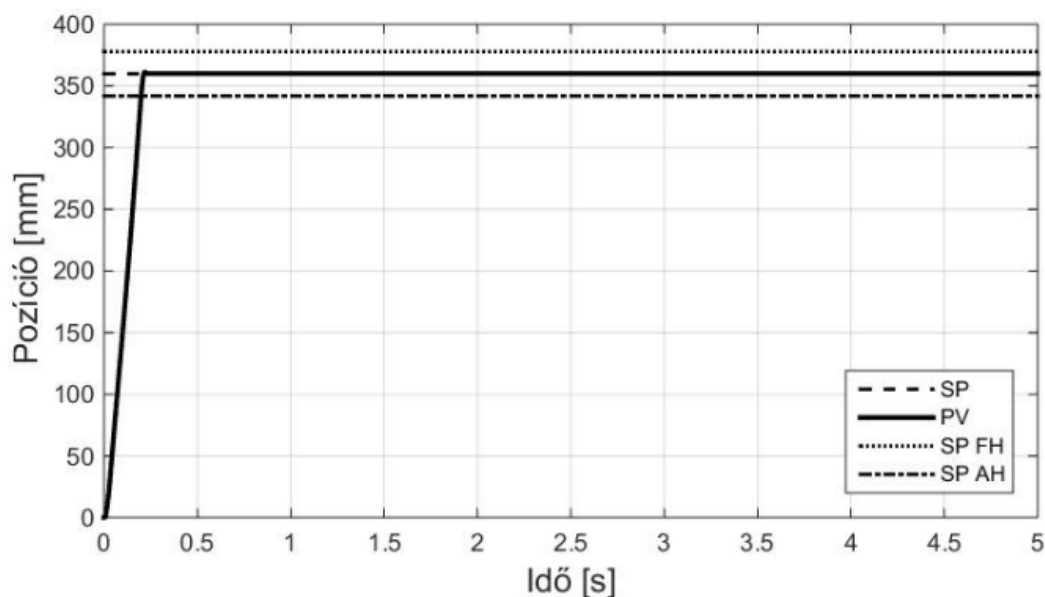
4.1.5. Módosított státusz kaszkád szabályozó

A módosított státusz kaszkád szabályzó 10 legjobb eredménye a 3.4 fejezetben leírt optimalizálási eljárás során terheletlen munkahengerrel 0 mm-ről 360 mm-es pozícionálási feladat esetében az elért ITAE-értékek alapján:

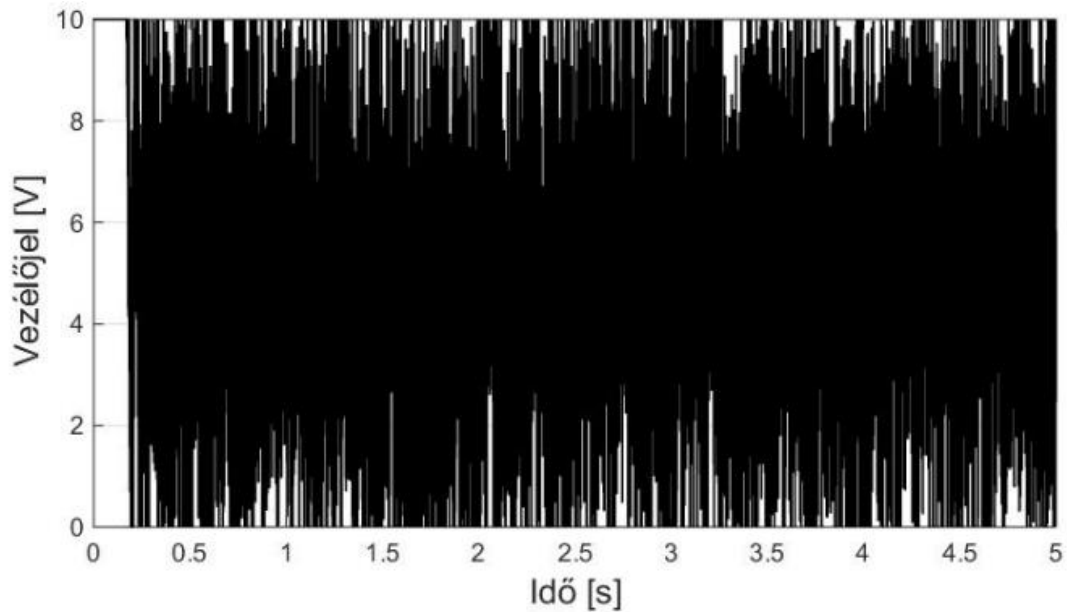
4.9. táblázat A módosított státusz kaszkád szabályzó optimalizálásának eredményei

Megnevezés	ITAE-érték	Kx	Kv	P_St	Pk
St_K_1.	0,19006	3,171791	0,042300	1,435517	3,153887
St_K_2.	0,19006	3,171791	0,042300	1,435517	3,153887
St_K_3.	0,19008	3,987487	0,053135	0,990085	3,780751
St_K_4.	0,19008	3,987487	0,053135	0,990085	3,780751
St_K_5.	0,19015	1,617557	0,021647	3,540046	2,063065
St_K_6.	0,19015	1,617557	0,021647	3,540046	2,063065
St_K_7.	0,19015	5,743601	0,080654	0,991766	1,722024
St_K_8.	0,19015	5,743601	0,080654	0,991766	1,722024
St_K_9.	0,19019	1,896495	0,026125	2,997031	1,560794
St_K_10.	0,19019	1,896495	0,026125	2,997031	1,560794
Átlag	0,19012				
Szórás	0,00005				

A behangolt módosított státusz kaszkád szabályzóval irányított rendszerek jellemző pozíció felvételi módját ábrázolja a 4.17. ábra, a következő (4.18. ábra) pedig az ehhez tartozó szabályzó jel változást.



4.17. ábra Jellemző pozíció felvétel optimalizált módosított státusz kaszkád szabályzó alkalmazásával (St_K_1)



4.18. ábra A vezérlőjel változása pozicionálás közben St_K_1 szabályozó alkalmazásával

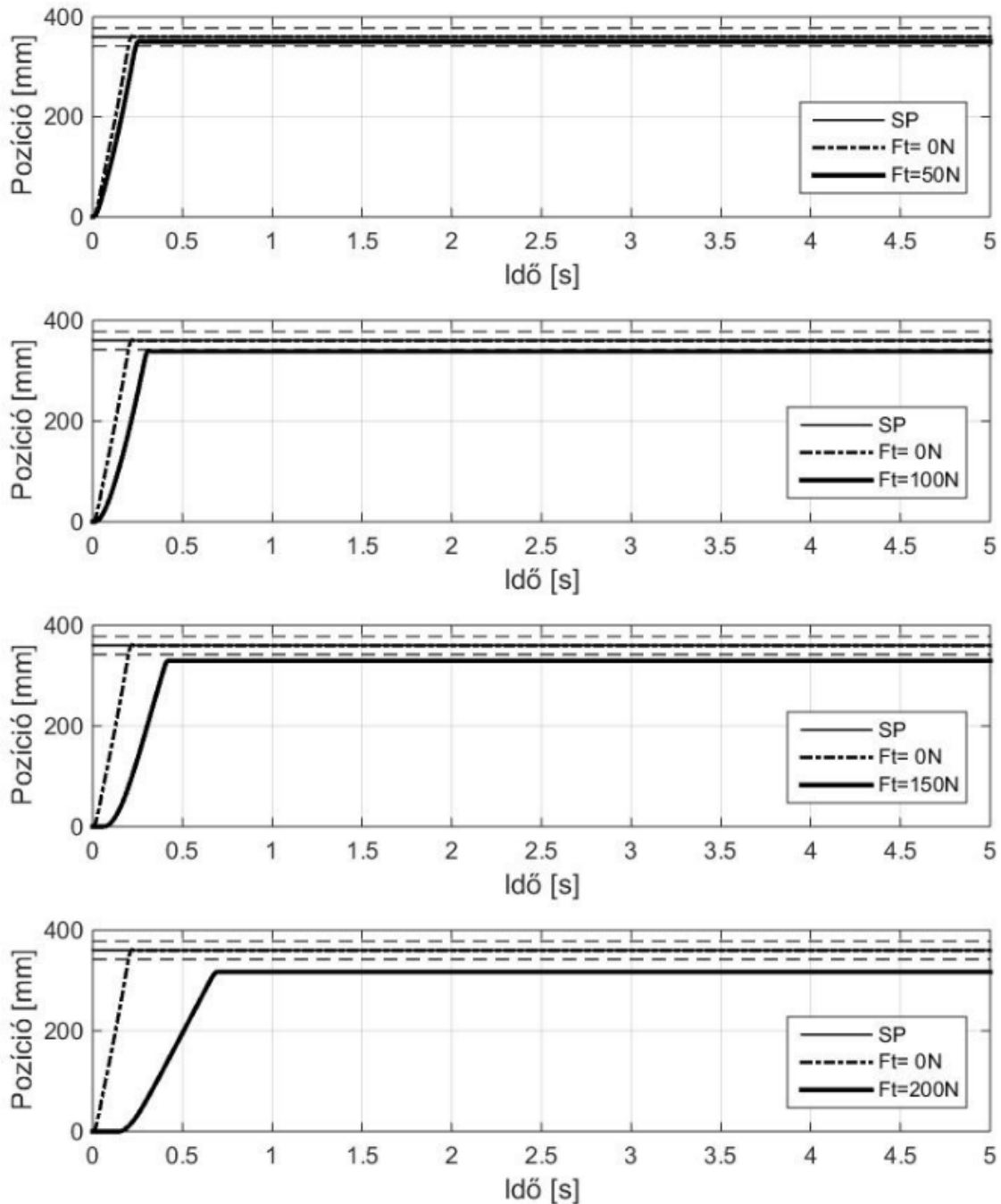
A pozíció felvétel a többi szabályozáshoz hasonlóan történik. A vezérlőjel karakterisztikája viszont eltér a PID, módosított státusz és csúszómód szabályozásoktól és a másik kaszkád struktúrájú szabályozáshoz, a PID kaszkád vezérlőjel változásához hasonlóan viselkedik, a teljes vizsgált időtartományban 0-10 V-os amplitúdójú vezérlőjelekkel beavatkozva.

Az optimalizált módosított státusz kaszkád szabályozók eredményei terheletlen munkahengerrel a 0-ról 360 mm-re történő pozicionálás során a szabályozás minőségi jellemzői és a légfogyasztás alapján a 4.10. táblázat szerint alakulnak.

4.10. táblázat A szabályozás minőségi jellemzői és légfogyasztás értékek módosított státusz kaszkád szabályozók esetében

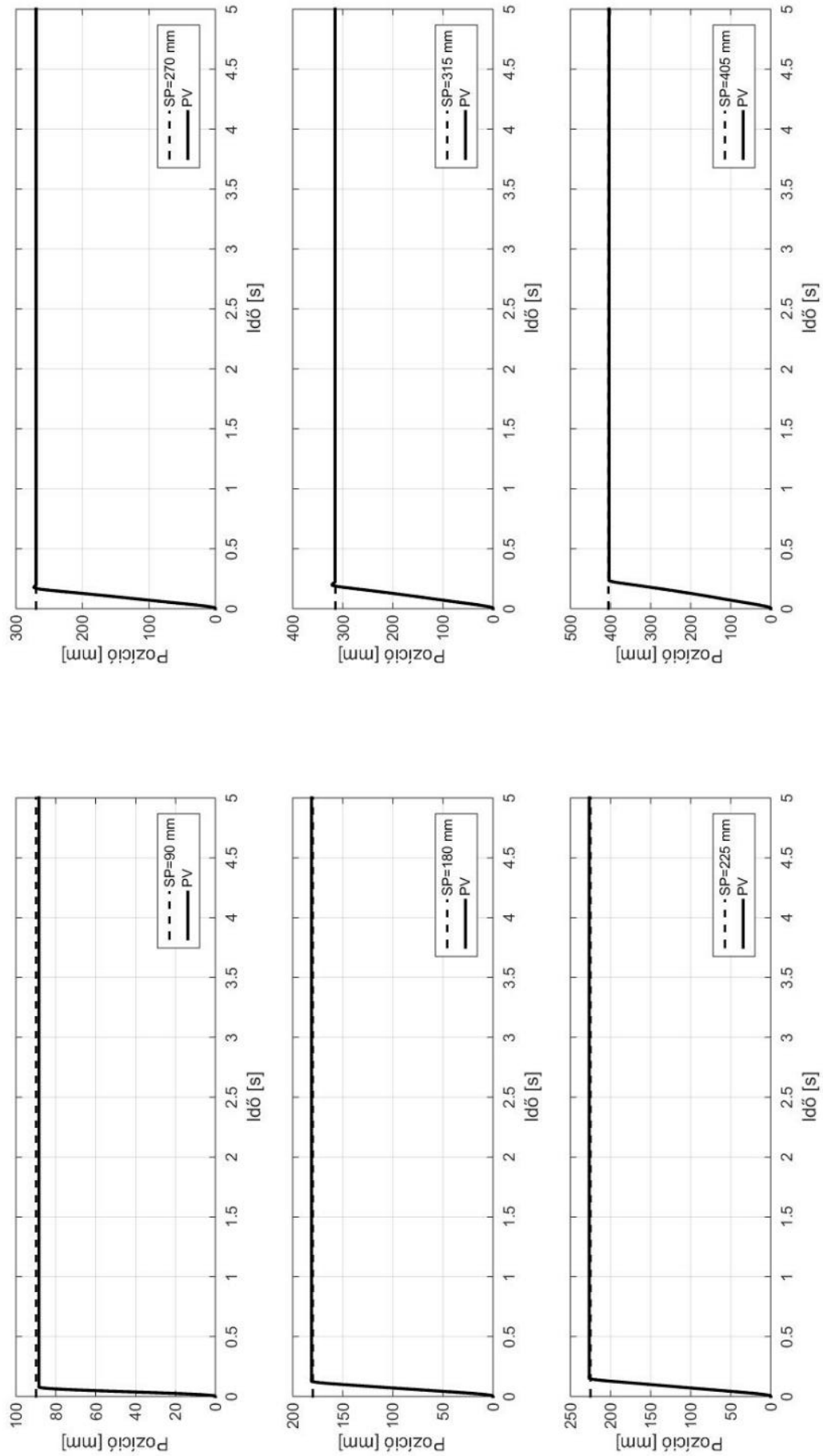
Megnevezés	Abszolút statikus hiba [mm]	Túllendülés [mm]	Beállási idő [s]	Légfogyasztás [(N)l]
St_K_1.	0,01	1,30	0,199	3,83
St_K_2.	0,01	1,30	0,199	3,83
St_K_3.	0,01	0,42	0,199	3,89
St_K_4.	0,01	0,42	0,199	3,89
St_K_5.	0,01	2,72	0,199	3,45
St_K_6.	0,01	2,72	0,199	3,45
St_K_7.	0,01	1,92	0,199	3,17
St_K_8.	0,01	1,92	0,199	3,17
St_K_9.	0,01	2,15	0,199	2,96
St_K_10.	0,01	2,15	0,199	2,96
Átlag	0,010	1,702	0,199	3,460
Szórás	0,000	0,829	0,000	0,382

A 4.19. ábra mutatja az optimalizált módosított státusz kaszkád szabályozókkal irányított a rendszer jellemző válaszait egy adott pozicionálási feladatra több lépcsőben növekvő erő jellegű terhelés mellett. Az ábrán látható, hogy 5 s-os időtartományon vizsgálva a terhelés növekedésével statikus hiba jelentősen nő, de billegés nem lép fel.



4.19. ábra A módosított státusz kaszkád szabályozóval irányított rendszer jellemző válasza az erő jellegű terhelésváltozásra (St_K_1)

A célpozíció megváltozásának hatását mutatja a 4.20. ábra. Az ábrán megfigyelhető, hogy a célpozíció változás a módosított státusz kaszkád szabályozók esetében nem okoz billegést.



4.20. ábra A célpozíció megváltozásának hatása a módosított státusz kaszkád szabályozásra (St_K_1 beállítással)

4.2. A szabályozási algoritmusok összehasonítása és értékelése

4.2.1. A szabályozás minőségi jellemzői

A 3.6. fejezetben bemutatott próbastatisztikák segítségével összehasonlítottam az optimalizált szabályzókat az elért abszolút statikus hiba, valamint a túllendülés és a beállási idő alapján annál a pozicionálási feladatnál, amely a behangolás célfeladata volt. A számítások célja annak a megállapítása, hogy a szabályozó algoritmusok elért eredményei között statisztikailag kimutatható-e szignifikáns különbség vagy a szabályozók eredményei azonosnak tekinthetőek-e. Az alkalmazott szignifikancia szint $p=95\%$.

A 4.11. tartalmazza összegyűjtve az öt szabályozó algoritmus abszolút statikus hiba átlagait és szórásait. Ezek alapján először egytényezős varianciaanalízist szerettem volna számítani a csoporton belüli különbségek kimutatására.

4.11. táblázat Az öt szabályozó abszolút statikus hibáinak átlagai és szórásai

Szabályozó		Átlag [mm]	Szórás
1.	PID sz.	0,009	0,003
2.	Módosított státusz sz.	0,010	0,000
3.	Csúszómód sz.	0,011	0,003
4.	PID kaszkád sz.	0,010	0,000
5.	Módosított státusz kaszkád sz.	0,010	0,000

A teljes csoportra vonatkozó egytényezős varianciaanalízis nem számítható, mivel a varianciaanalízis F-próbája nem eredményes, a csoportban ugyanis a legkisebb szórás 0, ami 0 osztót jelentene a 3.19. egyenletben. Ezért páronként kétmintás t-próbát illetve d-próbát végeztem a 3.5. fejezet szerint. Mivel a módosított státusz, a PID kaszkád és a módosított státusz kaszkád szabályozó átlag- és szórásértékei is megegyeztek, ezért 3 pár minta között vizsgáltam a különbségeket, ezek eredményeit a 4.12. táblázat tartalmazza.

4.12. táblázat Számított F és t-értékek (abszolút statikus hiba)

Összehasonlított mintapárok	F_{sz}	alkalmazható próba	t_{sz}	megállapítás
PID / Csúszómód	1	t	1,41	nincs különbség
PID / Módosított státusz, PID kaszkád, Módosított státusz kaszkád	-	d	1	nincs különbség
Csúszómód / Módosított státusz, PID kaszkád, Módosított státusz kaszkád	-	d	1	nincs különbség

Kijelenthető tehát, hogy statisztikailag az öt genetikussal 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 korábban felállított 0,02 mm-es statikus hiba határérték követelményt. Figyelembe véve az útjeladó 0,01

mm-es pontosságát, ez kiváló eredménynek tekinthető. A kapott eredmények megerősítik Gyeviki állítását, miszerint „a pozicionálás pontosságának elsősorban az útdó felbontása szab határt” (Gyeviki, 2007).

A 4.13. táblázat tartalmazza az öt szabályozó algoritmus túllendülés értékeinek átlagait és szórásait. Csoporton belüli egyszempontú varianciaanalízis itt sem végezhető, mert a maximális F-próba eredménye: $F_{msz}=145,5$, ami nagyobb, mint a vonatkozó $F_{mkrit}=7,11$ érték.

4.13. táblázat Az öt szabályozó túllendüléseinek átlagai és szórásai

Szabályozó		Átlag [mm]	Szórás
1.	PID sz.	0,228	0,261
2.	Módosított státusz sz.	1,879	3,154
3.	Csúszómód sz.	0,501	0,507
4.	PID kaszkád sz.	1,046	2,020
5.	Módosított státusz kaszkád sz.	1,702	0,829

Mivel varianciaanalízis nem végezhető, ezért páronként hasonlítottam össze a kapott eredményeket d-próbával, mert az F-próba eredményei mind a 10 esetben a kritikus $F_{krit}=4,03$ -nél nagyobb értéket vettek fel, így t-próbát sem alkalmazhattam. A számított t-értékeket és az azonosságra vonatkozó megállapításokat a 4.14. táblázat tartalmazza.

4.14. táblázat Számított F és t-értékek (túllendülés)

Összehasonlított mintapárok	F_{sz}	alkalmazható próba	t_{sz}	megállapítás
PID / Módosított státusz	21172,95	d	1,65	nincs különbség
PID / Csúszómód	14,12	d	1,51	nincs különbség
PID / PID kaszkád	3564,75	d	1,27	nincs különbség
PID / Módosított státusz kaszkád	100,90	d	5,36	van különbség
Módosított státusz / Csúszómód	1499,33	d	1,36	nincs különbség
Módosított státusz / PID kaszkád	5,94	d	0,70	nincs különbség
Módosított státusz / Módosított státusz kaszkád	209,83	d	0,17	nincs különbség
Csúszómód / PID kaszkád	252,43	d	0,83	nincs különbség
Csúszómód / Módosított státusz kaszkád	7,15	d	3,91	van különbség
PID kaszkád / Módosított státusz kaszkád	35,33	d	0,95	nincs különbség

A statisztikai elemzés alapján elmondható, hogy túllendülés tekintetében a csak a módosított státusz kaszkád szabályozó különbözik szignifikánsan ($p=95\%$) a PID, illetve a csúszómód szabályozótól, a többi szabályozó pár között nincs szignifikáns eltérés.

A statisztikai elemzésen túl érdemes technológiai szempontból is megvizsgálni a túllendülés értékeit. Általánosan elmondható, hogy a túllendülések vonatkozásában az elemszám alacsony

ahhoz, hogy a valós viselkedési trendeket lássuk. Ugyan próbastatisztikákkal megállapításokat tehetünk, de a kiugró értékek miatt a szabályozó algoritmusok megítélése túllendülés szempontjából többféleképpen értelmezhető.

Az átlagértékek és a szórások vizsgálatán túl technológiai szempontból az előforduló legnagyobb értékeket ítélem döntő jelentőségűnek, mivel pozicionálási feladatokban a túllendülés jellemzően nem megengedhető. Ha a nominális értékeket tekintjük, a PID szabályozó esetében a legalacsonyabbak a túllendülések, egy esetben sem haladják meg az 1 mm-t. Ezután a csúszómód a következő, itt egyik esetben sem lépi át a túllendülés a 2 mm-es határt. Ezt követi a módosított státusz kaszkád szabályozó, amelynél mind a tíz túllendülés 3 mm alatti értéket vesz fel. A PID kaszkád és a módosított státusz szabályozó esetében azonban kiugró értékeket látunk, 5 mm feletti túllendülések is előfordulnak.

A 4.15. táblázat tartalmazza az öt szabályozó algoritmus beállási idejeinek átlagait és szórásait az optimalizált pozicionálási feladat során. Egytényezős varianciaanalízis itt sem számítható, mivel a csoport nem teljesíti a maximális F-próba feltételét, mivel a módosított státusz kaszkád szabályozás szórása 0. A 4.16. táblázat a páronkénti vizsgálatok eredményeit tartalmazza.

4.15. táblázat Az öt szabályozó beállási idejének átlagai és szórásai 0,001 s-os felbontás mellett

Szabályozó		Átlag [s]	Szórás
1.	PID sz.	0,203	0,001
2.	Módosított státusz sz.	0,201	0,001
3.	Csúszómód sz.	0,206	0,002
4.	PID kaszkád sz.	0,200	0,001
5.	Módosított státusz kaszkád sz.	0,199	0,000

4.16. táblázat Számított F és t-értékek (beállási idő, 0,001 s-os felbontás)

Összehasonlított mintapárok	F _{sz}	alk. próba	t _{sz}	megállapítás
PID / Módosított státusz	7,91	d	3,07	van különbség
PID / Csúszómód	4,36	d	4,07	van különbség
PID / PID kaszkád	13,49	d	6,15	van különbség
PID / Módosított státusz kaszkád	-	d	8,94	van különbség
Módosított státusz / Csúszómód	34,52	d	6,86	van különbség
Módosított státusz / PID kaszkád	1,71	t	4,23	van különbség
Módosított státusz / Módosított státusz kaszkád	-	d	9,00	van különbség
Csúszómód / PID kaszkád	58,88	d	9,17	van különbség
Csúszómód / Módosított státusz kaszkád	-	d	11,14	van különbség
PID kaszkád / Módosított státusz kaszkád	-	d	3,86	van különbség

A páronkénti vizsgálatok alapján az fogalmazható meg, hogy szignifikáns különbség ($p=95\%$) van páronként minden szabályozási algoritmus között a beállási időt tekintve 0,001 s-os felbontás mellett.

Technológiai szempontokat is figyelembe véve azonban érdemes megfontolni, hogy a beállási idők értékelésénél kell-e 0,001 s-os felbontást alkalmazni. Ez az érték a szimuláció futtatási idejéből és a vezérlő ciklusidejéből adódik, de alkalmazástechnikailag elegendő egy nagyságrenddel nagyobb felbontást alkalmazni. Az így számított átlag és szórás értékeket a 4.17. táblázat tartalmazza.

4.17. táblázat Az öt szabályozó beállási idejének átlagai és szórásai 0,01 s-os felbontás mellett

Szabályozó		Átlag [s]	Szórás
1.	PID sz.	0,201	0,003
2.	Módosított státusz sz.	0,200	0,000
3.	Csúszómód sz.	0,207	0,005
4.	PID kaszkád sz.	0,200	0,000
5.	Módosított státusz kaszkád sz.	0,200	0,000

Így módosulnak a próbastatisztika eredményei is. Mivel a módosított státusz, a PID kaszkád és a módosított státusz kaszkád szabályozó átlag és szórás értékei azonosak, azért azonos elemnek tekintem őket. A páronkénti próbastatisztika eredményeit a 4.18. táblázat tartalmazza.

4.18. táblázat Számított F és t-értékek (beállási idő, 0,01 s-os felbontás mellett)

Összehasonlított mintapárok	F_{sz}	alkalmazható próba	t_{sz}	megállapítás
PID / Csúszómód	5,4	d	3,28	van különbség
PID / Módosított státusz, PID kaszkád, Módosított státusz kaszkád	-	d	1	nincs különbség
Csúszómód / Módosított státusz, PID kaszkád, Módosított státusz kaszkád	-	d	4,58258	van különbség

A d-próbák alapján megállapítható, hogy a behangolt PID, módosított státusz, PID kaszkád és módosított státusz kaszkád szabályozások között nincs szignifikáns eltérés a beállási időt tekintve 0,01 s-os felbontás mellett az optimalizált pozicionálási feladat során, míg a csúszómód szabályozás mindegyiktől szignifikánsan eltér. Ha az adatokat tekintjük, megállapítható, hogy a csúszómód szabályozás szignifikánsan ($p=95\%$) lassabban éri el a célpozíció $\pm 5\%$ -os környezetét a többi algoritmushoz képest.

4.2.2. Légfogyasztás

A szabályozás minőségi jellemzőin túl összehasonlítottam és próbastatisztikákkal értékeltem a behangolt szabályozási algoritmusok levegőfogyasztását a 0–360 mm-es alap pozicionálási feladat során. A szabályozó algoritmusok átlag levegőfogyasztás értékei és a hozzájuk tartozó szórások a 4.19. táblázatban láthatóak.

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

Szabályozó		Átlag [(N)]	Szórás
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

A táblázat adataiból számolt maximális F-próbára vonatkozó érték: $F_{msz}=464,5$, ezért egytényezős varianciaanalízist nem számítottam. A páronként próbák eredményeit a 4.20. táblázat tartalmazza. T-próbát egyik esetben sem végezhettem, mert az F_{sz} minden mintánál a kritikus értéknél magasabb volt. Így a mintánkat páronként d-próbával hasonlítottam össze.

Az összehasonlítás eredményeként az alábbi megállapítások tehetők (alkalmazott szignifikancia-szint $p=95\%$) a légfogyasztásra:

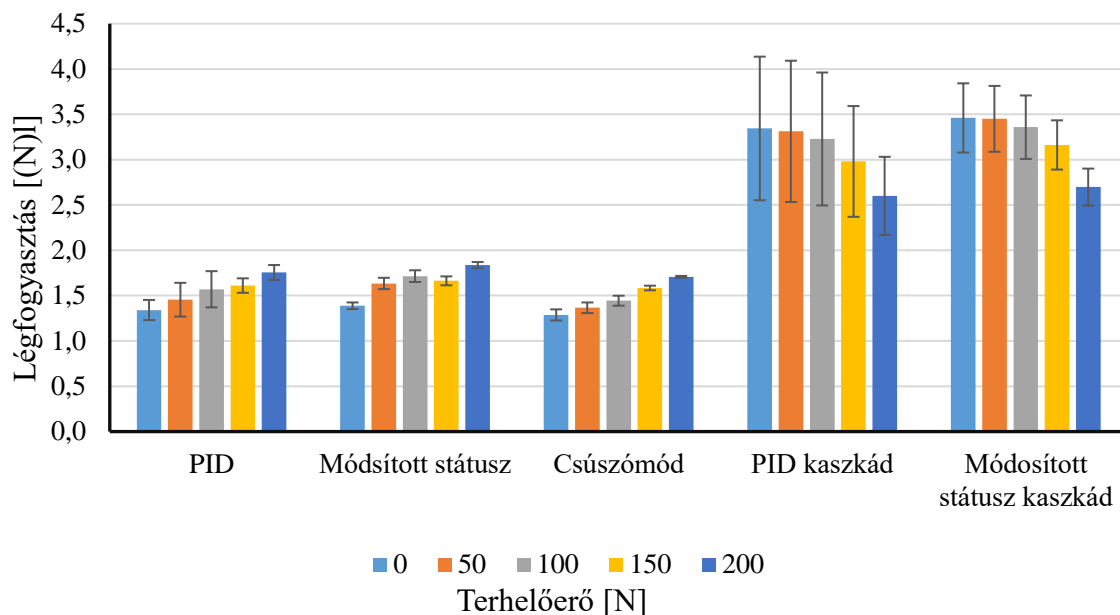
- a két kaszkád felépítésű szabályozó szignifikánsan nem tér el egymástól, különböznek viszont a többi nem kaszkád felépítésű szabályozótól,
- a PID szabályozó szignifikánsan nem különbözik a csúszómód és a módosított státusz szabályozótól a légfogyasztás szerint,
- viszont a csúszómód és a módosított státusz szabályozó szignifikánsan eltér egymástól.

4.20. táblázat A számított F- és t-értékek a légfogyasztásra vonatkozóan

Összehasonlított mintapárok	F_{sz}	alk- próba	t_{sz}	megállapítás
PID / Módosított státusz	83,76	d	1,27	nincs különbség
PID / Csúszómód	10,83	d	1,34	nincs különbség
PID / PID kaszkád	2576,54	d	7,92	van különbség
PID / Módosított státusz kaszkád	138,98	d	16,85	van különbség
Módosított státusz / Csúszómód	7,73	d	4,47	van különbség
Módosított státusz / PID kaszkád	215815,26	d	7,80	van különbség
Módosított státusz / Módosított státusz kaszkád	11641,27	d	17,08	van különbség
Csúszómód / PID kaszkád	27916,37	d	8,19	van különbség
Csúszómód / Módosított státusz kaszkád	1505,83	d	17,77	van különbség
PID kaszkád / Módosított státusz kaszkád	18,54	d	0,42	nincs különbség

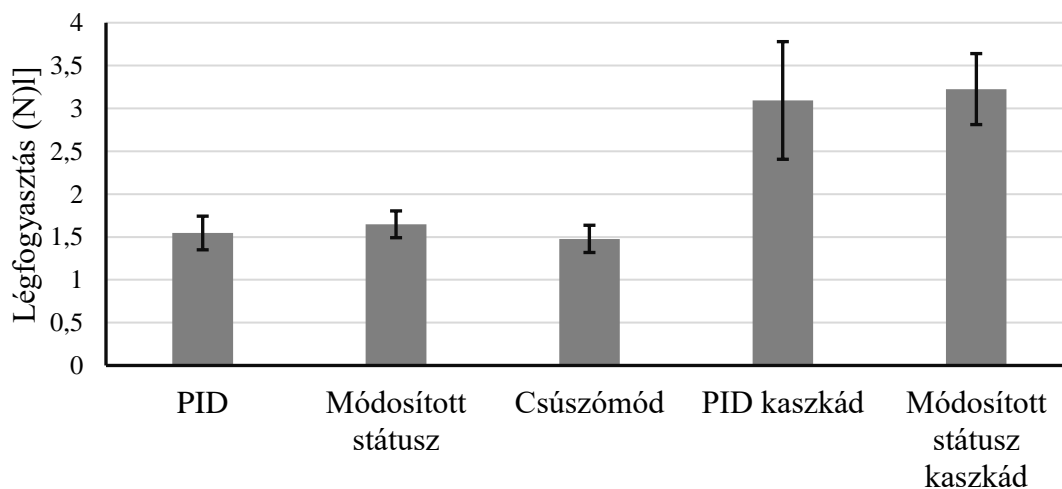
A statisztikai analízist és a légfogyasztás számszerű értékeit megvizsgálva kijelenthető, hogy a két kaszkád struktúrájú szabályozó algoritmus (PID kaszkád és módosított státusz kaszkád) légfogyasztása szignifikánsan nagyobb, mint a PID, a csúszómód és a módosított státusz szabályozó légfogyasztása. Az átlagértékeket tekintve ez több mint kétszeres eltérést jelent a nem kaszkád felépítésű szabályozók javára.

Értékeltem a levegőfogyasztás értékeit a szabályozó algoritmusok változó terhelőerő mellett megvalósított pozicionálásai esetében is. A 4.21. ábrán az egyes szabályozási algoritmusok levegőfogyasztási eredményeit látjuk változó terhelőerő mellett a 0→360mm-es pozicionálási feladat végrehajtása során terhelő erők és szabályozási algoritmusok szerint ábrázolva.



4.21. ábra Légfogyasztás eredmények az alkalmazott terhelőerők és szabályozási algoritmusok szerint

A 4.22. ábra ezeket az eredményeket foglalja össze szabályozási algoritmusonként, itt egy-egy ábrázolt oszlophoz 50 pozíciófelvétel (algoritmusonként 10 beállítás x 5 terhelőerő) légfogyasztás adatait dolgoztam fel.



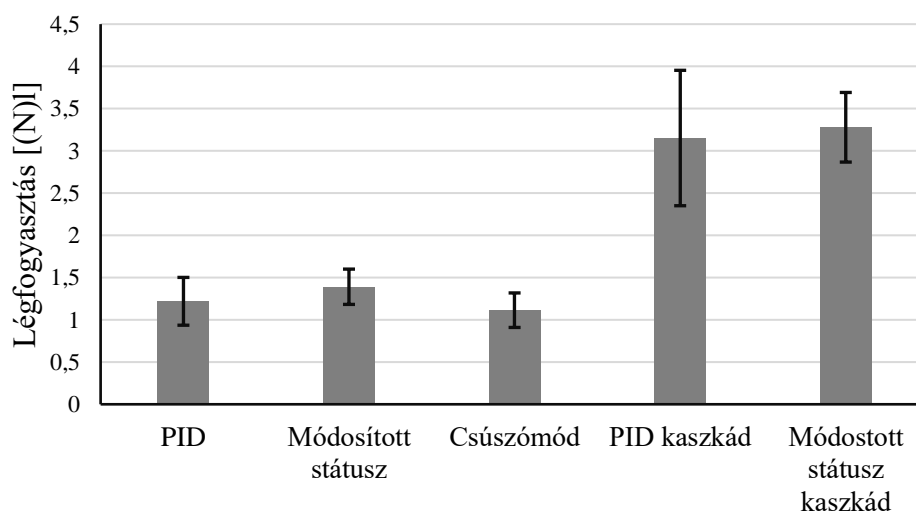
4.22. ábra Légfogyasztás eredmények változó terhelőerők mellett

Ez utóbbi eredményeket kétmintás t-próbával, illetve d-próbával is összehasonlítottam a 3.5.5. fejezetben bemutatott módszerek szerint. Az összehasonlítások eredményét a 4.21. táblázat tartalmazza.

4.21. táblázat A próbastatisztika eredményei az öt szabályozó algoritmus összehasonlításakor a légfogyasztás alapján változó terhelőerők mellett

Összehasonlított mintapárok	F_{sz}	alk. próba	t_{sz}	megállapítás
PID / Módosított státusz	2,48	d	2,85	van különbség
PID / Csúszómód	2,33	d	1,93	nincs különbség
PID / PID kaszkád	149,48	d	15,32	van különbség
PID / Módosított státusz kaszkád	19,82	d	25,9	van különbség
Módosított státusz / Csúszómód	1,07	t	5,38	van különbség
Módosított státusz / PID kaszkád	370,76	d	14,52	van különbség
Módosított státusz / Státusz kaszkád	49,16	d	25,2	van különbség
Csúszómód / PID kaszkád	348,02	d	16,21	van különbség
Csúszómód / Módosított státusz kaszkád	46,15	d	27,86	van különbség
PID kaszkád / Módosított státusz kaszkád	7,54	d	1,17	nincs különbség

Hasonlóképpen értékeltem az egyes szabályozási algoritmusok levegőfogyasztását különböző célpozíciók esetén. Itt az optimalizálás során behangolt 10-10 szabályozó beállítással hajtottam végre a pozicionálást az optimalizálás alapfeladatául szolgáló célpozíciótól eltérő 6 pozícióba (90 mm, 180 mm, 225 mm, 270 mm, 315 mm, 405 mm). Így szabályozási algoritmusonként $10 \times 6 = 60$ db pozíciófelvétele során határoztam meg a légfogyasztást, ezt mutatja a 4.23. ábra, majd ezeket az adatokat értékeltem.



4.23. ábra A légfogyasztás összesített eredményei változó célpozíció esetén szabályozási algoritmusonként ábrázolva

A statisztikai kiértékelésnél itt is kétmintás t-, illetve d-próbát alkalmaztam páronként összehasonlítva a szabályozási algoritmusokat (4.22. táblázat). A célpozíció változásokor megjelenő légfogyasztás vizsgálatok a minták elemszáma azonosan $n=m=60$, ebben az esetben a kritikus értékek: F-próbára vonatkozó ($p=97,5\%$, $f=59$) $F_{krit}=1,67$, t-próbára vonatkozó ($p=95\%$, $f=118$) $t_{krit}=1,98$, d-próbára vonatkozó ($p=95\%$, $f_{min}=59$, $f_{max}=118$) $t_{kritmin}=2,00$, illetve $t_{kritmax}=1,98$.

4.22. táblázat A próbastatisztika eredményei az öt szabályozó algoritmus összehasonlításakor a légfogyasztás alapján változó célpozíciók mellett

Összehasonlított mintapárok	F_{sz}	alkalmazható próba	t_{sz}	megállapítás
PID / Módosított státusz	3,37	d	3,80	van különbség
PID / Csúszómód	3,68	d	2,33	van különbség
PID / PID kaszkád	64,32	d	17,62	van különbség
PID / Módosított státusz kaszkád	4,50	d	31,92	van különbség
Módosított státusz / Csúszómód	1,09	t	7,35	van különbség
Módosított státusz / PID kaszkád	216,82	d	16,47	van különbség
Módosított státusz / Státusz kaszkád	15,17	d	31,65	van különbség
Csúszómód / PID kaszkád	236,74	d	19,09	van különbség
Csúszómód / Módosított státusz kaszkád	16,56	d	36,46	van különbség
PID kaszkád / Módosított státusz kaszkád	7,54	d	1,17	nincs különbség

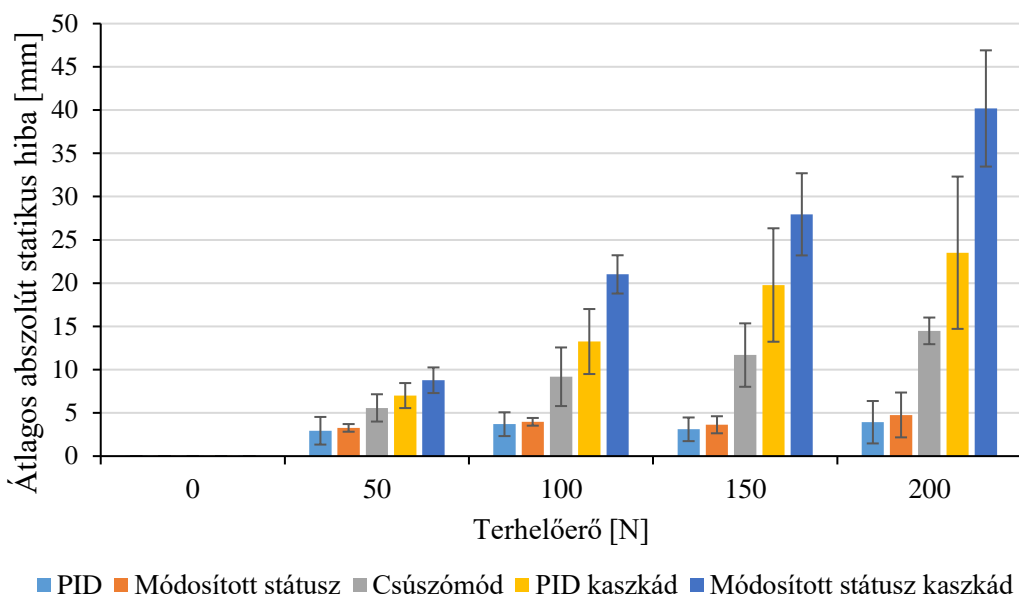
Az összehasonlítások eredményeit és a nominális légfogyasztás adatokat összefoglalva, mind az alap optimalizált pozíciófelvételt, mind a változó terhelőerő, illetve változó célpozíció eseteit vizsgálva az alábbi megállapítás tehető (alkalmazott szignifikancia-szint $p=95\%$) a szabályozó algoritmusok 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.

4.2.3. A változó terhelőerőre adott válasz

A szabályozó algoritmusok terhelőerő-változás mellett felvett pozícionálási eredményeit a 3. melléklet 8.1. táblázata tartalmazza. Ebben az ITAE-értékek, a szabályozás minőségi jellemzői és a légfogyasztás értékeinek átlagai és szórásai kerültek feltüntetésre az alkalmazott terhelőerő és szabályozási algoritmus szerint. A pozícionálási feladat itt is a 0–360 mm-es elmozdulás volt 5 s-os futtatási idővel, míg az alkalmazott szabályozó beállítások a korábban bemutatott terheletlen munkavégzőre optimalizált tagok szerint alakultak. A terhelőerő változásra adott válasz értékelő szempontja az elért abszolút statikus hibák értékei, melyek átlagait mutatja a 4.24. ábra.

Az ábrán látható, hogy minden 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.



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

A PID és a módosított státusz szabályozó viselkedését t-, illetve d-próbával hasonlítottam össze a 3. melléklet 8.1. táblázatának értékei alapján, mert itt az eredmények közelsége miatt feltételezhető a minták azonossága. A többi szabályozó esetében nem végeztem statisztikai vizsgálatot, mert az eredmények különbségei miatt az azonosságot elvettem. Az eredmények alapján (4.23. táblázat) megállapítható, hogy a PID és a módosított módosított szabályozó között nincs szignifikáns különbség ($p=95\%$) a terhelőerő változás hatására fellépő az abszolút statikus hibákat tekintve.

4.23. táblázat A próbastatisztika eredményei a PID és státusz szabályozó összehasonlításakor az abszolút statikus hibáik alapján a terhelőerő függvényében

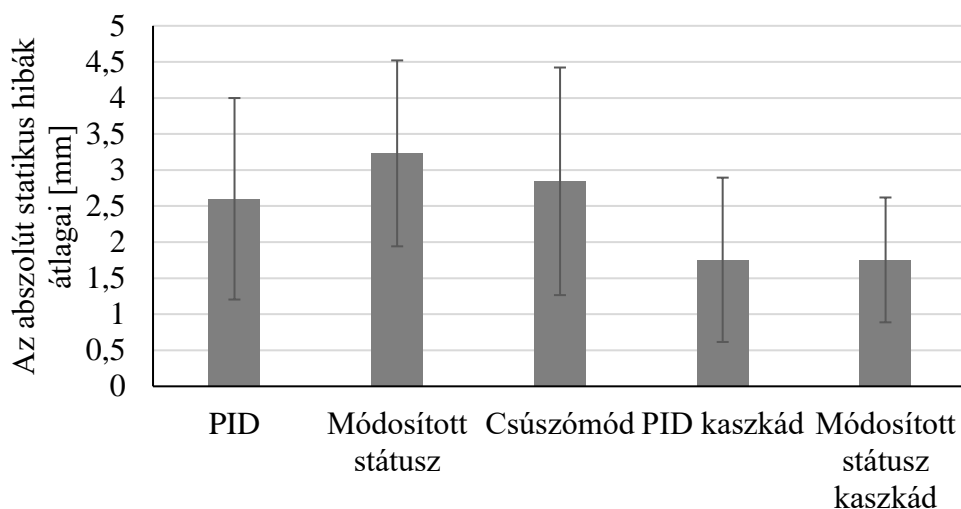
Az összehasonlított mintapárok	F_{sz}	alkalmazható próba	t_{sz}	megállapítás
PID / Módosított státusz; 50 N	1,05	t	0,46	nincs különbség
PID / Módosított státusz; 100 N	91,01	d	0,59	nincs különbség
PID / Módosított státusz; 150 N	184,33	d	1,46	nincs különbség
PID / Módosított státusz; 200 N	1,25	t	0,75	nincs különbség

Technológiai szempontból vizsgálva a behangolt szabályozó algoritmusok válaszát a terhelőerő változásra azt mondhatjuk, hogy az abszolút statikus hibát tekintve egyik szabályozási algoritmus sem teljesíti 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 (4.3. ábra, 4.7. ábra és 4.11. ábra), ami pozíciószabályozás esetén különösen kedvezőtlen jelenség. A kaszkád felépítésű szabályozásoknál ez a billegés nem lép fel a terhelőerő változás hatására (4.15. ábra és 4.19. ábra), viszont itt különösen nagy abszolút statikus hibák (50 N hatására 5 mm fölötti, 100 N hatására 10 mm-t meghaladó átlag értékek) jelennek meg.

4.2.4. A változó célpozícióra adott válasz

Az egyes szabályozási algoritmusok különböző célpozíciónál elért abszolút statikus hibáit, valamint ezek átlagait és szórásait a 3. melléklet 8.2. táblázata tartalmazza. A célpozícióra adott válasz értékelésénél szabályozási algoritmusonként egy mintának tekintetem a 10-10 beállítás 6 célpozíció szerinti pozicionálási eredményeit, így algoritmusonként 60-60 elemszámú mintákat hasonlítottam össze. Az így vett minták átlag- és szórásértékeit mutatja a 4.25. ábra. Ezen eredmények összehasonítására próbastatisztikákat végeztem (4.24. táblázat).



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

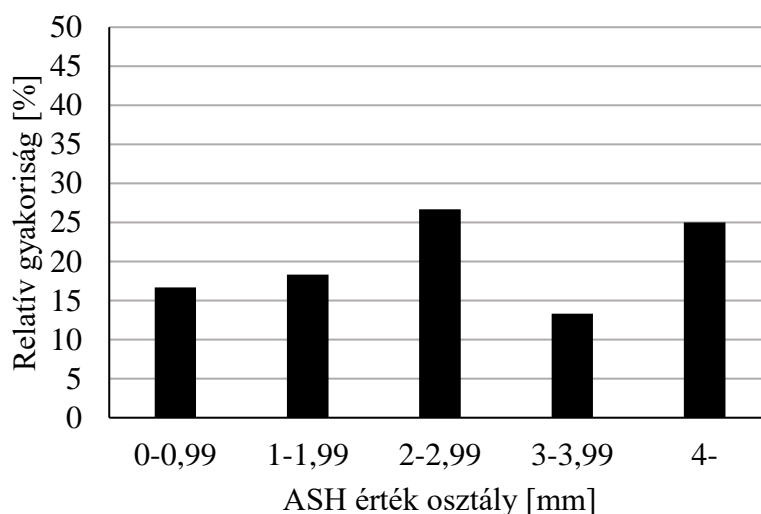
4.24. táblázat A próbastatisztikák eredményei a célpozíció változásra vonatkozóan

Összehasonlított mintapárok	F_{sz}	alk. próba	t_{sz}	megállapítás
PID / Módosított státusz	1,38	t	1,05	nincs különbség
PID / Csúszómód	1,63	t	0,36	nincs különbség
PID / PID kaszkád	2,26	d	1,48	nincs különbség
PID / Módosított státusz kaszkád	6,78	d	1,63	nincs különbség
Módosított státusz / Csúszómód	2,25	d	0,60	nincs különbség
Módosított státusz / PID kaszkád	58,67	d	0,12	nincs különbség
Módosított státusz / Módosított státusz kaszkád	4,92	d	3,01	van különbség
Csúszómód / PID kaszkád	3,68	d	1,77	nincs különbség
Csúszómód / Módosított státusz kaszkád	11,04	d	1,91	nincs különbség
PID kaszkád / Módosított státusz kaszkád	3,00	d	0,00	nincs különbség

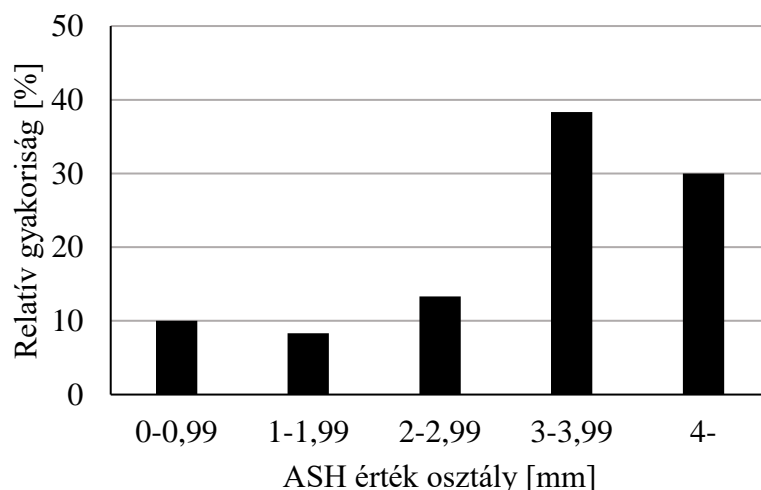
A t- és d-próbák eredményei alapján statisztikailag csak a módosított státusz és a módosított státusz kaszkád szabályozók között van különbség 95%-os szignifikancia-szint mellett a célpozíció-változásra adott válaszukat tekintve az abszolút statikus hibák alapján.

Mivel azonban a minták elemszáma viszonylag magas ($n=60$), ezért érdemes az átlag- és szórás-értékeken alapuló statisztikai próbákon kívül a pozícionálási eredmények egyes értékeit is megvizsgálni. Ennek érdekében az egyes szabályozási algoritmusokhoz relatív gyakorisági hisztogramokat készítettem. A 60 abszolút statikus hiba értéket öt csoportba soroltam, és a csoportok elemszáma alapján megadtam az adott csoport relatív gyakoriságát. Az alkalmazott csoportok: 1. csoport: $ASH < 1$ mm, 2. csoport: $1 \text{ mm} \leq ASH < 2$ mm, 3. csoport: $2 \text{ mm} \leq ASH < 3$ mm, 4. csoport: $3 \text{ mm} \leq ASH < 4$ mm, 5. csoport: $ASH \geq 4$ mm.

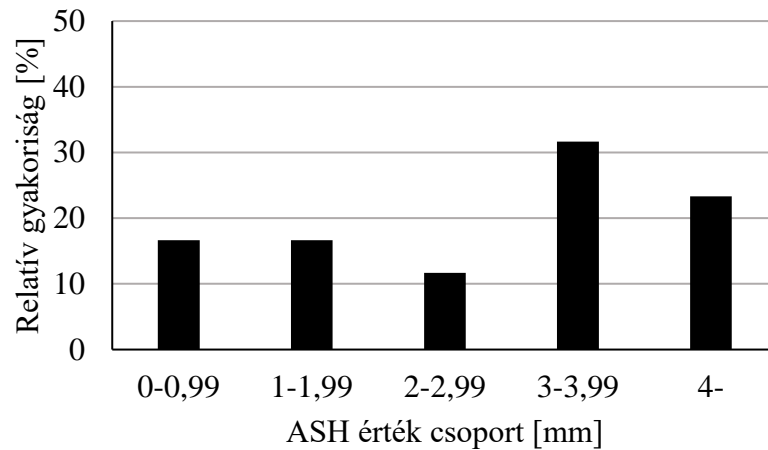
Az egyes szabályozó algoritmusokhoz tartozó abszolút statikus hibák relatív gyakorisági hisztogramjait a 4.26-30. ábrák illusztrálják.



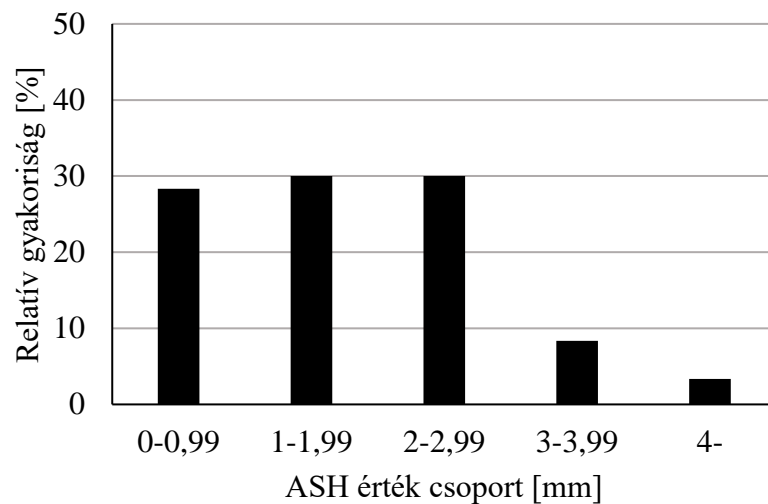
4.26. ábra A célpozíció változás hatására fellépő abszolút statikus hibák relatív gyakorisági eloszlása PID szabályozó esetében



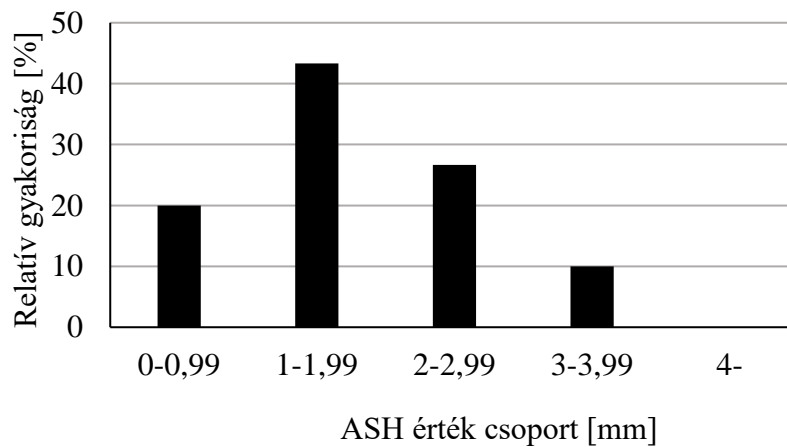
4.27. ábra A célpozíció változás hatására fellépő abszolút statikus hibák relatív gyakorisági eloszlása módosított státusz szabályozó esetében



4.28. ábra A célpozíció változás hatására fellépő abszolút statikus hibák relatív gyakorisági eloszlása csúszómód szabályozó esetében



4.29. ábra A célpozíció változás hatására fellépő abszolút statikus hibák relatív gyakorisági eloszlása PID kaszkád szabályozó esetében



4.30. ábra A célpozíció változás hatására fellépő abszolút statikus hibák relatív gyakorisági eloszlása módosított státusz kaszkád szabályozó esetében

A relatív gyakorisági hisztogramok és az átlag-, valamint szórásértékek alapján is megállapítható, hogy a célpozíció megváltozásra az öt szabályozó algoritmus közül a legkedvezőbbben a módosított státusz kaszkád szabályozó válaszolt (ASH átlagérték: 1,75 mm, szórás: 0,87, nincs 4 mm feletti ASH érték). Hasonlóan kedvező eredményeket ért el a PID kaszkád szabályozó is, az ASH átlagértéke itt is 1,75 mm, azonban a szórás nagyobb (1,14), valamint ennél az algoritmusnál 4 mm feletti pozicionálási hibák is megjelentek (relatív gyakoriságuk 3,3%).

A kaszkád felépítésű szabályozók után átlagérték alapján a PID szabályozó következik, amelynek ASH átlag értéke (2,6 mm, szórás: 1,4) csaknem 1 mm-rel meghaladja a módosított státusz illetve PID kaszkád szabályozó ASH átlagértékét (1,75), ráadásul a 4 mm feletti ASH értékek relatív gyakorisága 25%. A PID szabályozóhoz hasonló eredményeket ért el a csúszómód szabályozó (ASH átlag: 2,84 mm, szórás: 1,6), ahol szintén magas a 4 mm feletti ASH értékek aránya (23%), valamint a 3 és 4 mm közötti ASH értékek is 30 % fölötti arányban jelennek meg.

A célpozíció változásra a módosított státusz szabályozó reagált legkedvezőtlenebbül. Az ASH átlag értéke ebben az esetben 3,23 mm (szórás: 1,3), a 4 mm-t meghaladó ASH értékek aránya 30 %, a 3 és 4 mm közötti hibák aránya 38 %.

Ezen eredmények tükrében a statisztikai analízisen túl 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 vizsgált, genetikusan algoritmusos ITAE-kritérium alapján behangolt szabályozó algoritmusok egyike sem teljesíti a pozíciószabályozási feladatokban elvárt minőségben (ASH ≤ 0,02 mm). Az öt algoritmus összesen 5*60 pozicionálási 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.

4.3. Technológiai szemléletű összefoglaló értékelő rendszer

Az előző fejezet (4.2.) eredményeit egy olyan komplex, technológiai szemléletű értékelő és döntéstámogató rendszerben foglaltam össze (4.25. táblázat), mely elősegíti a vizsgált szabályozási algoritmusok közül a legmegfelelőbb kiválasztását egy adott technológiai feladathoz. 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.

Az értékelési szempontok:

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

Az értékelésnél ötfokozatú skálát alkalmaztam ez említett fejezetek megállapításait kifejezve. Az adott szempontból legkedvezőbbben 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 pozícionálási hibának, így itt a maximálisan adható csillagok számát 3-ban állapítottam meg.

4.25. táblázat A szabályozási algoritmusok komplex technológiai szemléletű összehasonlító rendszere

Szabályozási algoritmus	Pozícionálási hiba	Túllendülés	Szabályozási idő	Légfogyasztás	Terhelőerő függés	Célpozíció függés
PID	*****	*****	*****	*****	***	**
Módosított státusz	*****	***	*****	*****	***	*
Csúszómód	*****	****	****	*****	**	**
PID kaszkád	*****	***	*****	**	*	***
Módosított státusz kaszkád	*****	****	*****	**	*	***

4.4. A levegőfogyasztás csökkentése új optimalizálási kritérium alkalmazásával

Célkitűzéseim között szerepelt a légfogyasztás csökkentési lehetőségeinek vizsgálata. A pneumatikus 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 4.1. egyenlet szerint:

$$Kr_{Lf}(t) = V_n * Lf + \int_0^{\infty} t|e(t)|dt, \quad (4.1)$$

ahol $Kr_{Lf}(t)$ - az új légfogyasztást figyelembe vevő kritériumfüggvény,

V_n - a légfogyasztás [(N)l],

Lf - légfogyasztás tényező, a légfogyasztás súlyfaktora [-],

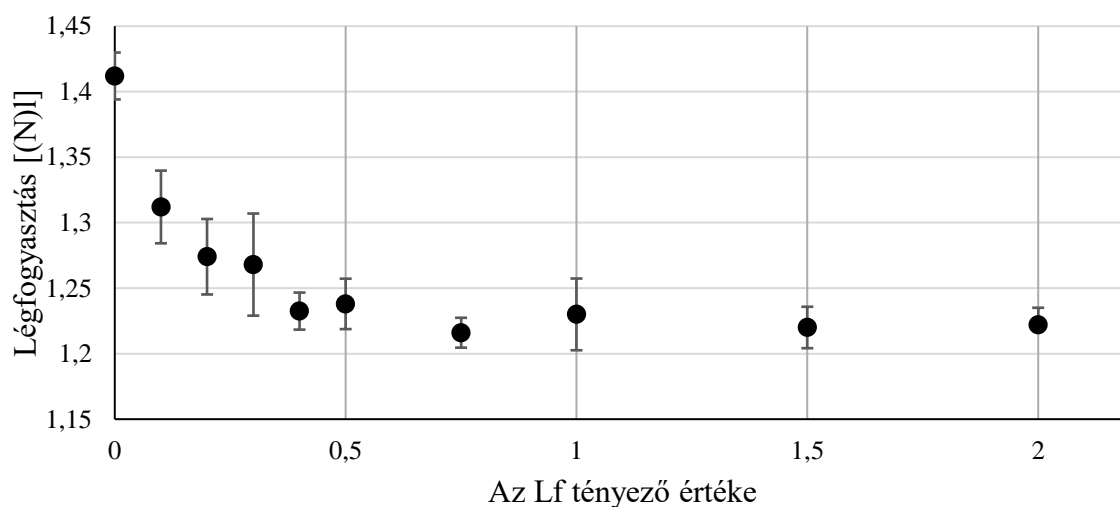
e - a szabályozási hiba [mm],

t - az idő [s].

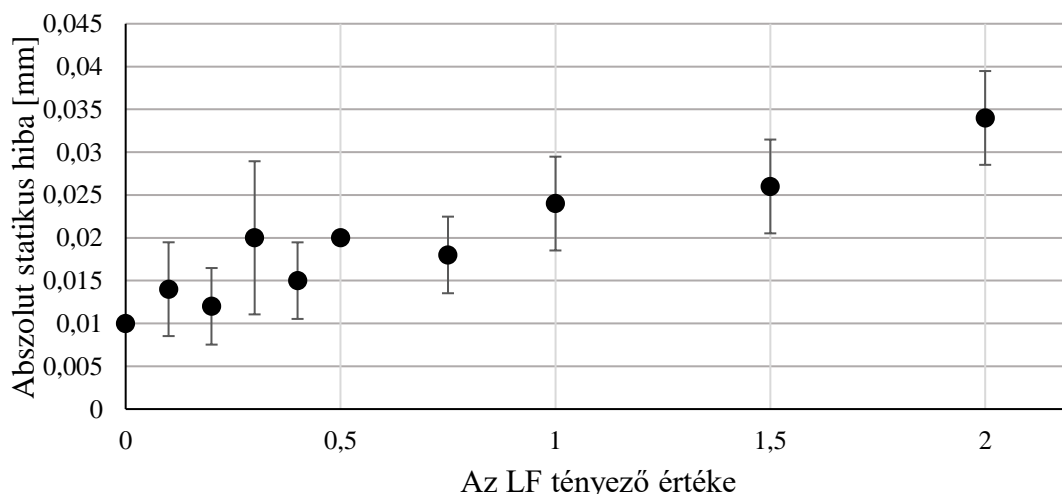
Nullhipotézisként feltételeztem, hogy az új Kr_{Lf} kritériumfüggvény alkalmazásával optimalizált szabályozási beállítások az Lf tényező értékétől függően alacsonyabb levegőfogyasztást érnek el behangolt pozícionálási feladatban, mint a csak ITAE-kritérium alkalmazásával hangolt szabályozók, miközben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

A hipotézis igazolásához a nagyszámú optimalizálási feladat miatt azt a nem kaszkád felépítésű szabályozási algoritmust választottam, amelyik a korábbi optimalizálások során a legkevesebb futtatással teljesítette az általam meghatározott és a 3.4. fejezetben leírt minőségi követelményeket. Ez a módosított státusz szabályozó, így a vizsgálatokat ezen az algoritmuson végeztem.

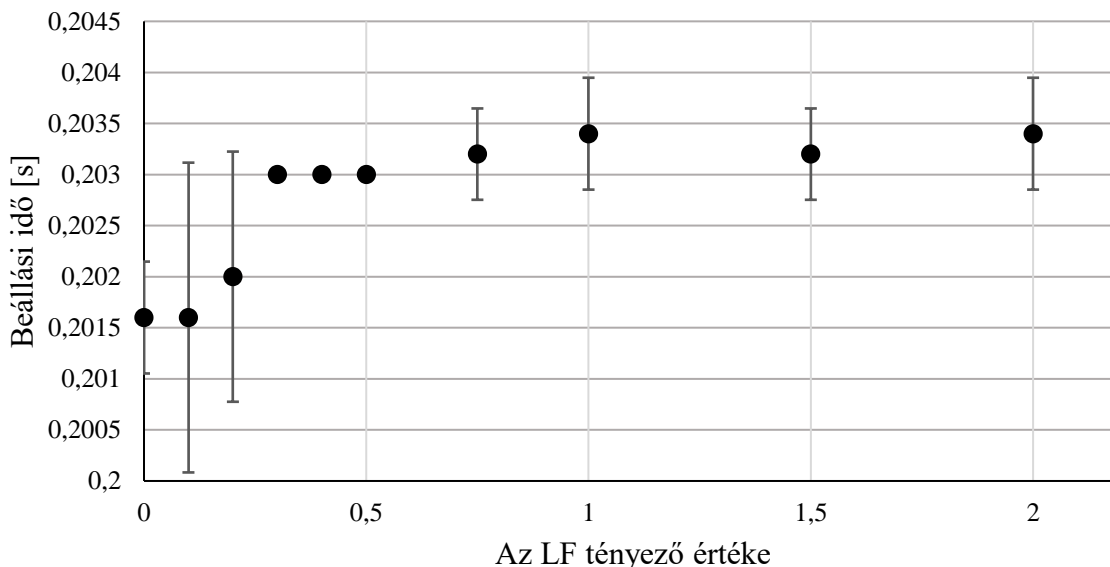
Ennek során különböző L_f értékek mellett elvégeztem a szabályozó optimalizálást a 4.1. egyenlet szerinti kritériumfüggvény felhasználásával genetikus algoritmussal, majd `fminsearch` alkalmazásával. A pozicionálási feladat itt is az alaphelyzetről a 360 mm-es pozícióba történő elmozdulás volt, 5 s-os futtatási idővel. Minden L_f érték esetében 10-10 optimalizálási ciklust hajtottam végre, majd ezek közül az öt legalacsonyabb $ITAE_{L_f}$ -értéket elért beállításokat értékeltem. Az optimalizálás és a futtatás eredményeit a 3. melléklet 8.3. táblázata tartalmazza. Az eredményeket légfogyasztás (4.31. ábra), az abszolút statikus hiba (4.32. ábra) és a beállási idő (4.33. ábra) alapján értékeltem.



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



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



4.33. ábra Az új légfogyasztást is figyelembe vevő kritériumfüggvénnyel optimalizált módosított státusz szabályozó beállási idő eredményei az Lf tényező függvényében

A 4.31-33. ábrák alapján elmondható, hogy a feltételezés helyes volt, vagyis hogy az új K_{rLf} 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 4.1. egyenletet a kritikus légfogyasztás tényezővel, amennyiben a technológia megengedi (vagyis elegendő az itt biztosított ASH és beállási idő).

4.5. 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 résvesztések 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 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 résveszteségeinek csökkentése. Az 5/3-as arányos szelepen a tolattyúkialakítás miatt jelentős résveszteség lép fel az átáramlási keresztmetszetek között, amelyek közül a leszellőző ágak felé áramló résveszteség zárószelepek alkalmazásával minimálisra csökkenthető. Ebben a megoldásban az 5/3-as szelep leszellőző csatlakozóira 2/2-es záró szelepeket csatlakoztatunk. A záró szelepekkel szemben elvárás, hogy résmentes zárást biztosítsanak, amit üléses kialakítással érhetünk el, valamint annak érdekében, hogy az arányos útszeleppel összhangban tudjanak dolgozni, gyorskapcsolású szelepeket kell alkalmazni.

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 jól magyarázható, hiszen minél többször (nagyobb frekvenciával és amplitúdóval) vált az 5/3-as arányos útszelep, annál több levegőt szellőztet le, növelve ezzel a légfogyasztást. Ennek az összefüggésnek a pontos feltárása segítséget nyújthat egy energiatakarékos szabályozási algoritmus vagy optimalizálási kritériumfüggvény fejlesztésében.

Az előbbieken bemutattam, illetve értékeltem a PID kaszkád szabályozó terhelőerő-változásra adott válaszát. Ezekben megállapítottam, hogy a PID kaszkád szabályozó nem az elvárt minőségben reagál a terhelés megváltozására, már 50 N terhelőerő növekedés hatására is átlagosan 5 mm-t meghaladó hibával közelíti meg a pozíciót.

A korábbi fejezetekben azonban nem hangsúlyoztam – és az összevethető értékelés miatt nem foglalkoztam vele-, 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 kompenzálja a terhelőerő-változást.

Ez a viselkedés különösen annak a fényében érdekes, hogy a többi szabályozó algoritmus is rosszul teljesített a terhelőerő növekedésével. Azoknál a szabályozóknál ugyanis, amelyek az 5 s-os vizsgálati idő alatt kisebb szabályozási hibát értek el, billegés lép fel a célpozíció környezetében, ami igen káros jelenség pozicionálás során. Ez pedig a PID kaszkád algoritmus esetében nem jelentkezik, 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. A jelenlegi tapasztalataim alapján két irányban javaslom a fejlesztést:

- a PID kaszkád szabályozó belső szabályozókörének átalakításával,
- a kritérium-függvény módosításával, a szabályozási idő súlyának növelésével.

6. ÖSSZEFOGLALÁS

PNEUMATIKUS LINEÁRIS HAJTÁSOK ENERGIAHATÉKONY POZÍCIÓSZABÁLYOZÁSA

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

Ennek keretében első lépésben összeállítottam a kísérleti pneumatikus berendezést, elkészítettem a rendszer blokkorientált modelljét és mérések alapján identifikáltam és validáltam a modellt. Az 5/3-as arányos útszelep viselkedését leíró szakirodalmi karakterisztikákat a leszellőző oldali résveszteségek elhanyagolása miatt nem találtam kielégítőnek, ezért olyan új átáramlási karakterisztikát dolgoztam ki, amely mind a négy átáramlási keresztmetszetben figyelembe veszi a résveszteségek hatását.

Ezt követően szakirodalmi források alapján kiválasztottam a vizsgálatba vont szabályozási algoritmusokat, amelyek a következők: az iparban legelterjedtebb PID szabályozó, egy állapot megfigyelő szabályozó (módosított státusz szabályozó) és egy nemlineáris robosztus szabályozó, az ún. csattogásmentes csúszómód szabályozó. Ezeken kívül két kaszkád felépítésű szabályozó algoritmust is vizsgáltam, 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. A különböző szabályozók egységes optimalizálása 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 terhelőerő és a célpozíció megváltozására. A terhelőerő-változás hatásának vizsgálatánál több lépcsőben növekvő terhelőerő mellett végeztem el az eredeti célpozíciónak megfelelő pozicionálási feladatot a behangolt szabályozókkal. Ezzel szemben a célpozíció-változás hatásának vizsgálatakor a pozicionálást az eredeti terhelést megtartva végeztem el különböző célpozíciókba irányítva a dugattyút. 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 pneumatikus 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. SUMMARY

ENERGY EFFICIENT POSITION CONTROL OF PNEUMATIC LINEAR DRIVES

The primary purpose of the research was to develop an evaluation system and methodology that allows the control algorithms of the positioned pneumatic linear drives to be uniformly compared and evaluated in terms of the quality of the position control and the system's energy consumption.

In the first step I have designed and assembled the experimental servopneumatic equipment, then created the block-oriented mathematical model of the system and identified the model based on measurements. In the references I did not find adequate characteristics of the behavior of the 5/3 proportional way valve as in the described characteristics the ventricular gap losses were neglected, therefore I have developed a new flow characteristic that takes into account the effect of gap losses in all four flow cross-sections of the proportional way valve.

After that the examined control algorithms were chosen, which were the followings: proportional-integral-derivative algorithm that is most commonly used in industry; a state observer control algorithm and a non-linear robust algorithm: sliding mode controller. In addition, I have examined two cascade structured control algorithms. In these two the internal control circuit contained differential pressure feedback and proportional amplification, one of the external control circuit worked with a PID controller, the other contained status control algorithm.

The tuning of controllers was executed by an optimization process. In order to achieve unified optimization of the various controllers, genetic algorithm was applied that was supplemented by a local gradient minimum search method for a particular positioning task. Time function weighted absolute error integral criterion (ITAE) was the optimization criteria of the procedures.

With the tuned controllers the positioning tasks were performed, the quality of the positioning and the air consumption were determined. I also examined that how each of the control algorithms respond to the changes in the load force and the target position. The results were analyzed by statistical analysis and also evaluated from a technological point of view. On the basis of the results, an evaluation and decision supporting chart was outlined, which helps the user to select control algorithm that the most suited to the needs of the technology and its own priorities.

In addition, I have developed and evaluated a new optimization criteria function that allows to reduce air consumption during positioning without altering the structure of the servopneumatic system.

Based on my research, I have defined new scientific results, made suggestions for the practical utilization of the results and finally presented the questions that require further research.

8. MELLÉKLETEK

M1. Irodalomjegyzék

1. Agarwal S., Mathur S., Mishra P., Kumar V., Rana K.P.S. (2015) Online tuning of fractional order PI controller using particle swarm optimization, 2015 International Conference on Computing, Communication & Automation (ICCCA), DOI: 10.1109/CCAA.2015.7148527
2. Ahn K. K., Ahn H.P.H. (2009) Design and implementation of an adaptive recurrent neural networks (ARNN) controller of the pneumatic artificial muscle (PAM) manipulator, *Mechatronics*, Vol. 19, pp. 816–828.
3. Ahn K., Yokota S. (2005) Intelligent switching control of pneumatic actuator using on/off solenoid valves, *Mechatronics*, Vol. 15, pp. 683–702.
4. Álmos A., Győri S., Horváth G., Várkonyiné Kóczy A. (2002) *Genetikus algoritmusok*, Typotex Kiadó, Budapest
5. Andrikopoulos G., Nikolakopoulos G., Manesis S. (2013) Pneumatic artificial muscles: A switching model predictive control approach, *Control Engineering Practice*, Vol. 21, pp. 1653–1664.
6. Backé W. (1986) The application of servo-pneumatic drives for flexible mechanical handling techniques, *Robotics*, Volume 2(1), pp. 45-56.
7. Beater P. (2007) *Pneumatic drives*, Berlin: Springer
8. Béres Z. (2010) Újszerű pneumatikus pozícionáló rendszer megvalósítása diszkrétállású útváltóval, TDK dolgozat, Gödöllő
9. Bobrow J.E., McDonell B.W. (1998) Modelling, identification and control of a pneumatically actuated force controllable robot, *IEEE Trans Robot Autom.*, Vol. 14(5), pp. 732–742.
10. Carneiro J.F., Almeida F.G. (2014) Micro tracking and positioning using off-the-shelf servopneumatics, *Robotics and Computer-Integrated Manufacture*, Vol. 30(3), pp. 244-255.
11. Czmerk A. (2015) *Pneumatikus rendszerek dinamikájának és beállási pontosságának a javítása*, PhD Tézis, BME Budapest
12. Dindorf R. (2012) Estimating potential energy savings in compressed air systems, *Procedia Engineering*, Vol. 39, pp. 204 – 211.
13. Elek I., Hudáky J. (1979) *Az ipari pneumatika alapjai*, Budapest: Interpress
14. Estrada, A., Plestan, F. (2014) Second order sliding mode output feedback control with switching gains- Application to the control of a pneumatic actuator, *Journal of the Franklin Institute*, Vol. 351, pp. 2335–2355.
15. Farkas I. (2000) *Folyamatirányítás*, Szent István Egyetem, Gödöllő
16. Festo (2008) *Fluidic Muscle DMSP/MAS*, Product catalog
17. Festo (2012) *Linear drives DGP/DGPL*, Product catalog
18. Festo (2015) *Proportional directional control valves MPYE*, Product catalog

19. Festo (2016) Proportional directional control valves VPWP, Product catalog
20. Fischer G.S., Iordachita I., Csoma C., Tokuda J., Dimaio S.P., Tempany C.M. (2008) MRI-compatible pneumatic robot for transperineal prostate needleplacement, *IEEE/ASME Trans Mechatronics*, Vol. 13(3), pp. 295–305.
21. Fok S.C., Ong E.K. (1999) Position control and repeatability of a pneumatic rodless cylinder system for continuous positioning, *Robotics and Computer Integrated Manufacturing*, Vol. 15, pp. 365-371.
22. Gauchel W., Schell R. (2006) Control of a servo-pneumatic gripper with individually movable jaw, *Proceedings of IEEE Conference on Computer Control Systemdesign*, pp. 802–806.
23. Gerhartz J., Scholz D. (2001) Closed-Loop Pneumatics, Festo Didactic, Derkendorf
24. Granosnik G., Borenstein J. (2004) Minimizing air consumption of pneumatic actuators in mobile robots, *IEEE International Conference on Robotics and Automation*, New Orleans, LA., pp. 3634-3639.
25. Gyeviki J. (2007) Szervopneumatikus pozícionálás ponosságának növelése DSP alapú csúszómód szabályozással, PhD értekezés, Debreceni Egyetem, Debrecen
26. Hajtman B. (1968) Bevezetés a matematikai statisztikába, Akadémiai Kiadó, Budapest
27. Hamiti K., Voda-Besançon A., Roux-Buisson H. (1996): Position control of a pneumatic actuator under the influence of stiction, *Control Engineering Practice*, Vol. 4., pp. 1079-1088.
28. Hesselroth T., Sarkar K., van der Smagt P.P., Schulten K. (1994) Neural network control of a pneumatic robot arm, *IEEE Transactions on Systems, Man and Cybernetics*, Vol. 24(1), pp. 28–38.
29. Hodgson S., Le M.Q., Tavakoli M., Pham M.T. (2012) Improved tracking and switching performance of an electro-pneumatic positioning system, *Mechatronics*, Vol. 22(1), pp. 1–12.
30. Huba A., Aradi P., Czmerk A., Lakatos B., Chován T., Varga T. (2014). *Mechatronikai berendezések tervezése*, Budapest, BME MOGI
31. Isermann, R. (2005) *Mechatronic systems: Fundamentals*, Springer, Darmstadt
32. Jiang S., Feng W., Zheng P., Liu J., Yang J. (2013) Pneumatic position servo control of magnetic resonance compatible needle insertion robot, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, Vol. 227(7)
33. Kagawa T., Tokashiki L. R., Fujita T., Sakaki K., Makino F. (2000) Accurate positioning of a pneumatic servo system with air bearings, *Workshop on Power Transmission and Motion Control PTMC 2000*, Bath, pp 257–268.
34. Kanojiya R. G., Meshram P. M. (2012) Optimal tuning of PI controller for speed control of DC motor drive using particle swarm optimization, *2012 International Conference on Advances in Power Conversion and Energy Technologies (APCET)*, DOI: 10.1109/APCET.2012.6302000
35. Korondi P. (Szerk.) (2014) *Robotirányítások*, Budapest: BME MOGI, <http://www.mogi.bme.hu/TAMOP/robotiranyitasok/index.html>

36. Korondi P., Fodor D., D csei-Par czi A. (2014) Digit lis szervo hajt sok, Budapest: BME MOGI
37. Krivts I.L., Krejnin G.V. (2006) Pneumatic actuating systems for automatic equipment: Structure and Design, Taylor & Francis Group LLC, Boca Raton, CRC Press
38. Le M.Q., Pham M.T., Moreau R., Redarce T. (2010) Comparison of a PWM and a hybridforce control for a pneumatic actuator using on/off solenoid valves, Proceedings of IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics 2010, pp. 1146–51.
39. Lee H.K; Choi G.S.; Choi G.H. (2002) A study on tracking position control of pneumatic actuators, Mechatronics, Vol. 12, pp. 813–831.
40. Li J.W., Chen X.B., An Q., Tu S.D., Zhang W.J. (2009) Friction models incorporating thermal effects in highly precision actuators, Review of Scientific Instruments, Vol. 80(4)
41. Li J., Kawashima K., Fujita T., Kagawa, T. (2013) Control design of a pneumatic cylinder with distributed model of pipelines, Precision Engineering, Vol. 37, pp. 880– 887.
42. Lin-Chen Y.Y., Wang J., Wu Q.H. (2003) A software tool development for pneumatic actuator system simulation and design, Computers in Industry, Vol. 51, pp. 73–88.
43. Liu Y-T., Kung, T-T., Chang K-M.; Chen S-Y. (2013) Observer-based adaptive sliding mode control for pneumatic servo system, Precision Engineering, Vol. 37, pp. 522– 530.
44. Luo X., Wang J., Sun H., Derby J.W., Mangan S.J. (2013) Study of a new strategy for pneumatic actuator system energy efficiency improvement via the scroll expander technology, IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, Vol. 18(5), pp. 1508-1518.
45. Meng D., Tao G., Chen J., Ban W. (2011) Modeling of a pneumatic system for high-accuracy position control, International Conference on Fluid Power and Mechatronics (FPM) 2011, pp. 505–510.
46. Messina A., Giannoccaro N.I., Gentile A. (2005) Experimenting and modelling the dynamics of pneumatic actuators controlled by the pulse width modulation (PWM) technique, Mechatronics, Vol. 15, pp. 859–881.
47. Metwally M., Abou El-Azm Aly A., Ola M. (2013) Effect of spool side chambers on dynamic response of contactless electro-operated pneumatic directional control valve, Computres & Fluids, Vol. 86., pp. 125-132.
48. Minh, T.V., Tjahjowidodo, T., Ramon, H., Van Brussel, H. (2010) Cascade position control of a single pneumatic artificial muscle–mass system with hysteresis compensation, Mechatronics, Vol. 20., pp. 402–414.
49. Mishra P., Kumar V., Rana K.P.S. (2014) A novel intelligent controller for combating stiction in pneumatic control valves, Control Engineering Practice, Vol. 33, pp. 94-104.
50. Mishra P., Kumar V., Rana K.P.S. (2015) An online tuned novel nonlinear PI controller for stiction compensation in pneumatic control valves, ISA Transactions, Elsevier, Vol. 58, pp. 434-445.
51. Miyajima T., Fujita T., Sakaki K., Kawashima K., Kagawa T. (2007) Development of a digital control system for high-performance pneumatic servo valve, Precision Engineering, Vol. 31(2), pp. 156–161.

52. Miyajima T., Toshinori F., Kazutoshi S., Kenji K., Toshiharu K. (2007) Development of a digital control system for high-performance pneumatic servo valve, *Precision Engineering*, Vol. 31., pp. 156-161.
53. Mizsey P. (2011) *Folyamatirányítási rendszerek*, Budapest, Typotex Kiadó
54. Mohan B., Saravanakumar D. (2014) Comparison of servo positioning performance of pneumatic cylinders using proportional valve method and PWM control method, *Applied Mechanics and Materials*, Vol. 541–542, pp. 1233–12437.
55. Moilanen P. (2004) Pneumatic servo-controlled material testing device capable of operating at high temperature water and irradiation conditions, PhD dissertation, Finland: Helsinki University of Technology; Helsinki
56. Mousavi S., Kara S., Kornfeld B. (2014) Energy efficiency of compressed air systems, *Procedia CIRP: 21st CIRP Conference on Life Cycle Engineering*, Vol. 15, pp. 313 – 318.
57. Najjari B., Barakati M.S., Mohammadi A., Futohi M.J., Bostanian M. (2014) Position control of an electro-pneumatic system based on PWM technique and FLC, *ISA Transactions*, Vol. 53, pp. 647–657.
58. Nguyen T., Leavitt J.; Jabbari F.; Bobrow J. E. (2007) Accurate sliding-mode control of pneumatic systems using low-cost solenoid valves, *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, Vol. 12(2), pp. 216 – 219.
59. Nuchkrua, T., Leephakpreeda, T. (2015) Fuzzy self-tuning PID control of hydrogen-driven pneumatic artificial muscle actuator, *Journal of Bionic Engineering*, Vol. 10, pp. 329–340.
60. Oliver-Salazar M.A., Szwedowicz-Wasik D., Blanco-Ortega A., Aguilar-Acevedo F., Ruiz-González R. (2017) Characterization of pneumatic muscles and their use for the position control of a mechatronic finger, *Mechatronics*, Vol. 42, pp. 25–40.
61. Pfeffer A., Glück T., Kugi A. (2016) Soft landing and disturbance rejection for pneumatic drives with partial position information, *IFAC-PapersOnLine*, Vol. 49-51, pp. 559–566.
62. Rad C.-R., Hancu O., Maties V., Lapusan C. (2014b) Parameter identification and modeling of a pneumatic proportional valve with applicability in control design of servo-pneumatic systems, *Advanced Concepts in Mechanical Engineering – ACME 2014*, Vol. 658 pp. 700–705.
63. Rad C.-R., Hancu O. (2017) An improved nonlinear modelling and identification methodology of a servo-pneumatic actuating system with complex internal design for high-accuracy motion control applications, *Simulation Modelling Practice and Theory*, Vol. 75, pp. 29–47.
64. Rad C.-R., Hancu O., Lapusan C. (2014) Gray-box modeling and closed-loop temperature control of a thermotronic system, *The 11th IFToMM International Symposium on Science of Mechanisms and Machines*, Springer International Publishing, pp. 197–207.
65. Rahmat M. F. (2011) Review on modeling and controller design in pneumatic actuator control system, *International Journal on Smart Sensing and Intelligent Systems*, Vol. 4(4) pp. 630-661.
66. Rakova E., Weber J. (2015) Process simulation of energy behaviour of pneumatic drives *Procedia Engineering*, Vol. 106, pp. 149 – 157.
67. Rao Z., Bone G. M. (2006) Modeling and control of a miniature servo pneumatic actuator, *Proceeding of IEEE International Conference on Robotics and Automation 2006*, pp. 1806–1811.

68. Richter R. R., Valdiero A. C. (2014) Friction dynamics mathematical modeling in special pneumatic cylinder, ABCM Symp. Series Mechatronics, Vol. 6. pp. 800–808.
69. Righettini P, Giberti H. (2002) A nonlinear controller for trajectory tracking of pneumatic cylinders. Proceedings of 7th International Workshop on Advanced Motion Control, pp. 396–401.
70. Saidur R., Rahim N. A., Hasanuzzaman M. (2010) A review on compressed-air energy use and energy savings, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 14 pp. 1135–1153.
71. Saleem A., Wong C.B., Pu J., Moore P.R. (2009) Mixed-reality environment for frictional parameters identification in servo-pneumatic system, Simulation Modelling Practice and Theory, Vol. 17, pp. 1575–1586.
72. Saleem, A., Taha, B., Tutunji, T., Al-Qaisia, A. (2015) Identification and cascade control of servo-pneumatic system using Particle Swarm Optimization, Simulation Modelling Practice and Theory, Vol. 52. pp. 164-179.
73. Saravanakumar, D., Mohan B., Muthuramalingam T. (2017) A review on recent research trends in servo pneumatic positioning systems, Precision Engineering, Vol. 49, pp. 481–492.
74. Sárosi J. (2013) Pneumatikus mesterséges izmok működésének statikus és dinamikus modellezése, nagypontosságú pozicionálása, Doktori disszertáció, SZIE MTDI, Gödöllő
75. Sato, K.; Sano, Y. (2014) Practical and intuitive controller design method for precision positioning of a pneumatic cylinder actuator stage, Precision Engineering, Vol. 38, pp. 703–710.
76. Shih M.-C., Hwang C. (1997) Fuzzy PWM control of the positions of a pneumatic robot cylinder using high speed solenoid valve, JSME International Journal Series C Mechanical Systems, Machine Elements and Manufacturing, Vol. 40(3), pp. 469-476 .
77. Shih M.-C., Tseng S.-I. (1995) Identification and position control of a servo pneumatic cylinder, Control Engineering Practice, Vol. 3(9), pp. 1285-1290.
78. Shtessel Y., Taleb M., Plestan F. (2012) A novel adaptive-gain super twisting sliding mode controller: Methodology and application, Automatica, Vol. 48, pp. 759–769.
79. Song C., Xie S., Zhou Z., Hu Y. (2015) Modeling of pneumatic artificial muscle using a hybrid artificial neural network approach, Mechatronics, Vol. 31 pp. 124-131.
80. Song J.; Ishida Y; (1997) Robust tracking controller design for pneumatic servo system, Int. J. Engng Sci., Vol. 35(10/11), pp. 905-920.
81. Sorli M.; Gastaldi L.; Codina, E.; de las Heras, S. (1999) Dynamic analysis of pneumatic actuators, Simulation Practice and Theory, Vol. 7, pp. 589-602.
82. Széll K., Czmerk A. (2015) Linear identification of a servo-pneumatic system, Recent Innovations in Mechatronics, Vol. 2(1-2)
83. Taghizadeh M., Ghaffari A., Najafi F. (2008) A linearization approach in control of PWM-driven servo-pneumatic systems, Proceedings of 40th South-eastern Symposium on System Theory, pp. 395–399.
84. Taghizadeh M.; Ghaffari A., Najafi, F. (2009) Improving dynamic performances of PWM-driven servo-pneumatic systems via a novel pneumatic circuit, ISA Transactions, Vol. 48, pp. 512-518.

85. Takosoglu J.E., Dindorf R.F., Laski P.A. (2009) Rapid prototyping of fuzzy controller pneumatic servo-system, *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, Vol. 40(3–4), pp. 349–361.
86. Tsai Y-C., Huang A-C. (2008) Multiple-surface sliding controller design for pneumatic servo systems, *Mechatronics*, Vol. 18. pp. 506–512.
87. Van der Merwe J., Scheffer C. (2013) Parameter identification and evaluation of a proportional directional flow control valve model, *R&D J. South African Institute of Mechanical Engineering*, Vol. 29, pp. 18–25.
88. van Varseveld R. B.; Bone G. M. (1997) Accurate position control of a pneumatic actuator using on/off solenoid valves, *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, Vol. 2(3) pp. 195 – 204.
89. Virvalo T. (1989) Designing of pneumatic position servo system, *Hydraulic, Pneumatic and Mechanical Power Int.*, Vol. 35. pp: 408-413.
90. Virvalo, T. (1992) Distributed motion control in hydraulics and pneumatics, *Mechatronics*, Vol. 2(3) pp. 277-288.
91. Wang J., Pu J, Moore P. (1999/a) Accurate position control of servo pneumatic actuator systems: an application to food packaging., *Control Engineering Practice*, Vol. 7(6) pp. 699–706.
92. Wang J., Pu J., Moore P. (1999/b) A practical control strategy for servo-pneumatic actuator systems, *Control Engineering Practice*, Vol. 7 pp. 1483-1488.
93. Wang S., Sato K. (2016) High-precision motion control of a stage with pneumatic artificial muscles, *Precision Engineering*, Vol. 43 pp. 448-461.
94. Xiang F., Wikander J. (2004) Block-oriented approximate feedback linearization for control of pneumatic actuator system, *Control Engineering Practice*, Vol. 12(4) pp. 387–399.
95. Zhang H.X., Wang W., Zhang J. W. (2008) High stiffness pneumatic actuating scheme and improved position control strategy realization of a pneumatic climbing robot, *Proceedings of IEEE International Conference on Robotics and Biometrics 2008*, pp. 1806–11.
96. Zhu X., Tao G., Yao B., Cao, J. (2008) Adaptive robust posture control of a parallel manipulator driven by pneumatic muscles, *Automatica*, Vol. 44, pp. 2248-2257.

M2. Az értekezés témaköréhez kapcsolódó saját 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) Pozíciószabályozási lehetőségek a pneumatikus rendszerekben, Mezőgazdasági Technika, 58. évf. 3. sz. 2-5. o.
2. **Sárközi E.**, Jánosi L. (2017) Pneumatikus rendszerek energiafelhasználásának csökkentési lehetőségei, Mezőgazdasági Technika, 58. évf. 1. sz. 2-5. o.
3. **Sárközi E.**, Jánosi L. (2008.) Különböző repcefajták olajainak összehasonlítása elemi C- és H-tartalom alapján, Gép, 59. évf. 12. sz., 37-40. o.

Nemzetközi konferencia proceedings

1. **Sárközi E.**, Földi L. (2016) Genetic algorithm based parameter optimization of 3 control methods of pneumatic positioning system, Proceedings of the 4th International Scientific Conference on Advances in Mechanical Engineering (ISCAME 2016), pp. 446-451., ISBN: 978-963-473-944-9
2. **Sárközi E.** (2016) Modelling and simulation of pneumatic cylinder using Stribeck friction, 11th International Conference of the Carpathian Euro-Region Specialists in Industrial Systems (CEurSIS 2016), Baia Mare, Romania, pp. 127-135., ISBN: 978-606-737-166-6
3. **Sárközi E.**, Földi L. (2016) The effect of the leakages on the behavior of 5/3 pneumatic proportional directional control valve, 11th International Conference of the Carpathian Euro-Region Specialists in Industrial Systems (CEurSIS 2016), Baia Mare, Romania, pp. 132-137., ISBN: 978-606-737-166-6
4. **Sárközi E.**, Földi L., Jánosi L. (2015) Force and position control of pneumatic drives, Proceedings of the 3rd International Scientific Conference on Advances in Mechanical Engineering (ISCAME 2015), pp. 184-189., ISBN: 978-963-473-917-3

Magyar nyelvű konferencia abstract

1. Földi L., Jánosi L., **Sárközi E.** (2005) Pneumatikus munkahengerekben lezajló dinamikus folyamatok modellezése Matlab Simulink környezetben, XXIX. Kutatási és Fejlesztési Tanácskozáson elhangzott előadások gyűjteménye; Gödöllő, SZIE GÉK - FVM MGI, 29. évf. 2. sz. 6. o.

M3. Kiegészítő táblázatok

8.1. táblázat Pozícionálási eredmények változó terhelőerő hatására

Terhelőerő [N]	Jellemző		PID	Módosított státusz	Csúszómód	PID kaszkád	Mód. státusz kaszkád	
0 N	ITAE	átlag	0,191	0,191	0,192	0,190	0,190	
		szórás	0,000	0,001	0,001	0,000	0,000	
	Absz. statikus hiba [mm]	átlag	0,009	0,010	0,011	0,010	0,010	
		szórás	0,003	0,000	0,003	0,000	0,000	
	Túllendülés [mm]	átlag	0,228	1,879	0,501	1,046	1,702	
		szórás	0,261	3,154	0,507	2,020	0,829	
	Beállási idő [s]	átlag	0,203	0,201	0,206	0,200	0,199	
		szórás	0,001	0,001	0,002	0,001	0,000	
	Légfogyasztás [(N)l]	átlag	1,341	1,388	1,287	3,344	3,460	
		szórás	0,111	0,037	0,061	0,792	0,382	
	50 N	ITAE ₅₀	átlag	0,748	1,055	1,140	2,244	2,529
			szórás	0,282	0,021	0,296	0,405	0,411
Absz. statikus hiba [mm]		átlag	2,933	3,264	5,573	7,000	8,772	
		szórás	1,598	0,442	1,578	1,447	1,480	
Túllendülés [mm]		átlag	2,277	4,464	0,818	0,000	0,000	
		szórás	1,029	2,361	0,374	0,000	0,000	
Beállási idő [s]		átlag	0,243	0,241	0,248	0,245	0,241	
		szórás	0,002	0,001	0,003	0,009	0,001	
Légfogyasztás [(N)l]		átlag	1,455	1,634	1,366	3,312	3,450	
		szórás	0,186	0,063	0,059	0,779	0,363	
100 N		ITAE ₁₀₀	átlag	1,252	1,273	1,980	4,382	5,999
			szórás	0,242	0,036	0,188	1,004	0,592
	Absz. statikus hiba [mm]	átlag	3,694	3,967	9,175	13,246	21,008	
		szórás	1,377	0,446	3,387	3,757	2,213	
	Túllendülés [mm]	átlag	4,730	5,875	1,738	0,000	0,000	
		szórás	1,316	2,684	0,742	0,000	0,000	
	Beállási idő [s]	átlag	0,306	0,304	0,312	1,353	nem éri el	
		szórás	0,002	0,001	0,003	1,308	—	

Terhelő- erő [N]	Jellemző		PID	Módosított státusz	Csúszó- mód	PID kaszád	Mód. státusz kaszád
100 N	Légfogyasztás [(N)I]	átlag	1,570	1,715	1,444	3,228	3,358
		szórás	0,200	0,065	0,055	0,733	0,350
150 N	ITAE ₁₅₀	átlag	1,145	1,311	2,928	6,549	8,060
		szórás	0,306	0,189	0,535	1,542	1,310
	Absz. statikus hiba [mm]	átlag	3,100	3,625	11,682	19,780	27,952
		szórás	1,368	0,984	3,666	6,558	4,748
	Túllendülés [mm]	átlag	0,949	0,534	0,000	0,000	0,000
		szórás	2,007	1,127	0,000	0,000	0,000
	Beállási idő [s]	átlag	0,427	0,424	0,436	3,152	nem éri el
		szórás	0,003	0,001	0,005	1,013	—
	Légfogyasztás [(N)I]	átlag	1,611	1,663	1,584	2,980	3,162
		szórás	0,080	0,049	0,025	0,611	0,272
200 N	ITAE ₂₀₀	átlag	2,347	2,323	4,044	8,328	11,935
		szórás	0,341	0,099	0,392	2,321	1,831
	Abszolút statikus hiba [mm]	átlag	3,919	4,760	14,481	23,513	40,190
		szórás	2,453	2,591	1,541	8,802	6,718
	Túllendülés [mm]	átlag	5,036	1,673	0,000	0,000	0,000
		szórás	4,596	0,316	0,000	0,000	0,000
	Beállási idő [s]	átlag	0,741	0,734	0,913	3,681	nem éri el
		szórás	0,015	0,003	0,163	0,676	—
	Légfogyasztás [(N)I]	átlag	1,755	1,837	1,707	2,601	2,698
		szórás	0,082	0,033	0,011	0,430	0,203
ITAE FT (Σ ITAE _i)		átlag	5,682	6,153	10,284	21,692	28,714
		szórás	0,567	0,307	0,879	5,151	4,089

8.2. táblázat Az abszolút statikus hibák a célpozíció megváltozásának hatására

Szabályozási algoritmus	Sorszám	Abszolút statikus hibák [mm]					
		Célpozíció					
		90 mm	180 mm	225 mm	270 mm	315 mm	405 mm
PID	1	3,24	3,94	4,45	2,17	2,48	0,86
	2	1,84	4,11	4,68	4,63	4,17	0,76
	3	0,16	4,30	4,86	3,17	2,28	0,07
	4	0,48	4,31	1,83	3,50	2,69	3,20
	5	3,35	4,93	1,60	4,18	4,08	1,39
	6	1,72	4,49	1,11	4,15	2,97	2,46
	7	1,66	4,37	1,11	4,08	2,68	1,58
	8	0,02	3,17	0,81	2,52	2,85	3,00
	9	0,37	2,66	1,12	2,53	2,90	0,25
	10	2,83	2,97	1,76	2,18	3,14	0,90
	átlag	1,567	3,925	2,333	3,311	3,024	1,447
	szórás	1,277	0,740	1,642	0,923	0,630	1,104
Módosított státusz	1	3,13	5,15	3,97	3,21	3,30	3,31
	2	3,13	5,15	3,97	3,21	3,30	3,31
	3	3,57	4,68	4,91	3,64	4,41	1,03
	4	1,13	4,28	1,28	3,63	2,92	2,66
	5	3,78	4,60	1,40	3,56	3,17	2,58
	6	3,78	4,60	1,40	3,56	3,17	2,58
	7	0,40	4,43	3,86	4,23	4,20	2,14
	8	0,93	4,41	4,69	3,54	4,48	2,50
	9	2,76	3,89	4,56	4,47	0,28	0,89
	10	2,77	4,19	3,99	4,11	0,91	0,76
	átlag	2,538	4,538	3,403	3,716	3,014	2,176
	szórás	1,251	0,396	1,453	0,421	1,399	0,955
Csúszó-mód	1	1,38	4,97	0,07	3,21	3,47	3,52
	2	1,28	4,86	0,14	3,26	3,63	6,68
	3	1,22	4,41	0,66	3,74	3,58	4,33
	4	1,22	4,77	0,26	3,35	3,65	3,79
	5	2,94	4,54	0,08	4,53	3,18	1,92
	6	2,94	4,54	0,08	4,53	3,18	1,92

Szabályozási algoritmus	Sorszám	Abszolút statikus hibák [mm]					
		Célpozíció					
		90 mm	180 mm	225 mm	270 mm	315 mm	405 mm
Csúszó-mód	7	2,31	3,14	0,31	2,91	3,73	1,61
	8	3,44	3,10	1,21	5,45	3,98	1,98
	9	2,20	4,22	0,69	2,77	3,53	1,92
	10	2,97	4,52	0,44	4,36	3,37	0,63
	átlag	2,188	4,307	0,394	3,811	3,530	2,830
	szórás	0,862	0,664	0,368	0,869	0,246	1,764
PID kaszkád	1	0,21	0,01	0,10	0,98	0,49	0,71
	2	1,41	0,44	1,14	1,02	1,18	0,67
	3	2,96	2,50	1,89	2,17	2,35	2,96
	4	4,00	0,67	2,50	2,60	3,42	2,35
	5	2,37	2,03	0,01	0,98	4,37	2,64
	6	2,08	1,08	0,92	1,45	3,87	1,20
	7	3,04	1,89	0,29	1,02	2,60	2,18
	8	2,08	1,43	1,26	1,79	2,25	1,74
	9	0,89	0,16	1,58	1,59	0,30	0,73
	10	2,39	2,00	1,88	3,09	1,91	5,45
	átlag	2,144	1,222	1,157	1,669	2,274	2,063
	szórás	1,099	0,877	0,836	0,745	1,365	1,457
Módosított státusz kaszkád	1	1,48	1,25	1,55	0,11	0,66	1,37
	2	1,48	1,25	1,55	0,11	0,66	1,37
	3	1,37	0,60	1,02	1,00	2,29	2,25
	4	1,37	0,60	1,02	1,00	2,29	2,25
	5	0,77	2,36	1,65	1,89	2,53	1,93
	6	0,77	2,36	1,65	1,89	2,53	1,93
	7	2,82	1,76	1,37	1,27	2,11	2,44
	8	2,82	1,76	1,37	1,27	2,11	2,44
	9	3,22	2,27	3,94	0,87	1,22	3,24
	10	3,22	2,27	3,94	0,87	1,22	3,24
	átlag	1,931	1,647	1,906	1,028	1,762	2,246
	szórás	0,980	0,692	1,096	0,609	0,745	0,649

8.3. táblázat A módosított státusz szabályozó optimalizálási és futtatási eredményei különböző légfogyasztás tényező (LF) mellett

Lf értéke	Sorszám	ITAE Lf	ASH [mm]	Túllendülés [mm]	Beállási idő [s]	Légfogy. [(N)l]	Kx	Kv	P
0	1.	0,1906	0,01	1,00	0,201	1,43			
	2.	0,1906	0,01	1,00	0,201	1,43			
	3.	0,1906	0,01	0,32	0,202	1,41			
	4.	0,1906	0,01	0,68	0,202	1,39			
	5.	0,1906	0,01	0,08	0,202	1,40			
	átlag	0,1906	0,010	0,616	0,202	1,412			
	szórás	0,0000	0,000	0,411	0,001	0,018			
0,1	1.	0,3188	0,01	0,14	0,203	1,28	2,7286	0,0143	0,7818
	2.	0,3195	0,01	0,00	0,203	1,29	2,6458	0,0151	0,8178
	3.	0,3216	0,01	0,16	0,202	1,31	0,8419	0,0058	2,7197
	4.	0,3256	0,02	8,08	0,200	1,34	5,1941	0,0304	0,5431
	5.	0,3256	0,02	8,08	0,200	1,34	5,1941	0,0304	0,5431
	átlag	0,3222	0,014	3,292	0,202	1,312			
	szórás	0,0033	0,006	4,371	0,002	0,028			
0,2	1.	0,4365	0,01	0,11	0,203	1,23	1,9729	0,0033	0,9395
	2.	0,4425	0,01	0,00	0,203	1,26	2,9236	0,0109	0,6844
	3.	0,4488	0,01	0,20	0,202	1,29	6,7994	0,0400	0,3221
	4.	0,4501	0,01	11,92	0,200	1,29	2,5379	0,0064	1,0576
	5.	0,4515	0,02	0,00	0,202	1,30	2,2333	0,0150	1,0108
	átlag	0,4459	0,012	2,446	0,202	1,274			
	szórás	0,0063	0,005	5,297	0,001	0,029			
0,3	1.	0,5658	0,02	0,02	0,203	1,25	1,8314	0,0057	1,0684
	2.	0,5677	0,02	0,00	0,203	1,26	3,4903	0,0124	0,5701
	3.	0,5677	0,02	0,00	0,203	1,26	1,8473	0,0102	1,1688
	4.	0,5761	0,02	0,19	0,203	1,28	6,4610	0,0370	0,3348
	5.	0,5768	0,02	0,00	0,203	1,29	1,7318	0,0091	1,6248
	átlag	0,5708	0,020	0,042	0,203	1,268			
	szórás	0,0052	0,000	0,083	0,000	0,016			

Lf értéke	Sorszám	ITAE Lf	ASH [mm]	Túllendülés [mm]	Beállási idő [s]	Légfogy. [(N)l]	Kx	Kv	P
0,4	1.	0,6803	0,01	0,06	0,203	1,22	2,3852	0,0034	0,7682
	2.	0,6803	0,01	0,06	0,203	1,22	2,3852	0,0034	0,7682
	3.	0,6874	0,02	0,31	0,203	1,24	2,3852	0,0034	0,7682
	4.	0,6895	0,02	0,00	0,203	1,25	3,0315	0,0076	0,6343
	5.	0,6895	0,02	0,00	0,203	1,25	2,6856	0,0078	0,7221
	átlag	0,6844	0,015	0,108	0,203	1,233			
	szórás	0,0048	0,006	0,138	0,000	0,015			
0,5	1.	0,8006	0,02	0,08	0,203	1,22	3,8466	0,0045	0,4718
	2.	0,8065	0,02	0,00	0,203	1,23	3,1671	0,0060	0,5884
	3.	0,8065	0,02	0,00	0,203	1,23	3,1671	0,0060	0,5884
	4.	0,8118	0,02	0,17	0,203	1,24	1,0478	0,0027	1,8329
	5.	0,8244	0,02	0,03	0,203	1,27	3,2441	0,0140	0,6320
	átlag	0,8100	0,020	0,056	0,203	1,238			
	szórás	0,0090	0,000	0,072	0,000	0,019			
0,75	1.	1,0935	0,01	0,43	0,203	1,20	6,1839	0,0002	0,2840
	2.	1,0963	0,02	0,00	0,204	1,21	2,3052	0,0008	0,7633
	3.	1,1051	0,02	0,08	0,203	1,22	3,0039	0,0034	0,6035
	4.	1,1058	0,02	0,00	0,203	1,22	2,6795	0,0032	0,6773
	5.	1,1169	0,02	0,05	0,203	1,23	3,3829	0,0153	0,6114
	átlag	1,1035	0,018	0,112	0,203	1,216			
	szórás	0,0092	0,005	0,181	0,000	0,011			
1	1.	1,3981	0,02	0,00	0,204	1,21	6,2991	0,0023	0,2793
	2.	1,3981	0,02	0,00	0,204	1,21	6,2991	0,0023	0,2793
	3.	1,4015	0,02	0,02	0,203	1,21	4,0649	0,0024	0,4366
	4.	1,4559	0,03	0,00	0,203	1,26	3,9746	0,0166	0,5122
	5.	1,4559	0,03	0,00	0,203	1,26	3,9746	0,0166	0,5122
	átlag	1,4219	0,024	0,004	0,203	1,230			
	szórás	0,0311	0,006	0,009	0,001	0,027			

Lf értéke	Sorszám	ITAE Lf	ASH [mm]	Túl-lendülés [mm]	Beállási idő [s]	Lég-fogy. [(N)l]	Kx	Kv	P
1,5	1.	1,9976	0,02	0,06	0,204	1,20	3,1940	0,0005	0,5478
	2.	2,0089	0,03	0,10	0,203	1,21	2,8278	0,0019	0,6308
	3.	2,0174	0,03	0,06	0,203	1,22	2,3724	0,0025	0,7617
	4.	2,0353	0,02	0,09	0,203	1,23	5,5136	0,0099	0,3374
	5.	2,0538	0,03	0,05	0,203	1,24	4,3729	0,0112	0,4384
	átlag	2,0226	0,026	0,072	0,203	1,220			
	szórás	0,0222	0,006	0,022	0,000	0,016			
2	1.	2,6014	0,03	0,03	0,204	1,21	4,3084	0,0009	0,4067
	2.	2,6086	0,03	0,01	0,204	1,21	3,3792	0,0016	0,5230
	3.	2,6372	0,03	0,12	0,203	1,22	2,3316	0,0033	0,7862
	4.	2,6579	0,04	0,03	0,203	1,23	4,5210	0,0092	0,4149
	5.	2,6737	0,04	0,11	0,203	1,24	1,3021	0,0033	1,4714
	átlag	2,6358	0,034	0,060	0,203	1,222			
	szórás	0,0310	0,006	0,051	0,001	0,013			

KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

Ezúton szeretnék köszönetet mondani témavezetőmnek, Dr. Jánosi Lászlónak, a sokéves szakmai támogatásért és a dolgozatom elkészítésében nyújtott segítségért.

Köszönöm Dr. Földi László kollégámnak a témaválasztásban és a szakmai kérdésekben nyújtott segítségét.

Köszönöm Dr. Kalácska Gábornak és a Gépipari Technológiai Intézet oktatóinak a támogatást, a keddi reggeli IPMP alkalmak mind motivációban, mind szakmai kérdésekben kiemelkedő segítséget nyújtottak.

Köszönöm a Műszaki Tudományi Doktori Iskola támogatását és a bírálók munkáját.

Köszönöm Madarász Istvánnak, hogy technikai háttérrel biztosított a szimulációkhoz.

Köszönöm a támogatást mindazoknak -köztük a korábbi Jármű- és Hőtechnika Tanszék dolgozóinak-, akik az előző témám munkálatai során segítségemre voltak.

Köszönöm a családomnak.