

DEBRECENI EGYETEM

**KERPELY KÁLMÁN NÖVÉNYTERMESZTÉSI- ÉS KERTÉSZETI
TUDOMÁNYOK DOKTORI ISKOLA**

Doktori Iskola vezető:

Dr. Nagy János
egyetemi tanár, az MTA doktora

Témavezetők:

Dr. Csizmazia Zoltán, CSc
professor emeritus

Dr. Véha Antal, CSc
egyetemi tanár

PNEUMATIKUS LINEÁRIS HAJTÁSOK ENERGETIKAI OPTIMALIZÁLÁSA

Készítette:

Toman Péter László
doktorjelölt

Debrecen

2017

PNEUMATIKUS LINEÁRIS HAJTÁSOK ENERGETIKAI OPTIMALIZÁLÁSA

Értekezés a doktori (Ph.D.) fokozat megszerzése érdekében a növénytermesztési- és
kertészeti tudományok tudományágban

Írta: Toman Péter okleveles gépészmérnök

Készült a Debreceni Egyetem Kerpely Kálmán Doktori Iskolája
Növénytermesztési és kertészeti tudományok doktori programja keretében

Témavezetők: Dr. Csizmazia Zoltán professor emeritus és Dr. Véha Antal egyetemi tanár

A doktori szigorlati bizottság:

Név	Tud. fokozat
Elnök: Dr. Rátonyi Tamás	PhD
Tagok: Dr. Ancza Erzsébet	PhD
Dr. Hagymássy Zoltán	PhD

A doktori szigorlat időpontja: 2016 november 24.

Az értekezés bírálói:

név	tud. fokozat	Aláírás:
.....		
.....		

Értékelő bizottság:

név	tud. fokozat	Aláírás
elnök:		
tagok:		
.....		
.....		
titkár:		

Az értekezés védésének időpontja: 2017.

TARTALOM

JELÖLÉSEK, RÖVIDÍTÉSEK.....	4
Irodalomból átvett jelölések.....	4
Saját jelölések	7
1. BEVEZETÉS	10
1.1 Pneumatikus aktuátorok	11
1.2 A kutatás célja	12
2. IRODALMI ÁTTEKINTÉS	13
2.1. Csúszófelület tervezése	30
2.2. Szabályozási törvény megválasztása.....	30
2.3. Csattogásmentes megvalósítás	32
2.4. Határréteg bevezetése a csattogás csökkentésére	33
2.5. Állapot megfigyelő alkalmazása	34
2.6. Kaszkád szabályozás alkalmazása.....	35
3. ANYAG ÉS MÓDSZER.....	48
3.1 Kísérleti berendezés megvalósítása.....	48
3.2. A pozicionáló berendezés vázlata	49
3.3 A manipulátor	53
4. EREDMÉNYEK	55
4.1. Fékezési felépítések.....	55
4.2. Matematikai modellek.....	57
4.3. Az integrálás eredményei	57
4.4. Energetikai elemzések.....	59
4.5. Javasolt rendszerek.....	64
4.5.1. Ellenáramú fékezés	64
4.5.2. Energiatakarékos fékezés	65
4.5.3. Alacsony nyomású pozicionálás	66
4.5.4. Szabályozható ütközős pozicionálás	67
4.5.5. A szabadon pozicionálható pneumatikus hajtások	68
5. KÖVETKEZTETÉSEK, JAVASLATOK	71
6. ÚJ TUDOMÁNYOS EREDMÉNYEK.....	75
7. GYAKORLATBAN ALKALMAZHATÓ EREDMÉNYEK.....	76
8. ÖSSZEFOGLALÁS.....	78
9. SUMMARY	81
10. IRODALOM	84
11. PUBLIKÁCIÓK AZ ÉRTEKEZÉS TÉMAKÖRÉBEN	94
.....	95

12.NYILATKOZATOK.....	96
-----------------------	----

JELÖLÉSEK, RÖVIDÍTÉSEK

Irodalomból átvett jelölések

w	<i>áramlási sebesség</i>	[m/s]
p	<i>nyomás</i>	[Pa]
p_0	<i>környezeti nyomás</i>	[Pa]
T	<i>hőmérséklet</i>	[K]
T_0	<i>hengerben lévő levegő hőmérséklete</i>	[K]
ρ	<i>sűrűség</i>	[kg/m ³]
v	<i>fajtérfogat</i>	[m ³ /kg]
R	<i>gázállandó</i>	[J/kgK]
c_p	<i>állandó nyomáson vett fajhő</i>	[J/kgK]
c_v	<i>állandó térfogaton vett fajhő</i>	[J/kgK]
χ	<i>adiabatikus kitevő</i>	[-]
$\dot{m}$	<i>időegység alatt átáramló levegő tömege</i>	[kg/s]
A	<i>keresztmetszet</i>	[m ²]
A_f	<i>fűvóka keresztmetszet</i>	[m ²]
β	<i>sebességtényező</i>	[-]
α	<i>kontrakciótényező</i>	[-]
μ	<i>átfolyási tényező</i>	[-]
A_a	<i>dugattyú keresztmetszet (a hengertér)</i>	[m ²]
A_b	<i>dugattyú keresztmetszet (b hengertér)</i>	[m ²]
k	<i>rugómerevség</i>	[N/m]
x	<i>elmozdulás</i>	[m]
p	<i>beáramló levegő nyomása</i>	[Pa]
p_0	<i>hengerben lévő levegő nyomása</i>	[Pa]

p_a	nyomás az a hengertérben	[Pa]
p_b	nyomás az b hengertérben	[Pa]
d	csillapítási tényező	[Ns/m]
F_f	Coulomb-féle súrlódóerő	[N]
V_0	a hengertér térfogata	[m ³]
V_a	az a hengertér térfogata	[m ³]
V_b	a b hengertér térfogata	[m ³]
V_{a0}	az a hengertér holttérfogata	[m ³]
V_{b0}	a b hengertér holttérfogata	[m ³]
M	gyorsított tömeg	[kg]
L	lökethossz	[m]
m_a	az a hengertérben lévő levegő tömege	[kg]
m_b	a b hengertérben lévő levegő tömege	[kg]
$\dot{m}_{abe}$	időegység alatt az a hengertérbe beáramló levegő tömege	[kg/s]
$\dot{m}_{aki}$	időegység alatt az a hengertérből kiáramló levegő tömege	[kg/s]
$\dot{m}_{bbe}$	időegység alatt a b hengertérbe beáramló levegő tömege	[kg/s]
$\dot{m}_{bki}$	időegység alatt a b hengertérből kiáramló levegő tömege	[kg/s]
μ_{fa}	átfolyási tényező	[-]
μ_{fb}	átfolyási tényező	[-]
ψ	átömlési tényező	[-]
ψ'	átömlési tényező	[-]
u	beavatkozájel	
K_P	paraméter (arányos)	
K_I	paraméter (integráló)	
K_D	paraméter (differenciáló)	

r	<i>alapjel</i>
e	<i>hibajel</i>
t	<i>idő</i>
s	<i>skalár változó</i>
e_0	<i>a hibajel kezdeti értéke</i>
e_K	<i>küszöbérték</i>
e_P	<i>hibajel a P pontban</i>
P	<i>tetszőleges pont a fázissíkon</i>
λ	<i>a csúszófelület definíciójában szereplő paraméter</i>
ε	<i>határ réteg</i>
$\mathbf{x}(t)$	<i>a rendszer állapotvektora</i>
$y(t)$	<i>a rendszer kimenete</i>
g_0	<i>pozitív konstans</i>
g_1	<i>pozitív konstans</i>
u_b	<i>beavatkozójel</i>
$V(e \dots e^{(n)})$	<i>Ljapunov függvény</i>
η	<i>pozitív valós szám</i>
δ	<i>pozitív konstans</i>
$z(t)$	<i>zavarójel</i>
u_{eq}	<i>equiválens beavatkozójel</i>
κ	<i>konstans</i>

Irodalomból átvett rövidítések

PID *Proportional Integral Derivative (Arányos integráló differenciáló)*

DDC *Direct Digital Control (Közvetlen digitális szabályozás)*

VSS *Variable Structure Systems (Változó struktúrájú rendszer)*

VSC *Variable Structure Control (Változó struktúrájú szabályozó)*

DSP Digital Signal Processor (Digitális jelprocesszor)

PC Personal Computer (Személyi számítógép)

PLC Programmable Logic Controller (Programozható Logikai Vezérlő)

PWM Impulzusszélesség moduláció

NYÁK Nyomtatott Áramköri Kártya

Saját jelölések

Az alkalmazott jelölések általában relatív értékek, vagy egyszerű megnevezések, tehát dimenzió nélküliek. Az ettől eltérő jelölések dimenzióját közöljük.

TD Inkrementális jeladó

X Elmozdulás [m]

C Munkahenger

P Nyomás [Pa]

V Szelep

TMS 320 LF 2407 Célhardver

SDRAM SD memóriakártya

JTAG Célhardver

eZdspTM for TMS 320 LF 2407 Vezérlőkártya

AD 420 D/A Jelátalakító

ICL 3232 IBN Kommunikációs IC

LINIMIK MSA 320 Inkrementális útadó

BTL5-S 101 Útadó

MAX 488 Jelösszesítő

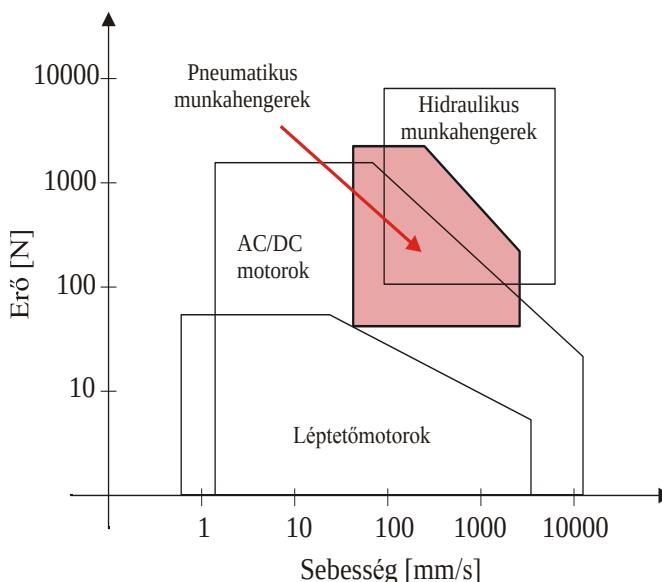
$\prod_{21}^F$ *Numerikus integrálási tartomány*

θ	<i>Relatív hőmérséklet</i>	
B	<i>Inerciális mutató</i>	
χ	<i>Statikus terhelési mutató</i>	
M_s	<i>Relatív felhasznált levegő tömeg</i>	
R	<i>Gázállandó</i>	
T	<i>Hőmérséklet</i>	
η	<i>Hatásfok</i>	
l_p	<i>Munka</i>	
T_M	<i>Hőmérséklet</i>	
P_M	<i>Nyomás</i>	
P_a	<i>Nyomás</i>	
η_{cp}	<i>Hatásfok</i>	
W	<i>Munka</i>	<i>[J]</i>
F_1	<i>Felület</i>	<i>[m²]</i>
s	<i>Út</i>	<i>[m]</i>
ΔE_φ	<i>Veszteség</i>	
ΔE_{np}	<i>Veszteség</i>	
ΔE_{nn}	<i>Veszteség</i>	
ΔE_{mo}	<i>Veszteség</i>	
ΔE_{un}	<i>Veszteség</i>	
ΔE_φ	<i>Veszteség</i>	
ΔE_{up}	<i>Veszteség</i>	
$\Delta E_{\beta p}$	<i>Veszteség</i>	
E_{15}	<i>Energia</i>	<i>[J]</i>
E_p	<i>Energia</i>	<i>[J]</i>
σ_K	<i>Relatív nyomás</i>	

σ_a	<i>Relatív nyomás</i>	
γ_T	<i>Relatív elmozdulás</i>	
P_m	<i>Nyomás</i>	<i>[Pa]</i>
$\overline{M}$	<i>Fajlagos tömeg</i>	
$\overline{V}$	<i>Relatív sebesség</i>	

1. BEVEZETÉS

Az energetikai optimalizálás ma számos területen, így a mozgások, mozgatások esetén is alapvető kérdés. A mozgások között a lineáris mozgások jelentős helyet foglalnak el. A lineáris mozgások megvalósításának számos módja van (**1. ábra**).



1. ábra. Lineáris aktuátorok Gyeviki (2007)

Kedvező árak miatt, leginkább a lineáris aktuátorokat alkalmazzák. Működési elvük szerint hidraulikus-, pneumatikus- és elektromechanikus működésűek lehetnek. Természetesen minden rendszernek van előnye és hátránya. Ezeket összevetve egyre nő az érdeklődés a pneumatikus hajtás és pozicionálás iránt. Ezt az is motiválja, hogy a pneumatikus munkahengereket, mint fontos munkavégző elemeket, számos előnyös tulajdonságuk miatt széles körben alkalmazzák az ipari automatizálás területén. A pneumatikus munkahengerek egyszerűek, tiszták, olcsók, megbízhatóak, nagy sebességre képesek, nagy a teljesítmény-tömeg viszonyuk, könnyű a karbantartásuk és eredendően rugalmasak, robbanás- és tűzbiztonságuk megfelelő, üzemvitelük egyszerű, üzembiztonságuk jó.

A pneumatikus munkahenger dugattyúját hagyományos alkalmazásoknál a két véghelyzetben állítják meg.

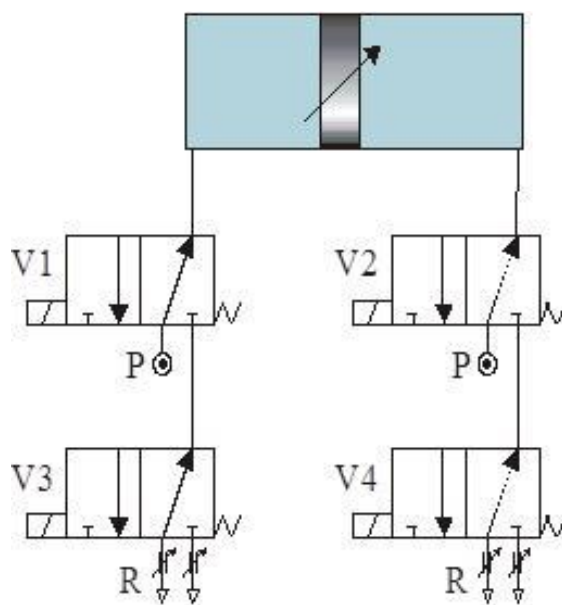
Az elmúlt évtizedekben a pneumatikus rendszerek fejlődése jelentős volt, ami elsősorban a szervopneumatikus rendszerek modellezésének intenzív fejlesztésével, valamint a

szabályozásmélet fejlődése eredményeinek alkalmazásával indokolható. Javultak a pozicionálási és pályakövetési tulajdonságok és a pneumatikus aktuátorok robottechnikai alkalmazásokra is alkalmassá váltak.

1.1 Pneumatikus aktuátorok

A pneumatikus aktuátor, mint fogalom szerzőnként eltérő jelentéssel bír. Anderson (1985), a munkahengert érti alatta. Backe és Ohligschlaeger (1989), a munkahengert és a szabályozószelepet is beleérti, Blackburn (1960) csak a szabályozószelepet értik alatta. A fenti változatok közül Backe és Ohligschlaeger definícióját tartom legpontosabbanak ezért a továbbiakban ezt alkalmazom.

A pneumatikus aktuátoroknak két csoportja van. Diszkrét aktuátor esetén a munkahenger dugattyúja a két véghelyzetben vehet fel pozíciót. A vezérléshez kétállású (ON/OFF) útváltószelep szükséges. Folytonos aktuátoroknál a dugattyú tetszőleges közbülső helyzetet is felvehet. Ehhez arányos- illetve szervoszelep szükséges. Az arányos útváltó elemek alkalmazása esetén a szelep tolattyúját egy arányos mágnes mozditja el a villamos jel nagyságával arányos mértékben, így a belépő villamos jellel arányos pneumatikus jellemzőt (nyomást, térfogatáramot) hoz létre. Ez azt jelenti, hogy a pneumatikus munkahenger dugattyújának pozíciója, az egyenes vonalú mozgás sebessége, illetve a kifejtendő erő nagysága tetszés szerint meghatározható.



2. ábra. Pozicionálás ON/OFF útváltó szelepekkel Gyevikí (2007)

A két véghelyzet közötti pozicionálás, kisebb pontossági igény esetén, egyszerű és olcsó megoldásként kétállású útváltó szelepekkel is megoldható (**2. ábra**).

A pneumatikus szervorendszerek hátránya, hogy szerkezeti felépítésük miatt nemlineárisak. Ennek oka többek között a szervopneumatikus szelep, változó átömlési keresztmetszetén, nemlineáris áramlás-nyomás viszony, a levegő összenyomhatósága, súrlódás a csúszó felületek között stb. Az eredendően nemlineáris rendszer komoly szabályozástechnikai kihívást jelent, és az iparban elterjedt PID szabályozó használata nem vezet jó eredményre.

1.2 A kutatás célja

Kutatóunkám célja, a pneumatikus lineáris hajtások elemzése, alkalmazásának kiszélesítése, energetikai optimalizálása pozicionálással.

A vizsgálatok szakszerű elvégzéséhez megfelelő vizsgálóeszközt kívánok fejleszteni és a mérések eredményeit matematikai modellezés segítségével kívánom elemezni.

A vizsgálatok eredményeképpen javítani kívánom a lineáris hajtások hatásfokát, csökkenteni a hajtásokra felhasznált energiát.

Figyelembe véve a pneumatikus lineáris hajtások általános elterjedtségét, a munka eredményes megvalósítása jelentős új eredményt és előrelépést jelent a vizsgált területen.

2. IRODALMI ÁTTEKINTÉS

Xiang (2001), és Gyeviski (2007) jó áttekintést ad a pneumatikával foglalkozó irodalomról. A kezdeti munkák azonban jóval korábbról eredeztethetők. Shearer, (1956), a pneumatikus rendszerek modellezéséről és szabályozásáról már az 50-es évek elején jelentet meg tanulmányokat. Blackburn (1960), szintén figyelemreméltó megállapításokat tettek. A szervopneumatikus rendszerek modellezésének részterületén is fontos eredmények születtek. Sanville, (1971), például egy egyszerű, gyakorlatban is használható modellt alkotott a levegő szelepen történő átáramlására. Ezen a területen további előrelépést jelentettek Anderson (1985), valamint McCloy és Martin (1980) munkái. Backe és Ohligschlaeger (1989), egzakt leírást adtak a munkahengerben uralkodó nyomás, térfogat, tömeg és hőmérséklet közötti összefüggésről. Masaaki (1997) a munkahenger termodinamikáját elemezték. A pneumatikus aktuátor dinamikus modellje ad alapot a mozgásszabályozás megvalósításához. Számos munka született ezen a területen is: Araki (1993), Hahn és Piepenbrink (1994). Uebing és Vaughan (1997) a pneumatikus szervorendszer lineáris modeljét alkották meg. Nouri (2000) a szervó-szelep modeljét dolgozták ki úgy, hogy a vizsgált szelephez két tartályt kapcsoltak, és különböző nyomáson, valamint eltérő szelepállásoknál vizsgálták a tartályok töltöttségét. Nouri (2001) vizsgálatainál a súrlódást is figyelembe vette és pontos dinamikus súrlódási modellt használt.

A szervopneumatikus pozicionálás szabályozásának fejlődésén keresztül a modern szabályozás technika fejlődése is nyomon követhető. A korai munkáiban Shearer (1956) lineáris PID szabályozót használt. Lineáris modelleket alkalmaztak Lai (1990), Harada (1988), Liu és Burrows, (1988), továbbá Yin és Araki (1998). Ezek a megoldások azonban csak kis működési tartományban adtak elfogadható eredményt. Javítási célból a működési tartományt több, szakaszonként lineáris tartományra bontották. Pu (1993) az erősítés szabályozás módszerét használták. Számos megoldás született az automatikus hangolású PID szabályozással. Fok és Ong, (1999) $\pm 0,3$ mm pozicionálási pontosságot ért el. Fujiwara (1995) és Matsukuma (1997) neurális hálót használt a PID szabályozó automatikus hangolására. Jeon (1998) genetikus algoritmust alkalmaztak a pozíció-, sebesség- és gyorsulás visszacsatolású szabályozó optimális paramétereinek meghatározására. Dugattyúrúd nélküli munkahengerrel $\pm 0,1$ mm pontosságot értek el. Wang (1999) tanuló algoritmussal kiegészített PID szabályozót használtak, és ± 1 mm pontosságot értek el.

Sok alkalmazási példa található az adaptív szabályozás területéről is. Wikander (1988), Miyata (1989), Bobrow és Jabbari (1991), Oyama (1990) McDonell és Bobrow (1993), Tanaka (1994) hagyományos, direkt- és indirekt, önszabályozó és modellreferenciás adaptív szabályozást alkalmaztak. Wikander (1988) a nemlinearitás kompenzálásával $\pm 0,01$ mm pozicionálási pontosságot ért el.

Tanaka (1998) modell referens adaptív szabályozót használt, ahol neurális hálózattal kompenzálta a nemlinearitást, és $\pm 0,08$ mm pozicionálási pontosságot ért el. Kosaki és Sano, (1998) a szabályozó erősítését fuzzy logika segítségével hangolta, és megfigyelőt alkalmazott a zavarások hatásának csökkentésére.

Másik fontos kutatási irány a csúszómód szabályozás (sliding mode control) alkalmazása. Behatóan foglalkozott a témával Noritsugu és Wada (1989) Tang és Walker, (1995). Pandian (1997) Hamerlain (1995), Surgenor és Vaughan, (1997), Paul (1994), Song (1997), Song és Ishida, (1997), Song (1997), valamint Drakunov (1997). Drakunov (1997) bizonyították, hogy a csúszómód szabályozás sikeresen használható a súrlódás kompenzálására. Kutatásaikban $\pm 0,2$ mm pontosságot értek el.

Gyeviki (2007) szervopneumatikus pozicionálás pontosságának növelését tűzte ki célul DSP alapú csúszómód szabályozással. Munkája során, a fizikai modellen végzett méréseket helyezte előtérbe, szemben a számítógépes szimulációval.

Kísérletileg igazolta, hogy a célul kitűzött pontosság és stabilitás a klasszikus csúszómód szabályozással nem érhető el. Három fő lépés: a csúszófelület tervezése, egy olyan szabályozási törvény kiválasztása, amely az állapotváltozók trajektóriáját a csúszófelületre kényszeríti, majd azon tartja, végül a csattogásmentes (chattering free) megvalósítás témakörben végzett eredményes kutatásokat.

Kidolgozott egy új, két csúszóegyenes mentén történő pozicionálást. Kísérleti eredményekkel igazolta, hogy a kidolgozott szabályozási módszer gyors, stabil, robusztus és az elért pozicionálási pontosság megegyezik az alkalmazott inkrementális útdó felbontásával, azaz $0,01$ mm. Kísérletekkel igazolta, hogy a vizsgált rendszer csak dinamikusan kezelhető, ezt segíti az alkalmazott kétdimenziós fázistér. Kidolgozott egy új módszert, az impulzusszám módosított csúszómód szabályozást, a PNMSMC-t (Pulse Number Modified Sliding Mode Control). Az új módszer biztosítja azt, hogy a nyomás a munkahenger egyik terében se csökkenjen kritikus érték alá.

A csattogás csökkentésére kidolgozott egy új, többszörös határrétegű csúszóegyenes mentén, küszöbértékkel rendelkező beavatkozó jellel történő pozicionálást.

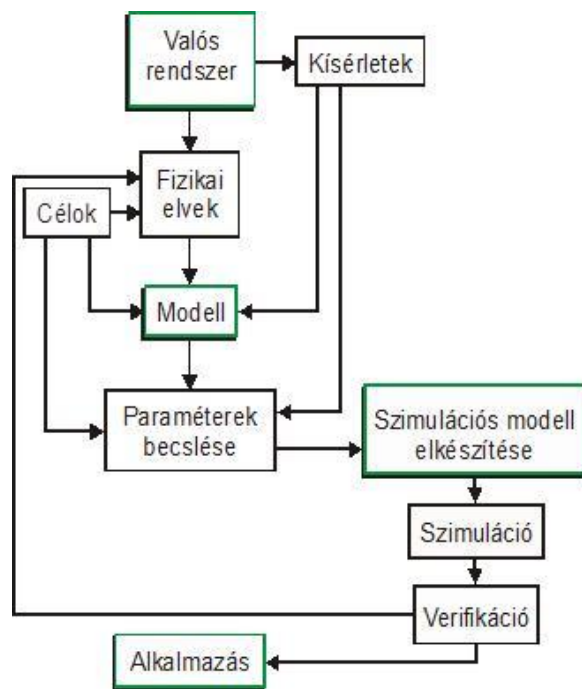
Kísérletekkel igazolta, hogy a nagyobb pontosságú ($\pm 0,001$ mm) pozicionálás esetén a stabilitás sokkal rosszabb, mint a 0,01 mm felbontású inkrementális útdó használatánál. A stabilitás javítására és a pozicionálás pontosságának növelésére új szabályozási törvényt dolgozott ki, melynek lényege az, hogy a gyorsulás előjelétől függően módosítani kell a beavatkozás mértékét, azaz az egyszerűsítés miatt elhagyott harmadik dimenziót (a hibajel második deriváltját) részben vissza kell hozni.

Sokan alkalmaznak fuzzy logikát és a neurális hálózatokat, többek között Lu (1993), Araki (1997), Shih és Hwang (1996), Wang (1996).

Katsumata (1996), valamint Gross és Rattan (1997) többretegű neurális hálót használtak. Norgaard (1996), és Sorensen (1999) prediktív szabályozás vizsgálatát végezték. A H_∞ és mintavételezett H_∞ szabályozás alkalmazása Kimura (1996) munkáiban található. A visszacsatolás linearizáció az egyik alapvető nemlineáris szabályozástechnikai eszköz. Bobrow és McDonell (1998), Kawamura (1989), Bouhal (1993), és Kimura (1995) alkalmazta munkájában.

Visszacsatolás linearizáció Bobrow és McDoonell (1998) Kawamura (1998), Bouhal (1993) és Kimura (1995) munkáiban található.

További szabályozástechnikai megoldást, dinamikus impedancia illesztésű robusztus szabályozást alkalmaz Kobayashi (1995)]. Hamdan és Gao (2000) PID + előrecsatolás + bang-bang + antiwindup szabályozást javasolnak. Matsukuma (1997) egy nemlineáris PID szabályozást vizsgál. Wang (1998) egy determinisztikus nemlineáris állapotvisszacsatolásos módszert ismertet. Nakano (1993) aktív piezoelektromos módszerrel $\pm 0,002$ mm-es pontosságot ért el. Erő és nyomaték szabályozású pneumatikus szervorendszerek számos alkalmazása található a robottechnikában. Liu és Burrows (1988), Noritsugu és Takaiwa, (1995) igazolta, hogy a nyomásszabályozás növeli a pozicionálás pontosságát. Hasonló vizsgálatokat végzett Wikander és Xiang (1996), valamint Hamiti (1996). Ning és Bone (2005) előrecsatolással és holtzóna kompenzációval kombinált pozíció-, sebesség- és gyorsulás-visszacsatolású szabályozást hasonlítottak össze a csúszómód szabályozással. Módszerükkel $\pm 0,01$ mm pontosságot értek el.



3. ábra. A modellalkotás folyamata Gyeviski (2007)

A legtöbb javasolt megoldásnál az állandósult hiba nagyobb, mint $\pm 0,1$ mm és ez sem biztosított a dugattyú minden pozíciójában, illetve különböző nyomásértékeknél.

Áttekintve az alkalmazott módszereket megállapítható, hogy a pneumatikus pozicionálás területén számos hagyományos és a legújabb szabályozástechnikai megoldás található. Bonyolult felépítésük és működésük miatt azonban keveset vezettek be a gyakorlatba. Az elért legjobb pozicionálási pontosság $\pm 0,01$ mm.

Gyeviski (2007) részletesen foglalkozott az aktuátorok modellezésével. A pneumatikus munkahengerek alkalmazását gyakran nehezíti, hogy dinamikus tulajdonságaik alig ismertek. Tervezéskor általában a gyakorlati tapasztalatokra lehet támaszkodni. Az alkalmazási lehetőségek határai jelentősen kitágíthatók, amennyiben a dinamikus tulajdonságokat is vizsgáljuk. Valamely rendszer működését a matematikai modelljének felírásával, szimulációval és mérések alapján végzett identifikációval adhatjuk meg. Ahhoz, hogy a modell kezelhető legyen, bizonyos tényezők hatását el kell hanyagolnunk. Az elhanyagolás mértéke csak akkor lehet, hogy az ebből eredő hiba egy adott határon belül maradjon. A modell jósága kísérletekkel ellenőrizhető. A fizikai vagy matematikai modellen elvégzett kísérleteket szimulációnak nevezik. A számítógépek elterjedésével a szimuláció a mérnöki munka hatékony eszközévé vált. Ha a szimuláció és a valós rendszer vizsgálata

során kapott eredmények között jelentős az eltérés, akkor a modell felépítését vagy a paraméterek értékét módosítani kell. A modellezés iteratív folyamata a **3. ábrán** látható.

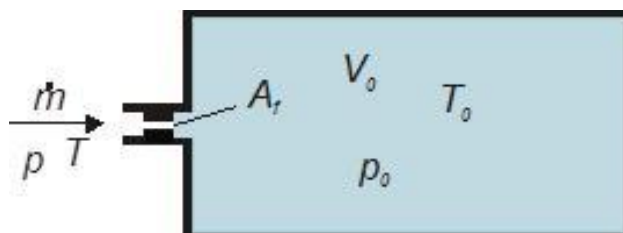
A modellek több szempont szerint is csoportosíthatók. Ezek közül kiemelt fontosságú a lineáris-nemlineáris, illetve a statikus-dinamikus felosztás. Minden fizikai rendszer alapvetően nemlineáris, és paraméterei idővel többé-kevésbé változnak.

A pneumatikus aktuátorok nemlineáris viselkedését a levegő összenyomhatósága, a nemlineáris tömegáram-nyomás viszony a fúvókák változó keresztmetszetén, valamint a súrlódások okozzák. Ha a nemlineáris rendszerben a változások mértéke viszonylag kicsi és a jelleggörbe a munkapont környezetében folytonos és differenciálható, akkor a nemlineáris rendszer linearizálható. A linearizált rendszer egyszerűbben írható le és a használata is egyszerűbb. A szimuláció megvalósításához el kell készíteni a munkahenger, a súrlódás, az útváltó szelep és a pozíció szabályozás modelljét. A munkahenger modelljének elkészítéséhez meg kell vizsgálni a levegő, fojtáson történő átáramlását, és el kell készíteni egy kamra töltésének modelljét. A kamrák felépítésük és működésük szerint csoportosíthatók:

- átáramló kamrák;
- vakkamrák;

illetve

- állandó térfogatú;
- változó térfogatú kamrák.



4. ábra. Pneumatikus tároló Gyeviki (2007)

Az állandó térfogatú kamra minden oldalról merev. A változó térfogatú kamra bizonyos határok között rugalmasan elmozduló fallal rendelkezik és térfogatát külső jel, vagy a kamrában uralkodó nyomás hatására megváltoztatja. A pneumatikus tárolóban nyomásváltozás jön létre, ha a benne lévő közeg mennyisége megváltozik. A kamrához csatlakozó fojtás állandó vagy változtatható lehet (**4. ábra**).

Az áramlási jelenségek leírásához néhány egyszerűsítés szükséges:

- az áramlást egydimenziós áramlásként kezeljük;
- az áramlásban résztvevő levegőt ideális gáznak tekintjük, azaz elhanyagoljuk a levegő áramlása közben létrejövő belső súrlódást és a levegőrészecskék közötti vonzerőt.

Az áramlás leírásához négy jellemzőt kell az áramvonal mentén meghatározni:

- sebesség (w);
- nyomás (p);
- hőmérséklet (T);
- sűrűség (ρ), illetve fajtérfogat ($v = \frac{1}{\rho}$).

A négy jellemző meghatározásához négy egyenletet kell felírnunk:

$$\text{– állapotegyenlet} \quad p \cdot v = R \cdot T ; \quad (1)$$

$$\text{– energiaegyenlet} \quad c_p \cdot T + \frac{w^2}{2} = \text{állandó} ; \quad (2)$$

$$\text{– Euler-egyenlet} \quad w \cdot dw + \frac{dp}{\rho} = 0 ; \quad (3)$$

$$\text{– folytonossági egyenlet} \quad A \cdot w \cdot \rho = \text{állandó} . \quad (4)$$

Az alapegyenletek figyelembevételével levezethető az összenyomható ideális súrlódásmentes gázokra érvényes Bernoulli egyenlet, illetve egy tartályból csővezetéken kiáramló levegőre vonatkozó egyenlet (a nulla index a tartályban uralkodó állapotra vonatkozik):

$$\frac{w^2}{2} + \frac{\chi}{\chi-1} \cdot \frac{p_0}{\rho_0} \cdot \left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{\chi-1}{\chi}} - \frac{\chi}{\chi-1} \cdot \frac{p_0}{\rho_0} = 0 \quad (5)$$

$$w = \sqrt{\frac{2\chi}{\chi-1} \cdot \frac{p_0}{\rho_0} \cdot \left[1 - \left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{\chi-1}{\chi}} \right]} \quad (6)$$

Így a $\frac{\rho}{\rho_0} = \left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{1}{\chi}}$ összefüggés felhasználásával az időegység alatt az „ A_f ” kiömlési keresztmetszeten kiáramló tömeg meghatározható:

$$\dot{m} = \rho \cdot w \cdot A_f = A_f \cdot \sqrt{\frac{2\chi}{\chi-1} \cdot p_0 \cdot \rho_0 \cdot \left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{2}{\chi}} \cdot \left[1 - \left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{\chi-1}{\chi}} \right]} \quad (7)$$

Az $\dot{m}$ -nak a $\frac{p}{p_0}$ függvényében a $\frac{p}{p_0} = \left(\frac{2}{\chi+1} \right)^{\frac{\chi}{\chi-1}} = 0.528$ értéknél maximuma van.

A kritikus nyomásviszonynál és alatta a kiáramlás maximális. A levegő kiáramlási sebessége a kiáramlás hőmérsékletéhez tartozó hangsebességgel egyenlő.

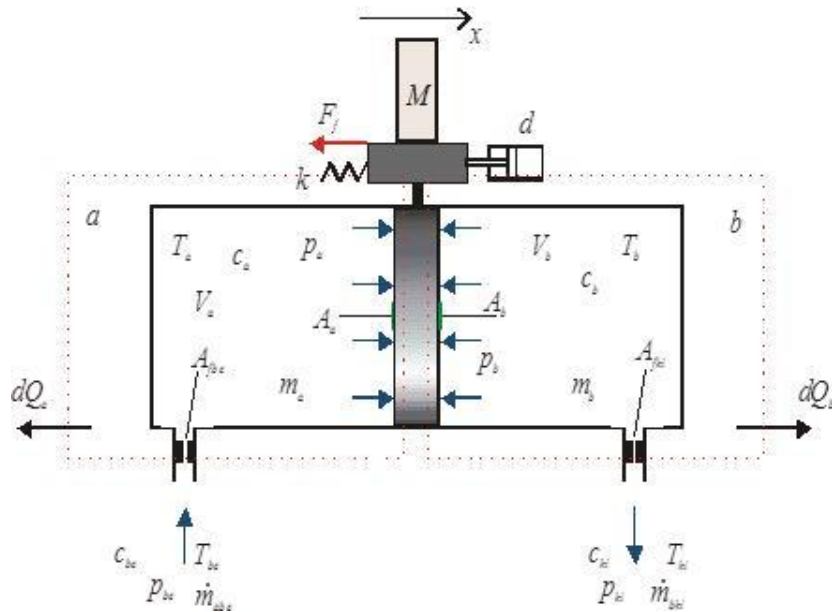
$$w = 20.05 \cdot \sqrt{T} \quad (8)$$

Kritikus nyomásviszonynál az időegység alatt kiáramló levegő mennyisége,

$\chi = 1.4$ és $\frac{p}{p_0} = 0.528$ helyettesítéssel meghatározható:

$$\dot{m} = 0.484 \cdot A_f \cdot \sqrt{2 \cdot p_0 \cdot \rho_0} \quad (9)$$

A kritikus nyomásviszony felett a kiáramlás sebessége kisebb a hangsebességnél. Valóságos levegő áramlásának vizsgálata esetén figyelembe kell venni a sűrűlódás (β sebességtényező) és a keresztmetszet változásánál fellépő kontrakció (α kontrakciós tényező) hatását is. A két tényező szorzata az átfolyási tényezőt adja. $\mu = \alpha \cdot \beta$



5. ábra. A munkahenger vázlata Gyeviki (2007)

$$\dot{m} = \mu \cdot A_f \cdot \sqrt{\frac{2\chi}{\chi-1} \cdot p_0 \cdot \rho_0 \cdot \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{2}{\chi}} \cdot \left[1 - \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{\chi-1}{\chi}}\right]} \quad (10)$$

A munkahenger matematikai modelljének felírásához vizsgálni kell a dugattyú mozgásjellemzőit, az energiaviszonyokat és figyelembe kell venni az anyagmegmaradás elvét (5. ábra). A mozgásjellemzőket a mozgásegyenlet segítségével adják meg. A vizsgálat során a keresztirányú terhelések elhanyagolhatók, és csak a munkahenger hossz tengelyének irányába eső terheléseket célszerű figyelembe venni. Ezek a terhelések felbonthatók állandó terhelésre, valamint út-, sebesség-, és gyorsulásfüggő összetevőkre. Az egyszerűség kedvéért az összefüggéseket lineárisnak tekintjük. A mozgásegyenlet az erőegyensúly alapján írható fel:

$$M \cdot \ddot{x} = p_a \cdot A_a - p_b \cdot A_b - d \cdot \dot{x} - k \cdot x - F_f \quad (11)$$

A geometriai jellemzők (A_a és A_b) és a terhelést meghatározó tényezők (M , k , d és F_f) ismeretén kívül a p_a és p_b nyomások ismerete is szükséges. Egy gáz állapotjelzői közötti kapcsolatot az általános gáztörvény írja le.

$$p_a \cdot V_a = m_a \cdot R \cdot T \quad (12)$$

Mindkét oldalt deriválva:

$$V_a \cdot \frac{dp_a}{dt} + p_a \cdot \frac{dV_a}{dt} = R \cdot T \cdot \frac{dm_a}{dt} \quad (13)$$

és $V_a = A_a \cdot x + V_{a0}$ -t, valamint $\frac{dm_a}{dt} = \dot{m}_{abe} - \dot{m}_{aki} \approx \dot{m}_{abe}$ -t behelyettesítve kapjuk:

$$\dot{p}_a = \frac{1}{V_a} [R \cdot T \cdot \dot{m}_{abe} - p_a \cdot \dot{V}_a] = \frac{1}{A_a \cdot x + V_{a0}} [R \cdot T \cdot \dot{m}_{abe} - p_a \cdot A_a \cdot \dot{x}] \quad (14)$$

Hasonlóan a másik hengertérre:

$$p_b \cdot V_b = m_b \cdot R \cdot T \quad (15)$$

$$V_b \cdot \frac{dp_b}{dt} + p_b \cdot \frac{dV_b}{dt} = R \cdot T \cdot \frac{dm_b}{dt} \quad (16)$$

$V_b = A_b \cdot (L - x) + V_{b0}$ és $\frac{dm_b}{dt} = \dot{m}_{bbe} - \dot{m}_{bki} \approx -\dot{m}_{bki}$ helyettesítéssel:

$$\dot{p}_b = \frac{1}{V_b} [-R \cdot T \cdot \dot{m}_{bki} - p_b \cdot \dot{V}_b] = \frac{1}{A_b (L - x) + V_{b0}} [-R \cdot T \cdot \dot{m}_{bki} + p_b \cdot A_b \cdot \dot{x}] \quad (17)$$

(11) összefüggést idő szerint deriválva kapjuk:

$$M \cdot \ddot{x} = \dot{p}_a \cdot A_a - \dot{p}_b \cdot A_b - d \cdot \ddot{x} - k \cdot \dot{x} \quad (18)$$

(14) és (17) behelyettesítésével:

$$\begin{aligned} M \cdot \ddot{x} &= \\ &= \frac{1}{A_a \cdot x + V_{a0}} [R \cdot T \cdot \dot{m}_{abe} - p_a \cdot A_a \cdot \dot{x}] \cdot A_a - \frac{1}{A_b (L - x) + V_{b0}} [-R \cdot T \cdot \dot{m}_{bki} + p_b \cdot A_b \cdot \dot{x}] \cdot A_b - \\ &- d \cdot \ddot{x} - k \cdot \dot{x} \end{aligned} \quad (19)$$

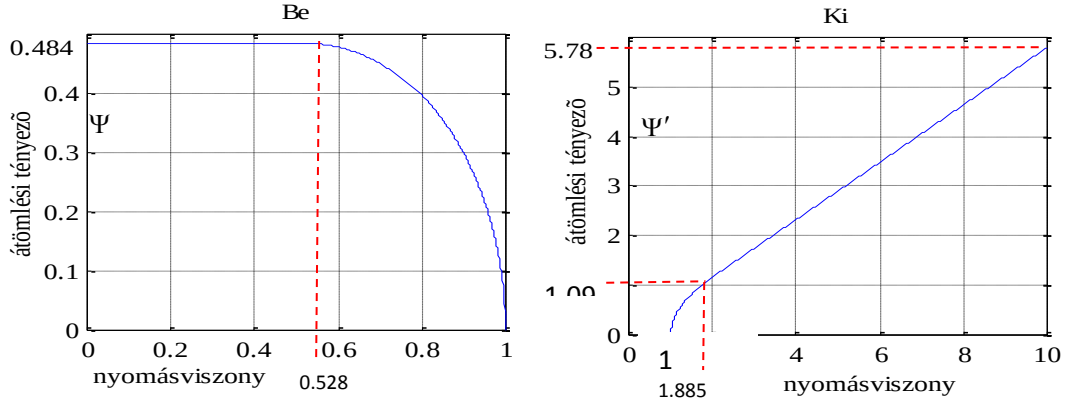
Ebből $\ddot{x}$ kifejezhető:

$$\begin{aligned} \ddot{x} &= \frac{A_a}{M \cdot (A_a \cdot x + V_{a0})} R \cdot T \cdot \dot{m}_{abe} - \frac{A_a}{M \cdot (A_a \cdot x + V_{a0})} p_a \cdot A_a \cdot \dot{x} + \\ &+ \frac{A_b}{M \cdot (A_b \cdot (L - x) + V_{b0})} R \cdot T \cdot \dot{m}_{bki} - \frac{A_b}{M \cdot (A_b \cdot (L - x) + V_{b0})} p_b \cdot A_b \cdot \dot{x} - \frac{d}{M} \ddot{x} - \frac{k}{M} \cdot \dot{x} \end{aligned} \quad (20)$$

Mivel a hengerterekben uralkodó nyomás változási sebessége a be- illetve a kilépő levegő tömegáramától függ, meg kell határozni $\dot{m}_{be}$ illetve $\dot{m}_{ki}$ értékét.

$$\dot{m}_{be} = \mu_{fa} \cdot p_{be} \cdot A_{fa}(u) \cdot \sqrt{\frac{2}{R \cdot T_{be}}} \cdot \Psi \quad (21)$$

ahol μ_{fa} az átfolyási tényező, mely minden olyan hatást figyelembe vesz, mely az ideális viszonytól való eltérésekből adódik. A fojtáson való beáramlásra vonatkozó, Ψ átömlési tényező változása a nyomásviszony függvényében az **6. ábrán** látható.



6. ábra. Átömlési tényezők Gyeviki (2007)

$$\frac{P_a}{P_{be}}$$

$$\frac{P_b}{P_{ki}}$$

$$\text{Ha } p_a/p_{be} \leq 0.528 \quad \Psi = \left(\frac{2}{\chi + 1} \right)^{\frac{1}{\chi - 1}} \cdot \sqrt{\frac{\chi}{\chi + 1}} = 0.484 \quad (22)$$

$$\text{Ha } p_a/p_{be} > 0.528 \quad \Psi = \sqrt{\frac{\chi}{\chi - 1} \cdot \left[\left(\frac{p_a}{p_{be}} \right)^{\frac{2}{\chi}} - \left(\frac{p_a}{p_{be}} \right)^{\frac{1+\chi}{\chi}} \right]} \quad (23)$$

Atmoszférába való közvetlen kiáramlásra vonatkozóan a következő egyenletek írhatók fel:

$$\dot{m}_{ki} = \mu_{fb} \cdot p_{ki} \cdot A_{fb}(u) \cdot \sqrt{\frac{\chi}{R \cdot T_{ki}}} \Psi' \quad (24)$$

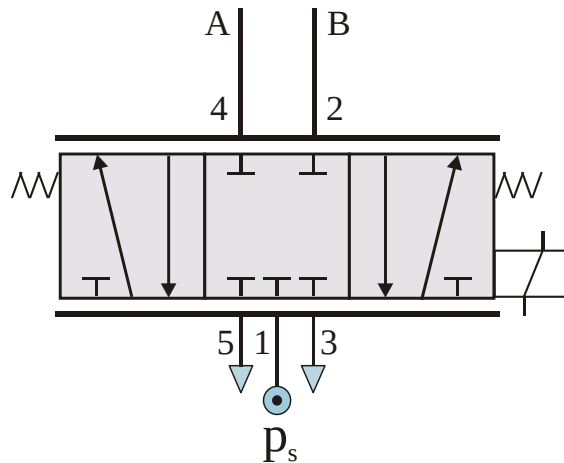
$$\text{Ha } p_b/p_{ki} \geq 1.885 \quad \Psi' = \left(\frac{2}{\chi + 1} \right)^{\frac{\chi + 1}{2(\chi - 1)}} \cdot \frac{p_b}{p_{ki}} = 0.578 \cdot \frac{p_b}{p_{ki}} \quad (25)$$

$$\text{Ha } p_b/p_{ki} < 1.885 \quad \psi' = \sqrt{\frac{2}{\chi-1} \cdot \left(\frac{p_b}{p_{ki}}\right)^{\frac{\chi-1}{\chi}} \cdot \left[\left(\frac{p_b}{p_{ki}}\right)^{\frac{\chi-1}{\chi}} - 1\right]} \quad (26)$$

A szervoszelep (FESTO MPYE-5-1/8 HF-010B) felépítését a **7. ábra** mutatja. Működtetése 0-10 V feszültséggel történik. 5 V feszültségnél a szelep középhelyzetbe kerül és a bemenő- illetve a kimenőoldali csatlakozó pontok zárt helyzetben vannak. Ha a feszültséget 5 V és 0 V között változtatjuk, akkor az 1-4 és 2-3 átmenetek nyitnak, az 1-2 és 4-5 átmenetek lezárnak. 0 V feszültség felel meg a teljes nyitott helyzetnek. Ha a feszültséget 5 V és 10 V között változtatjuk, akkor az 1-2 és 4-5 átmenetek nyitnak az 1-4 és 2-3 átmenetek lezárnak. 10 V feszültség jelenti a teljes nyitást.

Látható, hogy a szelep feszültségével a (21) összefüggésben szereplő $A_{fa}(u)$, valamint a (24) összefüggésben szereplő $A_{fb}(u)$ értéke változtatható. A szabályozó tervezésekor szem előtt kell tartani, hogy három állapot fordulhat elő:

- az A, és B hengertér le van zárva;
- a p_s tápnyomás tölti az A hengerteret és a B hengertérből a nyomás a szabadba távozik;
- a p_s tápnyomás tölti a B hengerteret és az A hengertérből a nyomás a szabadba távozik.



7. ábra. A szervoszelep felépítése Gyeviki (2007)

1939-ben a Taylor Instruments Companies bemutatta a „Fulscope” nevű pneumatikus segédenergiával működő PID (arányos-integráló-differenciáló) szabályozóját. Ugyanebben az évben a Foxboro Instrument Company is bejelentette a saját „Stabilog” nevű szintén

pneumatikus PID szabályozóját. 1942-ben Zigler és Nicols (1942) bemutatta a hangolási módszerét. Az 50-es években merült fel az adaptív szabályozó gondolata. A szabályozó 1958-ban került kereskedelmi forgalomba. 1955 és 1959 között számos publikáció foglalkozott azzal, hogy a digitális számítógép hogyan alkalmazható az ipari automatizálásban. A 60-as években elterjedt a DDC (Direct Digital Control) szabályozók alkalmazása. Az elmúlt század második felében számos szabályozási struktúra született, hogy túllépjenek a PID szabályozó korlátain. Ennek ellenére az ipari szabályozások 90 százalékában még napjainkban is, az egyszerű felépítésük és könnyű használatuk miatt, PID szabályozót használnak (Zigler és Nicols (1942)). Az érdeklődés növekedését jelzi, hogy az utóbbi időben megnőtt a PID szabályozókkal foglalkozó publikációk száma (Zhiqiang (2001)).

Természetesen napjaink PID szabályozójának felépítése már jelentősen eltér a kezdeti idők analóg PID szabályozójától. Teljes strukturális átalakuláson mentek át, az analóg technikát szinte teljes mértékben a digitális technika váltotta fel. A tisztán hardver megoldások helyett a szoftver jelentősége került előtérbe és számos olyan algoritmust használnak, ami növeli a szabályozó teljesítményét és hatékonyságát (antiwind-up, auto-tuning, adaptive, fuzzy fine-tuning). A tisztán matematikai algoritmusok mellett megjelentek a mesterséges intelligencia módszerek Mester (1995).

A jelentős átalakulás ellenére a PID szabályozási törvény változatlan maradt. A három hangolási paraméter (K_P, K_I, K_D) fizikai összefüggésben áll a hibajellel (e), és nincs szükség a szabályozott szakasz modelljére. A hibajel, az alapjel és az ellenőrzőjel különbsége:

$$e = r - y \quad (27)$$

Az **I** integráló hatás a múlt ($\int e$), a **P** arányos hatás a jelen (e) és a **D** differenciáló hatás a jövő hibájával ($\dot{e}$) arányos beavatkozó jelet szolgáltat.

Az utóbbi időben jelentősen megnőtt az érdeklődés a nemlineáris szabályozástechnika iránt, ugyanis egyre olcsóbbak és egyre hatékonyabbak a szabályozóként használt digitális eszközök, így korábban az iparban szinte kizárólagosan használt PID (arányos integráló differenciáló) szabályozókat egyre bonyolultabb szabályozási algoritmusok váltják fel. Megfigyelhető az a tendencia is, hogy a drága precíziós mechanikát egyre olcsóbb, egyszerűbb és robusztusabb mechanikai szerkezetekkel helyettesítik, és az ebből adódó

pontatlanságokat egyre bonyolultabb (nem-lineáris, adaptív, robusztus) szabályozási algoritmussal küszöbölik ki.

Az egyszerű felépítésüknek és egyszerű használatuknak köszönhetően népszerű PID szabályozók nem alkalmazhatóak a változó paraméterű és változó terhelésű nemlineáris rendszerekre. A levegő összenyomhatóságának a munkahengerben fellépő sűrűlódásnak és a levegő szervoszelepen történő nemlineáris átáramlásának köszönhetően a pneumatikus szervorendszer erősen nemlineáris, variáns rendszer.

A terhelés változása, a munkahenger orientációja, lökete, a henger mérete és a henger és dugattyú közötti sűrűlódás csak néhány tulajdonság, amit negatívumként említhetünk a szervopneumatika kapcsán. A pneumatikus rendszer nemlinearitása miatt robusztus szabályozást kell alkalmazni.

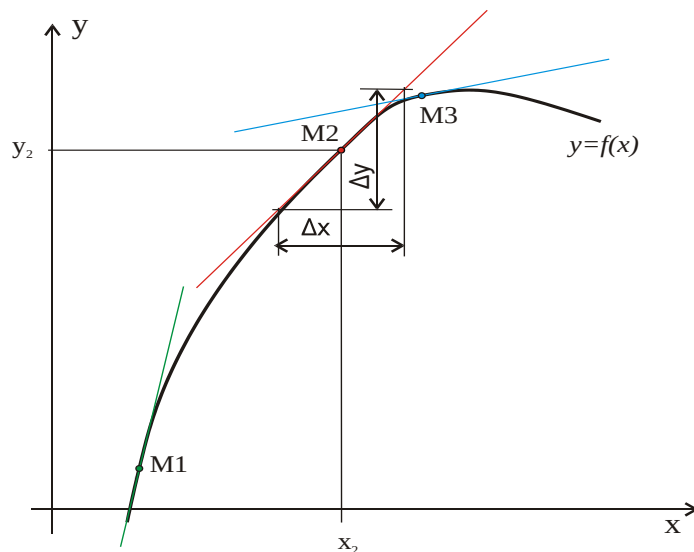
A nemlineáris rendszerek tárgyalásánál a lineáris szabályozás elmélet módszereiből és eredményeiből indultak ki.

Különböző linearizálási módszereket fejlesztettek ki. Igen gyakran használták a nemlineáris jelleggörbék szakaszonkénti linearizálását. A szakaszok számának növelése azonban jelentősen növelte a számítási igényt.

A **8. ábrán** a munkaponti linearizálás elve látható. A differenciálhányadost centrális differenciahányadossal helyettesítik. Ha a jel a munkapont környezetében csak kis mértékben változik, akkor egy munkaponti értékekre behangolt PID szabályozás is jó eredményre vezet. Mivel a pneumatikus pozicionálásnál a paraméterek jelentős mértékben függenek a munkahenger orientációjától, a dugattyú tervezett pozíciójától, a löket mentén választott pozíciókhoz más-más egyedi hangolású PID szabályozót kellene alkalmazni (gain scheduling) (**9. ábra**).

A HAGA KDCH típusú szabályozója például 10 PID paraméter készletet képes tárolni, és mind a 10 készletet önhangoló algoritmusával meg is tudja határozni. Így a teljes alapjel tartományon 10 munkapontot adhatunk meg. Ha a munkapontok számát növeljük, az adaptív szabályozók közelítéséhez jutunk.

A mindennapi nyelvhasználatban az "adaptálni" szó jelentése: a viselkedést megváltoztatni, alkalmazkodni az új körülményekhez vagy új állapotokhoz. Ezen értelmezés szerint az a szabályozó tekinthető adaptívnek, amely képes a viselkedését módosítani, megváltoztatni a külső hatásokra.

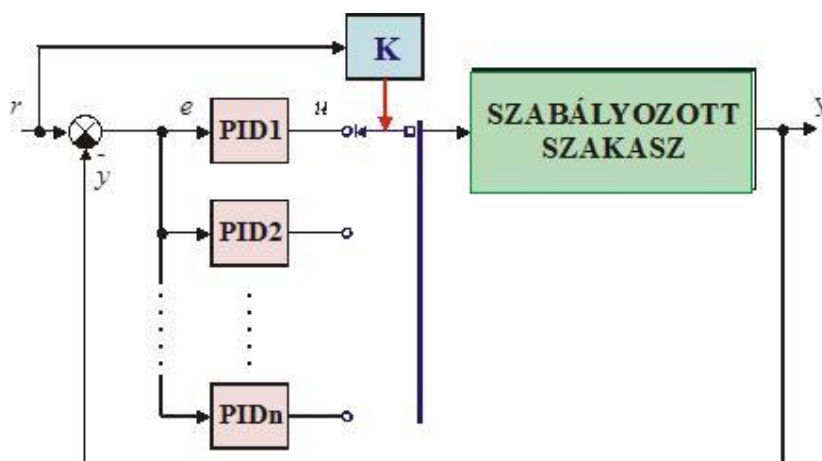


8. ábra. A munkaponti linearizálás elve Gyeviki (2007)

A közösleges visszacsatolt rendszereket is hasonló megfontolásokból vezették be, ezért azonnal felmerül a kérdés, hogy mi a különbség az adaptív és a visszacsatolt szabályozás között. Egy általánosan elfogadott definíció a következő: az adaptív szabályozás a nemlineáris visszacsatolt szabályozások egy speciális fajtája, amelyben a rendszer állapotváltozóit két csoportra osztjuk. Az egyik csoportba a normál állapotváltozók tartoznak és ezeket klasszikus módon, csatoljuk vissza. A másik csoportba a lassan változó állapotváltozók tartoznak és ezeket lassan változó „paraméterek” –nek tekintjük. Adaptív szabályozásról akkor beszélünk, ha a „paraméterek” lassú változását is visszacsatoljuk.

Általában a tervezési cél az, hogy olyan szabályozót válasszunk, amely lehetővé teszi, hogy a szabályozott szakasz – azaz a folyamat – y kimenete kövesse a bemeneti r alapjel által előírt időfüggvényt, ugyanakkor a zavaró hatások a szabályozott szakasz kimenetén ne jelenjenek meg. Tehát a két fő tervezési cél: a pályakövetés és a zavarkompenzáció megvalósítása. Ez minden szabályozási módszernek a központi kérdése.

A szabályozásnak eleget kell tennie a szabályozni kívánt műszaki folyamattal szemben támasztott minőségi követelményeknek. A minőségi követelmények egyrészt a szabályozás statikus pontosságát, azaz állandósult hibáját, másrészt dinamikus viselkedését, azaz szabályozási idejét, túllendülését írják elő.



9. ábra. Egyedi hangolású PID szabályok alkalmazása Gyeviki (2007)

A minőségi követelmények egy modell segítségével is megfogalmazhatók, vagyis egy modell segítségével adható meg, hogy különböző alapjelre milyen választ várunk a visszacsatolt rendszertől. Ha a szabályozott szakasz paraméterei állandóak, és azokat pontosan ismerjük, akkor pontosan meghatározható, hogy milyen kompenzáló tagra van szükség a kívánt viselkedés eléréséhez (feltéve, hogy nem támasztunk megvalósíthatatlan követelményeket a rendszerrel szemben). Adaptációra azért van szükség, mert vagy nem ismerjük a paramétereket, vagy azok értéke lassan változik.

Az adaptív rendszerek nemlineárisak. A viselkedésük egészen összetett és ez igen nehéz teszi az analízisüket.

A robusztus szabályozás elmélete a bizonytalanságokat kezelni képes rendszerek analízisét és tervezését jelenti, különösen olyan körülmények között, ahol egzakt matematikai modellezés nem lehetséges Gyeviki (2007). A múltja viszonylag rövid és még nem tekinthető lezárt elméletnek. Alapvetően két ágra, a lineáris- és a nemlineáris robusztus szabályozásra osztható. A lineáris szabályozásból a H_∞ és μ szintézis emelhető ki. A nemlineáris szabályozás eleme az ún. csúszómód szabályozás. A csúszómód a változó struktúrájú rendszerekben csak bizonyos feltételek esetén alakulhat ki. A változó struktúrájú rendszerek néhány érdekes szabályozástechnikai tulajdonsággal rendelkeznek. Egy VSS akkor is lehet aszimptotikusan stabilis, ha a VSS-t alkotó valamennyi struktúra önmagában labilis. Egy további fontos tulajdonság, hogy egy VSS – megfelelő szabályozással ellátva – egy olyan állapotba kerülhet, amikor a rendszer dinamikája az eredetihez képest csökkentett szabadságfokú differenciálegyenlettel írható le. Ebben az állapotban a rendszer elméletileg teljesen független bizonyos típusú paraméterek változásától és bizonyos típusú külső

zavarok hatásától. Ezt az állapotot nevezik csúszómódnak (sliding mode). A VSC szabályozás egyik nagy előnye, hogy robusztusságot ad a szabályozott szakasz nemlinearitásával, a paraméterváltozással és külső zavarásokkal szemben.

A változó struktúrájú rendszerek és ehhez kapcsolódva a csúszómód szabályozás elméletét a Szovjetunióban dolgozták ki évtizedekkel ezelőtt. Az elmélet elsősorban Utkin (1992) és Young (1987) nevéhez fűződik. Az első alkalmazási terület a repülés és a rakétatechnika volt, majd a '70-es évek végén a robotirányítás Harashima (1987) és a szervohajtások Sabanovic (1983) területe következett. Ezeknél az alkalmazásoknál a cél az volt, hogy a robotok nemlineáris dinamikáját kézben tartsák és a pályakövetési pontosságukat érzéketlenné tegyék a paraméterváltozásokkal és a külső terhelésekkel szemben.

A csúszómód alkalmazása a 80-as évek elején megjelent az indukciós motorok hajtás szabályozásának területén is Sabanovic és Izosimov (1981). A kezdeti kutatásokat számos tudományos munka és gyakorlati alkalmazás követte a robotirányítás és hajtásszabályozás területén is. A kísérletek azt igazolták, hogy az elméletben kiváló zárthurkú tulajdonságokkal rendelkező csúszómód szabályozásnak a gyakorlatban korlátai vannak. A gyakorlati alkalmazásnak határt szab a magas mintavételi frekvencia igénye, ami a csúszófelület körüli magas frekvenciájú oszcilláció, csattogás következménye. Sokan arra a következtetésre jutottak, hogy a csattogás alkalmatlanná teszi a csúszómód szabályozást a gyakorlati alkalmazásra.

A '80-as évek az eredeti elmélet további fejlődését hozták. A csúszómód és az adaptív szabályozás kombinálása újabb kihívást jelentett a kutatók számára. A csúszómódban működő megfigyelők (observer) további lehetőségeket kínálnak az elmélet gyakorlati hasznosítására. A csattogás-mentesítésben a legnagyobb előrelépést a diszkrét idejű csúszómód szabályozás elméletének kidolgozása hozta Furuta (1990).

Változó struktúrájú beavatkozó szerv alkalmazásával, a csúszómód szabályozást kihasználva, robusztus szabályozás megvalósítására nyílik lehetőség. Ez a robotok irányításánál például azt jelenti, hogy a különböző üzenetek szabályozási köreinek egymásra hatásából, illetve a terhelés változásából eredő zavarok – ideális esetben – nem befolyásolják a szabályozás minőségét. Például robotoknál az adott feladat végrehajtásához szükséges időt. Ugyanakkor a rendszer korlátait megközelítő sebesség mellett is garantálható a túllendülés-mentes beállítás. Ebből következik az, hogy napjainkban megnőtt a robotirányítással foglalkozó szakemberek érdeklődése a csúszómód szabályozás iránt.

E szabályozás további nagy előnye, hogy nem szükséges hozzá a rendszer pontos modelljének ismerete. Elengedendő, ha egy egyszerűsített modell alapján mind a zavarok, mint a rendszer-paraméterek változásának korlátait ismerjük (Young (1987)). A zavarérzékenység ára a végtelen nagy kapcsolási frekvencia, vagyis az ismételt gyors beavatkozás. Ebből következik, hogy a valóságban ideális csúszómód szabályozás nem létezik, de az a gyakorlati igénynek megfelelő módon megközelíthető.

Gyeviki (2007) szerint a csúszómód szabályozás megközelíthető a teljesítményelektronikában gyakran alkalmazott impulzus szélesség moduláció felől is, ahol az impulzusokból álló beavatkozó jel az időbeli középértékével helyettesíthető. Belátható, hogy a kapcsolási frekvencia növelésével minden impulzus szélesség moduláción alapuló szabályozási stratégia egyfajta csúszómódhoz közelít. Például az erősítés a visszacsatoló ágban, két érték között változik, attól függően, hogy az adott pillanatban egy kijelölt állapotváltozó milyen értéket vesz fel. A kapcsolató szabályozási függvény célja, hogy az állapottérben a nemlineáris szabályozott szakasz állapot trajektóriáját egy, – a tervező által előre meghatározott – felületen végigvezesse, és a nemlineáris szabályozott szakasz állapotváltozóit minden pillanatban a felületen tartsa. Ezt a felületet kapcsoló felületnek (switching surface) nevezzük. A visszacsatoló ág erősítése más akkor, amikor a szabályozott szakasz állapot trajektóriája a kapcsolási felület „felett” van, és más, amikor az állapot trajektória a kapcsolási felület „alatt” van. Ezt a felületet, mely a helyes kapcsolást definiálja, csúszófelületnek (sliding surface) vagy csúszó sokaságnak (sliding manifold) is nevezik.

Ideális esetben, ha a szabályozott szakasz állapot trajektóriája eléri és átmetszi ezt a felületet, akkor a szabályozás az ezt követő időszakban a trajektóriát a csúszófelületen tartja és vezeti végig. A csúszómódról jó bevezetés találunk Korondi és Hashimoto (1999) és (2000) munkáiban.

Gyeviki (2007) szerint a csúszómód szabályozó tervezése három fő lépésből áll:

- a csúszófelület tervezése;
- egy olyan szabályozási törvény kiválasztása, amely az állapotváltozók trajektóriáját a csúszófelületre kényszeríti, majd azon tartja;
- csattogásmentes (chattering free) megvalósítás.

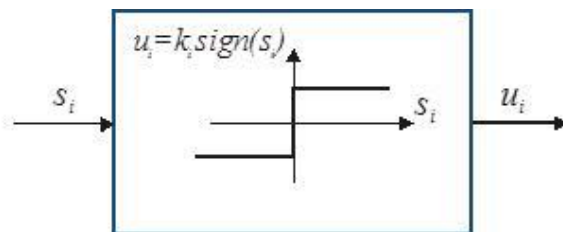
2.1. Csúszófelület tervezése

Az első fázis kritikus a VSC tervezésében. Fontos, hogy megfelelően definiáljuk a kapcsoló felületet, mivel a szabályozott szakasz ezen a felületen halad végig.

2.2. Szabályozási törvény megválasztása

A második fázisban azt a kapcsoló szabályozást tervezzük meg, amely a szabályozott szakaszt a csúszófelületre vezeti, majd ott tartja, ha a szabályozott szakasz trajektóriája a felületet átmetszette. Ehhez Ljapunov második, vagy direkt módszerét használjuk. A csúszófelület paramétereivel megadott úgynevezett általánosított Ljapunov függvény az állapot trajektória csúszófelületen történő mozgását jellemzi. Minden egyes választott szabályozási struktúrában az „erősítést” úgy választják meg, hogy a Ljapunov függvény deriváltja negatív definit legyen. Ez garantálja azt, hogy az állapot trajektória a kapcsoló felület felé mozogjon. A csúszófelület mentén a csúszómód kialakulhat globálisan, illetve lokálisan.

A legegyszerűbb szabályozó elem, amely a csúszómódot megvalósíthatja, a relé (10. ábra).



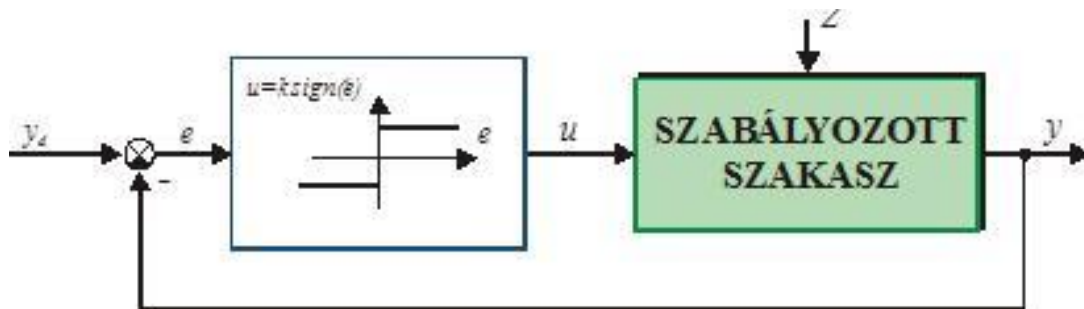
10. ábra. Relé, mint szabályozó elem Gyeviki (2007)

$$u_i = k_i \cdot \text{sign}(s_i)$$

A csúszómód szabályozó robusztusságát a nagy (ideális esetben végtelen) körerősítésének köszönheti. Erről a relé gondoskodik. Az ideális csúszómód szabályozás hatásvázlata a 11. ábrán látható.

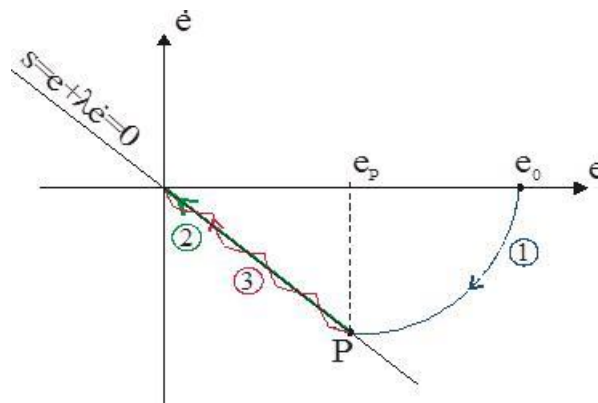
Fontos megjegyezni, hogy a valóságban csak véges kapcsolási frekvenciát tudunk megvalósítani. Ez a csattogás jelenségét (chattering) hozza magával. Ez azt jelenti, hogy a szabályozott szakasz állapot trajektóriája a csúszófelület egy kicsiny környezetében pertubál (12. ábra). Ahol ① a megközelítés fázisa, ② az ideális csúszómód és ③ a

csattogás jelensége. A szabályozó realizálásánál figyelembe kell venni azt, hogy ez a perturbáció esetleg nem kívánt jelenségeket okoz a szabályozott szakaszban.



11. ábra. Ideális csúszómód szabályozás Gyeviki (2007)

A megközelítési fázisban a rendszer érzékeny a paraméterváltozásokra illetve a külső zavarásokra. Amikor a rendszer csúszómódba kerül, dinamikáját a csúszófelület határozza meg, és ekkor érzéketlenné válik a paraméterváltozásokkal illetve a külső zavarásokkal szemben.



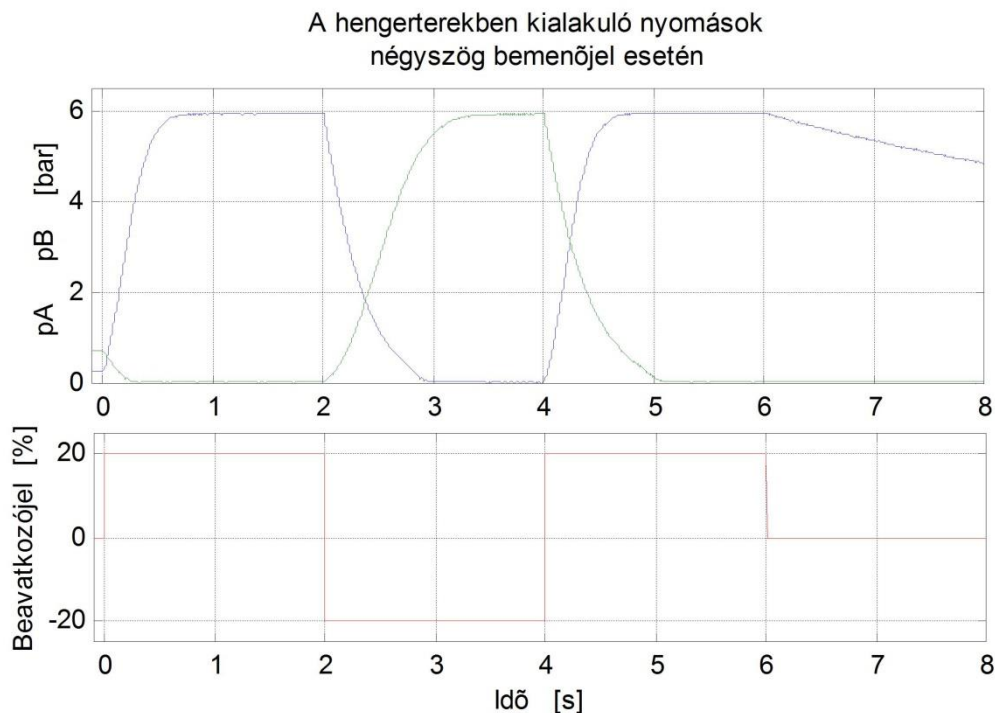
12. ábra. Egyenes vonalú csúszómód Gyeviki (2007)

Tervezéskor két, ellentétes szempontot kell szem előtt tartani, a rendszer trajektóriája minél rövidebb idő alatt érje el a csúszóegyenest és a csattogást minél inkább elimináljuk. A kutatók nagy energiát szenteltek a kérdés megoldására Morgan és Ozguner (1985), valamint Wang és Lee (1993). Young (1985) a megközelítés idejét a visszacsatoló ág erősítésének növelésével csökkentették, de ez fokozta a csattogást.

2.3. Csattogásmentes megvalósítás

A csattogás egy nem tervezett, véges frekvenciájú, véges amplitúdójú oszcilláció, mely Utkin (1993) szerint két okra vezethető vissza:

- A modellezés folyamatában a szabályozási körnél jelentősen gyorsabb érzékelőket, beavatkozókat elhanyagoltuk (nem modellezett dinamika). Mivel az „ideális” csúszómód szabályozó végtelen gyors minden dinamikus tagot figyelembe kellene venni. A **13. ábrán** látható mérési eredményből kitűnik, hogy a hengertérben kialakuló p_A , p_B nyomások nem képesek követni a bemenőjel $u(t)$ változását.
- A digitális megvalósítás (PC, mikrokontroller) mintavételezése diszkrét csattogást okoz.



13. ábra. Hengerterek dinamikus viselkedése Gyeviki (2007)

A csattogás kiküszöbölése Gyeviki (2007) szerint nagyon fontos kérdés a csúszómód szabályozás gyakorlati alkalmazásánál. Szerencsére ehhez nem szükséges a kör pontos modelljének elkészítése. Első lépésében úgy kell megtervezni a csúszómód szabályozást, mintha a kör ideális lenne. Csak a tervezés második lépésében kell foglalkozni a csattogás kiküszöbölésével.

A csattogás megszüntetésének módjai:

- határréteg alkalmazása;
- állapot megfigyelő alkalmazása;
- kaszkád szabályozás alkalmazása.

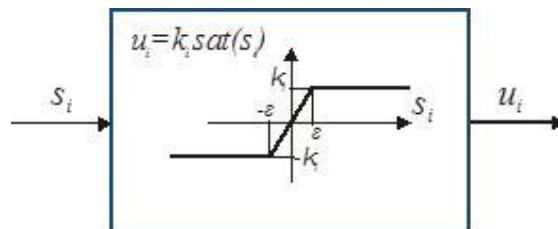
2.4. Határréteg bevezetése a csattogás csökkentésére

A csattogás csökkentésére Slotine (1984) valamint Yeung és Chen (1988) határréteget képzett a csúszóegyenes mentén. Hwang és Lin (1992) Lin és Kung (1992) valamint Lin és Chen (1994) fuzzy logika alkalmazásával csökkentették a csattogást.

A nem folytonos $u = k \cdot \text{sign}(s)$ beavatkozási jel helyett az

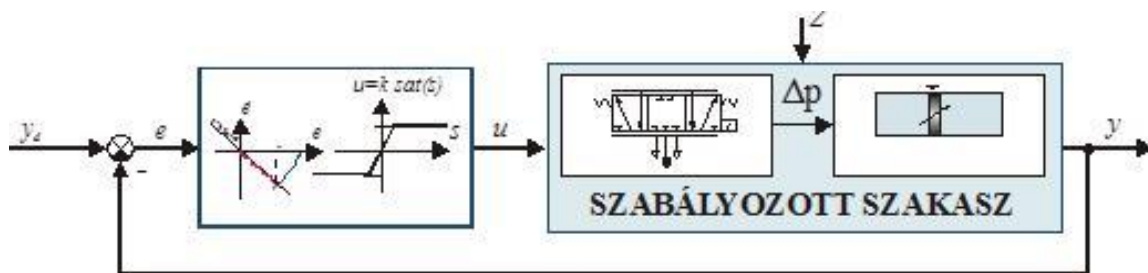
$$u = k \cdot \text{sat}(s) = \begin{cases} k \cdot \text{sign}(s) & \text{ha } |s| > \varepsilon \\ \frac{k}{\varepsilon} \cdot s & \text{ha } |s| \leq \varepsilon \end{cases}$$

folytonos függvény alkalmazását javasolták. Így az $s=0$ csúszóegyenes mentén egy 2ε szélességű határréteg alakul ki.



14. ábra. Telítődés függvény Gyeviki (2007)

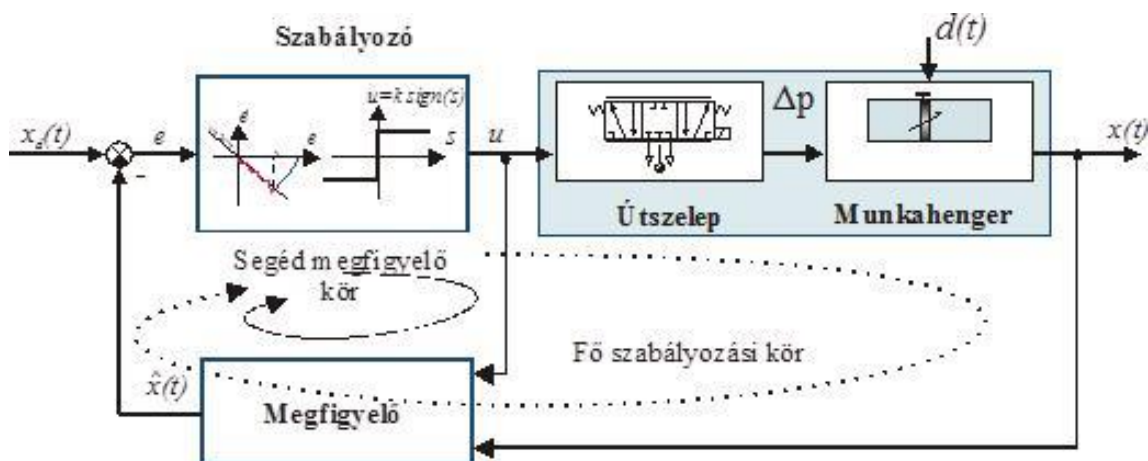
Ha távol vagyunk a csúszóegyenestől ($|s| > \varepsilon$) $\text{sat}(s) = \text{sign}(s)$, illetve a csúszóegyenes kicsiny ε környezetében (határréteg) folytonos $\text{sat}(s) \neq \text{sign}(s)$ átmenetet kapunk (**14. ábra**). Sajnos a csúszóegyenes környezetében a rendszer elveszti csúszómódból eredő invariáns viselkedését és a 0 -hoz való konvergálás sem garantált. Mivel a kapcsoló módot egy folytonos átmenettel helyettesítjük, valós csúszómódról már nem is lehet beszélni (**15. ábra**).



15. ábra. Csattogás csökkentése Gyeviki (2007)

2.5. Állapot megfigyelő alkalmazása

A határréteg bevezetésével a kapcsoló mód egy folytonos átmenettel helyettesíthető. Vannak olyan alkalmazások, ahol a kapcsoló mód a rendszer eredendő tulajdonsága (pl. teljesítmény konverterek). Ilyen esetben az impulzusszélesség modulációt (PWM) alkalmazzák, mely a folytonos beavatkozó jelet a nem folytonos szabályozó bemenetére konvertálja (16. ábra).



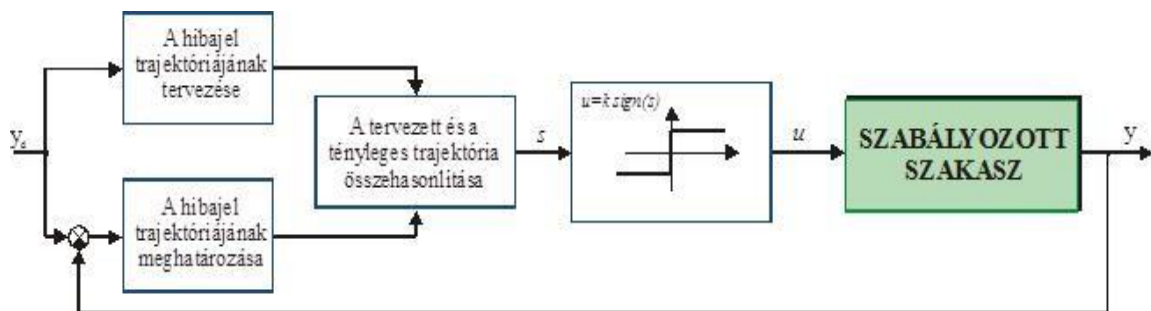
16. ábra Állapot megfigyelő alkalmazása Gyeviki (2007)

Egy segéd (megfigyelő) körben szoftveresen létrehozható egy ideális csúszómód szabályozás, így a kör nem tartalmaz nem modellezett dinamikát és létrejön az ideális csúszómód. A fő szabályozási kör a megfigyelő kör dinamikájának megfelelően követi azt. A szabályozott szakasznál nem folytonos beavatkozást alkalmaznak, mégis úgy viselkedik mintha ekvivalens (u_{eq}) beavatkozás lenne, és nem lép fel csattogás.

2.6. Kaszkád szabályozás alkalmazása

Mind a határréteg, mind a megfigyelő alapú megoldásra az jellemző, hogy azt feltételezzük, hogy a nem modellezett dinamika teljesen ismeretlen. A valóságban azonban, különösen a beavatkozóknál, részleges információ mindig elérhető. Például a szervoszelep kimenete mérhető, így megvalósítható a kaszkádszabályozás. A nem modellezett dinamika explicit formában vehető figyelembe Drakunov (1997). A tervezés két lépésben történik. Először egy folytonos szabályozókört kell tervezni, azért, hogy meghatározzuk a beavatkozó (szervoszelep) tervezett kimenetét ($w_d = \Delta p$). Második lépésben szervoszelep bemenetét ($u(t)$) úgy kell meghatározni, hogy a szervoszelep tényleges kimenete egy csúszómód szabályozó segítségével, kövesse a tervezett kimenetet ($w(t) = w_d(t)$).

Egy ugyancsak elméletileg robusztus és gyakorlatban is megvalósított módszer az úgynevezett szektoros csúszómód Korondi (1998), melynek számos továbbfejlesztése is megjelent Fatura és Pan (2000), illetve Suzuki (2005). A közelmúltban az úgynevezett „backstepping” módszert Koshkouei és Zinober (2000) és a legkülönbözőbb lágyszámítási módszereket alkalmazták a csúszófelület tervezésére Kaynak (2001). A nemlineáris rendszerek új, a tenzor szorzat modell transzformáción alapuló reprezentációja is megjelent. A tenzor szorzat modell transzformáció bevezetése a csúszómód szabályozók területére a szektoros csúszómód egy új szemléletű tervezéséhez vezetett Korondi (2006).



17. ábra. Csúszómód szabályozás egyszerűsített hatásvázlata Gyeviki (2007)

A csúszómód szabályozásnál jelentkező csattogás nem csak káros, hanem hasznos is lehet, megakadályozza, hogy a hengerterekben a nyomás a légköri nyomásig csökkenjen. Így már nincs elvi akadálya annak, hogy a rendszer állapotát a megtervezett trajektórián tartsuk. A relé kapcsolásait a hibajel tervezett trajektóriájának és tényleges állapotának viszonya határozza meg (17. ábra).

A rendszert akkor gyorsítjuk, ha állapota lemaradt a tervezett trajektóriától és akkor lassítjuk, ha megelőzi azt. Magától adódik, hogy a csúszómód alapjel-, illetve modellkövető szabályozásokra is kiterjeszthető Slotine és Sastry (1983), ha az alapjelet, illetve a modellt is a rendszer korlátaira való tekintettel tervezzük meg.

A következő kérdés az, hogy miként tervezzék meg a hibajel trajektóriáját és hogyan határozzák meg a rendszer tényleges állapotának távolságát e tervezett trajektóriától, vagyis azt, hogy mikor kell gyorsítani, illetve lassítani a rendszert. A klasszikus csúszómód szabályozásnál Utkin (1977) a hibajel és deriváltjainak lineáris kombinációjával definiál egy olyan skalár változót, amely úgy értelmezhető, mint a rendszer állapotának előjeles távolsága egy hiperfelülettől ($n=2$ esetben egyenestől). E felületet gyakran csúszó felületnek, illetve csúszó egyenesnek nevezik.

A skalárváltozó:

$$s = \sum_{i=0}^{n-1} \lambda_i e^{(i)} \quad (28)$$

Természetesen s csak akkor lehet skalár, ha λ_i együtthatók megfelelő dimenzióval rendelkeznek.

Csúszómódról akkor beszélünk, ha a rendszer állapota a csúszó felület mentén változik:

$$s = 0 \quad (29)$$

Ebből következőleg a csúszómód csak akkor lehet stabilis, ha a (28) egyenletben az összes λ_i együttható pozitív.

Könnyű belátni, ha $\lambda_0=1$, akkor az $n=2$ esetben a klasszikus módszer szerint definiált skalárváltozó kifejezésében szereplő λ_1 egy általunk választott időállandó jellegű szabályozási paraméter:

$$s = e + \lambda_1 \dot{e} \quad (30)$$

Ha a (30) egyenlet teljesül, akkor a hibajel trajektóriáját a következő differenciálegyenlet írja le:

$$\dot{e} = -\lambda_1 e \quad (31)$$

A (31) egyenlet a fázissíkon egy $-1/\lambda_1$ meredekségű, egyenest határoz meg (**ld. 12. ábra**). Ezért szokás csúszóegyenestről beszélni. A **12. ábrán** egy képzeletbeli trajektóriát is berajzoltunk. A $t=0$ időpontban a kezdetiértékek:

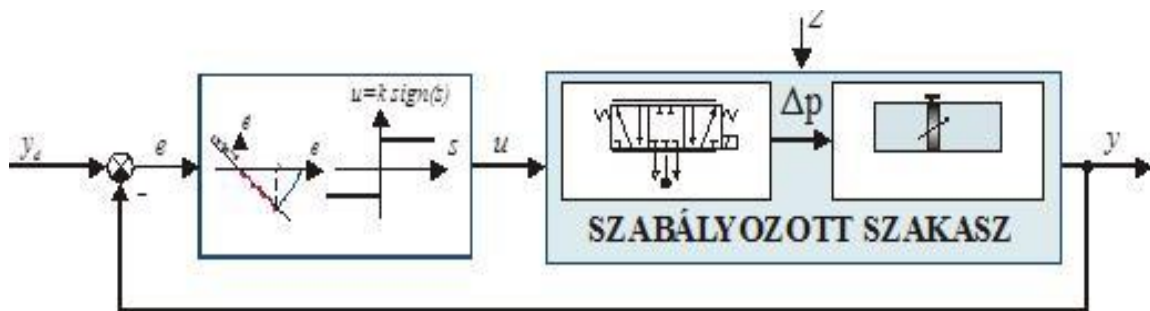
$$e = e_0 \quad (32)$$

$$\dot{e} = 0 \quad (33)$$

A trajektória a P pontban éri el a csúszómódot, és ettől a ponttól érvényes a (32) egyenlet, amelynek megoldása egy negatív kitevőjű exponenciális függvény

$$e = e_p \cdot \exp\left[-\frac{t-t_p}{\lambda_1}\right], \quad (34)$$

ahol e_p a P ponthoz tartozó hibajel értéke, továbbá t_p azt az időpontot jelöli, amikor a rendszer állapota eléri a P pontot. A (34) egyenletben láthatóan nem szerepelnek a szabályozott szakasz paraméterei. Tehát a hibajel a rendszer paramétereitől (pl. terheléstől) függetlenül, az általunk megválasztott λ_1 időállandóval szűnik meg.



18. ábra. SMC pozíciósabályozás Gyeviki (2007)

18. ábráról leolvasható az s skalárváltozó geometriai értelmezése. Legyen a tetszőleges P pontban az s értéke e_p ! Ha ezt az értéket a (30) egyenletbe helyettesítjük, akkor az $s=0$ egyenessel párhuzamos egyenes egyenletét kapjuk. A (30) egyenlettel definiált s skalárváltozó geometriailag úgy értelmezhető, mint a trajektória adott pontján áthaladó és az $s=0$ egyenessel párhuzamos egyenesnek az e tengellyel való metszéspontjának abszcisszája. Ebből következik, hogy az s skalárváltozó nagysága a trajektóriának a csúszóegyenestől mért távolságának mértéke.

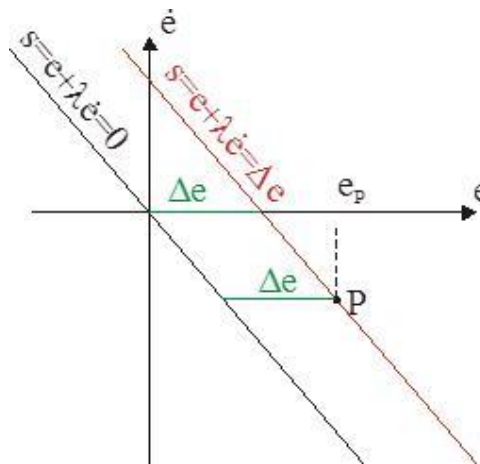
Visszatérve az általános esethez. A csúszómód stabilitását Ljapunov második módszerével vizsgálva Wang és Lee (1993) az állapotváltozókat a csúszófelületre transzformáljuk és az s skalárváltozó négyzetének felét választjuk Ljapunov függvénynek.

$$V(e \dots e^{(n)}) = \frac{1}{2} s^2(e \dots e^{(n)}) > 0$$

$$\text{ha} \quad s \neq 0 \quad (35)$$

A visszacsatolt rendszer Ljapunov értelemben vett aszimptotikus stabilitásának, illetve annak a feltétele, hogy az adott rendszer mindig a csúszómód ($s=0$ állapot) felé tartson és onnan ne térjen ki (**19. ábra**), a következő:

$$\dot{V}(e \dots e^{(n)}) = s \cdot \dot{s} < 0 \quad \text{ha } s \neq 0. \quad (36)$$



19. ábra. Az s változó értelmezése Gyeviki (2007)

A csúszómódban történő szabályozáskor az a feladat, hogy a beavatkozójelet mindig úgy kapcsoljuk, hogy a (36) feltétel minden időpillanatban teljesüljön. A szabályozott szakaszcsoport és a zavarásról csak annyi információval kell rendelkezni, hogy adott beavatkozójelet mellett a (36) feltétel meglepte egyértelműen eldönthető legyen.

A (36) feltétel csak arról gondoskodik, hogy a rendszer állapota a csúszómód felé közelítsen, de nem tartalmaz előírást sem a konvergencia sebességére, sem arra vonatkozóan, hogy a rendszer biztosan elérje a csúszómódot. A paraméter bizonytalanság kiküszöbölése és annak érdekében, hogy a rendszer mindig egy meghatározott értéknél gyorsabban konvergáljon a csúszómódhoz, gyakran a (36) egyenlőtlenségnél szigorúbb feltétel alapján választjuk meg a beavatkozójelet

$$s \cdot \dot{s} < -\eta \cdot \text{abs}(s), \quad (37)$$

ahol: η egy pozitív valós szám.

Általában a negatív visszacsatolás miatt a hibajel fázissterében az origó egy meghatározott környezetén belül az u_b beavatkozási jel és az $\dot{s}$ előjele ellentétes. Így gyakran elegendő egy olyan relés szabályozót alkalmazni, amelyik az s skalárváltozó előjelétől függően kapcsolgatja az u_b beavatkozási jelet:

$$u_b = \delta \cdot \text{sign}(s), \quad (38)$$

ahol δ a szabályozó kör erősítése által meghatározott pozitív konstans. Minél nagyobb a δ értéke, a fázistér annál nagyobb tartományában elégíti ki a (38) szabályozási törvény a (35) feltételt. Természetesen azt feltételezzük, hogy a zavaró jel abszolút értéke kisebb a G értékénél.

$$G > \max_{t>0} |z(t)| \quad (39)$$

A csúszómód szabályozókban gyakran előre csatoló ágakat is megvalósítanak. Ezek az ágak elsősorban a csúszómód elérését segítik. Ha az a célunk, hogy a (24) és (25) differenciálegyenlettel definiált rendszerre vonatkozóan – korlátos zavarást feltételezve – a teljes fázissterben érvényben maradjon a (36) feltétel, akkor az u_b beavatkozási jel (38) alakját ki kell egészíteni az e és deriváltjainak szakaszosan folytonos függvényével.

$$u_b = \sum_{i=0}^{n-1} \Psi_i \cdot e^{(i)} + \delta \cdot \text{sign}(s) \quad (40)$$

A fentiek szerint, Ψ_i illetve δ helyes megválasztásával elérhető az, hogy a (24) alakú differenciálegyenlettel leírható folyamatokra a (39) alakú szabályozási törvény mellett a hibajel teljes fázissterében a (35) feltétel teljesüljön.

A szabályozási törvény egy másik szokásos alakjához a következő gondolatmenettel jutunk. Ha létezik a csúszómód, akkor a nemfolytonos beavatkozási jel középértékét képezve létezik egy olyan folytonos u_{eq} ekvivalens beavatkozási jel, amely elvileg egy $u_b = u_{eq}$ nyílthurkú vezérléssel a csúszófelület mentén vezeti végig a rendszer állapotát abban az esetben, ha nincsen zavarás Slotine (1984). A tervezett $s=0$ hiperfelületet a trajektória akkor nem tudja elhagyni, ha a skalárváltozó idő szerinti első deriváltja nulla.

$$\dot{s} = \begin{bmatrix} \frac{\partial s}{\partial e} & \frac{\partial s}{\partial e^{(1)}} & \dots & \frac{\partial s}{\partial e^{(n-1)}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} e^{(1)} \\ e^{(2)} \\ \vdots \\ e^{(n)} \end{bmatrix} = 0 \quad (41)$$

Az u_{eq} ekvivalens beavatkozójelet a (41) egyenletből számítjuk ki. A (41) nem gondoskodik a csúszómód kialakulásáról, ezért feltételeznünk kell, hogy a $t=0$ pillanatban a rendszer állapota már a csúszófelületen van.

Az u_{eq} ekvivalens beavatkozójel ismeretében kétféle szabályozási törvényt alkothatunk. Az egyiknél az u_b beavatkozójel két tagból tevődik össze

$$u_b = u_{eq} + \delta \cdot \text{sign}(s) \quad (42)$$

Az u_{eq} folytonos tag ideális esetben a csúszófelületen tartja a rendszert, míg a nem folytonos tag a paraméter változások és a zavarójel hatását kompenzálja. A másik esetben az a cél, hogy u_b két olyan értéket vehessen fel, amelyek közel egyenlő súlyozással (50%-os bekapcsolási aránnyal) átlagban kiadják u_{eq} értékét Slotine (1984).

$$u_b = \kappa \cdot u_{eq} \cdot \text{sign}(s) \quad (43)$$

ahol $\kappa > 1$ konstans. Ebből az is látszik, hogy a (38) szabályozási törvény mellett akkor tartható fenn a csúszómód, ha a

$$\delta > \max_{t>0} |u_{eq}| \quad (44)$$

feltétel teljesül. A fenti gondolatmenetnél abból indultunk ki, hogy a végtelenül nagy frekvenciájú beavatkozójelet a középértékével helyettesítettük. Ugyanez az alapja minden impulzusszélesség modulációnak. Belátható, hogy zárt szabályozási körökben alkalmazott minden impulzusszélesség modulációs eljárás egyfajta csúszómódhoz tart, ha a kapcsolási frekvenciát minden határon túl növeljük. Az exponenciális beállítás egyfelől garantáltan túllendülés-mentes, másfelől lassú, ugyanakkor külön feladatot jelent a csúszó egyenesre juttatni a rendszer állapotát. A 12. ábrán látható, hogy az alapjelugrást követően a hibajel állapota távol kerül a csúszóegyenestől, ez nagymértékben csökkenti a szabályozó robusztusságát, mivel az csak a csúszómódban érzéketlen a paraméterek változására. A csúszóegyenes meredekségének megválasztásakor két egymás ellen ható követelmény között kell az optimumot megtalálni. Minél kisebb az egyenes meredeksége, annál hamarabb éri el a trajektória a csúszóegyenest, de annál lassabb az egyenes mentén a beállítás. Az irodalomban a gyorsaság és a robusztusság követelményének együttes kielégítése érdekében a csúszóegyenes meredekségének adaptív változtatását javasolják Kaynak (1982) és Korondi (1993). A szabályozást általánosítva Harashima (1985), a hibajel pályáját egy olyan görbével írjuk elő, amelyik a korlátokat figyelembe veszi, folytonos és szakaszonként egy-egy skalár változóval jellemezhető.

Hollnagel (2008), összehasonlító vizsgálatokat végeztek hidrodinamikusan és pneumatikusan működő munkahengerekkel egy szabadságfokú haladó mozgású funkcionális MRI feladatok végrehajtására. Megállapították, hogy az erős mágneses mező és a korlátozott tér nagy kihívást jelent a mechatronikus rendszerek mozgásának tervezésénél, amennyiben azt MRI környezetben kívánják működtetni. Megállapították továbbá, hogy a hidraulikus és pneumatikus munkahengerek MRI-kompatibilissé tehetők és sokat ígérő megoldásnak tekinthetők robot eszközök mozgására MRI környezetben. A munkahengereket MRI kompatibilis anyagokból készítették. Kísérletükkel azt demonstrálták, hogy mind a két manipulátor rendszer MRI kompatibilis és nem zavarja a funkcionális MRI képalkotást a 3 T szkennelésben. Kísérleteik során a hidrodinamikus rendszerrel simább mozgást, pontosabb pozicionálást értek el és csökkentek az erő kifejtéssel kapcsolatos zavarok, szemben a pneumatikus rendszerrel. Ezzel szemben a pneumatikus rendszerrel gyorsabb mozgás volt megfigyelhető relatíve alacsony nyomás mellett is, és lehetséges volt az erővezérlés. Továbbá egyszerűbb volt a karbantartás és az esetleges szivárgás nem okozott higiéniai problémát. Általánosságban a pneumatikus mozgató sokkal előnyösebb gyors, vagy erőszabályozós MRI kompatibilis megoldásoknál. Ezzel szemben a hidrodinamikus rendszereket ott javasolják alkalmazni, ahol nagyobb pozicionálási pontosság és lassabb, simább mozgás az elvárás.

Andrighetto (2008) közelítést dolgoztak ki a pneumatikus pozicionáló szervorendszerekben lévő holtteret kiegyenlítésére. A holtteret a pneumatikus szervoszelepekben meglévő nemlineáris jellemző, ahol a bemenő vezérlőértékek tartományának a szelep nem ad kimenő jelet. Jóllehet a pneumatikus munkahengerek az iparban nagyon elterjedtek, korlátokkal bírnak a szervopneumatikus alkalmazásoknál, mivel a pneumatikában tipikus nemlinearitást okoznak, mint a szervoszelep holtteret, a levegő tömegáram-nyomás viszony a szelepnál keresztül, a levegő összenyomhatósága, és a sűrűsödési hatás a munkahenger tömítésének érintkező felületei között. A szerzők szerint a szervoszelep holtterének kiegyenlítése egyszerűen megvalósítható, és fontos eredményt ad a pályakövetéses vezérlési alkalmazásokban. Bemutatják a pneumatikus szervoszelepek holtterének matematikai modelljét, a kompenzációs módszert, kiegészítve a vezérlőrendszer inverz holtteret függvényével. Összehasonlító vizsgálatokat végeztek az alkalmazott vezérlők értékeléséhez holtterekompenzációval és nélküle. Eredményeik azt mutatják, hogy a holtterekompenzáció növeli a vezérlő teljesítményét. A szerzők szerint a holtterekompenzáció egyszerűen megvalósítható felváltva az általánosan használt egyszerű vezérlőket a vezérlésben, és egy

fontos folyamat a robottechnikához használatos pneumatikus alkalmazásokhoz vezérlőket fejleszteni.

Hirano (2008) a szabályozórendszer tervezés új módszerét javasolták, amelyik a pneumatikus szervorendszerrel, mint az ötödrendű differenciálegyenlet időeltolódásos rendszerrel foglalkozik, és amely magában foglalja a szervoszelepek másodrendű differenciálegyenletét időeltolódási rendszerrel. Megjegyzik, hogy a pneumatikus szervorendszereket az ipar számos területén alkalmazzák, és kiterjedt vizsgálatokat végeznek a nem lineáris pneumatikus szervorendszerek kiegyenlítése céljából, hogy javítsák a kezelhetőségét robusztus vezérléssel. Vezérlőrendszer tervezésükben a pneumatikus szervorendszer átmeneti függvénye harmadfokú differenciálegyenlet időeltolódás függvénye, amely azon a feltevésen alapszik, hogy a szervoszelep dinamikája figyelmen kívül hagyható, mivel az lényegesen gyorsabb, mint a hengerdinamikája. A szervoszelep jellemzője jobban befolyásolja a pneumatikus rendszer mozgásának jellemzőit, tehát számításba kell venni a vezérlési rendszer tervezésénél. A vizsgálatok azt mutatták, hogy a javasolt módszer hatásos. A vizsgálatok eredményeként meghatározták az összes szabályzási paramétert, beleértve az arányossági tényezőt, még hozzá próbálgatás nélkül. Az elért arányossági tényező nagyobb lehet, ezzel a pneumatikus szervorendszer teljesítménye növelhető.

Khayati (2009) Új, dinamikus súrlódási modelleket vizsgáltak azzal a céllal, hogy javítsák az ipari pneumatikus munkahengerek pozicionálási pontosságát. Több robusztus ellenőrzési és azonosítási algoritmust javasoltak és sikeresen megvalósítottak, különböző pozicionáló rendszerben, mint például a pneumatikus működtetésű korlátozott robotoknál. Munkájuk magában foglalja a modellezés, tervezés és kivitelezés ellenőrzési algoritmusát olyan ipari robotok esetén, ahol a mozgató szerszám érintkezik a környezettel.

Zhu and Barth (2009) egy referencia adaptív szabályozó (MRAC) modellt mutatnak be munkájukban, a súrlódás és a hasznos terhelés bizonytalanságának kompenzálására, szervopneumatikus mozgatórendszerben. A viszkózus és a coulomb súrlódás kombinációját magába foglaló modell egy adaptív szabályozó formájában jelenik meg. Mivel a coulomb súrlódás aszimmetrikus természetű a pneumatikus munkahengerek esetén, ezért egy kétirányú coulomb súrlódási modellt használtak. Frissítési törvényt alkalmaztak három súrlódási forma értékeléséhez: lineáris viszkózus súrlódás, coulomb súrlódás pozitív sebességre és coulomb súrlódás negatív sebességre. Az az erő, amely szükséges a becsült súrlódási erő és a nyomásból eredő mozgási erő legyőzéséhez, hogy elérje a dinamikus

model referencia pozícióját, alkalmas parancs a csúszómód erőszabályozáshoz. Kísérleti eredményeket közöltek, amelyek a pozicionálás pályáját mutatják hasznos teher hatásával és nélküle. Az állandósult pozicionálási pontosság kisebb volt, mint $\pm 0,05$ mm, 60 mm-es léptetés és 200 ms növekvő idővel. A pályakövetés pontossága $\pm 0,7$ mm-en belül volt 0,5 Hz szinuszos pozicionáló pálya és 60 mm amplitudó esetén, és $\pm 1,2$ mm-en kívül volt 1 Hz szinuszos pozicionáló pálya és 60 mm amplitudó esetén.

Taghizadeh (2010) multimodel vezérlőrendszert terveztek és alakítottak ki a változó terhelésű pneumatikus rendszerekhez. Ezekben a pneumatikus rendszerben egy PWM-vezérelt váltó szelep működik, amely kvázi-lineáris input-output módon viselkedik állandó terhelési viszonyok mellett. Állandó terhelés alatt, pontszabályozás történik, lineáris PD-vezérlővel. Annak érdekében, hogy a rendszer használható legyen változó terhelés mellett is, ahogy a robotok működnek, a multimodel PD-vezérlők használhatók. Egy kapcsolási algoritmust alkalmaztak, amely meghatározza a legjobb modellt, és kiválasztja a különböző terheléshez megfelelő vezérlést. Kísérleti eredményeik azt mutatják, hogy a multimodel vezérlők változó terhelési viszonyok mellett is eredményesen működnek.

Yang (2010) beszámol egy MRI kompatibilis, egy szabadságfokú túmozgató robot precíz pozíció vezérlésének tervezéséről és megvalósításáról, pneumatikus munkahengerrel, hosszú erőátviteli vonallal. Az MRI kiváló képminőséget biztosít, összehasonlítva egyéb képalkotó rendszerekkel, például CT-vel, ultrahanggal. A megvalósításnál, az erős mágneses tér miatt, egy sor, korlátozó tényezőt kellett figyelembe venni, hogy a képtorzulást megakadályozzák, például az alkalmazott anyag és munkahenger kiválasztás területén. Publikációjukban bemutatták a modell teljes pneumatikus rendszerét. A lassú reagálású, hosszú pneumatikus vonal és szelep alrendszerek szabályozása, komoly kihívást jelentett. Ezt tovább nehezítették a készülék különböző súrlódási jellemzői. Végül a csúszómód szabályozást (SMC) alkalmazták, ahol a súrlódást úgy kezelték, mintha egy bizonytalan távon vezetnék a rendszert csúszó felületen. Kísérleti eredményeik azt mutatták, hogy a csúszómód szabályozás kielégítő teljesítményt adott a hosszú erőátviteli rendszerben. A pozicionálási pontosság kisebb volt, mint ± 1 mm.

Junyi és Binggang (2011) szakaszos szabályozású pneumatikus pozicionáló segéd rendszert javasoltak, hogy megoldják az erős nem-linearitás és alacsony természetes frekvencia problémát. A hengerben uralkodó nyomás és a hengerbe áramló levegőtömeg mértékének viszonya alapján meghatározták a pneumatikus pozicionálás segéd rendszerének dinamikus modelljét. Megvalósították a szakaszos szabályozású pneumatikus pozicionáló segéd

rendszert és megtervezték annak ipari számítógépre való alkalmazását. Különböző feltételek mellett (amely magába foglalta a különböző frekvenciájú és amplitúdójú szinuszos pozíció jelet, léptető jelet, és különböző inerciális terheléseket) kísérleteket végeztek szakaszos szabályozású vezérlőrendszerrel. Az eredmények bizonyították a javasolt rendszer hatékonyságát és igazolták a pneumatikus pozicionáló segéd rendszer kiváló vezérlési teljesítményét.

Rahmat (2011) alapvető fizikai módszereket mutattak be az ipari pneumatikus munkahengerek vizsgálatával kapcsolatban. Nemlineáris matematikai modellezést végeztek. Input adatokként a tömegáram, nyomás, dinamikus hatások szerepeltek.

Shibo (2013) megállapították, hogy a pneumatikus munkahengerek szabad pozicionálása nagy kihívást jelent. Megkíséreltek létrehozni egy munkahenger pozicionáló-vezérlő rendszert a fuzzy PID és az arányos szelepvezérlő henger rendszer elméleti modelljének kombinálásával. Megalkották a munkahenger-nyomás egyenletet, a nyomás-tömegáram egyenletet, valamint a nyomaték egyensúlyi egyenletet. Linearizálták a hengert mozgó rendszer matematikai modelljét, majd a henger pozicionálás vezérléséhez fuzzy PID vezérlő algoritmust alkottak, amely magába foglalta a fuzzy változó és tartomány részletes elemzését, a fuzzy logika szabályit. A javasolt fuzzy PID vezérlő stabilitása, az alacsony növekedés tétel alapján, elméletileg bizonyított. Kísérletet végeztek 250 mm, 300 mm és 350 mm célpozíciót beállítva és megállapították, hogy a pozicionálás abszolút hibája kevesebb volt, mint $\pm 0,25$ mm.

Tran and Yanada (2013) a csúszó rendszerben működő pneumatikus munkahengerek dinamikus súrlódási viselkedésének kísérleti vizsgálatával és modellezésével foglalkoztak. Vizsgálataikhoz három pneumatikus munkahengert használtak, amelyeknél a súrlódási jellemzőket vizsgálták és modellezték változó sebesség és nyomás feltételei mellett. A hiszteretikus viselkedés a súrlódási erő-sebesség viszonylatában alacsony sebesség mellett volt megfigyelhető, és a súrlódási erő közel lineárisan változott a sebességgel, nagy sebességnél. A hiszterízis görbe kiterjedt nagy sebességre, ha a sebességváltozás frekvenciája növekedett, és a mérete növekedett a hajtó nyomás fokozódásával és csökkent az ellenálló nyomás növekedésével. Ilyen feltételek relatíve pontosan szimulálhatók az új módosított LuGre modellel, amelyikben kevés statikus paraméter változik a sebességváltozás frekvenciájával.

Salim (2014) változó terhelésű pneumatikus munkahengerek pozicionálási lehetőségét vizsgálták. Nem lineáris növekedés arányos változását fuzzy logikával elemezték.

Különböző bemeneti jellemzőkkel, például eltérő hullámformákkal, (léptető, szinuszos, véletlenszerű) számítógépes szimulációt és ellenőrző méréseket végeztek és igazolták, hogy az új technikával 7 szerez teljesítménynövekedés érhető el. Megállapították, hogy a pneumatikus pozicionálási rendszer teljesítménye jelentősen nő, amennyiben változó terhelés alatt működik.

Salim (2014) önszabályozós, nem lineáris PID (N-PID) vezérlőszervezetet terveztek és valósítottak meg, a pneumatikus munkahengerek pozicionálásához. Ezzel az új technikával növelni kívánták az általuk korábban már vizsgált nemlineáris PID rendszer teljesítményét, és a vezérlés rugalmasságát. Mindehhez önszabályozós, nem lineáris függvényt (SNF) alkalmaztak. Többféle input értékekkel végzett számítógépes szimulációval és ellenőrző mérésekkel igazolták az új technikával elért 2,2 szerez teljesítménynövekedést. Hangsúlyozták, hogy a javasolt új technika különösen jól működik eltérő terhelések mellett.

Széll (2014) a hiszterízis görbe figyelembevételével súrlódási és pneumatikus szervorendszer modelljét alkalmazták, röviden bemutatva a téma matematikai vonatkozású elméletét. A súrlódási erő nem lineáris, ráadásul a rendszer működése közben jelentősen változik. A nagy pontosságú alkalmazásoknál a súrlódás sokkal komplexebb kérdést vet fel, mint a hagyományos használat során, különösen igaz ez a célpozíció közelében. A szerzők pneumatikus szervorendszert ismertetnek, vizsgálva a súrlódási viselkedést a célpozíció környezetében. Vizsgálataikban jelentős hatást mutatott a hiszterízis figyelembevétele, szemben azzal, amikor ezt elhanyagolták. Előnyösen alkalmazták a TP (tenzorszorzat) modell transzformációt, amely szükségtelenné tette a súrlódási paraméterek azonosítását a mért adatok közvetlen felhasználásánál.

Taheri (2014) pneumatikus munkahengerek új visszacsatolásos csúszómód erő-merevség szabályozását taglalja. Megállapítja, hogy a legtöbb humán-robot kapcsolatot magába foglaló alkalmazásnál változó merevségű, bonyolult mozgató rendszereket használnak az eszközök biztonságának és kényelmes használatának növelése érdekében. A merevség szabályozás másik haszna az energiafelhasználás csökkentése azáltal, hogy módosítják a munkahengerek merevségét a szabályzott rendszerek természetes merevségére. A pneumatikus rendszerek részletes matematikai modelljére alapozva, amely magába foglalja a szelepek dinamikáját is, az algoritmust úgy fejlesztették, hogy megfeleljen a kívánt erő és merevség követésének, függetlenül a csattogás nélküli üzemmódtól. A javasolt algoritmust összehasonlították a korábban közölt pneumatikus erő-merevség csúszómód szabályozással.

Dr. Pintér (2015) az ipari robotok hajtásának elemzésénél a hidraulikus és a villamos hajtások mellett kitért a pneumatikus hajtásokra. Megállapította, hogy a teljesítmény/tömeg arány a pneumatikus hajtásoknál 0,2-0,3, amely érték a villamos hajtás (0,02-0,1) és a hidraulikus hajtás (0,6-0,8) közé esik. Megállapította továbbá, hogy a pneumatikus hajtásnál a hajtóelemek sebességszabályozása, pozicionálása elektromágneses fékkel történik. Bemutatta a pneumatikus hajtások előnyeit és hátrányait:

Fontosabb előnyök:

- kedvező teljesítmény/tömegarány;
- kis karbantartási igény;
- robbanás biztos;
- kedvező ár; hosszú élettartam.

Fontosabb hátrányok:

- korlátozott erő/nyomaték;
- jelentős zajszint;
- nagy fékkipás;
- kis pozicionálási pontosság;
- szabvány munkahenger csak a két végpontban tud megállni;
- jelentős nyomásvesztés lép fel.

A pozicionálás pontossága szerinte csak lineáris útmérővel, illetve elfordulás mérővel növelhető.

Czmerk (2015) kettős működésű pneumatikus munkahengerekkel végezett kísérleteket. Megjegyezte, hogy a pneumatikus munkahengerek pozíciótartása azok merevségétől függ. A pneumatikus munkahengerek kis merevsége közismert, ami előnytelen a pozicionálás során, és ha a pozíciót tartani kell. Elemezte a kettős működésű munkahengerek passzív merevségét. A pneumatikus munkahenger szilárdsága leírható, mint a pneumatikus rendszer kompresszió modulusa által determináltan, a hengerben uralkodó nyomás függvénye. A passzív rendszerű hengerek szilárdsága leírható a dugattyú kis elmozdulás során változó nyomással és ennek eredményeként fellépő visszaható erővel. Megállapította, hogy a henger merevsége a löket során változik és a végpozícióban mért hengertérfogat relatíve fontos szerepet játszik. A kutatás fontos célja volt a rugalmas elemek hatásának elemzése.

A lineáris hajtások, ezen belül is a pneumatikus mozgatók egyre szélesebb körű alkalmazása felvetette a témával kapcsolatos energetikai kérdések tisztázásának igényét. Ennek megfelelően széleskörű vizsgálatok folytak a lineáris hajtások energiafelhasználásának optimalizálása tekintetében Toman (2008). Vizsgálták a nagy inerciális terhelésű diszkrét pneumatikus hajtások energiatakarékos struktúráit Krutikov (1988), továbbá a nagy inerciális terhelésű pneumatikus hajtások fékezési és pozicionálási kérdéseit Toman (1990).

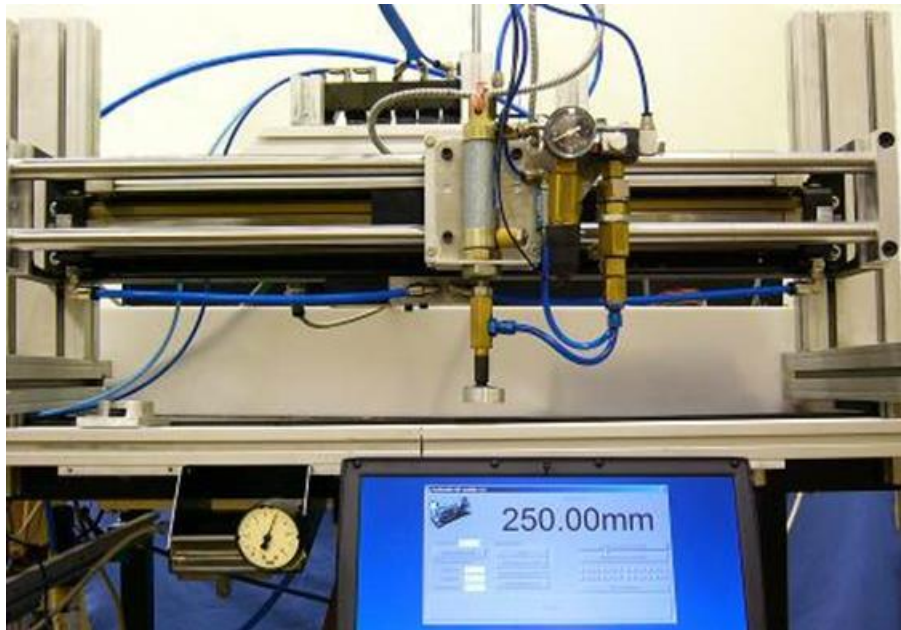
A Szegedi Tudományegyetem Mérnöki Karán a lineáris hajtások pozicionálási, szabályozási, energetikai kérdésének elemzése érdekében a legkülönbözőbb mozgásformákat vizsgálták meg. Behatóan foglalkoztak az áramlástechnikán alapuló mesterséges izom alkalmazásának lehetőségeivel, működési jellemzőivel. Ezt a robottechnika fejlesztése, a legkülönbözőbb és egyre szélesebb körben alkalmazott pneumatikus mozgatók megvalósítása is indokolja. Kísérleteket végeztek a belső nyomás változása és az izom hosszának módosulása összefüggésében. Kísérleti eszközt készítettek, amely segítségével széleskörű vizsgálatokat végeztek e témában Toman (2008), Toman (2009). A vizsgálatok eredményeit számos publikációban tették közre Endrődy (2008), Sárosi (2009), Toman (2008), Gyeviski (2010). Vizsgálták egy pneumatikus izom által működtetett robotkar csúszásmód szabályozását Toman (2009). Elemezték a pneumatikus izom mozgató rendszer csúszásmód szabályozását LabVIEW környezetben Gyeviski (2009). Vizsgálat tárgyát képezte egy PLC-re alapozott pneumatikus munkahenger pozicionálási szabályozása Toman (2010).

3. ANYAG ÉS MÓDSZER

3.1 Kísérleti berendezés megvalósítása

Kutatási munkám célja egy olyan laboratóriumi kísérleti berendezés megvalósítása, mely alkalmas a kutatási munkámhoz szükséges mérések és kísérletek elvégzésére. A berendezéssel szemben támasztott követelmények:

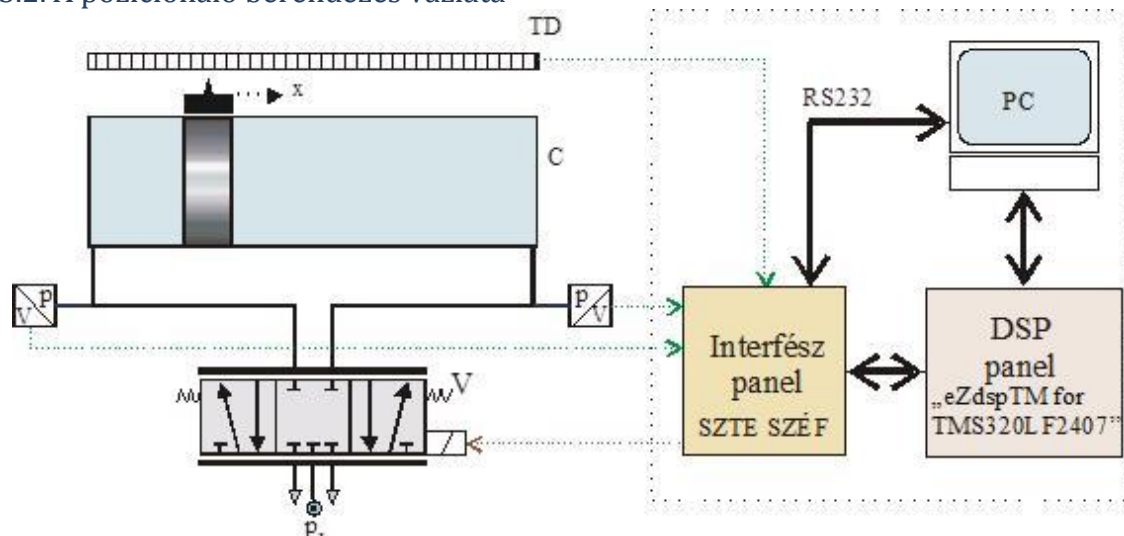
- a berendezés kereskedelmi forgalomban beszerezhető alkatrészekből épüljön fel;
- a berendezés tegyen eleget a kutatási program során felmerült követelményeknek;
- a berendezés legyen univerzális és könnyen kezelhető.



20. ábra Kísérleti berendezés (saját forrás)

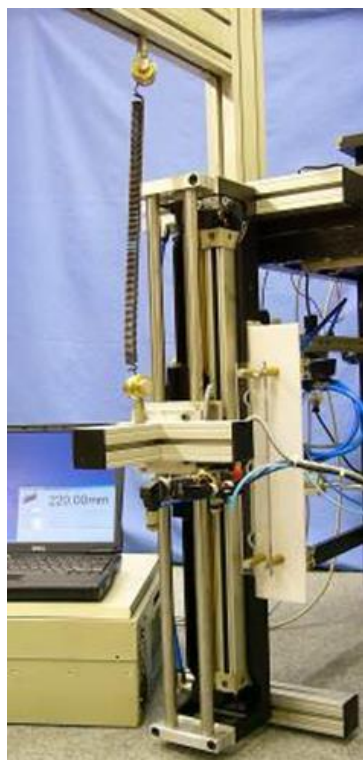
A **20. és 21. ábrán** látható kísérleti berendezés fő része, egy MECMAN 170 (Rexroth RMC-BV) típusú 32 mm átmérőjű, 500 mm löketű siklöhenger, melyet egy FESTO MPYE-5-1/8 HF-010B típusú arányos szeleppel vezérelünk. A dugattyú pozícióját egy LINIMIK MSA 320 típusú inkrementális útdóval mérjük.

3.2. A pozicionáló berendezés vázlata

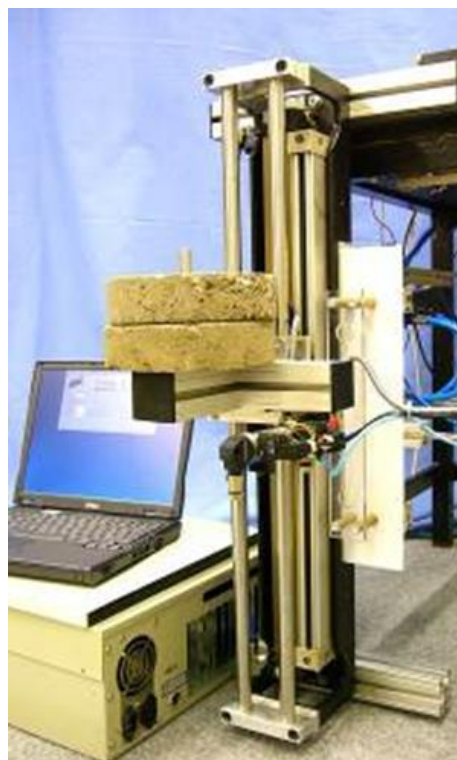


21. ábra A pozicionáló berendezés vázlata (saját forrás)

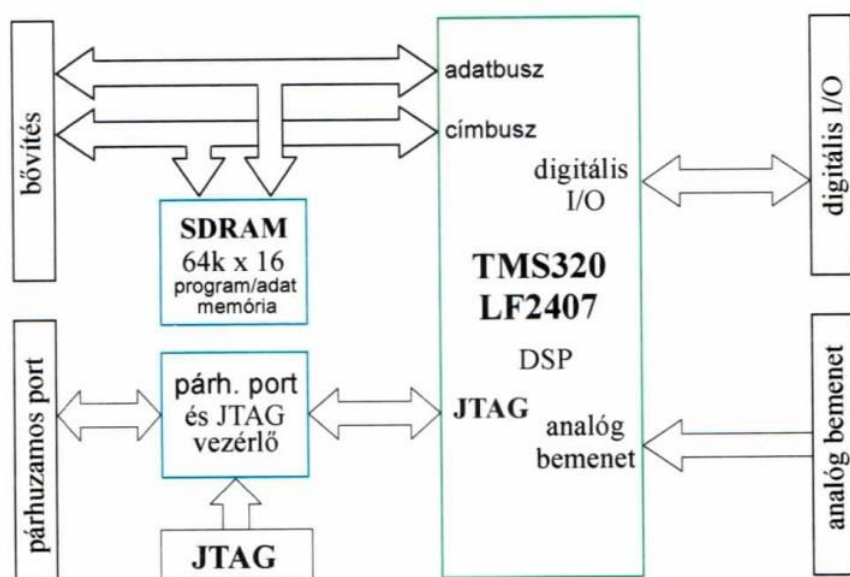
A sebesség és a gyorsulás meghatározása számítással, a kamranyomás mérése Motorola MPX5999D nyomásérzékelőkkel történt. A függőleges pozicionáláshoz tömeg-, illetve rugóterhelést alkalmaztam (22, 23. ábra).



22. ábra. Függőleges pozicionálás rugóterheléssel (saját forrás)



23. ábra. Függőleges pozicionálás tömegterheléssel (saját forrás)



24. ábra. „eZdspTM for TMS320LF2407” DSP kártya felépítése (saját forrás)

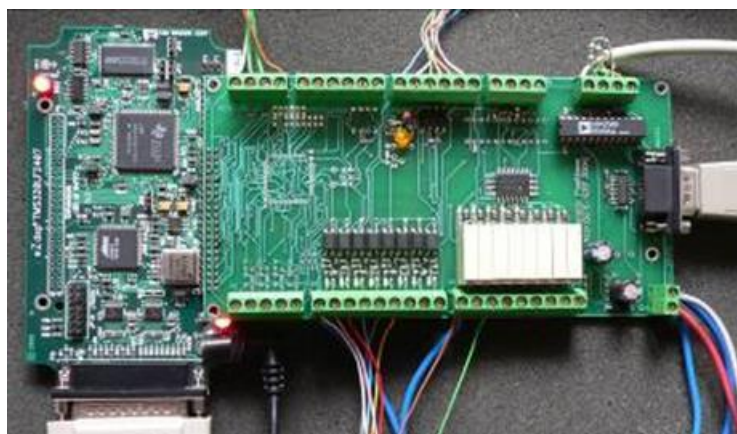
A pneumatikus rendszerek nemlinearitása által okozott szabályozási nehézségek miatt egy DSP bázisú csúszó-mód szabályozót terveztünk. A kísérletekhez a Spectrum Digital „eZdspTM for TMS320LF2407” DSP kártyáját használtuk (**24. ábra**). A DSP kezdő-készlet (DSK) a PC párhuzamos portjához kapcsolható, melyen keresztül letölthető a program a DSP-be, illetve ezen keresztül lépésenként ellenőrizhető a letöltött program futása. A DSP panel, amint az ábrán is látjuk, rendelkezik egy DSP-vel, egy külső memória egységgel és analóg bemenettel, valamint digitális ki- és bemenetekkel. A DSP panel közvetlen kapcsolatot tart a PC-vel a programozás és a program monitorozása céljából.

A szabályozó program „C” nyelven készült a Spectrum Digital Code Composer segítségével. A szabályozási cél az, hogy a munkahenger dugattyúját egy kezdeti pozícióból egy adott cél pozícióba mozgassuk. A csúszómód szabályozás alkalmazásával a pozicionálás hibája minimalizálható.

A DSP 3,3 V-os jelszinttel működik szemben a kísérleteknél szükséges többi eszközzel, melyek jelszintje ettől eltérő. A bemeneti- és kimeneti eszközök illesztésére és a berendezés flexibilitásának növelésére egy kiegészítő kártya szolgál (**25. és 26. ábra**). A DSP analóg bemeneti és digitális ki- és bemeneti interfésszel rendelkezik. A kísérlet során az arányos szelep működtetéséhez szükség volt még analóg kimeneti jelre is, ezt AD420 típusú D/A konverterrel lehetett előállítani. A kísérleti berendezés későbbi bővítéséhez az illesztő

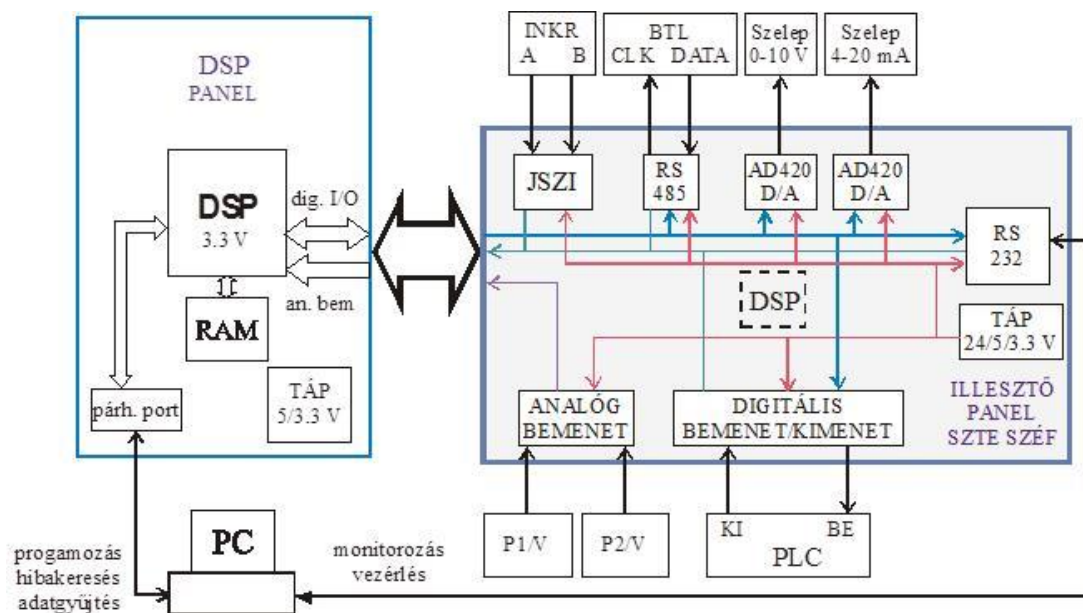
panelre 2 db analóg kimenet került. A digitális kimeneti jelszint illesztés relével, a bemeneti optikai csatolóval történt. A kiegészítő áramkör elkészítésénél szükség volt még a számítógéppel és különböző ipari eszközökkel való kapcsolattartásra is. A számítógéppel való kommunikáció kialakítására leggyakrabban a szabványos RS-232 porton keresztül aszinkron soros kommunikáció alkalmazható. A DSP és a számítógép közötti RS-232-es kommunikáció egy ICL3232IBN integrált áramkörrel valósult meg.

A pozíciószabályozásánál nagy hangsúlyt kap a pozíció pontos mérése és gyors beolvasása. Kísérleteim során a pozíció érzékelésre egy 0.01 mm-es pontosságú (LINIMIK MSA 320 típusú) inkrementális útdát, a pontosabb 0.001 mm-es mérésekhez, pedig Balluff BTL5-S101 abszolút útdát használtam. Az inkrementális útdónál csak az 5 V-os jelszintet kellett illeszteni a DSP 3.3 V-os jelszintjéhez.



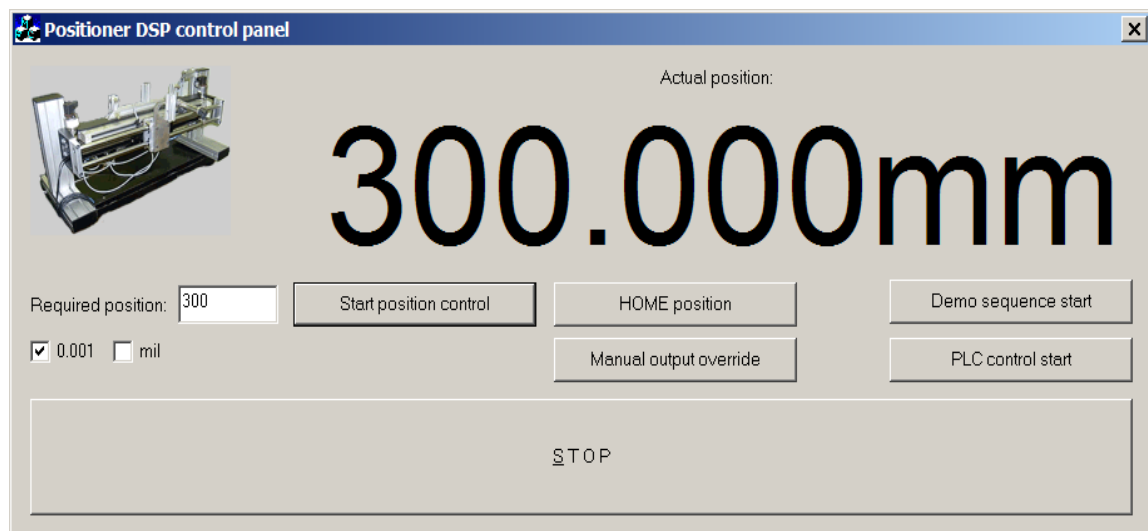
25. ábra. A DSP és az illesztő panel kapcsolata (saját forrás)

A választott Balluff távadóval RS-485 vagy RS-422 soros vonalon kommunikálhatunk. A DSP digitális kimenete, bemenete és az RS-485 soros vonal közötti illesztés egy MAX488 típusú IC-vel történt. A program a DSP egy digitális kimenetét és egy digitális bemenetét használja a szinkron soros kommunikáció kialakítására. A kimenet a BTL útdónak a szinkron jelet adja, a bemenet az útdától jövő adatot fogadja. A feladat megoldása során a DSP saját fejlesztő rendszere a Code Composer alkalmazható. A **25. és 26. ábrákon** látható, hogy az illesztő panel NYÁK-jának tervezése úgy történt, hogy egy DSP beültetése után önálló pozicionáló egységként is használható legyen.



26. ábra. A DSP és az illesztő panel kapcsolata (saját forrás)

A kísérletek során az illesztő áramkör soros portja a DSP és a PC közötti kommunikáció megvalósítására, a pozíció vizuális monitorozására használható. Ennek segítésére egy kezelő felület készült (27. ábra).

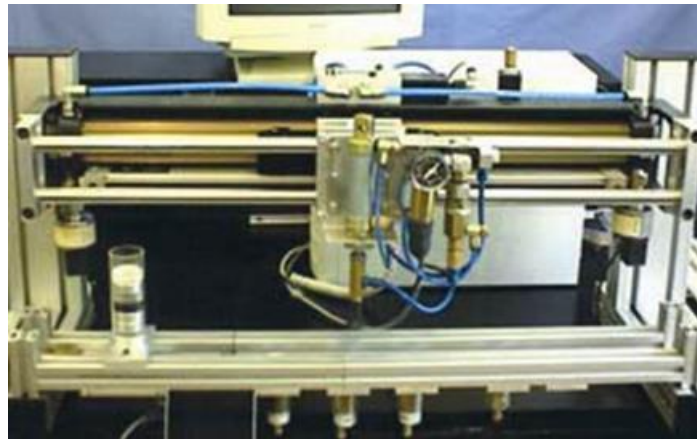


27. ábra. Kezelőfelület (saját forrás)

A kísérletek során a nyomás értéke 0,5 Mpa, a mintavételezési idő pedig 2 ms volt. A kísérleti eredmények valós idejű gyűjtésére egy adatgyűjtő program készült, mely a párhuzamos porton keresztül a DSP-ből a PC-be juttatja a mért értékeket. A szabályozó program a DSP programban található, a szabályozás a PC-től függetlenül működik.

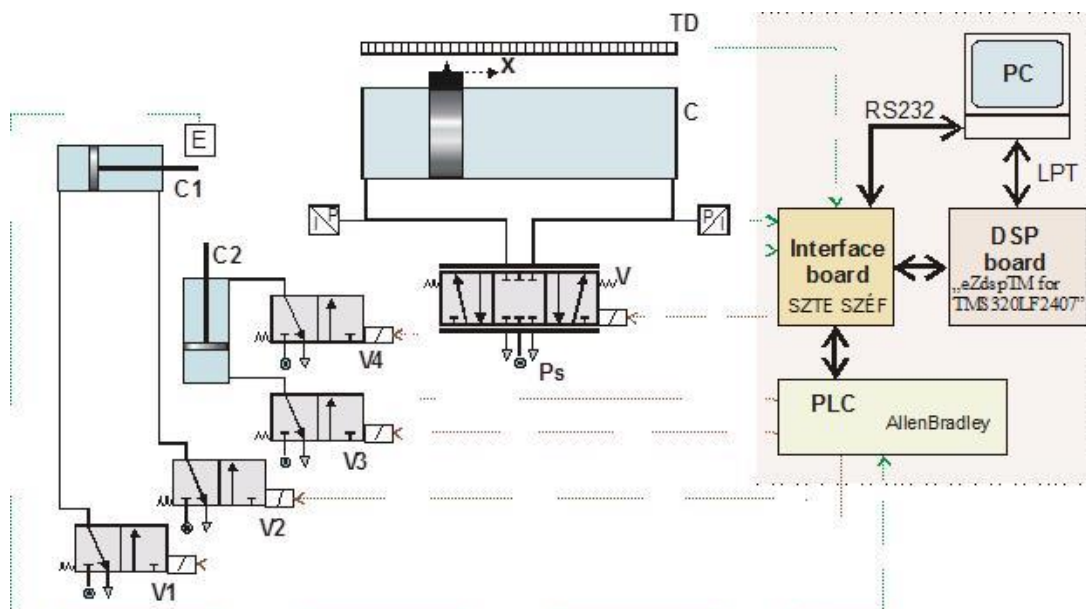
3.3 A manipulátor

Mivel a DSP nagy működési sebességgel rendelkezik a mintavételezési frekvencia és a pontosság növelhető. Bonyolultabb feladatoknál a pozíció szabályozás és a gép vezérlése különválasztható.



28. ábra. A manipulátor (saját forrás)

A DSP csak a pozicionálást végzi, a vezérlési feladatokra egy PLC szolgál. A PLC elküldi a DSP-nek a kívánt pozíciót, a DSP elvégzi a pozíciószabályozást, majd jelzi a PLC-nek, hogy pozícióban van.



29. ábra. A manipulátor felépítése (saját forrás)

Az ipari gyakorlatban egyre nagyobb szükség van az úgynevezett pick-and-place robot manipulátorokra. Alkalmazási példaként egy válogatást végző manipulátor működtetése készült el. (28. ábra, 29. ábra).



30. ábra. Teszt berendezés (saját forrás)

A csúszómód szabályozás robusztusságát olyan módon is megvizsgáltuk, hogy a kísérletek során használt MECMAN 170 típusú $D=32\text{ mm}$, $l=500\text{ mm}$ méretű siklóhenger helyett egy, a **30. ábrán** látható teszt berendezésen végeztünk pozicionálást, MECMAN 166 típusú $D=50\text{ mm}$, $d=20\text{ mm}$, $l=950\text{ mm}$ méretű aszimmetrikus munkahengerrel, változatlan szabályozási paraméterekkel.

A kísérleti berendezésekhez megfelelő mérőműszerek csatlakoztak, hogy az energetikai vizsgálatok elvégzésére is alkalmasak legyenek.

4. EREDMÉNYEK

Vizsgálataim során a pneumatikus lineáris hajtások elemzésére koncentráltam. A pneumatikus hajtások legfőbb előnye az egyszerű felépítés és az ebből következő nagy üzembiztonság. Ebből kifolyólag a hajtások tervezésénél is a hajtás egyszerűsítése volt a cél.

A pneumatikus hajtások alkalmazásának határt szabnak a fékezési és pozicionálhatósági kérdések. Munkámmal ezeknek a korlátozó tényezőknek a kezelését, káros hatásuk mérséklését céloztam meg, ezen belül olyan hajtásrendszerek fejlesztését, amelyek optimálisan alkalmazkodnak az elvégzendő feladatokhoz.

Elsősorban nagy tömegek mozgatásakor, illetve alacsony működési sebességek mellett tapasztalható, hogy a munkahenger sebességét nem lehet pontosan beállítani, mozgása darabossá válik, különböző lengések, rezgések lépnek fel. Ezeket a lengéseket a megszokott módon, a fojtások állításával kiküszöbölni már nem lehet.

Gondot okoz, hogy a relatíve nagy tömegek mozgatásakor, a véghelyzetben, a rövid fékút miatt, nagy inerciális erők keletkeznek. Ez a gond mérsékelhető a működési sebesség csökkentésével, így azonban romlik a berendezés kihasználtsága és hatásfoka.

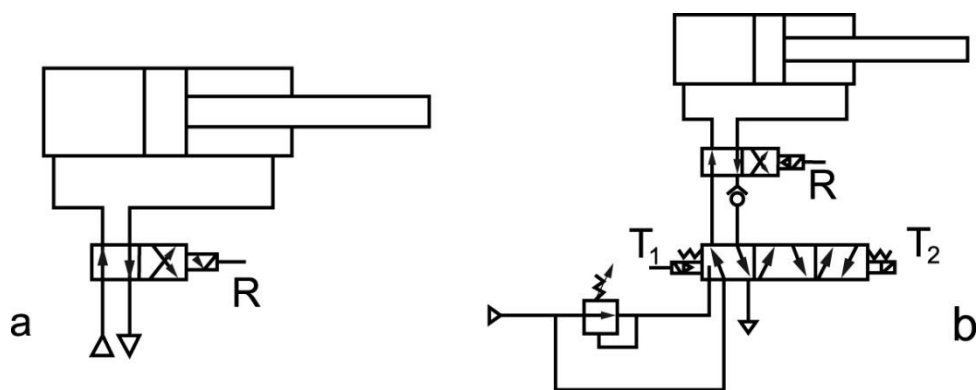
A pneumatikus hajtások további hátránya a kedvezőtlen hatásfok, ami a fojtásos sebességszabályozásból és a levegő expanziós energiájának kihasználatlanságából ered.

A legnagyobb gond azonban a munkahengerek ütközés nélküli pozicionálásának megoldásából adódik. Sokan vélik úgy, hogy ez a probléma a levegő összenyomhatósága miatt nem is oldható meg.

4.1. Fékezési felépítések

A legegyszerűbb, legkisebb ráfordítással megvalósítható fékezési felépítés egy 4/2-es útváltóval lehetséges (**31. ábra, a**). A továbbiakban ezt tekintjük alapkonzfigurációnak. Az ilyen hajtások működésük szempontjából három fázisra bonthatók:

- gyorsítás;
- fékezés;
- rögzítés.



31. ábra. Fékezési felépítések (saját forrás).

A különböző működési fázisok az elosztóblokk vezérlésével irányíthatók. A három működési fázis megoldása, hagyományos pneumatikus rendszernél, ellenáramú fékezés esetén, a **31. ábra, b** esetén tanulmányozható. Az elosztóblokk vezérlésének működési módját az **1. táblázat** mutatja, ahol a vezérlő elektromágnes állapotát R, T₁ és T₂ jelzik.

1. táblázat. Az elosztóblokk vezérlésének működési módja

Kapcsolási vázlat		1.a	1.b		
Mozgásfázis/elektromágnes állapot		R	R	T ₁	T ₂
Előre	Gyorsítás	1*	1	1	0
	Fékezés	0**	1	0	1
	Rögzítés	1	1	0	0
Vissza	Gyorsítás	0	0	1	0
	Fékezés	1	0	0	1
	Rögzítés	0	0	0	0

* áram alatt, ** áramtalanítva

A **31. ábrán** bemutatott alapkapsolás a biztonságos fékezés mellett nagy működési gyorsaságot biztosít, ezért széles körben alkalmazható közepes és nagy inerciális terhelés mellett.

4.2. Matematikai modellek

A különböző felépítésű hajtások dinamikai és energetikai jellemzőinek összehasonlító elemzéséhez, azok dimenzió nélküli matematikai modelljét alkalmaztam.

$$\frac{d\sigma_1}{d\tau} = \frac{K}{\gamma_{01} + \gamma} \left[A'_1 Z_1 \text{sign}(\sigma_{M1} - \sigma_1) \varphi(I_1) - \sigma_1 \frac{d\gamma}{d\tau} \right] \quad (45)$$

$$\frac{d\sigma_2}{d\tau} = \frac{K}{\gamma_{02} + 1 - \gamma} \left[A'_2 Z_2 \text{sign}(\sigma_2 - \sigma_{M2}) \frac{\varphi(I_2)}{\prod_{21}^F (\gamma_{02} + 1 - \gamma)} - \sigma_2 \frac{d\gamma}{d\tau} \right] \quad (46)$$

$$\frac{d\theta_1}{d\tau} = \frac{\theta_1}{\sigma_1} \frac{d\sigma_1}{d\tau} + \frac{\theta_1}{\gamma_{01} + \gamma} \frac{d\gamma}{d\tau} - \text{sign}(\sigma_{M1} - \sigma_1) A'_1 Z_1 \frac{\varphi(I_1)}{\gamma_{01} + \gamma} \quad (47)$$

$$\frac{d\theta_2}{d\tau} = \frac{\theta_2}{\sigma_2} \frac{d\sigma_2}{d\tau} - \frac{\theta_2}{\gamma_{02} + 1 - \gamma} \frac{d\gamma}{d\tau} - \text{sign}(\sigma_2 - \sigma_{M2}) \frac{A'_2 Z_2 \varphi(I_2)}{\prod_{21}^F (\gamma_{02} + 1 - \gamma)} \quad (48)$$

$$\frac{d\gamma}{d\tau} = \dot{\gamma} \quad (49)$$

$$\frac{d\gamma}{d\tau} = B(\sigma_1 - \sigma_2 \prod_{21}^F - \chi) \quad (50)$$

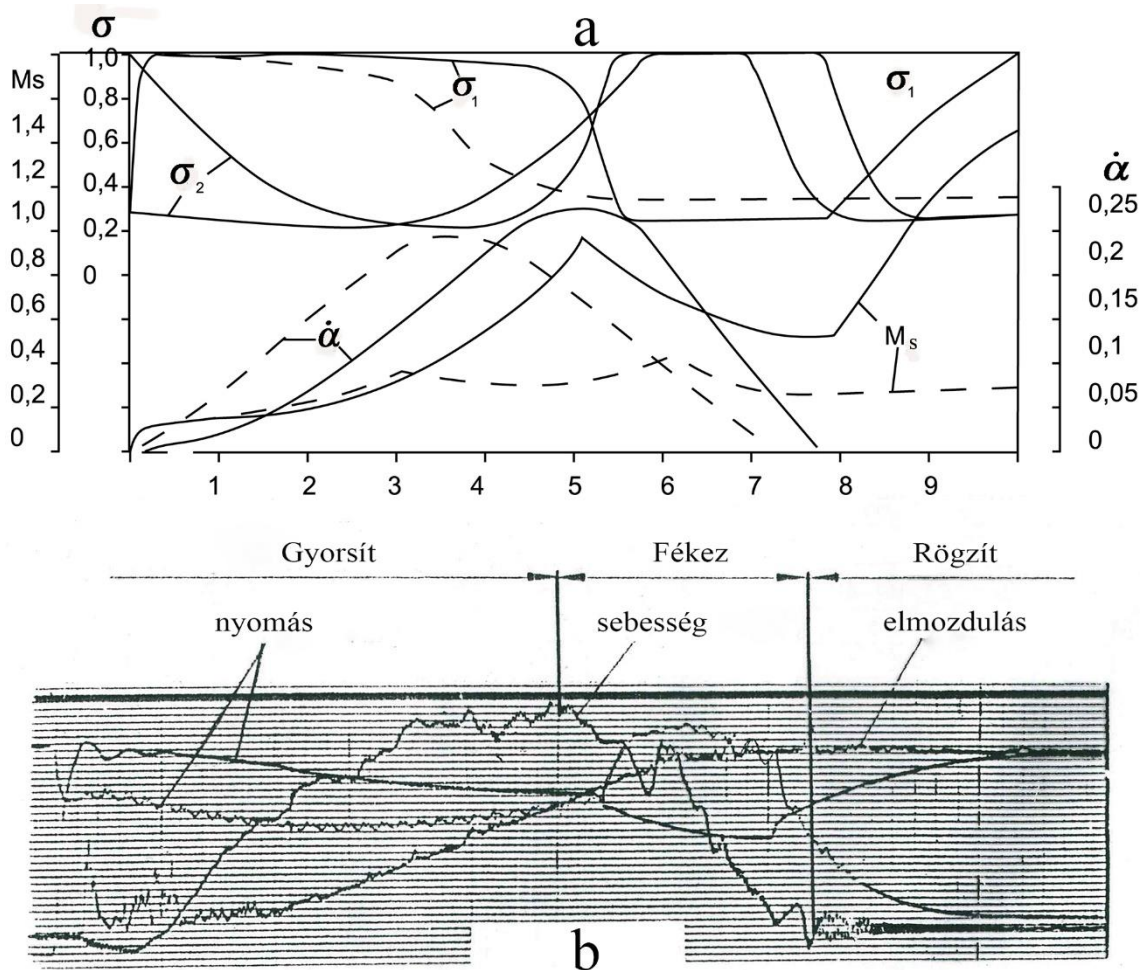
$$\frac{d\gamma}{d\tau} = \frac{\gamma^2}{2B} \quad (51)$$

$$\begin{aligned} \frac{dM_s}{d\tau} &= \bar{R} Z_1 \varphi(I_1) + \\ &+ R \left[Z_2 \varphi(I_2) \frac{1 + \text{sign}(1 - \sigma_2)}{1 + |\text{sign}(1 - \sigma_2)|} - Z_2 \varphi(I_2) \frac{1 + \text{sign}(\sigma_2 - 1)}{1 + |\text{sign}(\sigma_2 - 1)|} \right] \end{aligned} \quad (52)$$

$$\begin{aligned} \frac{dM_s}{d\tau} &= Z_1 T_1 \varphi(I_1) + \\ &+ T_2 \left[Z_1 \varphi(I_1) \frac{1 + \text{sign}(\sigma_K - \sigma_1)}{1 + |\text{sign}(\sigma_K - \sigma_1)|} - Z_2 \varphi(I_2) \frac{1 + \text{sign}(\sigma_2 - 1)}{1 + |\text{sign}(\sigma_2 - 1)|} \right] \end{aligned} \quad (53)$$

4.3. Az integrálás eredményei

Az egyenletrendszer numerikus integrálásának eredményeit, az alapstruktúra esetén $\chi = 0,1$, $\gamma_{01} = \gamma_{02} = 0,15$, $\prod_{21}^F = 1$, $\sigma_a = 0,2$, $B = 0,1$ értékekkel a **32. ábra** szemlélteti, ahol σ , θ , γ , η , M_s , a relatív nyomás, hőmérséklet, elmozdulás, idő, felhasznált levegőtömeg értékek, a χ a statikus terhelés mutatója, $\varphi(3)$, a hozamfüggvény, A , A' modellezési állandók, B az inerciális mutató, Z az áteresztőképességet értékelő korrektor.



32. ábra. A numerikus integrálás eredményei (a), valós mérés átmeneti folyamata (b)(saját forrás)

A **32. ábra** alapján követhető, hogy ez a kapcsolás nagy működési gyorsaság mellett egyenletes fékezést biztosít. Az egy ciklus alatt felhasznált sűrített levegő relatív tömege: $M_s = 1,41$. A fent felsorolt paraméterek egy inerciálisan erősen terhelt hajtásnak felelnek meg.

A 32. ábra (b) alapján validáltuk a matematikai modellünket, valós mérésekkel, ahol az elméleti relatív terheléseknek megfelelő működő rendszeren rögzítettük egy teljes ciklus paramétereit. Jól látható a modell és az ellenőrző mérés eredményeinek egybeesése. Ez fejtja ki arra, hogy későbbiekben a matematikai modell használatával értékelni tudunk különböző kapcsolásokat.

A pneumatikus hajtás *energetikai jósági fokát* fajlagos munkaképességgel, azzal a legnagyobb külső munkával mérjük, amelyet a hálózathoz a hajtásba jutó egységnyi tömegű sűrített levegő végez:

$$l_p = RT_M l_n \frac{P_M}{P_a} \quad (54)$$

A löket végén fékező hajtások vizsgálatánál a legcélszerűbb az energetikai jóság értékelésére az egy ciklus alatti közepes hatásfokot használni:

$$\eta_{cp} = \frac{\frac{1}{2\tau_d B} \int_0^{\tau_d} \gamma d\tau + \chi}{M_S l_n \frac{1}{\sigma_a}} = \frac{\gamma/\tau_d + \chi}{M_S l_n \frac{1}{\sigma_a}} \quad (55)$$

A számlálóban a statikus terhelő erő munkáján kívül a mozgó tömegek munkaciklus alatti átlagos kinetikai energiája szerepel, míg a nevezőben a hajtás által felhasznált levegő teljes munkaképessége. A 31. ábra szerint működő hajtásoknál a fentebb felsorolt paraméterek mellett $\eta_{cp} = 9,6 \%$.

4.4. Energetikai elemzések

A **33. ábrán** a 31. ábra szerinti hajtás energiaveszteségi diagramját mutatjuk be.

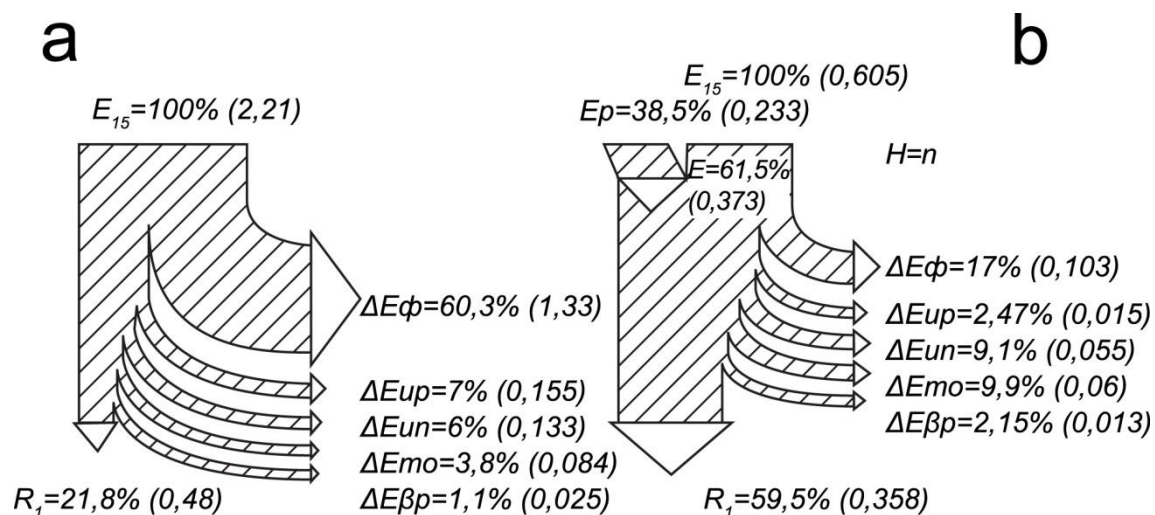
Az energiakomponensek dimenzió nélküli számításánál a munka:

$$W = P_M F_1 s \quad (56)$$

A legnagyobb veszteségek a dugattyú rögzítésekor keletkeznek (ΔE_φ), és a sűrített levegő expanziós energiájának elégtelen felhasználásából származnak (ΔE_{np} és ΔE_{nn}). Ezek a hatásfokot csökkentő veszteségek főleg a kapcsolás olcsó, a működési szakaszokhoz nem mindig alkalmazkodó, egyszerű felépítés következménye.

Az eddigi eredményekből kiderül, hogy a klasszikus hajtásrendszerek megfelelő vezérlésével elérhető a lágy, ütésmentes megállás, sajnos azonban a hatásfok, ezzel az alrendszerrel nem javítható.

Az inproduktív energiafogyasztás ugrásszerű csökkentéséhez olyan rendszert kell létrehozni, amely a hajtás különböző munkafázisaihoz optimális módon igazodik.



33. ábra. A 31. ábra, b, változat veszteségdiagrammja (saját forrás)

A **31. ábra, b-n** látható rendszer, működése közben jól elkülöníti a pneumatikus hajtások három munkafázisát (gyorsítás, fékezés, rögzítés). A **2. táblázat** bemutatja a működési fázisok elkülönítését.

2. táblázat. A működési fázisok elkülönítése.

Mozgásfázis/elektromágnes állapot		R	T	T
Előre	Gyorsítás	1	1	0
	Fékezés	1	0	1
	Rögzítés	1	0	0
Hátra	Gyorsítás	0	1	0
	Fékezés	0	0	1
	Rögzítés	0	0	0

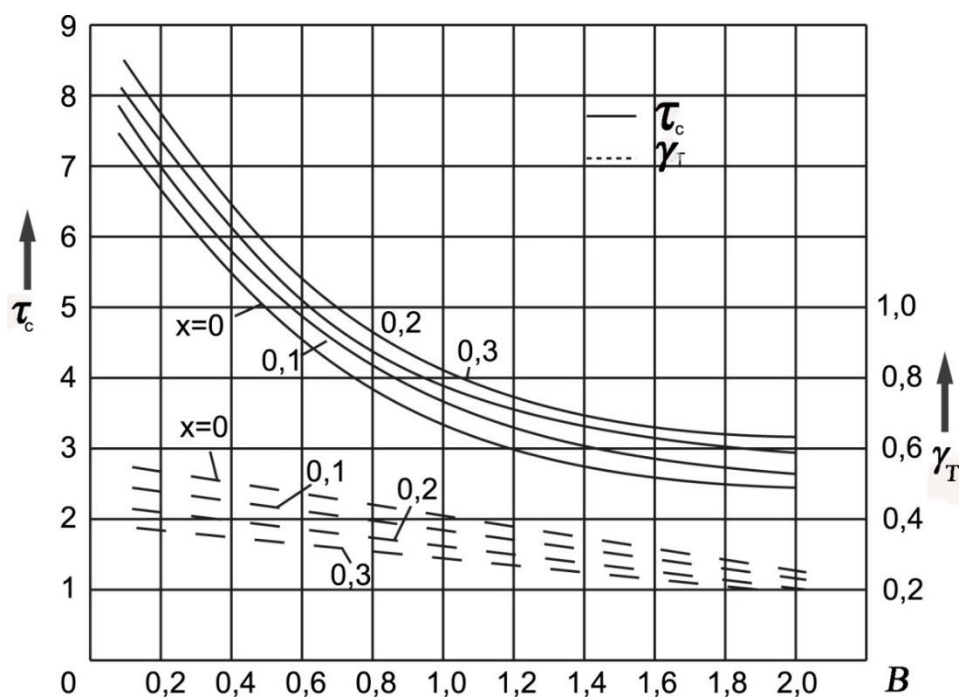
Ennél a hajtásrendszerénél könnyen megvalósítható, hogy a dugattyút a véghelyzetben csak a lehető legkisebb, az ellenerőt kompenzáló nyomáskülönbség rögzítse, így a rögzítés veszteségei minimalizálhatók.

Amennyiben a terhelés mindig a mozgással ellentétes irányú, a nyomáscsökkentő szelep dimenzió nélküli (relatív) nyomása:

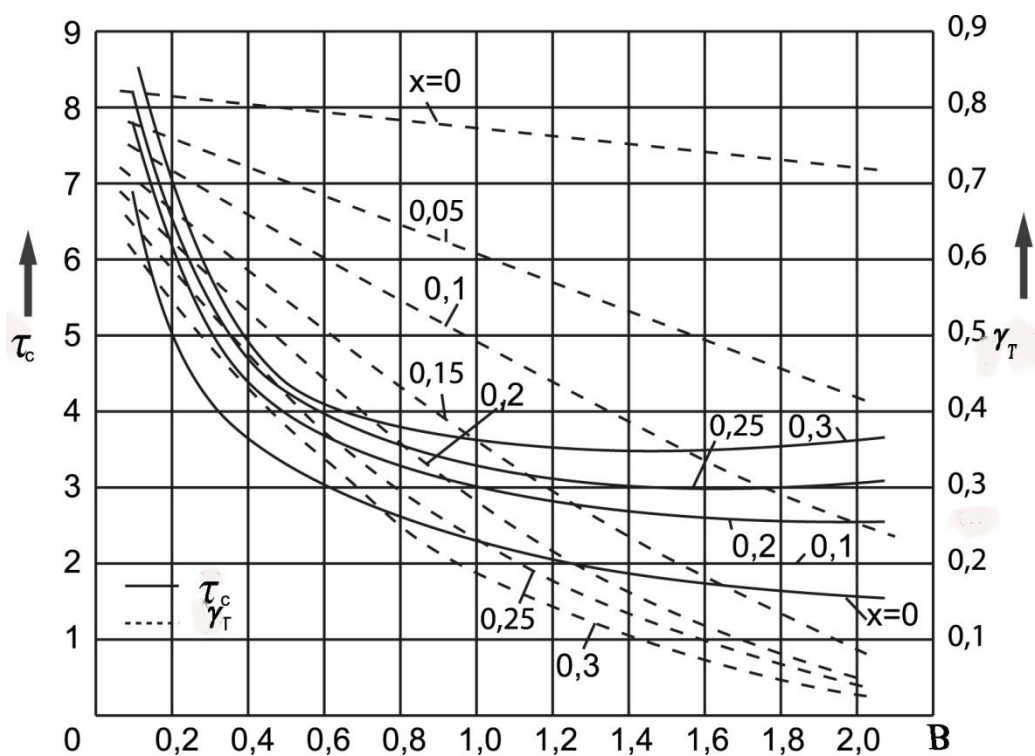
$$\sigma_k = \sigma_a + \chi \quad (57)$$

Az ilyen hajtás átmeneti folyamatát mutatja be a **32. ábra** (szaggatott vonalak). Amint az ábrából is látható, a lágyabb fékezés ellenére a működési gyorsaság javult a gyorsításkor, a kiömlési oldalon lecsökkent kilökődési munka miatt. Ugrásszerűen csökkent a sűrítettlevegő felhasználás ($M_s=0,225$), a fékezés energiájának nagy része visszatáplálódik a fővezetékbe. A fentiek alapján megállapítható, hogy a fékezési gondok csökkentésére és a hatásfok javítására található megoldás.

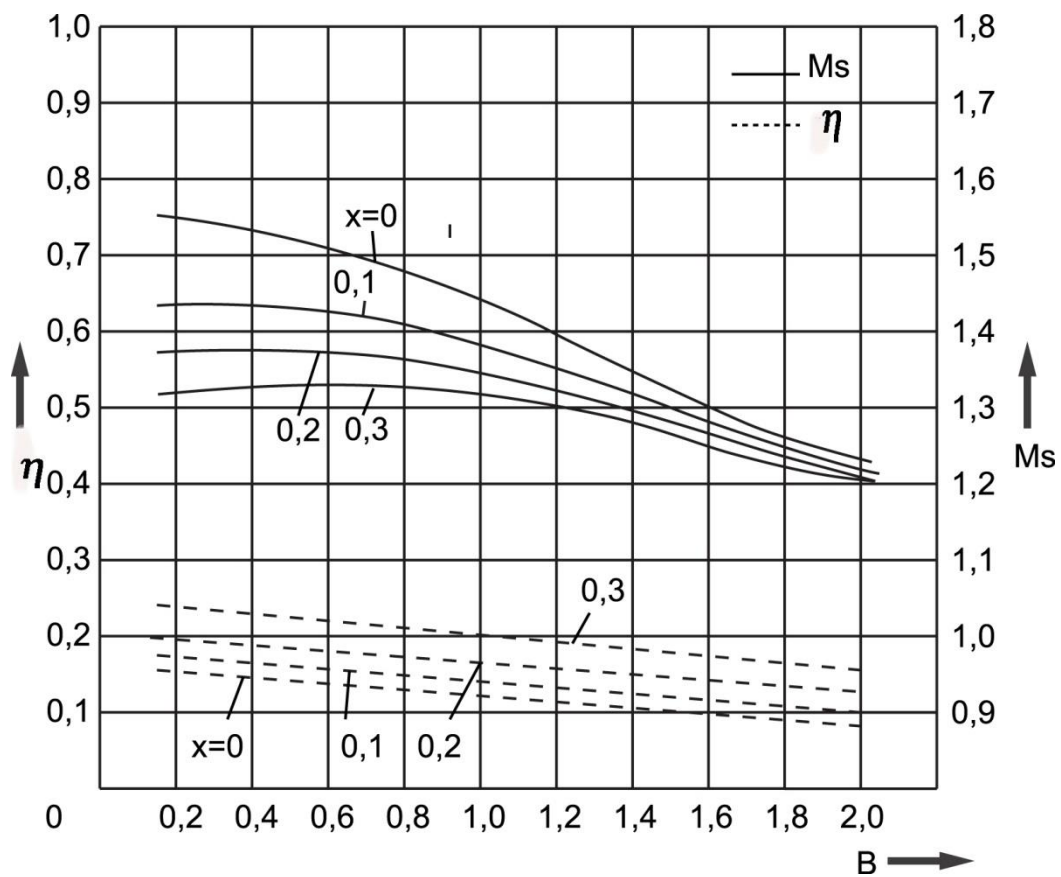
A **33. ábra, b-n** bemutatott diagramból látható a két alapvető veszteség, a rögzítés és a nem teljes expanzió vesztesége (E_ϕ , E_{up}), amelynek értéke közel a tizedére csökkent, ezen kívül a fékezés energiájának nagy része visszatáplálódik a fővezetékbe. A hajtás hatásfoka (η_{cp}) közel 60%-ra nő. A pneumatikus hajtások energiatakarékos struktúráinak és racionális üzemeltetési területeinek meghatározásához a két megvizsgált fékezési módban teljesen eltérő hajtástípusnál számítógéppel meghatároztam az egyenletrendszer (45-53) által leírt átmeneti folyamatokat, különböző statikus terhelések és inerciális mutató mellett. Az így kapott értékeket a **34. ábra** (a, b, c, d) mutatja.



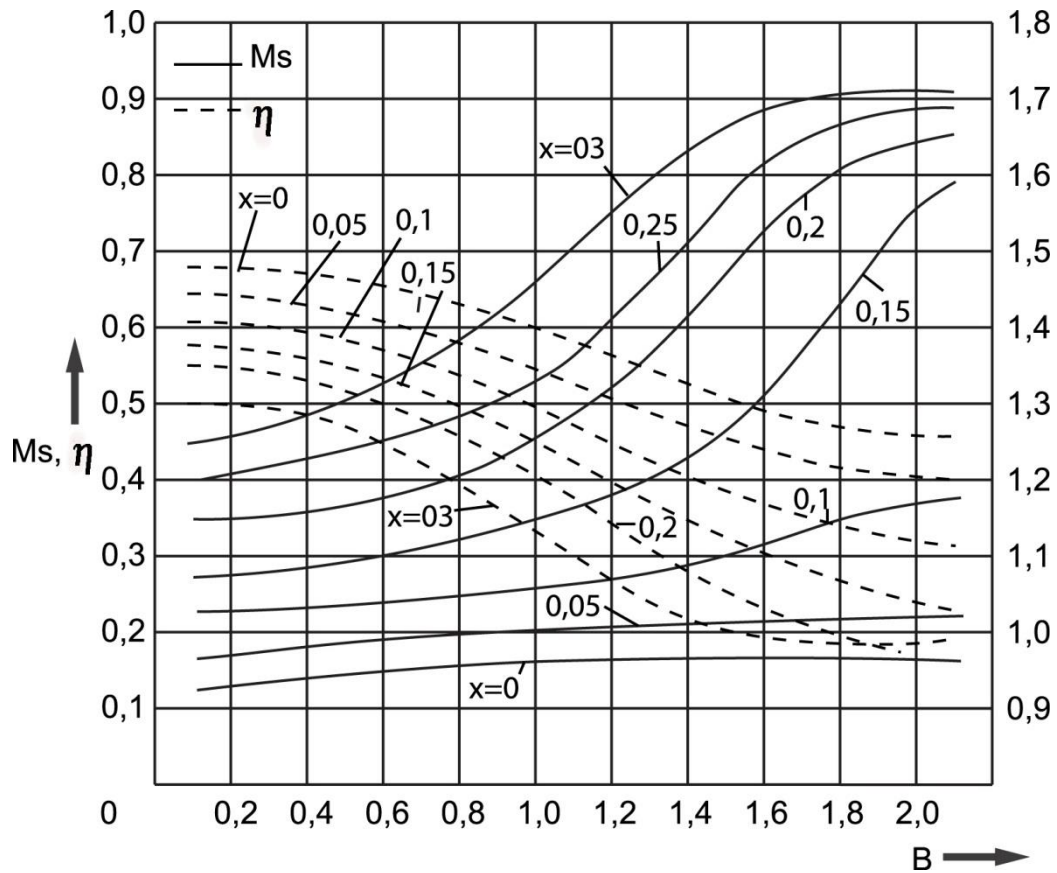
34. ábra, a. A számítógépes elemzés eredményei (saját forrás)



34. ábra, b. A számítógépes elemzés eredményei (saját forrás)



34. ábra, c. A számítógépes elemzés eredményei (saját forrás)



34. ábra, d. A számítógépes elemzés eredményei (saját forrás)

A fenti diagramok elemzése megmutatta, hogy a 31. ábra szerinti kialakítás gyakorlatilag a teljes vizsgálati területen nagyobb működési gyorsaságot biztosít. Az energiafelhasználásban a legjelentősebb megtakarítás $\chi = 0-0,1$ között jelentkezik. A χ növekedésével az energiafelhasználás a módosított kapcsolással, csak nagy inerciális terhelésnél ($B = 0,1-0,5$) csökken. Nagy statikus ($\chi > 0,3$) és kis inerciális terhelésnél ($B > 1,5$) az energiatakarékos struktúra alkalmazása célszerűtlen. A B növelésével nő a dugattyú mozgásának sebessége és csökken a fékút. Ezzel együtt a fojtási veszteségek nőnek. Például $\chi = 0,1$ -nél, $B = 0,1$ -ről $B = 2$ -re történő emelésnél a fojtási veszteségek hasonló mértékben, szintén közel hússzorosára emelkednek, elérve a sűrített levegő összes munkaképességének 1/3-át.

Ugyanakkor a fékút csökkenésével, a nem teljes expanzió következtében, az ezzel kapcsolatos veszteségek (ΔE_{up}) 3,7 szeresére nőnek. Mindebből egyértelműen következik a hatásfok jelentős csökkenése kis inerciális terhelés mellett.

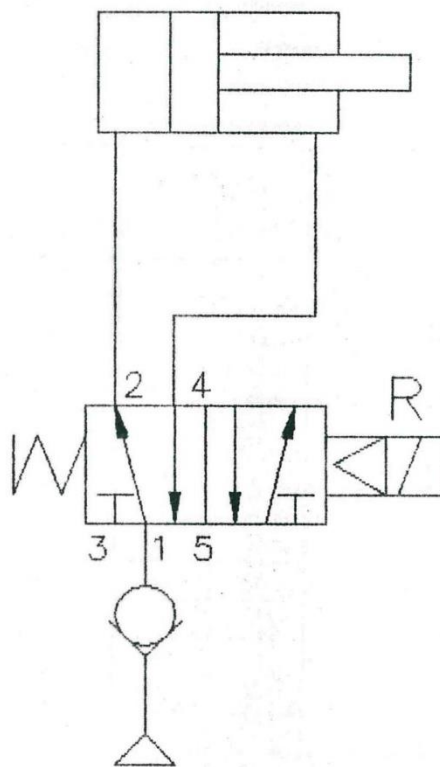
Figyelembevétel az energia egyre növekvő, és a pneumatikus berendezések egyre csökkenő árát, az energiatakarékos rendszerek alkalmazása egyre gazdaságosabbá és célszerűbbé válik.

4.5. Javasolt rendszerek

A továbbiakban bemutatok néhány egyszerű összeállítást a lineáris hajtások energetikai kihasználásának fokozása és pozicionálás pontosságának növelése érdekében, szigorúan csak hagyományos elemekből építkezve, hogy bemutassam az energetikai jósági fok növelésének egyszerű lehetőségeit.

4.5.1. Ellenáramú fékezés

ELLENÁRAMÚ FÉKEZÉS

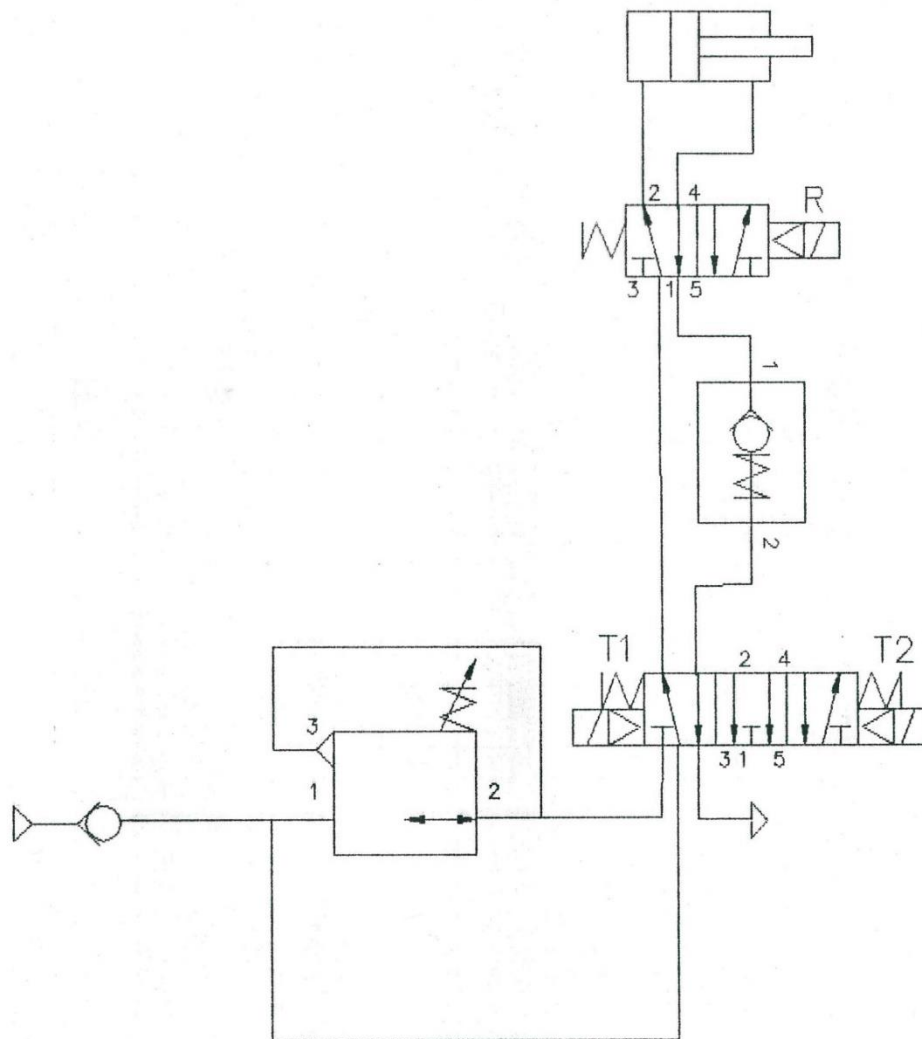


35. ábra. Ellenáramú fékezés vázlata (saját forrás)

A **35. ábra** szemlélteti az első, egyben legegyszerűbb megoldást, ahol a fékezést az expanziós oldal túltöltésével és az abban kialakuló túlnyomás segítségével valósítom meg. Az ilyen rendszerek jól alkalmazhatók folyamatos alternáló mozgást teljesítő rendszerekben

és a felhalmozott fékezési energiát nagy százalékban fel lehet használni az ellenkező irányú mozgás megkezdésekor. A hálózatból csak az expanzió után igényel energiát.

4.5.2. Energiatakarékos fékezés



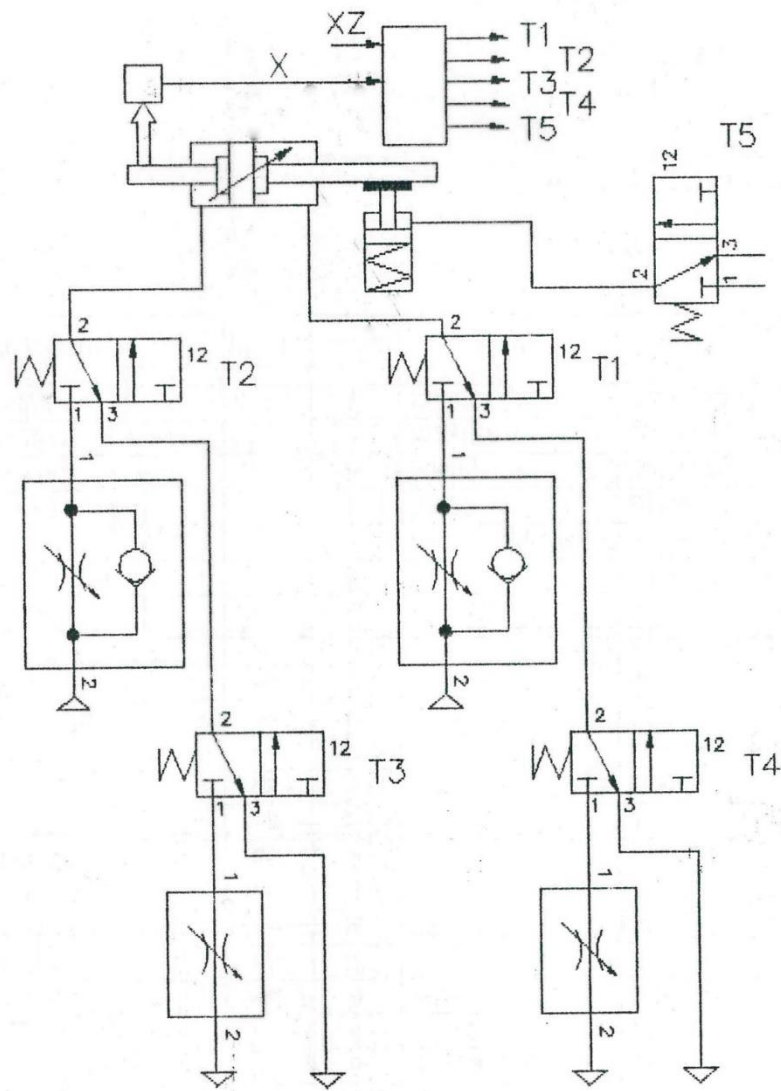
ENERGIATAKARÉKOS FÉKEZÉS

36. ábra. Energiatakarékos fékezés vázlata (saját forrás)

A 36. ábrán már egy bonyolultabb megoldás található, ahol beállítható a fékezés nyomásszintje és megvalósítható a csökkentett nyomással történő rögzítés. Ez a kapcsolás csökkenti a rögzítés energiaszükségletét és megvalósítható vele az ellenáramú fékezés és az állandó nyomáskülönbség melletti lassítás is. Így magában foglalja 35. ábrán látható kapcsolás minden előnyét de képes energiatakarékos rögzítésre is. Ezért széles körben

használható a hagyományos léghengeres mozgatók alternatívájaként lényegesen kevesebb energiafelhasználás mellett.

4.5.3. Alacsony nyomású pozicionálás



ALACSONY NYOMÁSÚ POZÍCIONÁLÁS

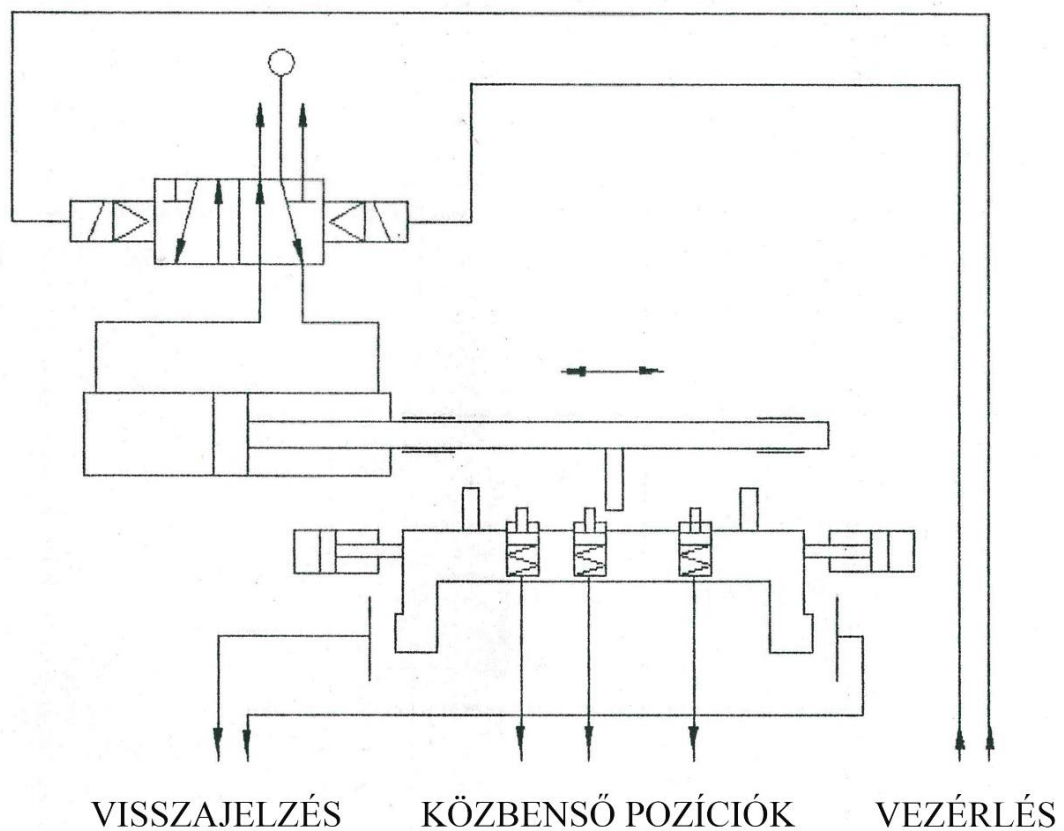
37. ábra. Alacsony nyomású pozicionálás vázlata (saját forrás)

A 37. ábra kapcsolása egy további lehetőség a pneumatikus rendszerek energetikai javítására és a pozicionálás megvalósítására. Ennél a rendszernél jelentősen növelni kell berendezés „intelligenciáját” így szükség van a hajtás paramétereinek folyamatos feldolgozására. Ennek megfelelően iterációs módon meg tudjuk határozni a szükséges nyomásviszonyokat és

gyakorlatilag csak a terhelés legyőzésére elegendő minimálisan szükséges energiát engedjük a rendszerbe és igyekszünk kihasználni az expanziós munkát is. A pozícióba érkezéskor a fékezés végén ez a rendszer mechanikus rögzítőféket alkalmaz így alacsonyabb pontossági igények esetén szabadon pozicionálható rendszernek tekinthető.

4.5.4. Szabályozható ütközős pozicionálás

SZABÁLYOZHATÓ ÜTKÖZŐS POZÍCIONÁLÁS

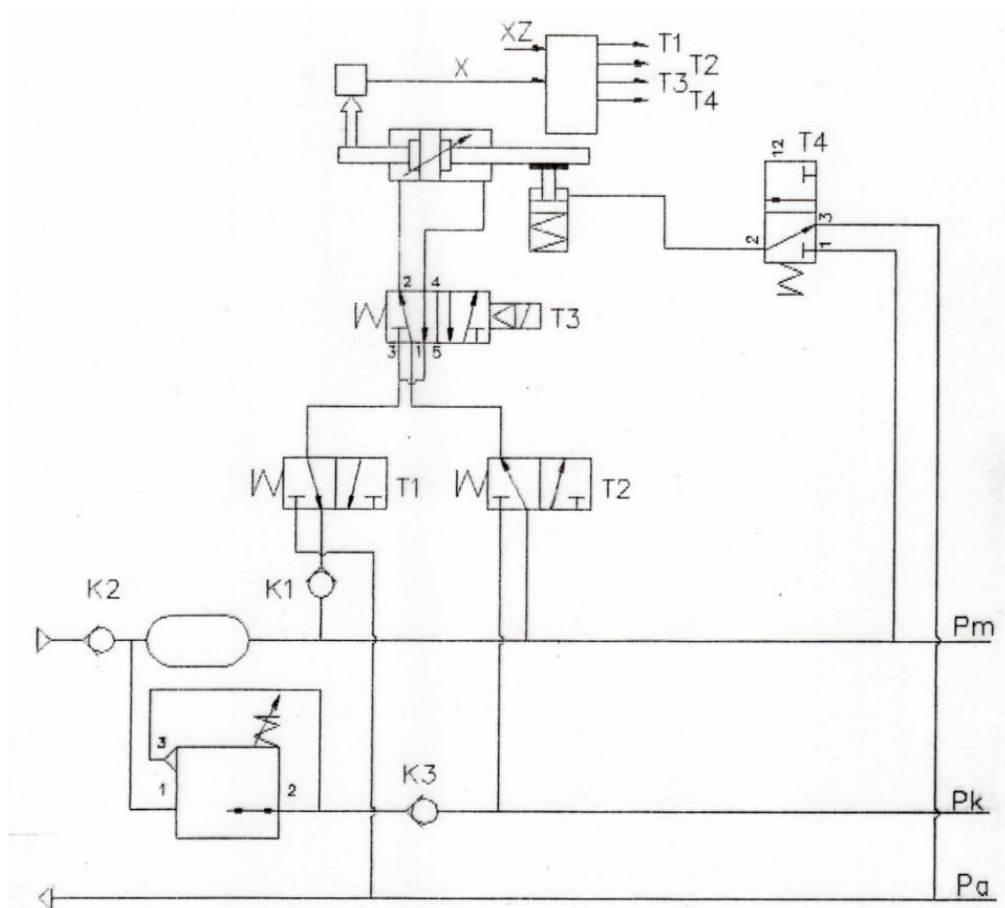


38. ábra. Szabályozható ütközős pozicionálás vázlat (saját forrás)

A **38 ábra** egy átmenet az energiatakarékosság és a pozicionálás között. Megvalósítja az ellenáramú fékezést, ezért hatásfoka lényegesen jobb a hagyományos rendszereknél, de lehetőséget ad közbenső pozíciók elérésére, kapcsolható ütközők, vagy ütköződob alkalmazásával. A véghelyzeti csillapítást az ütközőrendszerbe integrált csillapító hengerek végzik.

Ez a rendszer kiválóan alkalmazható fix pozíciók biztos elérésére és a teher bármelyik közbenső pozícióban történő rögzítésére. Ebben az esetben a pozicionálási pontosság lehet nagyon nagy, csak a mechanikai megvalósítás szab határt.

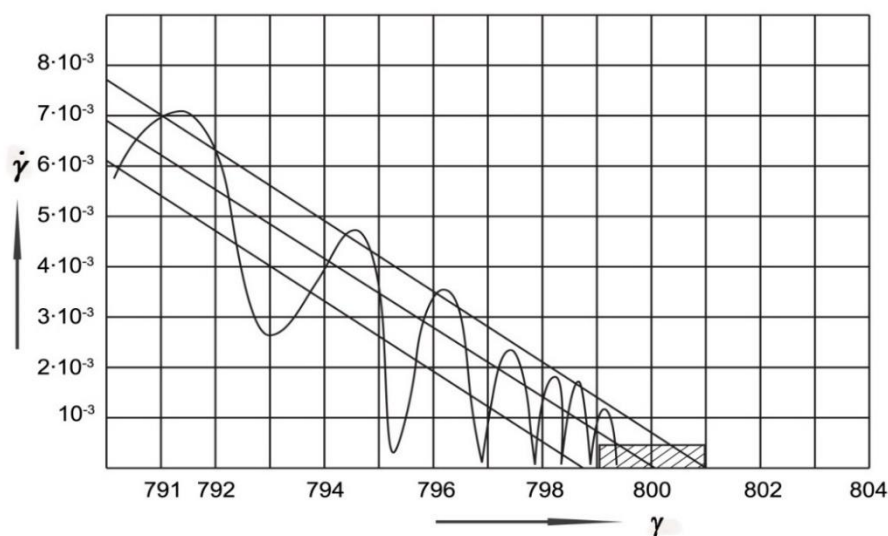
4.5.5. A szabadon pozicionálható pneumatikus hajtások



39. ábra. Szabadon pozicionálható, energiatakarékos pneumatikus hajtás vázlata (saját forrás)

A **39. ábrán** egy szabadon pozicionálható pneumatikus hajtás vázlata látható, amely működése közben az előzőekben ismertetett fékrendszert használja. A modult a kívánt pozícióban rögzítőfék stabilizálja. Ezt a fejlesztett hajtásrendszert az uralkodó nyomásviszonyok és dinamikai jellemzők elemzésére alakítottam ki és elkészítettem a hajtás matematikai modelljét.

A szelepeket T1, T2, T3, T4, jelek segítségével a folyamatos helyzetérzékelő, és a prognosztizált fékút függvényében PLC berendezés vezérli. A levegő rugalmasságából, a tápnyomás még a terhelés változásából adódó pozicionálási hibákat a helyzetérzékelés segítségével korrigálni tudja és egyben pontosítja az optimális fékutat, így a rendszer „öntanulóvá” válik. A pozicionálás és az öntanulás folyamatát a **40. ábra** szemlélteti.



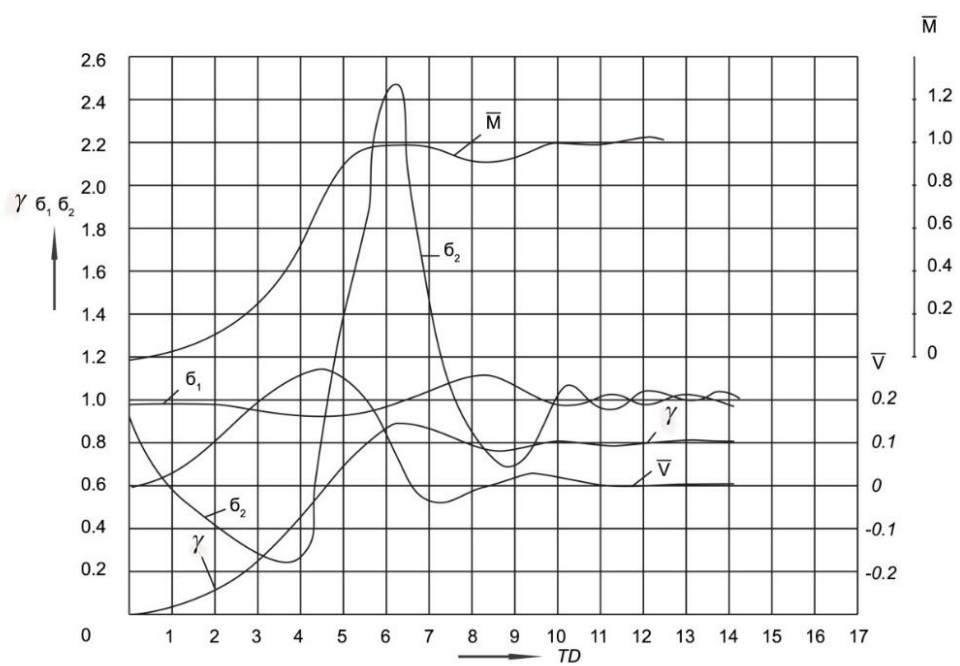
40. ábra. A pozicionálás és az öntanulás folyamata (saját forrás)

A pozicionálás közbeni nyomásviszonyok és dinamikai jellemzők a **41. ábrán** tanulmányozhatók.

Az ábrán jól látható a kívánt pozíció keresését szolgáló gyakori szelepátkapcsolás, ami egyben a tanulási folyamatot is mutatja.

A bemutatott fékezési rendszerek és pozicionálási mód csak kiragadott példák az elemzett és értékelt pneumatikus modulok közül.

A fékezési rendszereket a matematikai összefüggések segítségével számítógépen modelleztem és ez alapján az ígért rendszereket gyakorlati vizsgálatoknak vettem alá. A fentiekben ezeket a vizsgálati eredményeket mutattam be.



41. ábra. Pozicionálási nyomásviszonyok és dinamikai jellemzők (saját forrás)

5. KÖVETKEZTETÉSEK, JAVASLATOK

A pneumatikus hajtások legfőbb előnye az egyszerű felépítés és az ebből következő nagy üzembiztonság. Ebből kifolyólag a hajtások tervezésénél is a hajtás egyszerűsítése volt a célom.

A pneumatikus hajtások alkalmazásának határt szabnak a fékezési és pozicionálhatósági kérdések. Munkámmal ezeknek a korlátozó tényezőknek a kezelését, hatásuk mérséklését céloztam meg, ezen belül olyan hajtásrendszerek fejlesztését, amelyek optimálisan alkalmazkodnak az elvégzendő feladatokhoz.

Elsősorban nagy tömegek mozgatásakor, illetve alacsony működési sebességek mellett tapasztalható, hogy a munkahenger sebességét nem lehet pontosan beállítani, mozgása darabossá válik, különböző lengések, rezgések lépnek fel. Ezeket a lengéseket a megszokott módon, a fojtások állításával kiküszöbölni már nem lehet.

Gondot okoz, hogy a relatíve nagy tömegek mozgatásakor, a véghelyzetben, a rövid fékút miatt, nagy inerciális erők keletkeznek. Ez a gond mérsékelhető a működési sebesség csökkentésével, így azonban romlik a berendezés kihasználtsága és hatásfoka.

A pneumatikus hajtások további hátránya a kedvezőtlen hatásfok, ami a fojtásos sebességszabályozásból és a levegő expanziós energiájának kihasználatlanságából ered.

A legnagyobb gond azonban a munkahengerek ütközés nélküli pozicionálásának megoldásából adódik. Sokan vélik úgy, hogy ez a probléma a levegő összenyomhatósága miatt nem is oldható meg.

A fenti feladatok kezelésére különböző fékezési megoldásokat dolgoztam ki. A legegyszerűbb, legkisebb ráfordítással megvalósítható fékezési felépítés egy 4/2-es útváltóval lehetséges, amelyet munkám során alapkapcsolásnak tekintek. Az ilyen hajtások működésük szempontjából három fázisra bonthatók:

- gyorsítás;
- fékezés;
- rögzítés.

A különböző működési fázisok az elosztóblokk vezérlésével irányíthatók. Az alapkapcsolás a biztonságos fékezés mellett nagy működési gyorsaságot biztosít, ezért széles körben alkalmazható közepes és nagy inerciális terhelés mellett.

A különböző felépítésű hajtások dinamikai és energetikai jellemzőinek összehasonlító elemzéséhez, azok dimenzió nélküli matematikai modelljét alkalmaztam. Az egyenletrendszer numerikus integrálásának eredményeit a modellezés alapján, valamint az idevonatkozó mérési eredmények alapján meghatározott ábrákban mutatom be. Az alkalmazott kapcsolás nagy működési gyorsaság mellett egyenletes fékezést biztosít. Az egy ciklus alatt felhasznált sűrített levegő relatív tömege: $M_s = 1,41$. A fent felsorolt paraméterek egy inerciálisan erősen terhelt hajtásnak felelnek meg.

Az alkalmazott matematikai modellt valós mérésekkel validáltam, ahol az elméleti relatív terheléseknek megfelelő működő rendszeren rögzítettem egy teljes ciklus paramétereit. A modell és az ellenőrző mérés eredményei kellő egybeesést mutattak. Ez lehetővé teszi, hogy a matematikai modell használatával értékelni tudjam a különböző általam javasolt kapcsolási módokat.

A pneumatikus hajtás *energetikai jósági fokát* fajlagos munkaképességgel, azzal a legnagyobb külső munkával mérjük, amelyet a hálózathoz a hajtásba jutó egységnyi tömegű sűrített levegő végez. A löket végén fékező hajtások vizsgálatánál a legcélszerűbb az energetikai jóság értékelésére az egy ciklus alatti közepes hatásfokot használni.

Az alkalmazott hajtások energiahasznosulását energiaveszteségi diagramon mutattam be. Megállapítottam, hogy a legnagyobb veszteségek a dugattyú rögzítésekor keletkeznek, és a sűrített levegő expanziós energiájának elégtelen felhasználásából származnak. Ezek a hatásfokot csökkentő veszteségek főleg a kapcsolás olcsó, a működési szakaszokhoz nem mindig alkalmazkodó, egyszerű felépítés következményei.

Eredményeim alapján megállapítható, hogy a klasszikus hajtásrendszerek megfelelő vezérlésével elérhető a lágy, ütésmentes megállás, sajnos azonban a hatásfok, ezzel az alrendszerrel nem javítható. Ezért elhatároztam, hogy az inproduktív energiafogyasztás ugrásszerű csökkentéséhez olyan rendszert alkotok meg, amely a hajtás különböző munkafázisaihoz optimális módon igazodik.

Az általam megalkotott rendszer alkalmazásával a lágyabb fékezés ellenére a működési gyorsaság javult a gyorsításkor, a kiömlési oldalon lecsökkent kilökődési munka miatt. Ugrásszerűen csökkent a sűrített levegő felhasználás, a fékezés energiájának nagy része visszatáplálódik a fővezetékbe.

A fentiek alapján megállapítható, hogy a fékezési gondok csökkentésére és a hatásfok javítására található megoldás. A két alapvető veszteség, a rögzítés és a nem teljes expanzió

vesztesége, amelynek értéke közel a tizedére csökkent, ezen kívül a fékezés energiájának nagy része visszatáplálódik a fővezetékbe. A hajtás hatásfoka közel 60%-ra nő.

A mérési eredmények elemzése alapján megállapítottam, hogy az alkalmazott rendszer gyakorlatilag a teljes vizsgálati területen nagyobb működési gyorsaságot biztosít. Az energiafelhasználásban legjelentős megtakarítás érhető el. Az energiafelhasználás a módosított kapcsolással, csak nagy inerciális terhelésnél csökken. Nagy statikus és kis inerciális terhelésnél az energiatakarékos struktúra alkalmazása célszerűtlen. Az inerciális terhelés növelésével nő a dugattyú mozgásának sebessége és csökken a fékút. Ezzel együtt a fojtási veszteségek nőnek.

Ugyanakkor a fékút csökkenésével, a nem teljes expanzió következtében, az ezzel kapcsolatos veszteségek is nőnek. Mindebből egyértelműen következik a hatásfok jelentős csökkenése kis inerciális terhelés mellett.

Figyelembe véve az energia egyre növekvő, és a pneumatikus berendezések egyre csökkenő árát, az energiatakarékos rendszerek alkalmazása egyre gazdaságosabbá és célszerűbbé válik.

Kísérleti eredményeim alapján kidolgoztam néhány egyszerű rendszert a lineáris hajtások energetikai kihasználásának fokozása és pozicionálás pontosságának növelése érdekében, csak hagyományos elemekből építkezve, hogy bemutassam az energetikai jósági fok növelésének egyszerű lehetőségeit.

Az ellenáramú fékezésre bemutatok egy egyszerű megoldást, ahol a fékezést az expanziós oldal túltöltésével és az abban kialakuló túlnyomás segítségével valósítom meg. Az ilyen rendszerek jól alkalmazhatók folyamatos alternáló mozgást teljesítő rendszerekben és a felhalmozott fékezési energiát nagy százalékban fel lehet használni az ellenkező irányú mozgás megkezdésekor. A hálózathoz csak az expanzió után igényel energiát.

Az energiatakarékos fékezésre egy összetettebb rendszert ajánlok, ahol beállítható a fékezés nyomásszintje és megvalósítható a csökkentett nyomással történő rögzítés. Ez a kapcsolat csökkenti a rögzítés energiaszükségletét és megvalósítható vele az ellenáramú fékezés és az állandó nyomáskülönbség melletti lassítás is. Így magában foglalja az előző kapcsolat minden előnyét de képes energiatakarékos rögzítésre is. Ezért széles körben használható a hagyományos léghengeres mozgatók alternatívájaként lényegesen kevesebb energiafelhasználás mellett.

Alacsony nyomású pozicionálásra bemutatok egy további lehetőséget, amely a pneumatikus rendszerek energetikai javítására és a pozicionálás megvalósítására szolgál. Ennél a rendszernél jelentősen növelni kell berendezés „intelligenciáját” így szükség van a hajtás paramétereinek folyamatos gyűjtésére és feldolgozására. Ennek megfelelően iterációs módon meg tudjuk határozni a szükséges nyomásviszonyokat és gyakorlatilag csak a terhelés legyőzésére elegendő minimálisan szükséges energiát engedjük a rendszerbe és igyekszünk kihasználni az expanziós munkát is. A pozícióba érkezéskor a fékezés végén ez a rendszer mechanikus rögzítőféket alkalmaz így alacsonyabb pontossági igények esetén szabadon pozicionálható rendszernek tekinthető.

A továbbiakban bemutatok egy rendszert, amely *átmenet az energiatakarékosság és a pozicionálás között*. Megvalósítja az ellenáramú fékezést, ezért hatásfoka lényegesen jobb a hagyományos rendszereknél, de lehetőséget ad közbenső pozíciók elérésére, kapcsolható ütközők, vagy ütköződob alkalmazásával. A véghelyzeti csillapítást az ütközőrendszerbe integrált csillapító hengerek végzik.

Ez a rendszer kiválóan alkalmazható fix pozíciók biztos elérésére és a teher bármelyik közbenső pozícióban történő rögzítésére. Ebben az esetben a pozicionálási pontosság lehet nagyon nagy, csak a mechanikai megvalósítás szab határt.

Végül a *szabadon pozicionálható pneumatikus rendszerekre* mutattam be egy lehetőséget, amely működése közben az előzőekben ismertetett fékrendszert használja. A modult a kívánt pozícióban rögzítőfék stabilizálja. Ezt a fejlesztett hajtásrendszert az uralkodó nyomásviszonyok és dinamikai jellemzők elemzésére alakítottam ki és elkészítettem a hajtás matematikai modelljét. Itt a szelepeket a folyamatos helyzetérzékelő, és a prognosztizált fékút függvényében PLC berendezés vezérli. A levegő rugalmasságából a tápnyomás, még a terhelés változásából adódó pozicionálási hibákat a helyzetérzékelés segítségével korrigálni tudja és egyben pontosítja az optimális fékutat, így a rendszer „öntanulóvá” válik.

A bemutatott fékezési rendszerek és pozicionálási módok csak kiragadott példák az elemzett és értékelt pneumatikus modulok közül. A fékezési rendszereket a matematikai összefüggések segítségével számítógépen modelleztem és ez alapján az ígért rendszeret gyakorlati vizsgálatoknak vetettem alá. A fentiekben ezeket a vizsgálati eredményeket mutattam be.

6. ÚJ TUDOMÁNYOS EREDMÉNYEK

1. A lineáris hajtások energetikai optimalizálásának vizsgálatához új működési felépítést terveztem és valósítottam meg, és a releváns matematikai modellt továbbfejlesztettem:

$$\frac{dM_s}{d\tau} = \bar{R}Z_1\varphi(I_1) + R \left[Z_2\varphi(I_2) \frac{1+\text{sign}(1-\sigma_2)}{1+|\text{sign}(1-\sigma_2)|} - Z_2\varphi(I_2) \frac{1+\text{sign}(\sigma_2-1)}{1+|\text{sign}(\sigma_2-1)|} \right]$$

$$\frac{dM_s}{d\tau} = Z_1T_1\varphi(I_1) + T_2 \left[Z_1\varphi(I_1) \frac{1+\text{sign}(\sigma_K-\sigma_1)}{1+|\text{sign}(\sigma_K-\sigma_1)|} - Z_2\varphi(I_2) \frac{1+\text{sign}(\sigma_2-1)}{1+|\text{sign}(\sigma_2-1)|} \right]$$

2. Megállapítottam, hogy a klasszikus lineáris hajtásrendszerekkel –megfelelő vezérlés esetén– elérhető a lágy, ütközésmentes megállás, azonban, az alaprendszernek megfelelő kiépítéssel a hatásfok nem javítható.
3. Mérésekkel igazoltam, hogy a hagyományos hajtásrendszerbe bevezetett egységnyi energia legfeljebb 21,8 %-kal hasznosul, míg az általam továbbfejlesztett modell esetén, ugyanezen egységnyi energia hasznosulása 59,5%. Ez több min 2,5-szeres energiahasznosulás-növekmény.
4. Megállapítottam, hogy az elméleti hatásfok az általam meghatározott paraméterekkel 85-90 % is lehet, de a gyakorlatban, a munkahengerek rezonanciája korlátozza a 60% feletti hatásfok elérését.
5. Megállapítottam, hogy a közel kétszeres inerciális terhelés és az általam javasolt pozicionálási rendszer alkalmazásával, a pneumatikus hajtásrendszer hatásfoka 60-65% között tartható, az eddigi gyakorlat során elért 15-20% helyett.

7. GYAKORLATBAN ALKALMAZHATÓ EREDMÉNYEK

Munkámban a pneumatikus lineáris hajtás energetikai kérdéseit elemeztem. A gyakorlat számára is átadható eredmények születtek a hajtások hatásfokának javításával, a felhasznált energia csökkentésével kapcsolatban. Tekintettel arra hogy a pneumatikus lineáris hajtásokat egyre szélesebb körben alkalmazták, az élelmiszerfeldolgozás, a szerszámgépek vezérlése, a járműipar, a robotika számos területén, az általam kidolgozott energiatakarékos, kedvező hatásfokú hajtások alkalmazása számtalan előnnyel jár a felhasználó számára.

Az alábbi fejlesztett új hajtásrendszerek, a meghatározott optimális paraméterek ajánlhatók a felhasználók számára:

1. Hajtásrendszerek fejlesztését végeztem el, amelyekkel a lineáris hajtások energiatakarékos alkalmazásának korlátozó tényezői kezelhetők, az itt fellépő káros hatások mérsékelhetők. A tervezett hajtásrendszerek optimálisan alkalmazkodnak az elvégzendő feladatokhoz.
2. A gyakorlat számára hasznosítható, egyszerű fékezési rendszereket terveztem. Ezek a fékezési rendszerek a biztonságos fékezés mellett nagy működési gyorsaságot biztosítanak, ezért széles körben alkalmazhatók közepes és nagy inerciális terhelés mellett.
3. Ellenáramú fékezési rendszert terveztem, amelynél a fékezést az expanziós oldal túltöltésével és az abban kialakuló túlnyomás segítségével valósítottam meg. Az ilyen rendszerek jól alkalmazhatók folyamatos alternáló mozgást teljesítő rendszerekben. A felhalmozott fékezési energiát nagy százalékban fel lehet használni az ellenkező irányú mozgás megkezdésekor. Az ilyen rendszerek a hálózathoz csak az expanzió után igényelnek energiát, tehát jelentős energiamegtakarítást tesznek lehetővé.
4. Magasabb műszaki szintet igénylő felhasználók részére összetettebb megoldást alakítottam ki, ahol beállítható a fékezés nyomásszintje és megvalósítható a csökkentett nyomással történő rögzítés. Ez a kapcsolás csökkenti a rögzítés energiaszükségletét, megvalósítható vele az ellenáramú fékezés és az állandó nyomáskülönbség melletti lassítás is. Ezért széles körben használható a hagyományos

léghengeres mozgások alternatívájaként lényegesen kevesebb energiafelhasználás mellett.

5. Alacsony nyomású pozicionálást terveztem, amely további lehetőség a pneumatikus rendszerek energetikai javítására és a pozicionálás megvalósítására. Ennél a rendszernél jelentősen növelni kell a berendezés „intelligenciáját” így szükség van a hajtás paramétereinek folyamatos feldolgozására. Ennek megfelelően iterációs módon meg tudják határozni a szükséges nyomásviszonyokat és gyakorlatilag csak a terhelés legyőzésére elegendő minimálisan szükséges energiát alkalmazzák a rendszerbe és kihasználják az expanziós munkát is. A pozícióba érkezéskor a fékezés végén ez a rendszer mechanikus rögzítőféket alkalmaz így alacsonyabb pontossági igények esetén szabadon pozicionálható rendszernek tekinthető.
6. Kialakítottam egy szabályozható ütközős pozicionálási rendszert, amely átmenet az energiatakarékosság és a pozicionálás között. Megvalósítja az ellenáramú fékezést, ezért hatásfoka lényegesen jobb a hagyományos rendszereknél, de lehetőséget ad közbenső pozíciók elérésére, kapcsolható ütközők, vagy ütköződob alkalmazásával. A véghelyzeti csillapítást az ütközőrendszerbe integrált csillapító hengerek végzik. Ez a rendszer kiválóan alkalmazható fix pozíciók biztos elérésére és a teher bármelyik közbenső pozícióban történő rögzítésére. Ebben az esetben a pozicionálási pontosság lehet nagyon nagy, csak a mechanikai megvalósítás szab határt.
7. Kialakítottam egy szabadon pozicionálható, energiatakarékos pneumatikus hajtásrendszert, amely működése közben az előzőekben ismertetett fékrendszert használja. A modul a kívánt pozícióban rögzítőfék stabilizálja. Ez a fejlesztett hajtásrendszer az uralkodó nyomásviszonyok és dinamikai jellemzők elemzését teszi lehetővé.

8. ÖSSZEFOGLALÁS

Az energetikai optimalizálás ma számos területen, így a mozgások, mozgatások területén is alapvető kérdés. A mozgások területén a lineáris mozgások jelentős területet ölelnek fel. A lineáris mozgások megvalósításának számos módja van. Kedvező áruk miatt, leginkább a lineáris aktuátorokat alkalmazzák. Működési elvük szerint hidraulikus-, pneumatikus- és elektromechanikus működésűek lehetnek.

Természetesen minden rendszernek van előnye és hátránya. Ezeket összevetve egyre nő az érdeklődés a pneumatikus pozicionálás iránt. Ezt az is motiválja, hogy a pneumatikus munkahengereket, mint fontos munkavégző elemeket, számos előnyös tulajdonságuk miatt széles körben alkalmazzák az ipari automatizálás területén. A pneumatikus munkahengerek egyszerűek, tiszták, olcsók, megbízhatóak, nagy sebességre képesek, nagy a teljesítmény-tömeg viszonyuk, könnyű a karbantartásuk és eredendően rugalmasak, robbanás- és tűzbiztonságuk megfelelő, üzemvitelük egyszerű, üzembiztonságuk jó.

Az elmúlt évtizedekben a pneumatikus rendszerek fejlődése jelentős volt, ami elsősorban a szervopneumatikus rendszerek modellezésének intenzív fejlesztésével, valamint a szabályozásmélet fejlődése eredményeinek alkalmazásával indokolható. Javultak a pozicionálási és pályakövetési tulajdonságok és a pneumatikus aktuátorok robottechnikai alkalmazásokra is alkalmassá váltak.

A fentiek figyelembevételével kutatómunkám célja, a pneumatikus lineáris hajtások elemzése, alkalmazásának kiszélesítése, energetikai optimalizálása pozicionálással. A vizsgálatok szakszerű elvégzéséhez megfelelő vizsgálóeszköz fejlesztését tűztem ki célul és a mérések eredményeinek matematikai modellezésének továbbfejlesztését határoztam el. A vizsgálatok eredményeképpen javítani kívántam a lineáris hajtások hatásfokát, továbbá csökkenteni a felhasznált energiát.

Figyelembe véve a pneumatikus lineáris hajtások általános elterjedtségét, a munka eredményes megvalósítása jelentős új eredményt és előrelépést jelent a vizsgált területen.

Kutatási munkám megvalósítására olyan laboratóriumi kísérleti berendezés fejlesztését határoztam el, mely alkalmas kutatási munkánkhoz szükséges mérések és kísérletek elvégzésére. A berendezéssel szemben támasztott követelmények:

- a berendezés kereskedelmi forgalomban beszerezhető alkatrészekből épüljön fel;
- a berendezés tegyen eleget a kutatási program során felmerült követelményeknek;

- a berendezés legyen univerzális és könnyen kezelhető.

Vizsgálataim során a pneumatikus hajtások elemzésére koncentráltam. A pneumatikus hajtások legfőbb előnye az egyszerű felépítés és az ebből következő nagy üzembiztonság. Ebből kifolyólag a hajtások tervezésénél nem cél a hajtás túlbonyolítása, az egyik, vagy a másik cél elérése érdekében.

A pneumatikus hajtások alkalmazásának határt szabnak a fékezési és pozicionálhatósági kérdések. Munkámmal ezeknek a határoknak a kiszélesítését céloztam meg, ezen belül olyan hajtásrendszerek fejlesztését, amelyek optimálisan alkalmazkodnak az elvégzendő feladatokhoz.

Elsősorban nagy tömegek mozgatásakor, illetve alacsony működési sebességek mellett tapasztalható, hogy a munkahenger sebességét nem lehet pontosan beállítani, a mozgás darabossá válik, különböző lengések, rezgések lépnek fel. Ezeket a lengéseket a megszokott módon, a fojtások állításával kiküszöbölni már nem lehet.

Gondot okoz az is, hogy a relatíve nagy tömegek mozgatásakor, a véghelyzetben, a rövid fékút miatt, nagy inerciális erők keletkeznek. Ez a gond mérsékelhető a működési sebesség csökkentésével, ezzel azonban romlik a berendezés kihasználhatósága és hatásfoka.

A pneumatikus hajtások további hátránya a kedvezőtlen hatásfok, ami a fojtásos sebességszabályozásból és a levegő expanziós energiájának kihasználatlanságából ered.

A legnagyobb gond azonban a munkahengerek ütközés nélküli pozicionálásának megoldásából adódik. Sokan vélik úgy, hogy ez a probléma a levegő összenyomhatósága miatt nem oldható meg.

Az általam fejlesztett hajtásrendszer biztonságos fékezés mellett nagy működési gyorsaságot biztosít, ezért széles körben alkalmazható közepes és nagy inerciális terhelés mellett.

A különböző felépítésű hajtások dinamikai és energetikai jellemzőinek összehasonlító elemzéséhez, azok dimenzió nélküli matematikai modelljét alkalmaztam.

Az alkalmazott vizsgálóeszköz lehetővé teszi, hogy a kapcsolás nagy működési gyorsaság mellett egyenletes fékezést biztosítson. Az egy ciklus alatt felhasznált sűrített levegő relatív tömege: $M_s = 1,41$. A fent felsorolt paraméterek egy inerciálisan erősen terhelt hajtásnak felelnek meg.

A pneumatikus hajtás energetikai jósági fokát fajlagos munkaképességgel, azzal a legnagyobb külső munkával mérjük, amelyet a hálózathoz a hajtásba jutó egységnyi tömegű sűrített levegő végez.

Vizsgálati eredményeimből kiderült, hogy a klasszikus hajtásrendszerek megfelelő vezérlésével elérhető a lágy, ütésmentes megállás, sajnos azonban a hatásfok, ezzel az alrendszerrel nem javítható.

Az inproductív energiafogyasztás ugrásszerű csökkentéséhez olyan rendszert kell létrehozni, amely a hajtás különböző munkafázisaihoz optimális módon igazodik.

A pneumatikus hajtások energiatakarékos struktúráinak és racionális üzemeltetési területeinek meghatározásához a két megvizsgált fékezési módban teljesen eltérő hajtástípusnál számítógéppel meghatároztam az egyenletrendszer (45-53) által leírt átmeneti folyamatokat, különböző statikus terhelések és inerciális mutató mellett.

Figyelembe véve az energia egyre növekvő, és a pneumatikus berendezések egyre csökkenő árát, az energiatakarékos rendszerek alkalmazása egyre gazdaságosabbá és célszerűbbé válik.

A bemutatott fékezési rendszerek és pozicionálási mód csak kiragadott példák az általam elemzett és értékelte pneumatikus modulok közül. A fékezési rendszereket a matematikai modell segítségével számítógépen modelleztem és ez alapján az ígért rendszereket gyakorlati vizsgálatoknak vettem alá. A dolgozatomban ezeket a vizsgálati eredményeket valamint azok elemzését, a levonható elméleti és gyakorlati következtetéseket mutattam be.

9. SUMMARY

The energy optimization is a basic question on several areas just like on the field of move, moving. In the sphere of moves the linear moves create a huge segment. There are several forms of linear move applications. Because of cost efficiency the linear actuators are frequently used. Based on action mechanism there are hydraulic, pneumatic and electro-mechanic systems.

Naturally all systems have advantages and disadvantages. Summarize these the focus is on pneumatic positioning. The motivation is coming from that the pneumatic cylinders, as important working elements, are applied in wide range of industrial automation because of these several advantages. The pneumatic cylinders are simple, clean, cheap, reliable, able to reach high speed, the power/weight ratio is high, easy to maintain also flexible, rather safe against explosion and fire, simple operational, work safe.

In the past decades the evolution of pneumatic systems was really high thanks to the intensive development for modeling of servo-pneumatic systems and the results of the theory of regulation applications. The positioning and tracking behaviors went better and the pneumatic actuators could be able for robotizing.

Based on the above my research work is to analyze the pneumatic linear drives, widen the possible applications and energy optimization with positioning. I have targeted a development of a proper analyzing device also decided to develop the mathematic modeling of the results of the measurements. As a result of the research I have tried to increase the efficiency of linear drives and decrease the requested energy.

To see the wide applications of pneumatic linear drives, the result of my research is a new approach and step ahead on this search field.

To create my search programm I have decided to make a laboratory device that is able to do the necessary tests, records and measurements. The test device requirements:

- should be built of parts can be purchased from commercial sources;
- should matches the requirements coming out from the research program;
- should be universal and easy to use.

During my studies I was focusing to analyze the pneumatic drives. The most important advantage of the pneumatic drives is the simple structure and the high work reliability.

Coming from this it cannot be a target at the design of the drives to make more complicate it to reach one or other result.

There are limits for the pneumatic drive applications coming from the issues of stopping and positioning. I have targeted to widen these limits with my work, focusing to the development of drive systems are adapting optimally to the active task.

Mainly at huge weight moving and slow speed actions it is recognizable that is really hard to adjust the accurate speed of the cylinder, causing the move triggered, vibration, oscillation comes out. These oscillations cannot be reduced by adjusting dampers as it used to be.

Also problems at the moving of relative huge weights at the stop, because of the short stop distance the inertial forces are getting high. This issue can be decreased by reducing the action speed but this gets wrong the capability of the device and the efficiency, too.

Other disadvantage of the pneumatic drives is the unfavorable efficiency coming out from damper speed reducing and the unused air expanse energy.

The biggest problem caused by to solve the cylinder stop positioning without hitting. There are thesis say this problem cannot be solved because of the pressing behavior of the air.

The drive system developed by me insures high action speed with safe stop, so can be applied in wild range of mid and high inertial loads.

I have applied the mathematic models without dimensions for the comparable analysis of the dynamic and energetic parameters of different structure drives.

The applied test device allows switch with high action speed beside smooth stops. The relative weight of the compressed air used by one cycle is: $M_s = 1,41$. The parameters above are equal with a drive strongly loaded with inertial.

We measure the energetic rank of the pneumatic drive with specific workability, with the biggest outside work, what the unit weight compressed air acts during comes from the system and goes into the drive.

From my investigation results come out that the classic drives are able for smooth stopping without hit, but the efficiency cannot be increased with this basic system.

For decreasing the unproductive energy consumption, I have to create a system what optimally adaptable for the different work phases of the drive.

To determine the energy efficient structures and the rational application areas of the pneumatic drives, in the investigated two stopping methods with different drive systems, I have defined by computer the equation system (44) described transitional process flows, beside different static loads and inertial.

Notice the increasing energy prices and decreasing pneumatic device prices the usage of energy safe systems is getting more economic and practical.

The introduced stop systems and positioning methods are only grabbed out examples from the pneumatic modules are analyzed and evaluated by me. I have modeled the stop systems by mathematic model through computer and based on it practical tests were applied on the promising systems. In this study, I show up these research results, the analysis of these and the theoretical and practical conclusions.

10. IRODALOM

- [1] Anderson, B.W. (1985). „*The Analysis and Design of Pneumatic Systems*”, Robert E. Krieger Publishing Company, Florida.
- [2] Backe, W., Ohligschlaeger, O. (1989). „*Model of heat transfer in pneumatic chambers*”, Journal of Fluid Control, Vol. 20, No.1, p 61-78.
- [3] Blackburn, J. F., Rethof, G. and Shearer, J. L. (1960). „*Fluid Power Control*”. MIT Press, Cambridge, MA.
- [4] Shearer, J. L. (1956). „*Study of pneumatic process on the continuous control of motion with compressed air*”, Transactions of ASME, No. 78, pp 233-249.
- [5] Sanville, F. E. (1971). „*A new method of specifying the flow capacity of pneumatic fluid power valves*”, Hydraulic Pneumatic Power, Vol. 17, No. 195.
- [6] McCloy, D. and Martin, H. R. (1980). „*Control of Fluid Power: Analysis and Design*”, John Wiley, New York.
- [7] Masaaki, T., Toshiharu, K., Toshiharu, F. and Kazutoshi, S. (1997). „*Measurements of temperature for pneumatic cylinder in action and the thermodynamic analysis*”, Proceedings of the Fifth Scandinavian International Conference on Fluid Power, Vol. 2, pp 335-345, Linköping, Sweden.
- [8] Araki, K., Liu, X. and Ohnishi, T. (1993). „*Frequency characteristics analysis of a pneumatic servo system using m sequence and sinusoidal input signals*”, Proceedings of Sixth Bath IFPW - Modeling and Simulation, Bath, UK.
- [9] Hahn, H. and Piepenbrink, A. (1994). „*Parameter identification and validation of a servopneumatic actuator*” Proceedings of the 10th IFAC Symposium on System Identification, Copenhagen, Denmark.
- [10] Uebing, M. and Vaughan, N. D. (1997). „*On linear dynamic modeling of a pneumatic servo system*”, Proceedings of the Fifth Scandinavian International Conference on Fluid Power, Vol. 2, pp 363-378, Linköping, Sweden.
- [11] Nouri, B. M. Y., Al-Bender, F., Swevers, J., Vanherck, P. and Van Brussel, H. (2000). „*Modelling a pneumatic servo positioning system with friction*”, Proceedings of the American Control Conference, Vol. 2, p 1067-1071.
- [12] Nouri B. (2001). „*Modelling and control of pneumatic servo positioning systems*” Katholieke Universiteit Leuven

- [13] Lai, J. Y., Meng, C. H. and Singh, R. (1990). „*Accurate position control of a pneumatic actuator*”, Transactions of ASME, Journal of Dynamic Systems Measurement and Control, Vol. 112, p734–739.
- [14] Harada, M., Oyama, O. and Fujii, S. (1988). „*Force control with pneumatic piston cylinder*”, Proceedings of the Second International Symposium on Fluid Control Measurement and Visualization, FLUCOME'88, Sheffield, UK, p 305–309.
- [15] Liu, S. and Burrows, J. E. (1988). „*An analysis of a pneumatic servo system and its application to a computer-controlled robot*”, ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol. 110, No. 3, pp. 228–235.
- [16] Yin, Y. and Araki, K. (1998). „*Modelling and analysis of an asymmetric valvecontrolled single-acting cylinder of a pneumatic force control system*”, Proceedings of the SICE Annual Conference, p 109
- [17] Pu, J., Moore, P. R., Harrison R. and Weston, R.H. (1993). „*A study of gainscheduling method for controlling the motion of pneumatic servos*”, Sixth Bath International Fluid Power Workshop - Modeling and Simulation, UK.
- [18] 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, 15 (1999), p 365-371.
- [19] Fujiwara, A., Katsumata, K. and Ishida, Y. (1995). „*Neural network based adaptive PID controller for pneumatic cylinder*”, Proceedings of the SICE Annual Conference, p 26-28.
- [20] Matsukuma, T., Fujiwara, A., Namba, M. and Ishida, Y. (1997). „*Nonlinear PID controller using neural networks*”, Proceedings of IEEE International Conference on Neural Networks. Vol. 2, p 811-814.
- [21] Jeon, Y., Lee, C. and Hong, Y. (1998). „*Optimization of the control parameters of a pneumatic servo cylinder drive using genetic algorithms*” Control Engineering Practice, No. 6, p 847-853.
- [22] Wang, J., Pu, J. and Moore, P. (1999). „*Accurate position control of servo pneumatic actuator systems: an application to food packaging*” Control Engineering Practice, No. 7, p 699-706.
- [23] Wikander, J. (1988). „*Adaptive Control of Pneumatic Cylinders*”, Doctoral thesis, Royal Institute of Technology, Stockholm, 1988, ISSN 0282-0048, TRITAMAE-1988-7

- [24] Miyata, K. (1989). „*Pneumatic servo control system by using adaptive gain pressure control*”, Proceedings of the First International Symposium on Fluid Power, JHPS, Tokyo, p 161–168.
- [25] Bobrow, J. E. and Jabbari, J. (1991). „*Adaptive pneumatic force actuation and position control*”, Journal of Dynamics Systems, Measurements, and Control, Vol. 113, p 267-272.
- [26] Oyama, O, Tanazawa, M., Iwadate, Y. and Hamada, M. (1990). „*Model reference adaptive control for a pneumatic cylinder servo system*”, Journal of the Japan Hydraulic Pneumatic Society, Vol 21, pp 182-186.
- [27] McDonell, B. W. and Bobrow, J. E. (1993). „*Adaptive tracking control of an air powered robot actuator*”, ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol. 115, No. 3, pp. 427–433, Sept. 1993.
- [28] Tanaka, K., Shimizu, A. and Sakata, K. (1994). „*Adaptive pole-placement control for pneumatic servo systems with constant disturbances*”, Transaction on Society of Instrument and Control Engineers, Vol 30, pp 1069-1076.
- [29] Tanaka, K., Yamada, Y., Sakamoto, M. and Uchikado, S. (1998). „*Model reference adaptive control with neural network for electro-pneumatic servo system*”, Proc. IEEE Conference on Control Applications, p 1130-1134.
- [30] Kosaki, T., Sano, M. (1998). „*Adaptive gain control of pneumatic servo systems with disturbance observers and fuzzy logic*”, IECON Proceedings of Industrial Electronics Conference. Vol. 3, p 1012-1015.
- [31] Noritsugu, T. and Wada, T. (1989). „*Adaptive variable structure control of pneumatically actuated robot*”, Proceedings of the First International Symposium on Fluid Power, JHPS, Tokyo, p 591–598.
- [32] Tang, J. and Walker, G. (1995). „*Variable structure control of a pneumatic actuator*”, Journal of Dynamic System, Measurement, and Control, Vol. 117, pp 88-92.
- [33] Pandian, S. R., Hayakawa, Y., Kamoyama Y. and Kawamura, S. (1997). „*Practical design of adaptive model-based sliding mode control of pneumatic actuators*”, IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics '97, New York, USA.
- [34] Pandian, S. R., Hayakawa, Y., Kanazawa, Y., Kamoyama, Y. and Kawamura, S. (1997). „*Practical design of sliding mode controller for pneumatic actuators*”, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol. 119, p 666-674.

- [35] Hamerlain, M. (1995). „*An anthropomorphic robot arm driven by artificial muscles using variable structure control*”, Proceedings of the 1995 IEEE International Conference on Robotics and Automation, Nagoya, Japan, p 550–555.
- [36] Surgenor, B. W., Vaughan, N. D. (1997). „*Continuous sliding mode control of a pneumatic actuator*”, Transactions of the ASME. Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Vol. 119, no.3, pp 578-581.
- [37] Paul, A. K., Mishra, J. K. and Radke, M. G. (1994). „*Reduced order sliding mode control for pneumatic actuator*”, IEEE Transaction on Control Systems Technology, Vol. 2, No. 3, pp. 271–276.
- [38] Song, J., Bao, X. and Ishida, Y. (1997). „*Aplication of MNN trained by MEKA for the position control of pneumatic cylinder*” Proceedings opf IEEE International Conference on Neural Networks, Vol. 2, p 829-833.
- [39] Song, J. and Ishida, Y. (1997). „*Robust sliding mode control for pneumatic servo systems*”, International Journal of Engineering Science, Vol. 35, No. 8, p 711- 723.
- [40] Song, J. and Ishida, Y. (1997). „*Robust tracking controller design for pneumatic servo system*”, International Journal of Engineering Science, Vol. 35, No. 10-11, p 905-920.
- [41] Song, J., Kadowaki, K. and Ishida, Y. (1997). „*Practical model reference robust control for pneumatic servo system*”, Transactions of the Society of Instrument and Control Engineers, Vol. 33, No.10, pp 995-1001.
- [42] Drakunov, S., Hanchin, G. D., Su, W. C. and Özgüner, Ü. (1997). „*Nonlinear control of rodless pneumatic servoactuator, or sliding mode versus coulomb friction*”, Automatica, Vol. 33, No. 7, p 1401-1408.
- [43] Gyeviki, J. (2007). „*Szervopneumatikus pozícionálás pontosságának növelése dsp alapú csúszómód szabályozással*”. P.h.D értekezés tézisei. Debreceni Egyetem.
- [44] Lu, H. (1993). „*Pneumatic force control servo system with fuzzy control*”, Proceedings of the Third JCFP, Hangzhou, p 495–498.
- [45] Araki, K., Yin, Y. B., Chen, J. B. (1997). „*High speed force control of a pneumatic asymmetric valve-controlled cylinder with a fuzzy controller*”, Proceedings of the Fifth Triennial International Symposium on Fluid Control, Measurement and Visualization, FLUCOME'97, Hayama, Japan, p 485–490.
- [46] Shih, M. and Hwang, C. (1996). „*Fuzzy PWM control the positions of a pneumatic robot cylinder by high speed solenoid valves*”, Proceedings of the Third JHPS International Symposium, Yokohama, Japan, p 277–282.

- [47] Wang, H., Mo, J., and Chen, N. (1996). „*Hybrid fuzzy logic algorithm for position control of pneumatic actuator with 3/2-way solenoid valves*”, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C (Journal of Mechanical Engineering Science), Vol.210, No.C2, pp 167-76.
- [48] Katsumata, K., Fujiwara, A., Ishida, Y. and Notoyama, S. (1996). „*An LQI control for pneumatic cylinders using unsupervised neural network*”, Journal of the Japan Hydraulics and Pneumatics Society, Vol. 27, No. 3, p 403-409.
- [49] Gross, D. C. and Rattan, K. S. (1997). „*Feedforward MNN controller for pneumatic cylinder trajectory tracking control*”, Proceedings of IEEE International Conference on Neural Networks. Vol. 2, p 794-799.
- [50] Norgaard, M., Sorensen, P. H., Poulsen, N. K. and Hansen, L. K. (1996). „*Intelligent predictive control of nonlinear process using neural networks*”, Proceedings of the IEEE International Symposium on Intelligent Control, Dearborn, USA
- [51] Sorensen, P. H., Norgaard, M., Ravn, O. and Poulsen N. K. (1999). „*Implementation of neural network based nonlinear predictive control*”, Neurocomputing, No. 28, p 37-51
- [52] Kimura, T., Fujioka, H. Tokai, K. and Takamori, T. (1996). „*Sampled-data H_∞ control for a pneumatic cylinder system*” Proceedings of the 35th Conference on Decision and Control, Kobe, Japan.
- [53] Kimura, T., Hara, S. and Takamori, T. (1996). „ *H_∞ control with minor feedback for a pneumatic actuator system*”, Proceedings of the 35th Conference on Decision and Control, Kobe, Japan.
- [54] Bobrow, J. E. and McDonell, B. W. (1998). „*Modeling, identification, and control of a pneumatically actuated, force controllable robot*”, IEEE Transactions on Robotics and Automation, Vol. 14, No. 5.
- [55] Kawamura, S., Miyata, K., Hanafusa, H. and Isida, K. (1989). „*PI type hierarchical feedback control scheme for pneumatic robots*”, Proceedings of IEEE International Conference on Robotics and Automation, Vol. 3, p. 1853–1858.
- [56] Bouhal, A., Richard, E. and Scavarda, S. (1993). „*An experimental comparative study of linear and nonlinear adaptive pressure regulation*”, Proceedings of the 6th Bath International Fluid Power Workshop, Modeling and Simulation, p 225–238.
- [57] Kimura, T., Hara, S., Fujita, T. and Kagawa, T. (1995). „*Control for pneumatic actuator systems using feedback linearization with disturbance rejection*”, Proceedings of the American Control Conference, Seattle, Washington.

- [58] Kobayashi, S. Cotsaftis, M. and Takamori, T. (1995). „*Robust control of pneumatic actuators based on dynamic impedance matching*”, Proceedings of the IEEE International Conference on Systems, Man and Cybernetics, p 983-987.
- [59] Hamdan, M., Gao, Z. (2000). „*A novel PID controller for pneumatic proportional valves with hysteresis*”, Proceedings of IEEE Industry Applications Conference, Vol. 2, p1198 -1201
- [60] Wang, J., Pu, J., Moore, P. and Zhang, Z. (1998). „*Modelling study and servo-control of air motor systems*”, International Journal of Control, Vol. 71, No. 3, p 459-476.
- [61] Nakano, K., Horikawa, O., Asakage, T., and Tanaka, Y. (1993). „*Precision pneumatic positioning system with active piezoelectric locking mechanism*”, Proc. 5th Bath International Fluid Power Workshop on Circuit, Component and System Design. Bath UK.
- [62] Noritsugu, T. and Takaiwa, M. (1995). „*Robust positioning control of pneumatic servo system with pressure control loop*”, IEEE International Conference on Robotics and Automation.
- [63] Wikander, J. and Xiang, F. (1996). „*Force based auto-tuning motion control of pneumatic cylinder*”, Proceedings of the 12th Aachen Conference on Fluid Power Technology, Aachen, Germany.
- [64] Hamiti, K., Voda-Besancon, A. and Roux-Buisson, H. (1996). „*Position control of a pneumatic actuator under influence of stiction*”, Control Engineering Practice, Vol. 4, No. 8, p 1079-1088.
- [65] Shu Ning and Bone, G. M. (2005). „*Experimental comparison of two pneumatic servo position control algorithms*” Mechatronics and Automation, 2005 IEEE International Conference, Volume 1, July 29-Aug 1, 2005 p :37 - 42
- [66] J. G. Ziegler and N. B. Nichols. (1942). „*Optimal Settings for Automatic Controllers*” Trans. ASME, vol. 64, pp. 759-768.
- [67] Zhiqiang Gao, Yi Huang, J. Han. (2001). „*An alternative paradigm for control system design.*” Proc. of IEEE 2001 Conference on Decision and Control
- [68] Utkin, V. I. (1992). „*Variable Structure Control Optimization*”, Springer–Verlag.
- [69] Young, K. D. (1987). „*Controller Design for Manipulator using Theory of Variable Structure Systems*” IEEE Trans. Os System, Man and Cybernetics, Vol. SMC-8. pp. 101-256.

- [70] Harashima, F. Ueeshiba, T., Hashimoto, H. (1987). „*Sliding Mode Control for Robotic Manipulators*” 2nd Eur. Conf. on Power Electronics, Grenoble Proc., pp 251-256.
- [71] Sabanovic, A. Izosimov, D. B., Bilalovic, F., Music, O. (1983). „*Sliding Modes in Controlled Motor Drives*”; IFAC Control in Power Electronics and Electrical Drives, Lausanne, pp. 133-138.
- [72] Sabanovic, A. Izosimov, D. B. (1981). „*Application of Sliding Modes to Induction Motor Control*”; IEEE Trans. on Industrial Appl., Vol. IA-17, No.1., pp. 41-49.
- [73] Furuta, K. (1990). „*Sliding Mode Control of a Discrete System*”, System Control Letters, Vol. 14., pp. 145-152.
- [74] Korondi, P. Hashimoto, H. (2000). „*Sliding Mode Design for Motion Control*” (12 pages) Studies in Applied Electromagnetics and Mechanics Vol. 16. ISBN 90 5199 487 7, IOS Press.
- [75] Korondi, P. Hashimoto, H. (1999). “*Park Vector Based Sliding Mode Control*” K. D. Young, Ü. Özgüner (editors) Variable Structure System, Robust and Nonlinear Control. ISBN: 1-85233-197-6, Springer-Verlag.
- [76] Morgan, R. G. and Ozguner, U. (1985). „*A decentralized variable structure control algorithm for robotic manipulators,*” IEEEJ Robotics and automation, Vol. RA-1, pp. 57-65.
- [77] Wang, W. J. and LEE, J. L. (1993). „*Hitting time reduction and chattering attenuation in variable structure systems,*” Journal of Control Systems and Technology, Vol. i, pp. 19-25.
- [78] Young, K. K. D., Kokotovic, P. V. and Utkin, V. I. (1985). “*A singular perturbation analysis of high-gain feedback systems,*” IEEE Trans. on Automatic Control, Vol. AC-22, pp.
- [79] V. I. Utkin. (1993). „*Sliding mode control design and chattering problem*” Electrotechnical Review, Ljubljana (SLO), Vol.60, no.2-3, pp.75-81.
- [80] Slotine, J. J. (1984) “*Sliding controller design for nonlinear systems,*” Int. J. Control, Vol. 40, pp. 421-434.
- [81] Yeung, K. S. and Chen, Y. P. (1988). “*A new controller design for manipulators using the theory of variable structure systems,*” IEEE Trans. on Automatic Control, Vol. AC-33, pp. 200-206.
- [82] Hwang, G. C. and Lin, S. C. (1992). “*A stability approach to fuzzy control design for nonlinear systems*” Fuzzy Sets and Systems, Vol. 48, pp. 279-287.

- [83] Lin, S. C. and Kung, C. C. (1992). *"The fuzzy-sliding mode controller,"* Proceeding of the 15th National Symposium on Automatic Control R. O. C., pp. 359-366.
- [84] Lin, S. C. and Chen, Y. Y. (1994). *"Design of adaptive fuzzy sliding mode for nonlinear system control"* Proceeding of Third IEEE International Conference on Fuzzy Systems U. S. A., pp. 35-39.
- [85] P. Korondi, J-X. Xu, H. Hashimoto. (1998). *„Sector Sliding Mode Controller for Motion Control”* 8th Conference on Power Electronics and Motion Control Vol. 5, pp.5-254 – 5-259.
- [86] Futura. K., Y. Pan. (2000). *„Variable structure control with sliding sector”* Automatica, Vol. 36, pp. 211-228.
- [87] Satoshi Suzuki, Yaodong Pan, Katsuhisa Furuta and Shoshiro Hatakeyama. (2005). *„Invariant Sliding Sector for Variable Structure Control”* Asian Journal of Control, Vol. 7, No. 2, pp.124-134.
- [88] Koshkouei, A. J. Zinober, A. S. I. (2000). *„Adaptive backstepping control of nonlinear systems with unmatched uncertainty”* Proceedings of the 39th IEEE Conference on Decision and Control, Vol. 5, pp.4765-4770.
- [89] Kaynak, O. Erbatur, K. Ertugrul, M. (2001). *„The fusion of computationally intelligent methodologies and sliding-mode control-A survey”* IEEE Transactions on Industrial Electronics, Vol. 48, Issue 1, Feb. Pp. 4-17.
- [90] Korondi P. (2006). *„Tensor Product Model Transformation-based Sliding Surface Design”* Acta Polytechnica Hungarica, Vol. 3, No. 4, pp. 23-36.
- [91] Slotine, J. J., Sastry, S. S. (1983). *„Tracking Control of Nonlinear Systems Using Sliding Surfaces with Application to Robot Manipulators”* Int. Journal of Control, Vol. 38, No. 2, pp. 465-492.
- [92] Utkin, V. (1977). *„Variable Structure Systems with Sliding Mode”* IEEE Trans. Vol. AC-22, No.2, pp. 212-222.
- [93] Kaynak, O. Harashima, F. Okuda, M. (1982). *„Sliding mode in a position control servo system”* ICEM Proc. Conference pp. 137-140.
- [94] Harashima, F. Hashimoto, H. Kondo, S. (1985). *„MOSFET Converter-Fed Position Servo System with Sliding Mode Control”* IEEE Trans. Vol. IE-32, pp. 238-244.
- [95] Korondi P. (1993). *„Szűnetmentes áramforrások csúszómód (sliding mode) szabályozása”* Egyetemi doktori értekezés, Budapest
- [96] Mester, Gy. (1995). *„Neuro-Fuzzy-Genetic Controller Design for Robot Manipulators”* Proc. IECON'95, IEEE, Orlando, Florida, USA, Vol.1.pp.87-92.

- [97] Mester, Gy. (1995). „*Neuro-Fuzzy-Genetic TrackingControl of Flexible Joint robots*” Proc. I. Intern. Conf. on Adv. Robotics & Intelligent Aut. pp.93-98, Athens, Greece.
- [98] Fulin Xiang. (2001). „*Block-Oriented Nonlinear Control of Pneumatic Actuator Systems*” Doctoral Thesis Mechatronics Lab, Department of Machine Design Royal Institute of Technology S-100 44 Stockholm, Sweden TRITA-MMK 2001:9 ISSN 1400-1179 ISRN KTH/MMK/R--01/9—SE
- [99] Yu, N. Hollnagel, C. Blickenstorfer, A. Kollias, S. and Riener, R. (2008). “*Comparison of MRI-Compatible Mechatronic Systems with Hydrodynamic and Pneumatic Actuation*” IEEE/ASME Trans. Mechatronics, 13 (3), pp. 268-277.
- [100] P. L. Andrighetto, A. C. Valdiero, and D. Bavaresco. (2008). “*Dead Zone Compensation in Pneumatic Servo Systems*”, ABCM Symposium Series in Mechatronics, Vol. 3, pp.501-509, Copyright by ABCM.
- [101] M. Hirano, K. Sakaki, and K. Kawashima. (2008). “*Control System Design of a Pneumatic Servo System Considering the Dynamic Characteristics of the Servo Valve*”, in Proceedings of the 7th JFPS International Symposium on Fluid Power, pp. 457–460.
- [102] K. Khayati, P. Bigras, L. A. Dessaint. (2009). „*Industrial LuGre model-based friction compensation and positioning control for a pneumatic actuator using multiobjective output-feedback control via LMI optimization*”. Mechatronics 19 (4), 535-547.
- [103] Zhu, Y. and Barth, E. 2009. “*Accurate Sub-Millimeter Servo-Pneumatic Tracking using Model Reference Adaptive Control (MRAC)*,” International Journal of Fluid Power, 1, pp. 49-57.
- [104] M. Taghizadeh, F. Najafi, A. Ghaffari. (2010). „*Multimodel PD-control of a pneumatic actuator under variable loads*”. International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 48(5): 655–662.
- [105] Yang, B., Tan, U-X. McMillan, A. Gullapalli, R. and Desai, J. (2010). “*Design and Control of a 1-DOF MRICompatible Pneumatically Actuated Robot with Long Transmission Lines*,” IEEE/ASME Trans. Mechatronics.
- [106] Cao Junyi and Cao Binggang (2011). „*Fractional-Order Control of Pneumatic Position Servo systems*”. Laboratory for Manufacturing Systems Engineering, Research Institute of Diagnostics and Cybernetics, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China
- [107] F. Rahmat, S. N. S. Salim, A. A. M. Faudzi. (2011). „*Nonlinear Modeling and Cascade Control of an Industrial Pneumatic Actuator System*”.

- [108] Shibo Cai, Shunlei Wu, and Guanjun Bao. (2013). „*Cylinder Position Servo Control Based on Fuzzy PID*”. Key Laboratory of E&M, Ministry of Education & Zhejiang Province, Hangzhou 310032, China.
- [109] X. B. Tran and H. Yanada. (2013). “*Dynamic Friction Behaviors of Pneumatic Cylinders*”, Intelligent Control and Automation, Vol. 4, No. 2 pp. 180–190.
- [110] Sy Najib Sy Salim, M. F. Rahmat, Ahmad’Athif Mohd Faudzi, Zool H. Ismail (2014). „*Position control of pneumatic actuator using an enhancement of NPID controller based on the characteristic of rate variation nonlinear gain*”. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology. Vol. 75, Issue 1-4, pp181-195.
- [111] Syed Najib Syed Salim, Mohd Fua’ad Rahmat, Ahmad’Athif Mohd Faudzi, Zool H. Ismail, Noorhazirah Sunar. (2014). „*Position Control of Pneumatic Actuator Using Self-Regulation Nonlinear PID*”. Mathematical Problems in Engineering. Article ID 957041. p12. <http://dx.doi.org/10.1155/2014/957041>
- [112] K. Széll, A. Czmerk, P. Korondi. (2014). „*Friction with Hysteresis Loop Modeled by Tensor Product*,” Automatika, Vol. 55, No. 4. pp. 463-473.
- [113] Behzad Taheri, David Case, and Edmond Richer. (2014). „*Force and Stiffness Backstepping-Sliding Mode Controller for Pneumatic Cylinders*”. Mechatronics, IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, Vol.19, Issue: 6 pp. 1799-1809.
- [114] Dr. Pintér József (2015). „*Robottechnika. Ipari robotok hajtása*”. Széchenyi István Egyetem. Előadás. www.tankonyvtar.hu.
- [115] A. J. Czmerk. (2015). „*Increasing of stiffness of double-acting pneumatic cylinder*”. BUTE, Department of Mechatronics, Optics, and Engineering Informatics, Bertalan Lajos str. 4-6., 1111, Budapest, Hungary.

11. PUBLIKÁCIÓK AZ ÉRTEKEZÉS TÉMAKÖRÉBEN



DEBRECENI EGYETEM
EGYETEMI ÉS NEMZETI KÖNYVTÁR



Nyilvántartási szám: DEENK/148/2017.PL
Tárgy: PhD Publikációs Lista

Jelölt: Toman Péter
Neptun kód: DC3TLR
Doktori Iskola: Kerpely Kálmán Doktori Iskola
MTMT azonosító: 10048921

A PhD értekezés alapjául szolgáló közlemények

Idegén nyelvű tudományos közlemények hazai folyóiratban (3)

1. Gyevik, J., Sárosi, J., Véha, A., **Toman, P.**: Experimental Investigation of Characteristic of Pneumatic Artific Muscles. *Jelenkori társad. gazd. foly.* 5 (1-2), 244-248, 2010. ISSN: 1788-7593.
2. Gyevik, J., Sárosi, J., Véha, A., **Toman, P.**: Sliding-mode Control of PAM Actuator in LabVIEW Environment. *Jelenkori társad. gazd. foly.* 5 (1-2), 249-253, 2010. ISSN: 1788-7593.
3. **Toman, P.**, Gyevik, J., Véha, A., Csizmazia, Z.: Pneumatic Positioning System Controlled by On-Off Valves. *Rev. fac. eng. anal. tech. Szeged.* 2008, 100-106, 2008. ISSN: 1788-6392.

Idegén nyelvű tudományos közlemények külföldi folyóiratban (4)

4. Gyevik, J., Sárosi, J., Endrődy, T., Forgács, E., **Toman, P.**: LabVIEW Based Position Control for a Pneumatic Cylinder. *Annals fact. engineer. hunedoara.* 8 (1), 2532, 2010. ISSN: 1584-2665.
5. **Toman, P.**, Gyevik, J., Endrődy, T., Sárosi, J., Véha, A.: Design and fabrication of a test-bed Aimed for experiment with pneumatic artificial muscle. *Annals fact. engineer. hunedoara.* 7 (4), 91-94, 2009. ISSN: 1584-2665.
6. **Toman, P.**, Gyevik, J., Endrődy, T., Sárosi, J., Véha, A., Szabó, Z.: Sliding mode of a robot arm driven by pneumatic muscle actuators. *Annals fact. engineer. hunedoara.* 7 (4), 95-100, 2009. ISSN: 1584-2665.
7. Krutikov, G. A., **Toman, P.**, Tóth, I. T.: Ulučšenie énergetičeskikh harakteristik diskretnykh pnevmoprivodov za sčeta vybora racional'noj shemy tormozenija. *Izv. vyssh. uchebn. zaved. Mashinostr.* 11, 47-51, 1988. ISSN: 0536-1044.



Magyar nyelvű konferencia közlemények (1)

8. **Toman, P.**, Krutikov, G. A., Szabó, G., Forgács, E.: Fékezés és pozicionálás nagy inerciális terhelésű pneumatikus hajtásoknál.
In: VII. Nemzetközi Pneumatika-Hidraulika Konferencia és Kiállítás : Előadások összefoglalói, Gépipari Tudományos Egyesület, Miskolc, 169-175, 1990.

Idegen nyelvű konferencia közlemények (5)

9. **Toman, P.**, Gyevik, J., Véha, A.: Position Control Of Pneumatic Actuators with PLC.
In: ICoSTAF 2010 : International Scientific Conference : November 3-4, 2010, Szeged, [Szegedi Tudományegyetem Mérnöki Kar], [Szeged], 97-106, 2010.
10. Sárosi, J., Gyevik, J., Véha, A., **Toman, P.**: Accurate position control of PAM actuator in Lab VIEW environment.
In: Proceedings of the IEEE SISY 2009: 7 th International Symposium on Intelligent Systems and Informatics, IEEE, Subotica, 301-305, 2009.
11. Endrődy, T., Gyevik, J., Sárosi, J., Véha, A., **Toman, P.**: Automatic and Learning Model of a Planar Humanoid Robot Controlled by 2 Pairs of Antagonistic PAMs Moving to Target.
In: Tudomány és technika az agrár- és élelmiszergazdaságban = International Conference on Science and Technique in the Agri-Food Business : ICoSTAF 2008 : November 5-6, 2008, Szeged : summaries of lectures and posters / [főszerk. Hodúr Cecília], Szegedi Tudományegyetem, Mérnöki Kar, Szeged, 367-375, 2008. ISBN: 9634826768
12. **Toman, P.**, Gyevik, J., Endrődy, T., Sárosi, J., Véha, A.: Design and fabrication of a test-bed Aimed for experiment with pneumatic artificial muscle.
In: Tudomány és technika az agrár- és élelmiszergazdaságban = International Conference on Science and Technique in the Agri-Food Business : ICoSTAF 2008 : November 5-6, 2008, Szeged : summaries of lectures and posters / [főszerk. Hodúr Cecília], SZTE Szegedi Élelmiszeripari Főiskolai Kar, Szeged, 361-367, 2008. ISBN: 9634826768
13. **Toman, P.**, Gyevik, J., Véha, A., Szabó, Z.: Simulation of Pneumatic Systems Using LabVIEW.
In: Tudomány és technika az agrár- és élelmiszergazdaságban = International Conference on Science and Technique in the Agri-Food Business : ICoSTAF 2008 : November 5-6, 2008, Szeged : summaries of lectures and posters / [főszerk. Hodúr Cecília], Szegedi Tudományegyetem, Mérnöki Kar, Szeged, 353-360, 2008. ISBN: 9634826768

A DEENK a Jelölt által az iDEa Tudóstérbe feltöltött adatok bibliográfiai és tudánymetriai ellenőrzését a tudományos adatbázisok és a Journal Citation Reports Impact Factor lista alapján elvégezte.

Debrecen, 2017.05.23.

12.NYILATKOZATOK

Ezen értekezést a Debreceni Egyetem Kerpely Kálmán Doktori Iskola keretében készítettem el a Debreceni Egyetem doktori (PhD) fokozatának elnyerése céljából.

Debrecen, 2017. január 30.

.....

a jelölt aláírása

Tanúsítjuk, hogy **Toman Péter László** doktorjelölt 2015-2017 között a fent megnevezett Doktori Iskola keretében irányításunkkal végezte munkáját. Az értekezésben foglalt eredményekhez a jelölt önálló alkotó tevékenységével meghatározóan hozzájárult, az értekezés a jelölt önálló munkája. Az értekezés elfogadását javasoljuk.

Debrecen, 2017. január 30.

.....

Dr. Csizmazia Zoltán CSc

professor emerítus

.....

Dr. Véha Antal CSc

egyetemi tanár

témavezetők