

DEBRECENI EGYETEM  
**Agrár- és Műszaki Tudományok Centruma**  
Mezőgazdaságtudományi Kar  
Agrár Műszaki Tanszék

**INTERDISZCIPLINÁRIS AGRÁR- ÉS TERMÉSZETTUDOMÁNYOK DOKTORI ISKOLA**

Doktori Iskola vezető:  
**Prof. dr. Nagy János**  
MTA doktora

Témavezetők:  
**Dr. Csizmazia Zoltán, CSc**  
egyetemi tanár

**Dr. Véha Antal, CSc**  
egyetemi docens

**SZERVOPNEUMATIKUS POZÍCIONÁLÁS PONTOSSÁGÁNAK  
NÖVELÉSE DSP ALAPÚ CSÚSZÓMÓD SZABÁLYOZÁSSAL**

Készítette:  
**Gyeviki János**  
doktorjelölt

Debrecen  
2007

# SZERVOPNEUMATIKUS POZÍCIONÁLÁS PONTOSSÁGÁNAK NÖVELÉSE DSP ALAPÚ CSÚSZÓMÓD SZABÁLYOZÁSSAL

Értekezés a doktori (Ph.D.) fokozat megszerzése érdekében az Agrártudományok területén a Növénytermesztés- és Kertészet tudományágban

Írta: Gyeviki János okleveles gépészmérnök, okleveles villamosmérnök, doktorjelölt

**A doktori iskola neve:** Interdiszciplináris Agrár- és Természettudományok Doktori Iskola

**A doktori iskola vezetője:** Prof. Dr. Nagy János az MTA doktora

**Témavezetők:** Prof. Dr. Csizmazia Zoltán és Dr. habil. Véha Antal

## A doktori szigorlati bizottság:

	név	tud. fokozat
Elnök:	.....	.....
Tagok:	.....	.....
	.....	.....

**A doktori szigorlat időpontja:** 2007. ....

## A bíráló bizottság:

	név	tud. fokozat
Elnök:	.....	.....
Tagok:	.....	.....
	.....	.....
	.....	.....
Titkár:	.....	.....
Opponensei:	.....	.....
	.....	.....

**Az értekezés védésének időpontja:** 2007. ....

# TARTALOMJEGYZÉK

<i>JELÖLÉSEK, RÖVIDÍTÉSEK</i>	4
<b>1. BEVEZETÉS, TUDOMÁNYOS CÉLKITŰZÉSEK</b>	6
<b>1.1. Tudományos előzmények</b>	7
<b>1.2. A kutatás célkitűzései</b>	9
<b>1.3. A disszertáció szerkezete</b>	9
<b>2. AKTUÁTOROK MODELLEZÉSE</b>	10
<b>2.1. A szervoszelep és munkahenger modelljének elkészítése</b>	10
<b>3. SZERVOPNEUMATIKUS POZÍCIONÁLÁS SZABÁLYOZÁSTECHNIKAI MÓDSZEREI</b>	16
<b>3.1. Nemlineáris szabályozások</b>	17
<b>3.2. Csúszómód szabályozás</b>	19
3.2.1. A csúszómód szabályozás elméleti alapjai	24
<b>4. A KÍSÉRLETI BERENDEZÉS FELÉPÍTÉSE</b>	30
<b>5. KÍSÉRLETI EREDMÉNYEK</b>	36
<b>5.1. A kísérletek megtervezése</b>	36
<b>5.2. Mérési eredmények</b>	36
5.2.1. Egyszerű relé-típusú csúszómód szabályozó alkalmazása	38
5.2.2. Egyszerű relé-típusú csúszómód szabályozó alkalmazása két csúszóegyenessel	51
5.2.3. Pozícionálás 0.001 mm felbontású Balluff útdóval	57
<b>ÖSSZEFOGLALÁS</b>	71
<b>SUMMARY</b>	72
<b>ÚJ TUDOMÁNYOS EREDMÉNYEK, TÉZISEK</b>	73
<b>IRODALOMJEGYZÉK</b>	81
<b>A TÉZISEKHEZ KAPCSOLÓDÓ TUDOMÁNYOS PUBLIKÁCIÓK</b>	88
<b>MELLÉKLETEK</b>	93
<b>M.1. A kísérleti berendezés szerkezeti felépítése</b>	94
<b>M.2. A kísérleti berendezés elektronikai felépítése</b>	96
<b>M.3. Pozícionálási eredmények</b>	110

## JELÖLÉSEK

$w$	áramlási sebesség	[m/s]
$p$	nyomás	[Pa]
$p_0$	környezeti nyomás	[Pa]
$T$	hőmérséklet	[K]
$\rho$	sűrűség	[kg/m <sup>3</sup> ]
$v$	fajtérfogat	[m <sup>3</sup> /kg]
$R$	gázállandó	[J/kgK]
$c_p$	állandó nyomáson vett fajhő	[J/kgK]
$c_v$	állandó térfogaton vett fajhő	[J/kgK]
$\chi$	adiabatikus kitevő	[-]
$\dot{m}$	időegység alatt átáramló levegő tömege	[kg/s]
$A_f$	fúvóka keresztmetszet	[m <sup>2</sup> ]
$\mu$	átfolyási tényező	[-]
$A_a$	dugattyú keresztmetszet ( <b>a</b> hengertér)	[m <sup>2</sup> ]
$A_b$	dugattyú keresztmetszet ( <b>b</b> hengertér)	[m <sup>2</sup> ]
$k$	rugómerevség	[N/m]
$x$	elmozdulás	[m]
$p_a$	nyomás az <b>a</b> hengertérben	[Pa]
$p_b$	nyomás az <b>b</b> hengertérben	[Pa]
$d$	csillapítási tényező	[Ns/m]
$F_f$	Coulomb-féle súrlódóerő	[N]
$V_a$	az <b>a</b> hengertér térfogata	[m <sup>3</sup> ]
$V_b$	a <b>b</b> hengertér térfogata	[m <sup>3</sup> ]
$V_{a0}$	az <b>a</b> hengertér holttérfogata	[m <sup>3</sup> ]
$V_{b0}$	a <b>b</b> hengertér holttérfogata	[m <sup>3</sup> ]
$M$	gyorsított tömeg	[kg]
$L$	lökethossz	[m]
$m_a$	az <b>a</b> hengertérben lévő levegő tömege	[kg]
$m_b$	a <b>b</b> hengertérben lévő levegő tömege	[kg]
$\dot{m}_{abe}$	időegység alatt az <b>a</b> hengertérbe beáramló levegő tömege	[kg/s]
$\dot{m}_{aki}$	időegység alatt az <b>a</b> hengertérből kiáramló levegő tömege	[kg/s]
$\dot{m}_{bbe}$	időegység alatt a <b>b</b> hengertérbe beáramló levegő tömege	[kg/s]
$\dot{m}_{bki}$	időegység alatt a <b>b</b> hengertérből kiáramló levegő tömege	[kg/s]
$\mu_{fa}$	átfolyási tényező	[-]
$\mu_{fb}$	átfolyási tényező	[-]
$\psi$	átömlési tényező	[-]
$\psi'$	átömlési tényező	[-]
$u$	beavatkozájel	
$K_P$	paraméter (arányos)	
$K_I$	paraméter (integráló)	
$K_D$	paraméter (differenciáló)	
$r$	alapjel	
$e$	hibajel	
$t$	idő	

$s$	<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>
$\lambda$	<i>a csúszófelület definíciójában szereplő paraméter</i>
$\varepsilon$	<i>határréteg</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>
$\eta$	<i>pozitív valós szám</i>
$\delta$	<i>pozitív konstans</i>
$z(t)$	<i>zavarójel</i>
$u_{eq}$	<i>equiválens beavatkozójel</i>
$\kappa$	<i>konstans</i>

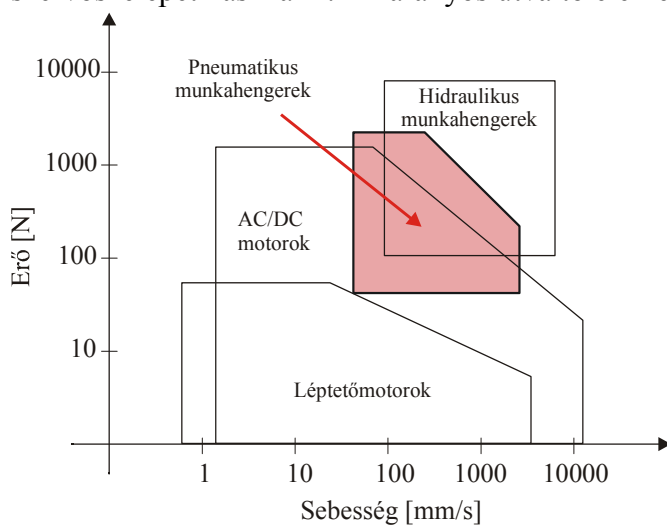
## RÖVIDÍTÉSEK

<i>PID</i>	<i>Proportional Integral Derivative (Arányos integráló differenciáló)</i>
<i>DDC</i>	<i>Direct Digital Control (Közvetlen digitális szabályozás)</i>
<i>VSS</i>	<i>Variable Structure Systems (Változó strukturájú rendszer)</i>
<i>VSC</i>	<i>Variable Structure Control (Változó strukturájú szabályozó)</i>
<i>DSP</i>	<i>Digital Signal Processor (Digitális jelprocesszor)</i>
<i>PC</i>	<i>Personal Computer (Személyi számítógép)</i>
<i>PLC</i>	<i>Programmable Logic Controller (Programozható Logikai Vezérlő)</i>
<i>NYÁK</i>	<i>Nyomtatott Áramköri Kártya</i>

# 1. BEVEZETÉS, TUDOMÁNYOS CÉLKITŰZÉSEK

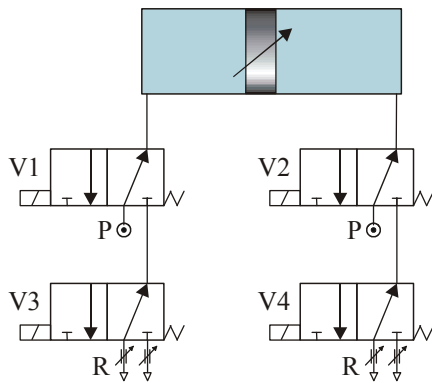
Lineáris mozgások megvalósításának számos módja van (1.1. ábra). Olesó áruknak köszönhetően, leggyakrabban a lineáris aktuátorokat használják. Működési elvük alapján lehetnek hidraulikus-, pneumatikus- és elektromechanikus működésűek. Az alkalmazástól függően minden típusnak megvan az előnye és a hátránya. Napjainkban egyre nő az érdeklődés a pneumatikus pozicionálás iránt. A pneumatikus munkahengereket, mint fontos munkavégző elemeket széles körben alkalmazzák az ipari automatizálás területén. Ez, a munkahengerek számos előnyös tulajdonságának köszönhető. Nevezetesen egyszerűek, tiszták, olcsók, nagy sebességre képesek, nagy a teljesítmény-tömeg viszonyuk, könnyű a karbantartásuk és eredendően rugalmasak. A pneumatikus rendszer további előnye még a robbanás- és tűzbiztonság, az egyszerű üzemvitel és nagy üzembiztonság. Egy pneumatikus munkahenger dugattyúját hagyományos alkalmazásoknál csak a két véghelyzetben állítjuk meg. Az elmúlt húsz évben a pneumatikus rendszerek nagy fejlődésen mentek át. Ez a fejlődés a szervopneumatikus rendszerek modellezésében végzett intenzív kutatómunkának köszönhető. Ezzel párhuzamosan alkalmazásra kerültek a szabályozásemélet fejlődésének legújabb vívmányai is. Ennek eredményeként javultak a pozicionálási és pályakövetési tulajdonságok és a pneumatikus aktuátorok robottechnikai alkalmazásokra is alkalmassá váltak. A pneumatikus aktuátor szerzőnként más-más jelentéssel bír. Anderson, [1] a munkahenger szinonimájaként használja. Backe, [2] és Bidlack, az aktuátor fogalmába a munkahengert és a szabályozószelepet is beleérti, miközben Blackburn, Reethof és Shearer, [3] csak a szabályozószelepet érti az aktuátor fogalma alatt. A továbbiakban Backe és Bidlack definícióját alkalmazom.

A pneumatikus aktuátorokat két csoportra oszthatjuk. Diszkrét aktuátorról beszélünk, amikor a munkahenger dugattyúja két pozíciót vehet fel, a két véghelyzetben. A vezérléshez kétállású (ON/OFF) útváltószelepeket használunk. Folytonos aktuátorokról beszélhetünk, ha a dugattyú tetszőleges közbülső helyzetet felvehet. Ehhez célszerű arányos- illetve szervoszelepet használni. Az arányos útváltó elemek a villamos jel hatására nem egy egyszerű



1.1. ábra Lineáris aktuátorok

kapcsolást végeznek, hanem a szeleptolattyúját egy arányos mágnes mozdítja el a villamos jel nagyságával arányos mértékben. Ez az elmozdulás a belépő villamos jellel arányos pneumatikus jellemzőt (nyomást, térfogatáramot) hoz létre. Ez azt jelenti, hogy a technológiai igénytől függően a munkavégző szervnek, a pneumatikus munkahenger dugattyújának pozíciója, az egyenes vonalú mozgás sebessége illetve a kifejtendő erő nagysága tetszés szerint meghatározható.



1.2. ábra Pozicionálás ON/OFF útváltó szelepekkel

Kisebb pontossági igény esetén egyszerű és olcsó megoldásként kétállású útváltó szelepekkel is megoldható a két véghelyzet közötti pozicionálás (1.2. ábra).

A pneumatikus szervorendszerek fő hátránya az, hogy szerkezeti felépítésükből adódóan nemlineárisak. Ennek oka például a szervopneumatikus szelep változó átömlési keresztmetszetén nemlineáris áramlás-nyomás viszony,

a levegő összenyomhatósága, sűrűlódás a csúszó felületek között stb. Az, hogy a vizsgált rendszer eredendően nemlineáris, komoly szabályozástechnikai kihívást jelent. Kimondható, hogy az iparban elterjedt PID szabályozó használata nem vezet jó eredményre. Munkám célja, a pneumatikus pozicionálás vizsgálata, illetve alkalmazásának kiszélesítése, egy robusztus, ipari környezetben is használható, robottechnikai pozicionálási- és követési követelményeknek megfelelő szabályozás megvalósítása.

## 1.1. Tudományos előzmények

A pneumatikával foglalkozó irodalom jó áttekintését találjuk [105]-ben. A kezdeti munkák a pneumatikus rendszerek modellezésében és szabályozásában az 50-es évek elejére vezethetők vissza Shearer, 1956 [4]; Blackburn, et al., 1960 [3]. Számos munkával találkozunk a szervopneumatikus rendszerek modellezésének részterületén is: Sanville, 1971 [5]; egy egyszerű, gyakorlatban is használható modellt alkotott a levegő szelepen történő átáramlására. Ezen a területen további előrelépést jelent Anderson, 1985 [1]; valamint McCloy és Martin, 1980 [6]; munkái. Backe és Ohligschlaeger, 1989 [2]; egzakt leírást adtak a munkahengerben uralkodó nyomás, térfogat, tömeg és hőmérséklet között. Masaaki et al., 1997 [7]; a munkahenger termodinamikájával foglalkoztak. A pneumatikus aktuátor dinamikus modellje ad alapot a mozgásszabályozás megvalósításához. Számos munka született ezen a területen is: Araki et al. 1993 [8]; Hahn és Piepenbrink, 1994 [9]. Uebing és Vaughan, 1997 [10]; a pneumatikus szervorendszer lineáris modeljét adták. Nouri et al., 2000; a servo-szelep modeljét alkották meg, úgy, hogy a vizsgált szelephez két tartályt kapcsoltak [11]. Különböző nyomásokon és különböző szelepállásoknál végezték el a tartályok töltését. Belforte et al., egyszerű formában a sűrűlódást is figyelembe vették. Nouri már igen precíz dinamikus sűrűlódási modellt használt [12].

A szervopneumatikus pozicionálás szabályozásának fejlődésén keresztül a modern szabályozástechnika fejlődését is, nyomon követhetjük. A korai munkákban Shearer, 1956; Burrows és Web, 1966; Vaughan, 1965; lineáris PID szabályozót használtak. Lineáris modelleket használt Lai et al., 1990 [13]; Harada et al., 1988 [14]; Liu és Burrows, 1988 [15]; valamint Yin és Araki, 1998 [16]; is. Ezek a megoldások csak kis működési tartományban adtak elfogadható eredményt. Ezt úgy javították, hogy a működési tartományt több,

szakaszonként lineáris tartományra bontották. Pu et al., 1993 [17]; az erősítés szabályozás módszerét használták. Számos megoldás született az automatikus hangolású PID szabályozással. Fok és Ong, 1999 [18]; által elért pozicionálási pontosság  $\pm 0.3$  mm volt. Fujiwara et al., 1995 [19]; és Matsukuma et al., 1997 [20]; neurális hálót használt a PID szabályozó automatikus hangolására. Jeon et al., 1998 [21]; genetikus algoritmust használtak a pozíció-, sebesség- és gyorsulás visszacsatolású szabályozó optimális paramétereinek meghatározására. Dugattyúrúd nélküli munkahengerrel  $\pm 0.1$  mm pontosságot értek el. Wang et al., 1999 [22]; tanuló algoritmussal kiegészített PID szabályozót alkalmazott, az elért pontosság  $\pm 1$  mm.

Sok alkalmazási példát találhatunk az adaptív szabályozás területéről is. Wikander, 1988 [23]; Miyata, 1989 [24]; Bobrow és Jabbari, 1991 [25]; Oyama et al., 1990 [26]; McDonell és Bobrow, 1993 [27]; Tanaka et al. 1994 [28]; Li et al. 1997; és Soong et al., 1997; hagyományos, direkt- és indirekt, önszabályozó és modellreferenciás adaptív szabályozást alkalmaztak. Wikander, 1988 [23]; a nemlinearitás kompenzálásával 0.01 mm pozicionálási pontosságot is elért.

Tanaka et al., 1998 [29]; modell referens adaptív szabályozót használt, ahol neurális hálózattal kompenzálta a nemlinearitást, és  $\pm 0.08$  mm pozicionálási pontosságot ért el. Kosaki és Sano, 1998 [30]; a szabályozó erősítését fuzzy logika segítségével hangolta, és megfigyelőt alkalmazott a zavarások hatásának csökkentésére.

Másik fontos kutatási irány a sliding mode control (csúszómód szabályozás) alkalmazásának vizsgálata. Számos munka született a témában, például: Noritsugu és Wada, 1989 [31]; Tang és Walker, 1995 [32]; Pandian et al., 1997 [33][34]; Hamerlain, 1995 [35]; Bouri et al., 1996; Surgenor és Vaughan, 1997 [36]; Paul et al., 1994 [37]; Song és Ishida, 1997 [38][39][40][41]; és Drakunov et al., foglalkoztak a csúszó-mód szabályozással. Drakunov et al., 1997 [42]; bebizonyították, hogy a sliding mode control sikeresen használható a súrlódás kompenzálására. Az elért pontosság  $\pm 0.2$  mm. Sokan alkalmaznak fuzzy logikát és a neurális hálózatokat is: Matsui et al., 1990; Lu, 1993 [43]; Araki et al., 1997 [44]; Shih és Hwang, 1996 [45]; és Wang et al. 1996 [46].

Katsumata et al., 1996 [47]; Gross és Rattan, 1997 [48]; többretegű neurális hálót használtak. Norgaard et al., 1996 [49]; és Sorensen et al. 1999 [50]; prediktív szabályozás vizsgálatát végezték. A  $H_\infty$  és mintavételezett  $H_\infty$  szabályozás alkalmazásával Kimura et al., 1996 [51][52]; munkáiban találkozhatunk. Visszacsatolás linearizáció egyik alapvető nemlineáris szabályozástechnikai eszköz. Bobrow és McDonell, 1998 [53]; Kawamura et al., 1989 [54]; Bouhal et al., 1993 [55]; és Kimura et al., 1995 [56]; alkalmazta munkájában.

Visszacsatolás- linearizációval Bobrow és McDonell, 1998; Kawamura et al., 1998; Bouhal et al., 1993; és Kimura et al., 1989; munkáiban találkozhatunk. További szabályozástechnikai megoldások: Kobayashi et al., 1995 [57]; dinamikus impedancia illesztésű robusztus szabályozást, Hamdan és Gao, 2000 [58]; PID + előreccsatolás + bang-bang + antiwindup szabályozást javasolnak. Matrukuma et al., 1997; egy nemlineáris PID szabályozást vizsgál. Wang et al., 1998 [59]; bemutat egy determinisztikus nemlineáris állapotvisszacsatolásos módszert. Nakano et al., 1993 [60]; aktív piezoelektromos módszerrel  $2\mu\text{m}$ -es pontosságot ért el. Erő és nyomaték szabályozású pneumatikus szervorendszerek számos alkalmazását találjuk a robottechnikában. Lin és Burrows, 1988; Noritsugu és



Takaiwa, 1995 [61]; bemutatta, hogy a nyomásszabályozás növeli a pozicionálás pontosságát. Hasonló vizsgálatokat végzett Ben-Dov, Salcudean, 1995; Wikander, Xiang, 1996 [62]; és Hamiti et al. 1996 [63]. Shu Ning és Gray M. Bone 2005, előreccsatolással és holtzóna kompenzációval kombinált pozíció-, sebesség- és gyorsulás-visszacsatolású szabályozást hasonlítottak össze a csúszómód szabályozással [64]. Az elért pontosság 0,01 mm volt.

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

## **1.2. A kutatás célkitűzései**

Áttekintve az alkalmazott módszereket megállapítható, hogy a pneumatikus pozicionálás területén megtaláljuk a hagyományos és a legújabb szabályozástechnikai megoldások teljes palettáját. Közös jellemzőjük, hogy bonyolult felépítésük és működésük miatt kevés került gyakorlati bevezetésre. Az elért legjobb pozicionálási pontosság 0,01 mm.

Pozicionálási pontosság és gyakorlati alkalmazhatóság szempontjából megvizsgálva a különböző pozicionálási módszereket, arra a következtetésre jutottam, hogy további vizsgálatokat a csúszó mód szabályozás alkalmazásával folytatom. Viszonyítási alapul a klasszikus PID szabályozást választottam.

A tanszékünkön már hosszú évek óta folyó pozicionálási vizsgálatokra építve célul tűztem ki, hogy gyakorlatban megvalósítsak egy olyan egyszerű, robusztus pneumatikus szervorendszert, amelynek a pontossága jobb a szakirodalomban általam eddig fellelt legnagyobb pontosságú rendszernél (0,01 mm). Fontos még a túllendülés mértékének 0.5 mm alá csökkentése, a lengések csökkentése illetve kiküszöbölése.

## **1.3. A disszertáció szerkezete**

A disszertáció 7 fejezetből tevődik össze. Bevezetőben, a pneumatikus pozicionálás történelmi áttekintését mutatom be.

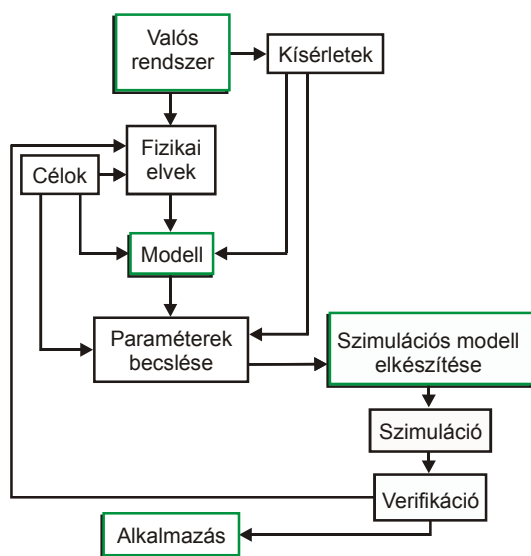
A bevezetőt követő második fejezetben a pneumatikus munkahenger és a szervopneumatikus szelep matematikai modelljét illetve szimulációját ismertetem.

A harmadik, negyedik és ötödik fejezet a disszertáció fő fejezete, melyek a szerző téziseit is tartalmazzák. A harmadik fejezetben a csúszómód szabályozást és annak a szervopneumatikus pozicionálásra történő alkalmazását ismerjük meg. A negyedik fejezet a kísérleti berendezés hardver- és szoftver felépítését ismerteti. Bemutatva a különböző mérési lehetőségeket. Az ötödik fejezetben a mérési eredményeket találjuk.

A hatodik fejezet a disszertáció következtetéseit, valamint a további kutatási lehetőségeket tartalmazza.

## 2. AKTUÁTOROK MODELLEZÉSE

A pneumatikus munkahengerek alkalmazását gyakran nehezíti, hogy dinamikus tulajdonságaik alig ismertek. Tervezéskor leginkább a gyakorlati tapasztalatokra támaszkodhatunk. Az alkalmazási lehetőségek határait jelentősen kitágíthatjuk, ha a dinamikus tulajdonságokat is megvizsgáljuk. 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 akkora lehet, hogy az ebből eredő hiba egy adott határon belül maradjon. A modell jóságát kísérletekkel ellenőrizhetjük. A fizikai vagy matematikai modellen elvégzett kísérleteket szimulációnak nevezzük. A számítógépek elterjedésével a



2.1. ábra A modellalkotás folyamata

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 sűrűség, az útváltó szelep és a pozíció szabályozás modelljét.

### 2.1. A szervoszelep és munkahenger modelljének elkészítése

A munkahenger modelljének elkészítéséhez meg kell vizsgálni a levegő, fojtáson történő átáramlását, és el kell készíteni egy kamra töltésének modelljét. A kamrákat felépítésük és működésük szerint csoportosíthatjuk. Lehetnek:

- átáramló kamrák;
- vakkamrák;

illetve

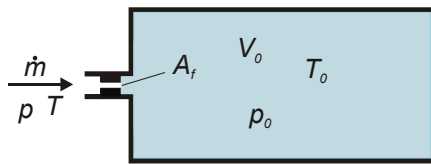
- állandó térfogatú;
- változó térfogatú kamrák.

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 2.1. ábrán látható.

A modellek több szempont szerint is csoportosíthatók. Ezek közül kiemelten fontos 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 fűvókák változó keresztmetszetén, valamint a sűrűdások

Az állandó térfogatú kamra minden oldalról merev. A változó térfogatú kamra bizonyos



2.2. ábra Pneumatikus tároló

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. A vizsgálatot a 2.2. ábra alapján végezzük.

Az áramlási jelenségek leírásához néhány egyszerűsítést kell tennünk:

- 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 ( $\rho$ ), illetve fajtérfogat ( $v = \frac{1}{\rho}$ ).

A négy jellemző meghatározásához négy egyenletet kell felírunk:

- állapotegyenlet  $p \cdot v = R \cdot T$  ; (2.1)

- energiaegyenlet  $c_p \cdot T + \frac{w^2}{2} = \text{állandó}$  ; (2.2)

- Euler-egyenlet  $w \cdot dw + \frac{dp}{\rho} = 0$  ; (2.3)

- folytonossági egyenlet  $A \cdot w \cdot \rho = \text{állandó}$  . (2.4)

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):

$$\frac{w^2}{2} + \frac{\chi}{\chi-1} \cdot \frac{p_0}{\rho_0} \cdot \left( \frac{p}{p_0} \right)^{\frac{\chi-1}{\chi}} - \frac{\chi}{\chi-1} \cdot \frac{p_0}{\rho_0} = 0 \quad (2.5)$$

$$w = \sqrt{\frac{2\chi}{\chi-1} \cdot \frac{p_0}{\rho_0} \cdot \left[ 1 - \left( \frac{p}{p_0} \right)^{\frac{\chi-1}{\chi}} \right]} \quad (2.6)$$

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:

$$\dot{m} = \rho \cdot w \cdot A_f = A_f \cdot \sqrt{\frac{2\chi}{\chi-1} \cdot p_0 \cdot \rho_0 \cdot \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{2}{\chi}} \cdot \left[1 - \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{\chi-1}{\chi}}\right]} \quad (2.7)$$

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.

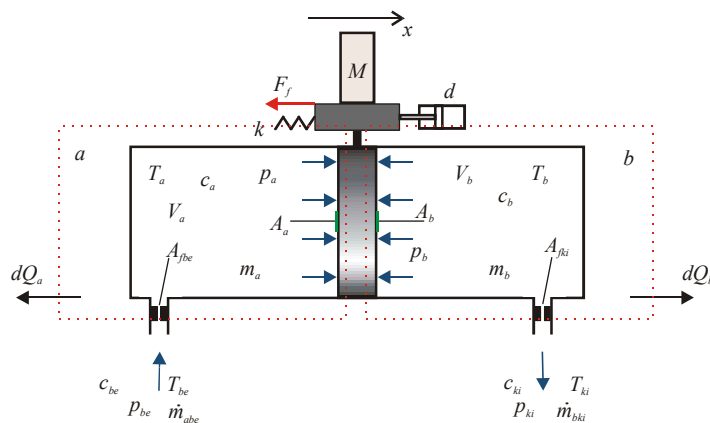
$$a = 20.05 \cdot \sqrt{T} \quad (2.8)$$

Kritikus nyomásviszonynál az időegység alatt kiáramló levegő mennyisége,  $\chi = 1.4$  és  $\frac{p}{p_0} = 0.528$  helyettesítéssel meghatározható:

$$\dot{m} = 0.484 \cdot A_f \cdot \sqrt{2 \cdot p_0 \cdot \rho_0} \quad (2.9)$$

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

$$\dot{m} = \mu \cdot A_f \cdot \sqrt{\frac{2\chi}{\chi-1} \cdot p_0 \cdot \rho_0 \cdot \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{2}{\chi}} \cdot \left[1 - \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{\chi-1}{\chi}}\right]} \quad (2.10)$$



2.3. ábra A munkahenger vázlata

A munkahenger matematikai modelljének felírásához vizsgálni kell a dugattyú mozgásjellemzőit, az energiaviszonyokat és figyelembe kell venni az anyagmegmaradás elvét. A munkahenger vázlata a 2.3. ábrán látható.

A mozgásjellemzők megadása a mozgásegyenlet segítségével történik. A vizsgálat során a keresztirányú terheléseket elhanyagoljuk, és csak a

munkahenger hossz tengelyének irányába eső terheléseket vesszük figyelembe. 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:

$$M \cdot \ddot{x} = p_a \cdot A_a - p_b \cdot A_b - d \cdot \dot{x} - k \cdot x - F_f \quad (2.11)$$

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.

$$p_a \cdot V_a = m_a \cdot R \cdot T \quad (2.12)$$

Mindkét oldalt deriválva,

$$V_a \cdot \frac{dp_a}{dt} + p_a \cdot \frac{dV_a}{dt} = R \cdot T \cdot \frac{dm_a}{dt} \quad (2.13)$$

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:

$$\dot{p}_a = \frac{I}{V_a} [R \cdot T \cdot \dot{m}_{abe} - p_a \cdot \dot{V}_a] = \frac{I}{A_a \cdot x + V_{a0}} [R \cdot T \cdot \dot{m}_{abe} - p_a \cdot A_a \cdot \dot{x}] \quad (2.14)$$

Hasonlóan a másik hengertérre:

$$p_b \cdot V_b = m_b \cdot R \cdot T \quad (2.15)$$

$$V_b \cdot \frac{dp_b}{dt} + p_b \cdot \frac{dV_b}{dt} = R \cdot T \cdot \frac{dm_b}{dt} \quad (2.16)$$

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

$$\dot{p}_b = \frac{I}{V_b} [-R \cdot T \cdot \dot{m}_{bki} - p_b \cdot \dot{V}_b] = \frac{I}{A_b(L-x) + V_{b0}} [-R \cdot T \cdot \dot{m}_{bki} + p_b \cdot A_b \cdot \dot{x}] \quad (2.17)$$

(2.11)-et idő szerint deriválva kapjuk:

$$M \cdot \ddot{x} = \dot{p}_a \cdot A_a - \dot{p}_b \cdot A_b - d \cdot \dot{x} - k \cdot x \quad (2.18)$$

(2.14) és (2.17) behelyettesítésével:

$$\begin{aligned} M \cdot \ddot{x} &= \\ &= \frac{I}{A_a \cdot x + V_{a0}} [R \cdot T \cdot \dot{m}_{abe} - p_a \cdot A_a \cdot \dot{x}] \cdot A_a - \frac{I}{A_b(L-x) + V_{b0}} [-R \cdot T \cdot \dot{m}_{bki} + p_b \cdot A_b \cdot \dot{x}] \cdot A_b - \\ &- d \cdot \dot{x} - k \cdot x \end{aligned} \quad (2.19)$$

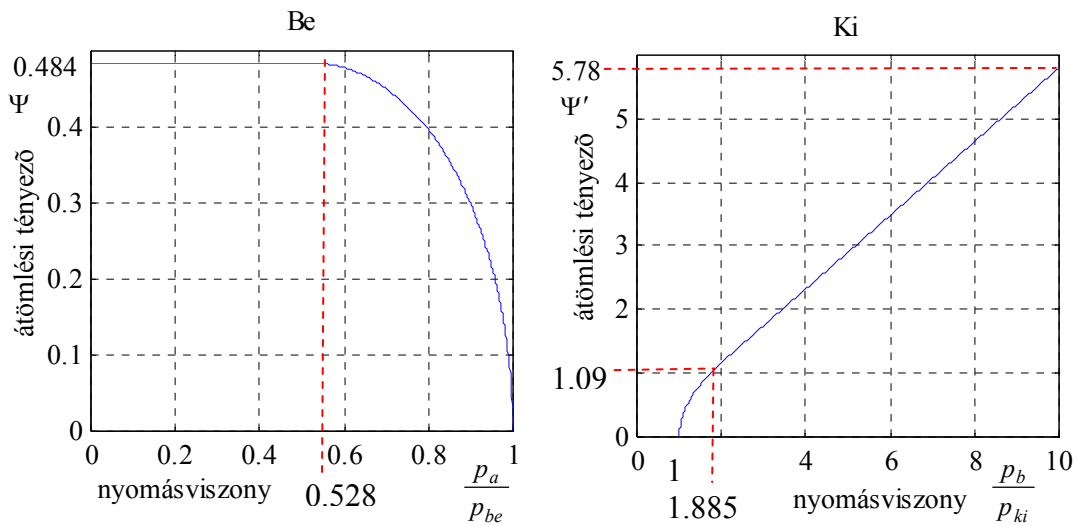
Ebből  $\ddot{x}$  kifejezhető:

$$\ddot{x} = \frac{A_a}{M \cdot (A_a \cdot x + V_{a0})} R \cdot T \cdot \dot{m}_{abe} - \frac{A_a}{M \cdot (A_a \cdot x + V_{a0})} p_a \cdot A_a \cdot \dot{x} + \frac{A_b}{M \cdot (A_b \cdot (L-x) + V_{b0})} R \cdot T \cdot \dot{m}_{bki} - \frac{A_b}{M \cdot (A_b \cdot (L-x) + V_{b0})} p_b \cdot A_b \cdot \dot{x} - \frac{d}{M} \ddot{x} - \frac{k}{M} \cdot \dot{x} \quad (2.20)$$

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

$$\dot{m}_{be} = \mu_{fa} \cdot p_{be} \cdot A_{fa}(u) \cdot \sqrt{\frac{2}{R \cdot T_{be}}} \cdot \Psi \quad (2.21)$$

ahol,  $\mu_{fa}$  az átfolyási tényező, mely minden olyan hatást figyelembe vesz, mely az ideális viszonytól való eltérésekből adódik. A fojtáson való beáramlásra vonatkozó,  $\Psi$  átömlési tényező változását a nyomásviszony függvényében a 2.4. ábrán láthatjuk.



2.4. ábra Átömlési tényezők

$$\text{Ha } p_a/p_{be} \leq 0.528 \quad \Psi = \left( \frac{2}{\chi + 1} \right)^{\frac{1}{\chi-1}} \cdot \sqrt{\frac{\chi}{\chi + 1}} = 0.484 \quad (2.22)$$

$$\text{Ha } p_a/p_{be} > 0.528 \quad \Psi = \sqrt{\frac{\chi}{\chi - 1} \cdot \left[ \left( \frac{p_a}{p_{be}} \right)^{\frac{2}{\chi}} - \left( \frac{p_a}{p_{be}} \right)^{\frac{1+\chi}{\chi}} \right]} \quad (2.23)$$

Atmoszférába való közvetlen kiáramlásra vonatkozóan a következő egyenleteket írhatjuk fel:

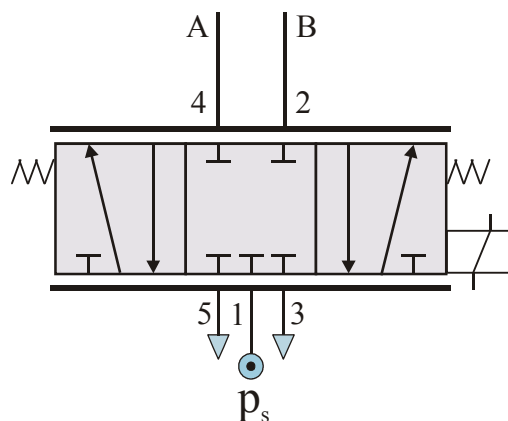
$$\dot{m}_{ki} = \mu_{fb} \cdot p_{ki} \cdot A_{fb}(u) \cdot \sqrt{\frac{\chi}{R \cdot T_{ki}}} \Psi' \quad (2.24)$$

$$\text{Ha } p_b/p_{ki} \geq 1.885 \quad \Psi' = \left( \frac{2}{\chi+1} \right)^{\frac{\chi+1}{2(\chi-1)}} \cdot \frac{p_b}{p_{ki}} = 0.578 \cdot \frac{p_b}{p_{ki}} \quad (2.25)$$

$$\text{Ha } p_b/p_{ki} < 1.885 \quad \Psi' = \sqrt{\frac{2}{\chi-1} \cdot \left( \frac{p_b}{p_{ki}} \right)^{\frac{\chi-1}{\chi}} \cdot \left[ \left( \frac{p_b}{p_{ki}} \right)^{\frac{\chi-1}{\chi}} - 1 \right]} \quad (2.26)$$

A fojtáson való kiáramlásra vonatkozó  $\psi'$  átömlési tényező változását a nyomásviszony függvényében a 2.4. ábrán láthatjuk.

A szervoszelep (FESTO MPYE-5-1/8 HF-010B) felépítése a 2.5. ábrán látható. Működtetése 0-10 V feszültséggel történik. 5 V feszültségnél a szelep középhelyzetbe kerül és mind a bemenő- mind a kimenőoldali csatlakozó pontok le vannak zárva. 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 feszültségnél kapjuk a teljes nyitott helyzetet. 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 feszültségnél kapjuk a teljes nyitást.



2.5. ábra A szervoszelep felépítése

Látható, hogy a szelep feszültségével a (2.21)-ben szereplő  $A_{fa}(u)$ , valamint a (2.24)-ben szereplő  $A_{fb}(u)$  értéke változtatható. A szabályozó tervezésekor szem előtt kell tartanunk, 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.

### 3. SZERVOPNEUMATIKUS POZÍCIONÁLÁS SZABÁLYOZÁSTECHNIKAI MÓDSZEREI

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 bemutatta a hangolási módszerét [65]. Az 50-es években merült fel az adaptív szabályozó gondolata. A szabályozó 1958-ban került kereskedelmi forgalomba. 1955 és 1959 között számos publikáció foglalkozott avval, 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 [66]. Az érdeklődés növekedését jelzi, hogy az utóbbi időben megnőtt a PID szabályozókkal foglalkozó publikációk száma [67].

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[101][102].

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:

$$e = r - y$$

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.

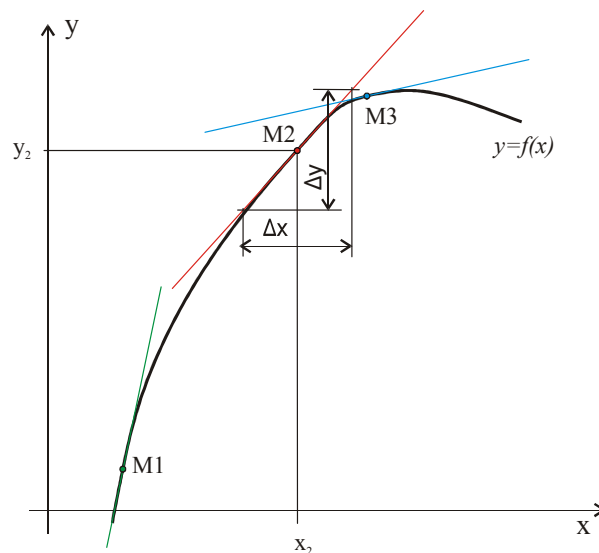
Az utóbbi időben jelentősen megnőtt az érdeklődés a nemlineáris szabályozástechnika iránt, ugyanis egyre olcsóbbak és egyre hatékonyabbak a szabályozóként használt digitális eszközök, így korábban az iparban szinte kizárólagosan használt PID (arányos integráló differenciáló) szabályozókat egyre bonyolultabb 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 súrlódásnak 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 súrlódás csak néhány tulajdonság, amit negatívumként említhetünk a szervopneumatika kapcsán. A pneumatikus rendszer nemlinearitása miatt robusztus szabályozást kell alkalmazni.

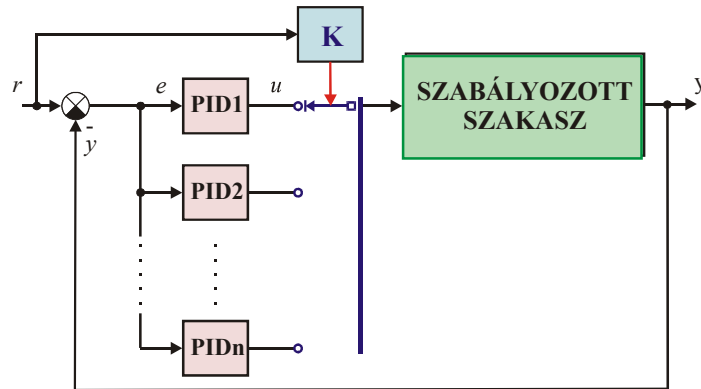
### 3.1. Nemlineáris szabályozások

Kezdetben 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 megnövelte a számítási igényt. A 3.1. ábrán látjuk a munkaponti linearizálás elvét. A differenciálhányadost centrális differenciahányadossal helyettesítjük. 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) (3.2. 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.



3.1. ábra A munkaponti linearizálás elve

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.



3.2. ábra Egyedi hangolású PID szabályok alkalmazása

A közönséges 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” 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. 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 nehézé teszi az analízisüket.

### 3.2. Csúszómód szabályozás

A robusztus szabályozás elmélete a bizonytalanságokat kezelni képes rendszerek analizését és tervezését jelenti, különösen olyan körülmények között, ahol egzakt matematikai modellezés nem lehetséges. 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  $H^\infty$  és  $\mu$  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 Vadim I. Utkin [68] és David K. Young [69] nevéhez fűződik. Az első alkalmazási terület a repülés és a rakétatechnika volt, majd a '70-es évek végén a robotirányítás [70] és a szervohajtások [71] területe következett. Ezeknél az alkalmazásoknál a cél az volt, hogy a robotok nemlineáris dinamikáját kézben tartsuk és a pályakövetési pontosságukat érzéketlenné tegyük a paraméterváltozásokkal és a külső terhelésekkel szemben.

A csúszómód alkalmazása a 80-as évek elején megjelent az indukciós motorok hajtás szabályozásának területén is [72]. A kezdeti munkákat 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 [73].

Változó struktúrájú beavatkozó szerv alkalmazásával a csúszómód szabályozást kihasználva robusztus szabályozás megvalósítására nyílik lehetőség. Ez a robotok irányításánál például azt jelenti, hogy a különböző ízületek 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 túllendülésmentes beállítás. Ebből következik az, hogy napjainkban megnőtt a robot-irányítással 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 [69]. A zavarérzékletlenség 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.

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 kapcsolgató szabályozási függvény célja, hogy az állapot térben 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 et al. [74],[75] és Jeon et al. [76] munkáiban.

A csúszómód szabályozó megtervezése három fő lépésből áll:

Első lépés a csúszófelület tervezése, a második lépés egy olyan szabályozási törvény kiválasztása, amely az állapotváltozó trajektóriáját a csúszófelületre kényszeríti, majd azon tartja, a harmadik a legfontosabb lépés, csattogásmentes (chattering free) megvalósítás.

#### *Csúszófelület tervezése:*

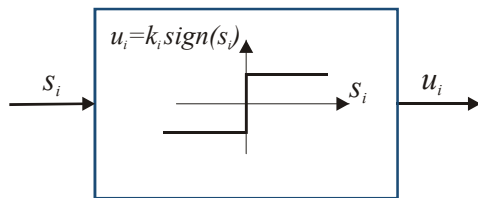
Az első fázis kritikus a VSC tervezésében. Fontos, hogy megfelelően definiáljuk a kapcsoló felületet, mivel a szabályozott szakasz ezen a felületen halad végig.

#### *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 „erősítés” úgy van megválasztva, 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 (3.3. ábra).

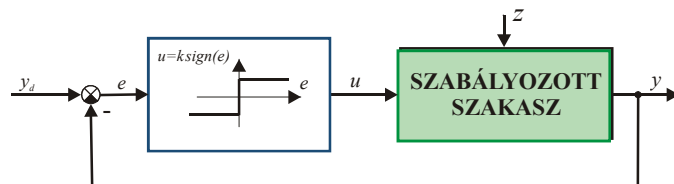


3.3. ábra Relé, mint szabályozó elem

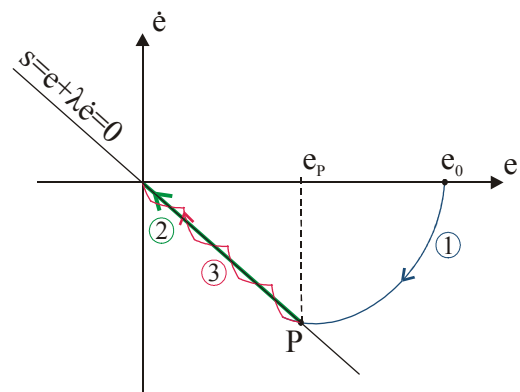
$$u_i = k_i \cdot \text{sign}(s_i)$$

A csúszómód szabályozó robusztusságát a nagy (ideális esetben végtelen) körerősítésének köszönheti. Erről a relé gondoskodik. Az ideális csúszómód szabályozás hatásvázlata a 3.4. 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 (3.5. 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.



3.4. ábra Ideális csúszómód szabályozás



3.5. ábra Egyenes vonalú csúszómód

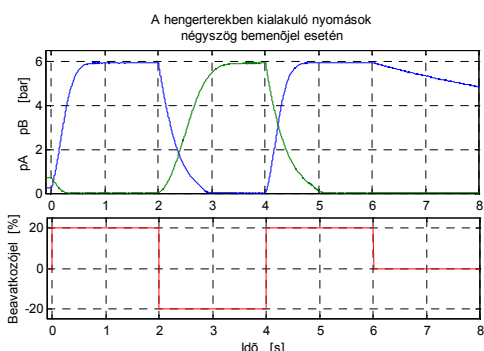
A megközelítési fázisban a rendszer érzékeny a paraméter változásokra illetve a külső zavarásokra. Amikor a rendszer csúszómódba kerül dinamikáját a csúszófelület határozza meg, és ekkor érzéketlenné válik a paraméter változásokkal illetve a külső zavarásokkal szemben. Tervezéskor két, ellentétes szempontot 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 [76, 77]. Young et al. [78] a megközelítési idejét a visszacsatoló ág erősítésének növelésével csökkentették, de ez fokozta a csattogást.

### Csattogásmentes megvalósítás:

A csattogás egy nem tervezett, véges frekvenciájú, véges amplitúdójú oszcilláció, mely Utkin [79] 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 3.6. 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.

A csattogás kiküszöbölése nagyon fontos kérdés a csúszómód szabályozás gyakorlati alkalmazásánál. Szerencsére ehhez nem szükséges a kör pontos modelljének elkészítése.



3.6. ábra Hengerterek dinamikus viselkedése

Első lépésében úgy tervezzük meg a csúszómód szabályozást, mintha a kör ideális lenne. Csak a tervezés második lépésében foglalkozunk a csattogás kiküszöbölésével.

A csattogás megszüntetésének módjai:

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

### Határréteg bevetése a csattogás csökkentésére:

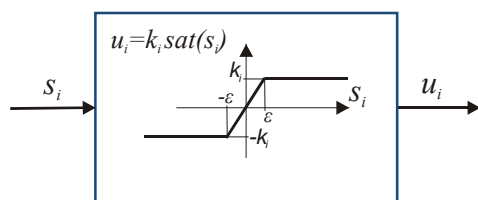
A csattogás csökkentésére Slotine [80] valamint Yeung és Chen [81] határréteget képzett a csúszóegyes mentén. Hwang és Lin [82], Lin és Kung [83] valamint Lin és Chen [84] fuzzy logika alkalmazásával csökkentették a csattogást.

A nem folytonos

$$u = k \cdot \text{sign}(s)$$

beavatkozó jel helyett az

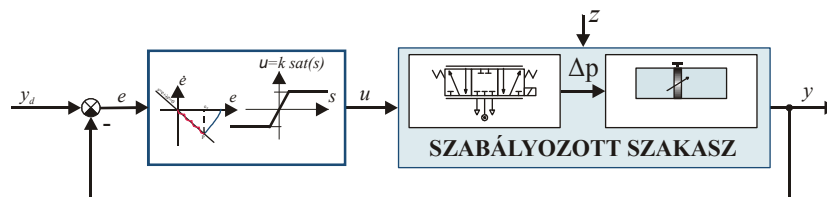
$$u = k \cdot \text{sat}(s) = \begin{cases} k \cdot \text{sign}(s) & \text{ha } |s| > \varepsilon \\ \frac{k}{\varepsilon} \cdot s & \text{ha } |s| \leq \varepsilon \end{cases}$$



3.7. ábra Telítődés függvény

folytonos függvény alkalmazását javasolták. Így az  $s=0$  csúszóegyes mentén egy  $2\varepsilon$  szélességű határréteg alakul ki. Ha távol vagyunk a csúszóegyesestől ( $|s| > \varepsilon$ )  $\text{sat}(s) = \text{sign}(s)$ , illetve a csúszóegyes kicsiny  $\varepsilon$  környezetében (határréteg) folytonos  $\text{sat}(s) \neq \text{sign}(s)$  átmenetet kapunk (3.7. ábra).

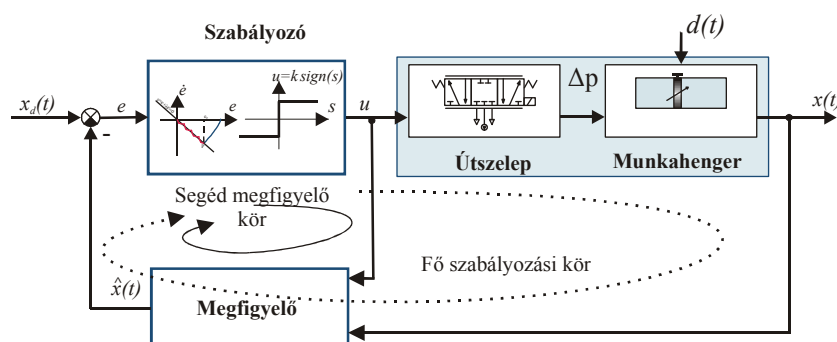
Sajnos a csúszóegyes környezetében rendszer elveszti csúszómódból eredő invariáns viselkedését és a  $0$ -hoz való konvergálás sem garantált. Mivel a kapcsoló módot egy folytonos átmenettel helyettesítjük, valós csúszómódról már nem is beszélhetünk.



3.8. ábra Csattogás csökkentése

*Állapot megfigyelő alkalmazása:*

A határréteg bevezetésével a kapcsoló módot egy folytonos átmenettel helyettesítettük. 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.



3.9. ábra Állapot megfigyelő alkalmazása

Bundarev et al. (1985) ötlete alapján egy segéd (megfigyelő) körben szoftveresen létrehozunk egy ideális csúszómód szabályozást, így a kör nem tartalmaz nem modellezett dinamikát és létrejön az ideális csúszómód. A fő szabályozási kör a megfigyelő kör dinamikájának megfelelően követi azt. Annak ellenére, hogy a szabályozott szakasznál egy nem folytonos beavatkozást alkalmazunk, úgy viselkedik mintha egy ekvivalens ( $u_{eq}$ ) beavatkozás lenne és nem lép fel csattogás.

*Kaszád 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 kaszkád szabályozás. A nem modellezett dinamika explicit formában vehető figyelembe (Drakunov et al. 1990.). 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 [85], melynek számos továbbfejlesztése is megjelent

[86][87]. A közelmúltban az úgynevezett „backstepping” módszert [88] és a legkülönbözőbb lágyszámítási módszereket alkalmazták a csúszófelület tervezésére [89]. 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 [90].

### 3.2.1. A csúszómód szabályozás elméleti alapjai

Tegyük fel, hogy rendszerünket egy  $n$ -ed rendű differenciálegyenlet írja le.

$$x^{(n)}(t) = f(x(t)) + G(x(t), u_b(t)) + z(t) \quad (3.1)$$

$$y(t) = x(t) \quad (3.2)$$

Ahol

$$\frac{d}{dt} x^{(i)} = x^{(i+1)} \quad (i = 0, \dots, n-1)$$

és mivel esetünkben az állapotváltozók a következők: a dugattyú pozíciója, sebessége és gyorsulása,

$$x(t) = (x(t), \dot{x}(t), \dots, x^{(n-1)}(t)) \in R^n$$

a rendszer állapotvektora,

$$y(t) \in R$$

a rendszer kimenete,

$$f(x(t)) \quad \text{és} \quad G(x(t), u_b(t))$$

nem teljesen ismert, folytonos függvények.

A (2.20) és (3.1) összevetésekor láthatjuk, hogy a pneumatikus rendszerünk egy harmadrendű differenciálegyenlettel írhatjuk le. Ha (2.20)-ba behelyettesítjük (2.21)-et és (2.24)-et,

$f(x(t))$  és  $G(x(t), u_b(t))$  korlátos függvények értéke kifejezhető:

$$f(x(t)) = -\frac{d}{M} \ddot{x} - \left( \frac{A_a}{M \cdot (A_a \cdot x + V_{a0})} p_a \cdot A_a + \frac{A_b}{M \cdot (A_b \cdot (L-x) + V_{b0})} p_b \cdot A_b + \frac{k}{M} \right) \dot{x}$$

$$G(x(t), u_b(t)) = \frac{A_a}{M \cdot (A_a \cdot x + V_{a0})} R \cdot T \cdot \mu_{fa} \cdot p_{be} \cdot A_{fa}(u_b) \cdot \sqrt{\frac{2}{R \cdot T_{be}}} \cdot \Psi +$$

$$+ \frac{A_b}{M \cdot (A_b \cdot (L-x) + V_{b0})} R \cdot T \cdot \mu_{fb} \cdot p_{ki} \cdot A_{fb}(u_b) \cdot \sqrt{\frac{\chi}{R \cdot T_{ki}}} \cdot \Psi'$$

A függvények értéke korlátos, hiszen a bennük szereplő geometriai méretek és fizikai jellemzők véges értékűek. Jelölje  $u_b(t)$  a bemenőjelet, mely jel az  $y(t)$  kimenőjelet arra kényszeríti, hogy kövesse az  $y_d(t)$  referencia jelet. A követési hibát jelöljük

$$e(t) = y_d(t) - y(t) \quad \text{vel,} \quad (3.3)$$

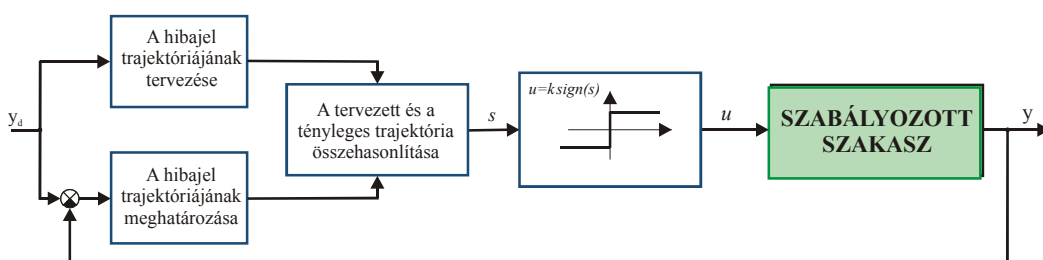
idő szerinti  $i$ -edik deriváltját pedig



$$e^{(i)}(t) = y_d^{(i)}(t) - y^{(i)}(t) \text{ - vel.}$$

$z(t)$  a zavar időfüggvényét jelöli. A zavarról feltételezzük, hogy korlátos. A korlátok a rendszer fizikai határaiból következnek. Ha  $y_d(t)$  értéke konstans, pozicionálásról beszélünk. A hozzáférhető irodalomban általában az egységugrás alapjel hatását vizsgálják. Az  $y_d(t)$  alapjelről azt feltételezzük, hogy legalább  $n$ -szer differenciálható az idő szerint. Ebből következően az  $e$  hibajel is legalább  $n$ -szer differenciálható.

A fentiek alapján a hibajel és deriváltjai az  $n-1$ -edik deriválttal bezárólag biztosan folytonosak, vagyis a hibajel trajektóriája minden esetben folytonos görbével írható le az  $n$  dimenziós fázistérben. Tehát a szabályozókörnek is ehhez kell alkalmazkodnia. Legyen az alapjel egységugrás, ami a  $t > 0$  tartományban tetszőleges számszor differenciálható. Az alapjelugrás hatására fellépő hiba megszüntetéséhez tervezzünk a hibajel  $n$  dimenziós fázistérében egy olyan – az origóban végződő – folytonos trajektóriát, amelyik elvileg pontosan követhető. Ez természetesen azt feltételezi, hogy a trajektória tervezése során figyelembe vesszük a rendszer és a beavatkozójel fizikai korlátait. Esetükben a szükséges háromdimenziós fázistér helyett a megvalósítás gyakorlati nehézségei miatt kétdimenziós fázistérrel választottam. Ez nemmodellezett dinamikát jelent és csattogást eredményez. A gyakorlati megvalósításnál figyelembe kell vennünk még azt is, hogy az alkalmazott szervoszelep középhelyzetben zárt. Ebből adódóan a csattogás nem csak káros lehet, hanem hasznos is, 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 (ld. 3.10. ábra). A rendszert akkor gyorsítjuk, ha állapota lemaradt a tervezett trajektóriától és akkor lassítjuk, ha megelőzi azt. Magától adódik, hogy a csúszómód alapjel-, illetve modell követő szabályozásokra is kiterjeszhető [91], ha az alapjelet, illetve a modellt is a rendszer korlátaira való tekintettel tervezzük meg.



3.10. ábra Csúszómód szabályozás egyszerűsített hatásvázlata

A következő kérdés az, hogy miként tervezzük meg a hibajel trajektóriáját és hogyan, határozzuk meg a rendszer tényleges állapotának távolságát a tervezett trajektóriától, vagyis azt, hogy mikor kell gyorsítani, illetve lassítani a rendszert. A klasszikus csúszómód szabályozásnál [92] a hibajel és deriváltjainak lineáris kombinációjával definiálunk 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 nevezzük.

A skalár változó:

$$s = \sum_{i=0}^{n-1} \lambda_i e^{(i)} \quad (3.4)$$

Természetesen  $s$  csak akkor lehet skalár, ha  $\lambda_i$  együtthatók megfelelő dimenzióval rendelkeznek.

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

$$s = 0 \quad (3.5)$$

Ebből következőleg a csúszómód csak akkor lehet stabilis, ha a (3.4) egyenletben az összes  $\lambda_i$  együttható pozitív.

Könnyű belátni, ha  $\lambda_0=1$ , akkor az  $n=2$  esetben a klasszikus módszer szerint definiált skalár változó kifejezésében szereplő  $\lambda_1$  egy általunk választott időállandó jellegű szabályozási paraméter:

$$s = e + \lambda_1 \dot{e} \quad (3.6)$$

Ha a (3.5) egyenlet teljesül, akkor a hibajel trajektóriáját a következő differenciálegyenlet írja le:

$$\dot{e} = -\lambda_1 e \quad (3.7)$$

A (3.7) egyenlet a fázissíkon egy  $-1/\lambda_1$  meredekségű, egyenest határoz meg (ld. 3.5. ábra). Ezért szokás csúszóegyenesről beszélni. A 3.5. ábrán egy képzeletbeli trajektóriát is berajzoltunk. A  $t=0$  időpontban a kezdetiértékek:

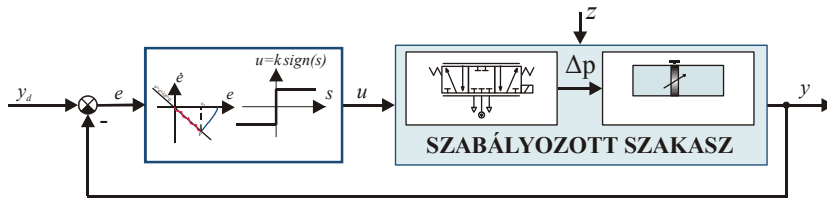
$$e = e_0 \quad (3.8)$$

$$\dot{e} = 0 \quad (3.9)$$

A trajektória a  $P$  pontban éri el a csúszómódot, és ettől a ponttól érvényes a (3.7) egyenlet, amelynek megoldása egy negatív kitevőjű exponenciális függvény

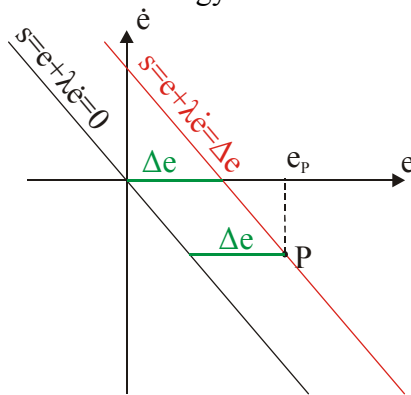
$$e = e_p \cdot \exp\left[-\frac{t-t_p}{\lambda_1}\right], \quad (3.10)$$

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 (3.10) egyenletben láthatóan nem szerepelnek a szabályozott szakasz paraméterei. Tehát a hibajel a rendszer paramétereitől (pl. terheléstől) függetlenül, az általunk megválasztott  $\lambda_1$  időállandóval szűnik meg.



3.11. ábra SMC pozíciószabályozás

helyettesítjük, akkor az  $s=0$  egyenessel párhuzamos egyenes egyenletét kapjuk. A (3.6) egyenlettel definiált  $s$  skálár változó 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  $s$  skálár változó nagysága a trajektóriának a csúszóegyenestől mért távolságának mértéke.



3.12. ábra Az  $s$  változó értelmezése

Visszatérve az általános esethez. A csúszómód stabilitását Ljapunov második módszerével vizsgálva [77] az állapotváltozókat a csúszófelületre transzformáljuk és az  $s$  skálár változó négyzetének felét választjuk Ljapunov függvénynek

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

$$\text{ha } s \neq 0 \quad (3.11)$$

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, a következő:

$$\dot{V}(e \dots e^{(n)}) = s \cdot \dot{s} < 0 \quad \text{ha } s \neq 0. \quad (3.12)$$

A csúszómódban történő szabályozáskor az a feladat, hogy a beavatkozójelet mindig úgy kapcsoljuk, hogy a (3.12) feltétel minden időpillanatban teljesüljön. A szabályozott szakaszcól és a zavarásról csak annyi információval kell rendelkezni, hogy adott beavatkozójel mellett a (3.12) feltétel megléte egyértelműen eldönthető legyen.

A (3.12) 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 (3.12) egyenlőtlenségnél szigorúbb feltétel alapján választjuk meg a beavatkozójelet

$$s \cdot \dot{s} < -\eta \cdot \text{abs}(s), \quad (3.13)$$

ahol  $\eta$  egy pozitív valós szám.

Általában a negatív visszacsatolás miatt a hibajel fázisterében az origó egy meghatározott környezetén belül az  $u_b$  beavatkozójel és az  $\dot{s}$  előjele ellentétes. Így gyakran elegendő egy olyan relés szabályozót alkalmazni, amelyik az  $s$  skalár változó előjelétől függően kapcsolgatja az  $u_b$  beavatkozójelet:

$$u_b = \delta \cdot \text{sign}(s), \quad (3.14)$$

ahol  $\delta$  a szabályozó körerősítése által meghatározott pozitív konstans. Minél nagyobb a  $\delta$  értéke, a fázistér annál nagyobb tartományában elégíti ki a (3.14) szabályozási törvényt a (3.12) feltételt. Természetesen azt feltételezzük, hogy a zavarójel abszolút értéke kisebb a  $G$  értékénél.

$$G > \max_{t>0} |z(t)| \quad (3.15)$$

A csúszómód szabályozókban gyakran előrecsatoló ágakat is megvalósítanak. Ezek az ágak elsősorban a csúszómód elérését segítik. Ha az a célunk, hogy a (3.1) és (3.2) differenciálegyenlettel definiált rendszerre vonatkozóan – korlátos zavarást feltételezve – a teljes fázistérben érvényben maradjon a (3.12) feltétel, akkor az  $u_b$  beavatkozójel (3.14) alakját ki kell egészíteni az  $e$  és deriváltjainak szakaszosan folytonos függvényével.

$$u_b = \sum_{i=0}^{n-1} \Psi_i \cdot e^{(i)} + \delta \cdot \text{sign}(s) \quad (3.16)$$

A fentiek szerint,  $\Psi$  illetve  $\delta$  helyes megválasztásával elérhető az, hogy a (3.1) alakú differenciálegyenlettel leírható folyamatokra a (3.15) alakú szabályozási törvény mellett a hibajel teljes fázistérben a (3.11) feltétel teljesüljön.

A szabályozási törvény egy másik szokásos alakjához a következő gondolatmenettel jutunk. Ha létezik a csúszómód, akkor a nemfolytonos beavatkozójel középértékét képezve létezik egy olyan folytonos  $u_{eq}$  ekvivalens beavatkozójel, amely elvileg egy  $u_b = u_{eq}$  nyílthurkú vezérléssel a csúszófelület mentén vezeti végig a rendszer állapotát abban az esetben, ha nincsen zavarás [80]. A tervezett  $s=0$  hiper felületet a trajektória akkor nem tudja elhagyni, ha a skalár változó idő szerinti első deriváltja nulla.

$$\dot{s} = \begin{bmatrix} \frac{\partial s}{\partial e} & \frac{\partial s}{\partial e^{(1)}} & \cdots & \frac{\partial s}{\partial e^{(n-1)}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} e^{(1)} \\ e^{(2)} \\ \vdots \\ e^{(n)} \end{bmatrix} = 0 \quad (3.17)$$

Az  $u_{eq}$  ekvivalens beavatkozójelet a (3.17) egyenletből számítjuk ki. A (3.17) 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

$$u_b = u_{eq} + \delta \cdot \text{sign}(s) \quad (3.18)$$

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 [80].

$$u_b = \kappa \cdot u_{eq} \cdot \text{sign}(s) \quad (3.19)$$

ahol  $\kappa > 1$  konstans. Ebből az is látszik, hogy a (3.14) szabályozási törvény mellett akkor tartható fenn a csúszómód, ha a

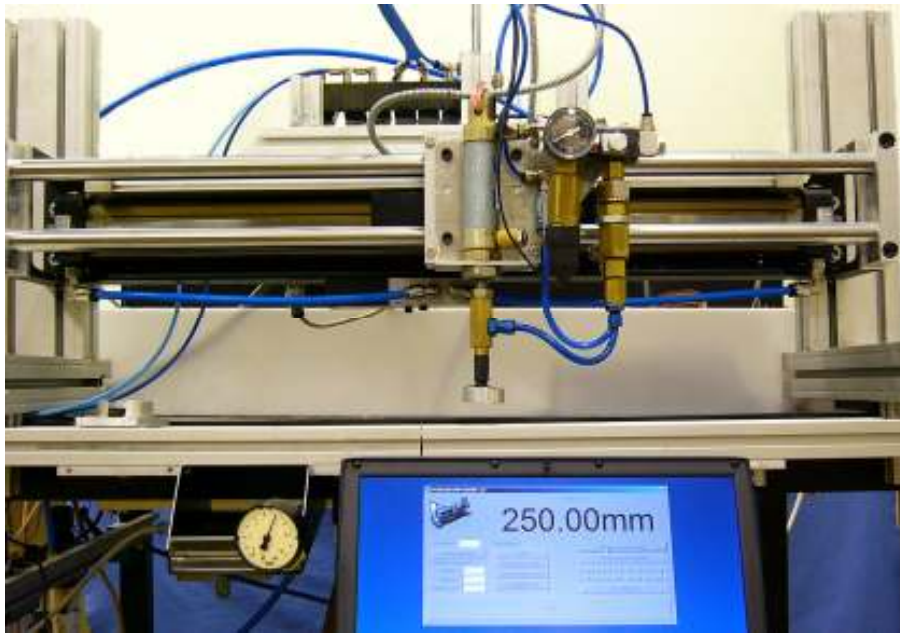
$$\delta > \max_{t>0} |u_{eq}| \quad (3.20)$$

feltétel teljesül. A fenti gondolatmenetnél abból indultunk ki, hogy a végtelenül nagy frekvenciájú beavatkozójelet a középértékével helyettesítettük. De 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 3.5. ábrán látható, hogy az alapjelugrást követően a hibajel állapota távol kerül a csúszóegyenesestől, 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 csúszóegyenesest, 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 [93,95] (ld. 5.14. ábra). A szabályozást általánosítva [94], a hibajel pályáját egy olyan görbével írjuk elő, amelyik a korlátokat figyelembe veszi, folytonos és szakaszonként egy-egy skalár változóval jellemezhető.

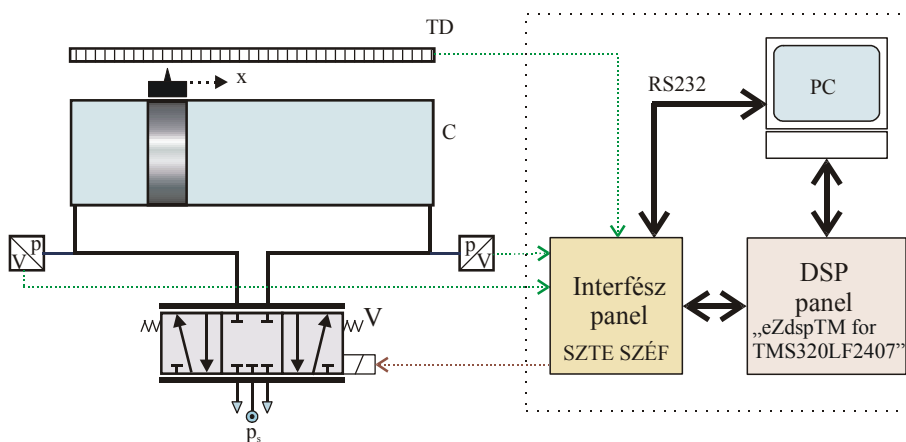
## 4. A KÍSÉRLETI BERENDEZÉS FELÉPÍTÉSE

Munkám célja egy olyan laboratóriumi kísérleti berendezés megvalósítása, 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;
- a pneumatikus pozicionálás vizsgálata mellett a berendezés legyen alkalmas hallgatói mérési gyakorlatok végzésére is.

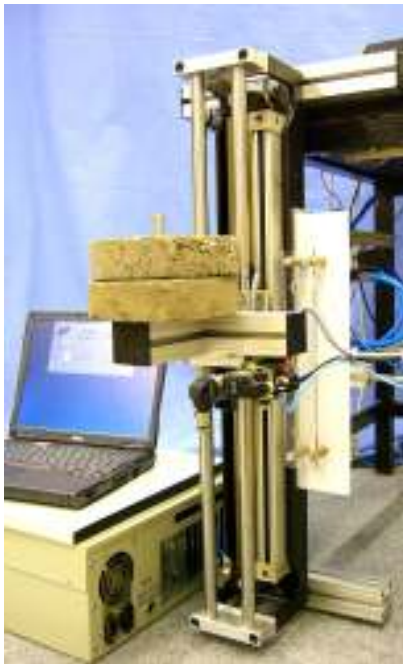


4.1. ábra Kísérleti berendezés

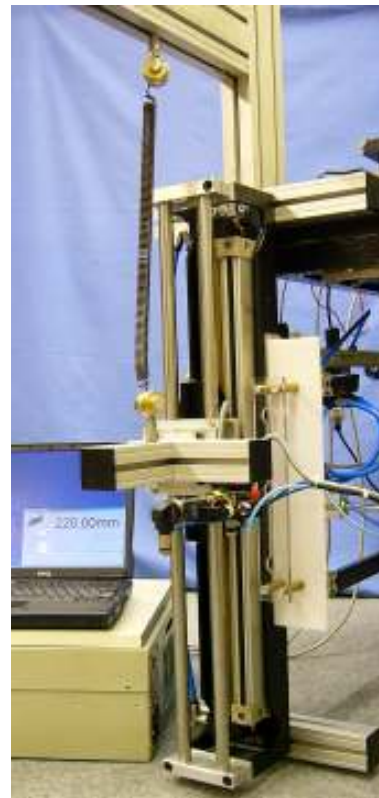


4.2. ábra A pozicionáló berendezés vázlata

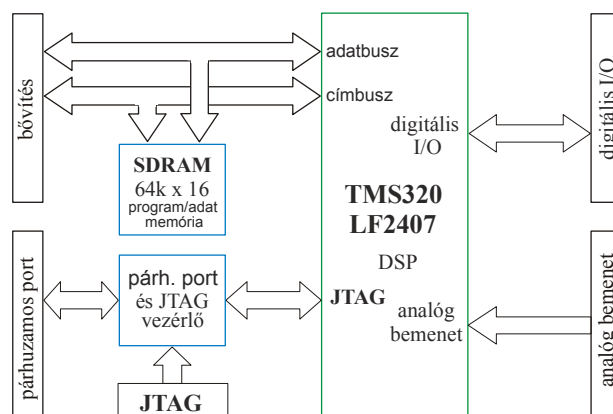
A 4.1. és 4.2. ábrán látható kísérleti berendezés (további részleteket találhatunk a [96]-ban) fő része, egy MECMAN 170 (Rexroth RMC-BV) típusú 32 mm átmérőjű, 500 mm löketű siklóhenger, melyet egy FESTO MPYE-5-1/8 HF-010B típusú arányos szeleppel vezérelünk. A dugattyú pozícióját egy LINIMIK MSA 320 típusú inkrementális útdóval mérjük. A sebességet és a gyorsulást számítjuk. A kamrák nyomásának mérése Motorola MPX5999D nyomásérzékelőkkel történik. A kísérleti berendezés összeállítási rajza a mellékletekben, az M-1. ábrán látható.



4.3. ábra Függőleges pozícionálás súlyterheléssel



4.4. ábra Függőleges pozícionálás rugóterheléssel



4.5. ábra „eZdspTM for TMS320LF2407” DSP kártyája felépítése

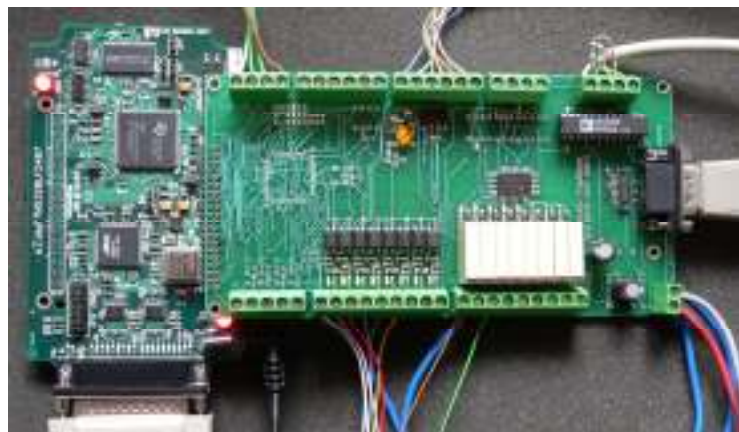
A berendezés alkalmas függőleges orientációjú munkahengerrel, tömeg- és rugóterheléssel végzett kísérletekre is.

A pneumatikus rendszerek nemlinearitása által okozott szabályozási nehézségek miatt egy DSP bázisú csúszó-mód szabályozót terveztem [96]. Kísérleteimhez a Spectrum Digital „eZdspTM for TMS320LF2407” DSP kártyáját használtam (4.5. 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 board közvetlen kapcsolatot tart a PC-vel a programozás és a program monitorozása céljából.

A szabályozó programot „C” nyelven készítettem a Spectrum Digital Code Composer segítségével. A program részletes ismertetésétől eltekintek, mert az újdonságrontó hatásával akadályozná a szabadalmi eljárást. A szabályozási cél az, hogy a munkahenger dugattyúját egy kezdeti pozícióból egy adott cél pozícióba mozgassuk. A csúszómód szabályozás alkalmazásával a pozícionálás 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 kártyát terveztem (4.6. ábra és 4.7. ábra). A DSP analóg bemeneti és digitális ki- és bemeneti interfésszel rendelkezik. A kísérletünk során az arányos szelep működtetéséhez szükség volt még analóg kimeneti jelre is, ezt AD420 típusú D/A konverterrel állítottam elő. A kísérleti berendezés későbbi bővítéséhez az illesztő panelre 2 db analóg kimenetet terveztem. A digitális kimeneti jelszint illesztését relével, a bemenet optikai csatolóval oldottam meg. 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 kommunikációt alkalmaztam. A DSP és a számítógép közötti RS-232-es kommunikációt egy ICL3232IBN integrált áramkörrel valósítottam meg. Az illesztő kártya kapcsolási rajza és NYÁK-terve az M-2 számú mellékletben található.

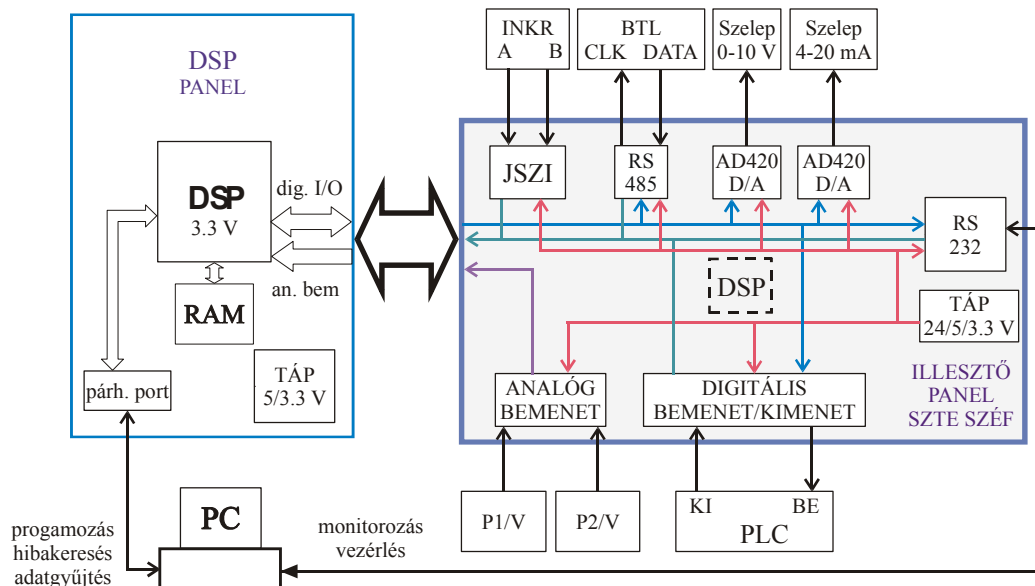
A pozíciószabályozásánál nagy hangsúlyt kap a pozíció pontos mérése és gyors beolvasása. Kísérleteim során a pozíció érzékelésre egy 0.01 mm-es pontosságú (LINIMIK MSA 320 típusú) inkrementális úvadót, a pontosabb 0.001 mm-es mérésekhez, pedig Balluff BTL5-S101 abszolút úvadót használtam. Az inkrementális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



4.6. ábra A DSP és az illesztő panel kapcsolata



A választott Balluff távadóval RS-485 vagy RS-422 soros vonalon kommunikálhatunk. A DSP digitális kimenete, bemenete és az RS-485 soros vonal közötti illesztést egy MAX488 típusú IC-vel oldottam meg. 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 útdótól jövő adatot fogadja. A feladat megoldása során a DSP saját fejlesztő rendszerét a Code Composer-t alkalmaztam.



4.7. ábra A DSP és az illesztő panel kapcsolata

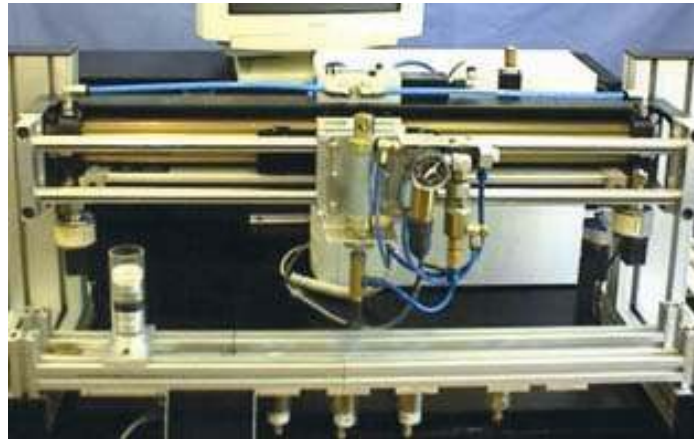
A 4.6. és 4.7. ábrákon, valamint az M.2 mellékletben az M.8. és M.9. ábrán látható, hogy az illesztő panel NYÁK-ját úgy terveztem, hogy egy DSP beültetése után önálló pozicionáló egységként is használható legyen.

Kísérleteim során az illesztő áramkör soros portját a DSP és a PC közötti kommunikáció megvalósítására, a pozíció vizuális monitorozására használtam. Ennek segítségével egy kezelő felületet készítettem (4.8. ábra).

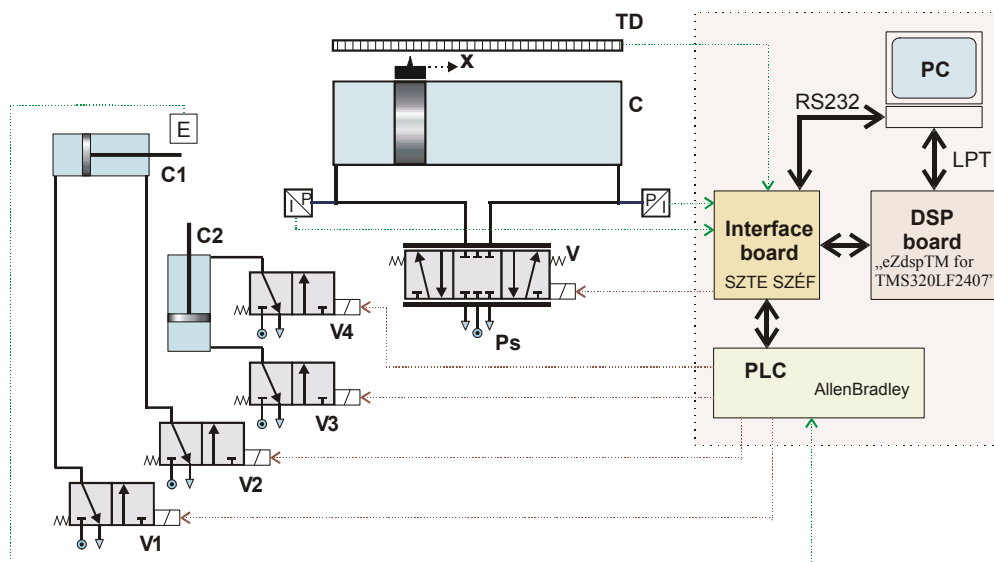


4.8. ábra Kezelőfelület

A kísérletek során a nyomás értéke 5 bar, a mintavételezési idő pedig 2 ms volt. A kísérleti eredmények valós idejű gyűjtésére egy adatgyűjtő programot készítettem, mely a párhuzamos



4.9. ábra A manipulátor



4.10. ábra A manipulátor felépítése

porton keresztül a DSP-ből a PC-be juttatja a mért értékeket. A szabályozó program a DSP programmemóriájában helyezkedik el, így a szabályozás a PC-től függetlenül működik. Mivel a DSP nagy működési sebességgel rendelkezik a mintavételezési frekvencia és a pontosság növelhető. Bonyolultabb feladatoknál a pozíció szabályozás és a gép vezérlése különválasztható. A DSP csak a pozícionálást végzi, a vezérlési feladatokat egy PLC-re bizzuk. A PLC elküldi a DSP-nek a kívánt pozíciót, a DSP elvégzi a pozíciószabályozást, majd jelzi a PLC-nek, hogy pozícióban van. Az ipari gyakorlatban egyre nagyobb szükség van az úgynevezett pick-and-place robot manipulátorokra. Alkalmazási példaként egy válogatást végző manipulátor működtetését készítettem el. (4.9. ábra, 4.10. ábra).



4.11. ábra Tesz berendezés

A csúszómód szabályozás robusztusságát olyan módon is megvizsgáltam, hogy a kísérletek során használt MECMAN 170 típusú  $D=32$  mm,  $l=500$  mm méretű siklöhenger helyett egy, az 4.11. ábrán látható teszt berendezésen végeztem pozícionálást, MECMAN 166 típusú  $D=50$  mm,  $d=20$  mm,  $l=950$  mm méretű aszimmetrikus munkahengerrel, változatlan szabályozási paraméterekkel.

## 5. KÍSÉRLETI EREDMÉNYEK

### 5.1. A kísérletek megtervezése

A kísérletek megtervezésénél a következő szempontokat kellett szem előtt tartani:

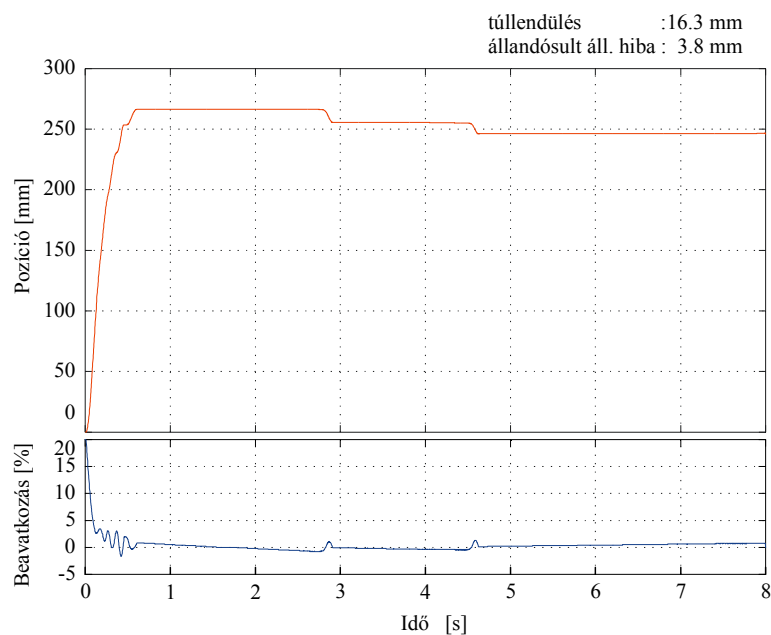
- a kísérleteket számítógépes szimulációval és fizikai modellen végzett mérésekkel terveztem;
- csak a tanszéken rendelkezésemre álló eszközök és szoftverek használata tervezhető;
- a szimulációs- és a fizikai modell továbbfejlesztését az első mérések tapasztalatai alapján végeztem.

Ezen munka elsődleges célja az, hogy a pozicionálási hibát az irodalomban fellelt legjobb, 0.01 mm-es érték alá szorítsam. Fontos szempont még a túllendülés mértékének 0.1 mm alá csökkentése, a lengések mérséklése illetve kiküszöbölése. Ezen paramétereket különböző dugattyú helyzetekben és henger orientációnál, súly- és rugóterheléssel is vizsgálom. A javasolt szabályozási módszerek robusztusságát más típusú és eltérő méretű munkahengerekkel is tesztelem. Izgalmas kérdés még az, hogy mekkora az a legkisebb lépés (elmozdulás) amit pneumatikus munkahengerrel még biztonságosan megvalósíthatunk.

A tervezett szabályozástechnikai megoldások:

- lineáris PID szabályozás;
- nemlineáris PID szabályozás;
- adaptív szabályozás;
- intelligens rendszerek (fuzzy rendszerek, neurális hálózatok, genetikus algoritmusok)
- csúszómód szabályozás.

### 5.2. Mérési eredmények

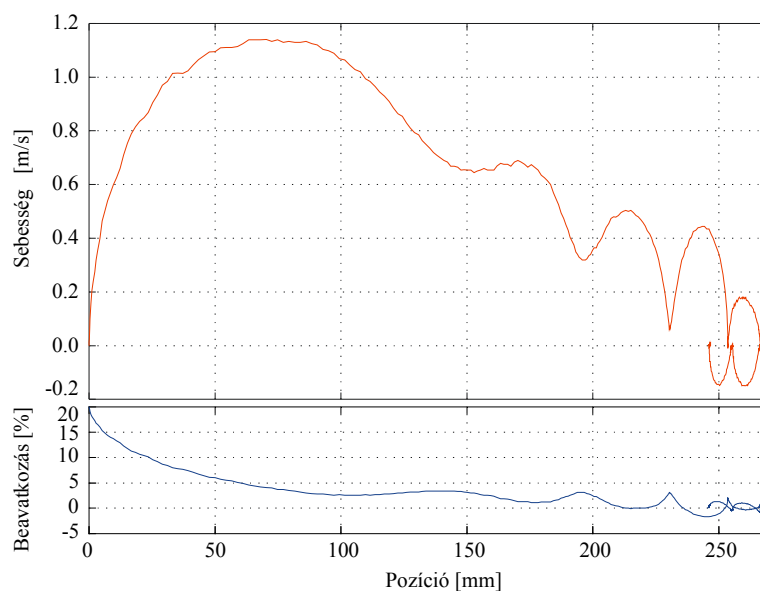


5.1./a ábra Pozicionálás PID szabályozóval

A különböző szabályozástechnikai módszerek közül legalkalmasabbnak minden szempontból a csúszómód szabályozás bizonyult. Ezért a kísérletek további részében ennek továbbfejlesztésére, új módszerek kidolgozására helyeztem a hangsúlyt.

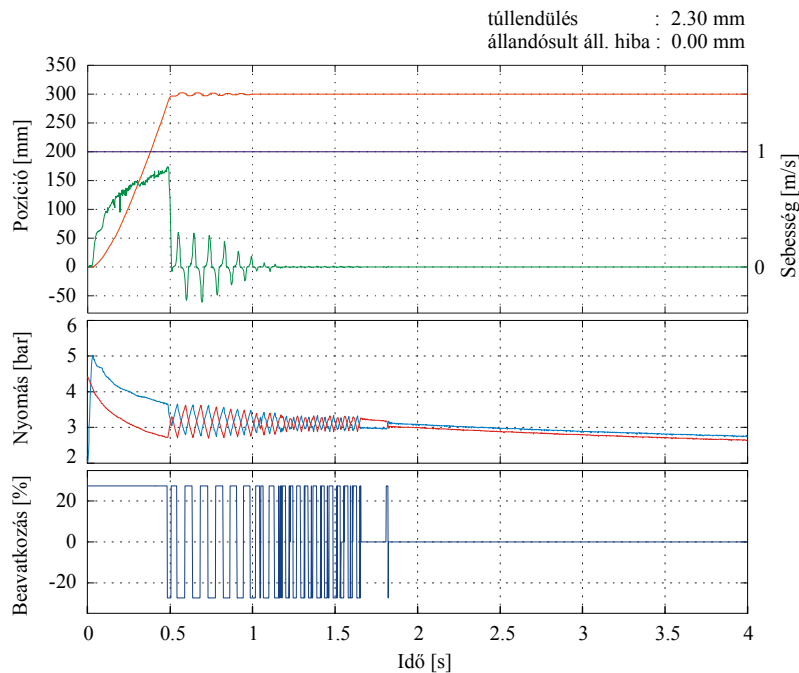
A kutatási munka kezdetén még egy fontos döntés meghozatalára került sor: A kísérleti berendezés használata olyan egyszerűnek és rugalmasnak bizonyult, hogy a továbbiakban a fizikai modellen végzett méréseket helyeztem előtérbe, szemben a számítógépes szimulációval.

A csúszómód szabályozási módszer vizsgálata és továbbfejlesztése során gazdag és az előzetes várakozásunkat messze felülmúló eredmények születtek, ezért terjedelmi okokból referenciaként csak a PID szabályozással végzett pozicionálást mutatom be (5.1./a, 5.1./b ábra). A többi módszerrel végzett kísérletek eredményeinek közlésétől eltekintek.



5.1./b ábra Pozicionálás PID szabályozóval (trajektória)

### 5.2.1. Egyszerű relé-típusú csúszómód szabályozó alkalmazása

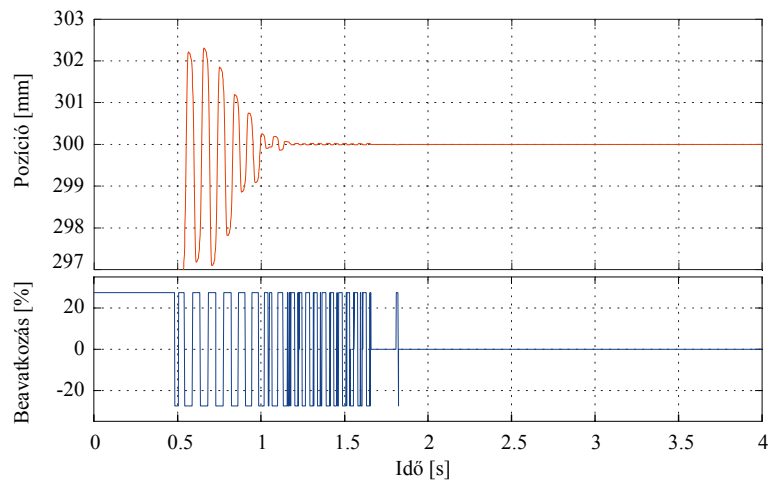


5.2./a ábra Relé-típusú szabályozás időfüggvénye

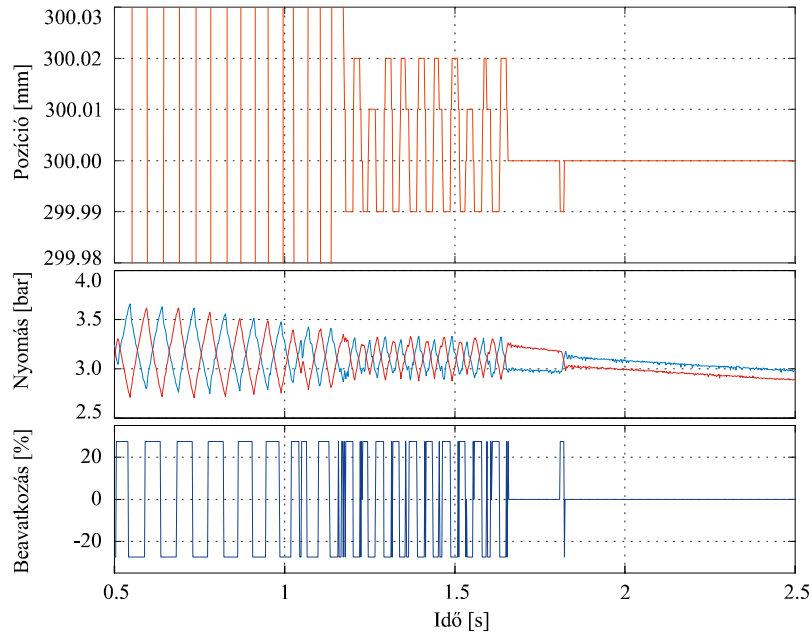
A 3. fejezetben ismertetett egyszerű relé-típusú szabályozó alkalmazásával kezdtem a csúszómód szabályozás vizsgálatát (5.2./a – 5.2./e ábra).

$$u_b = u_{max} \cdot \text{sign}(s)$$

Az 5.2./a ábrán a dugattyú pozíciójának, sebességének, a hengerterek nyomásának és a beavatkozó jelnek az időfüggvényeit láthatjuk. Az 5.2./b és 5.2./c ábrák az időfüggvények kinagyított képét ábrázolják. A 5.2./d ábrán a dugattyú sebesség - pozíció trajektóriáját, valamint a hengerterekben uralkodó nyomást és a beavatkozó jelet láthatjuk a pozíció függvényében.

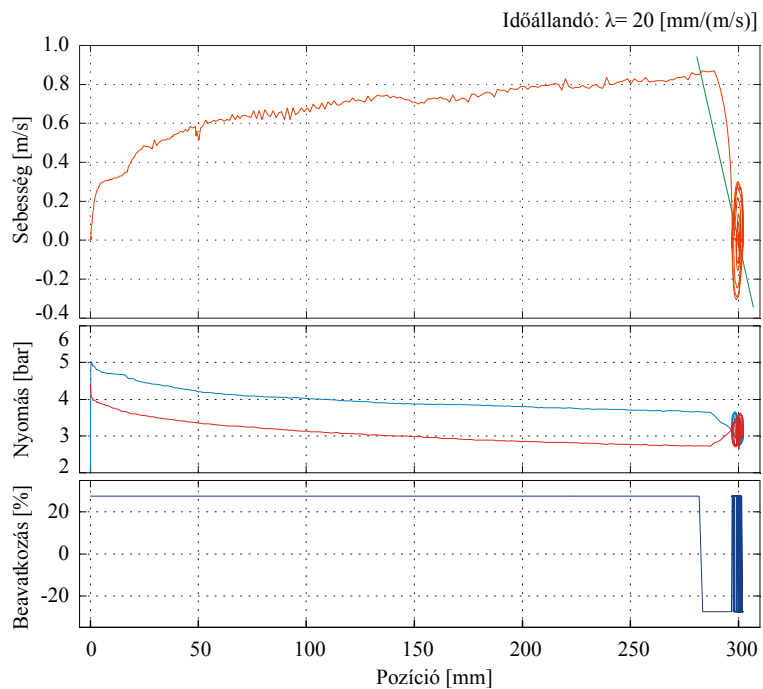


5.2./b ábra Relé-típusú szabályozás időfüggvénye (részlet 1)



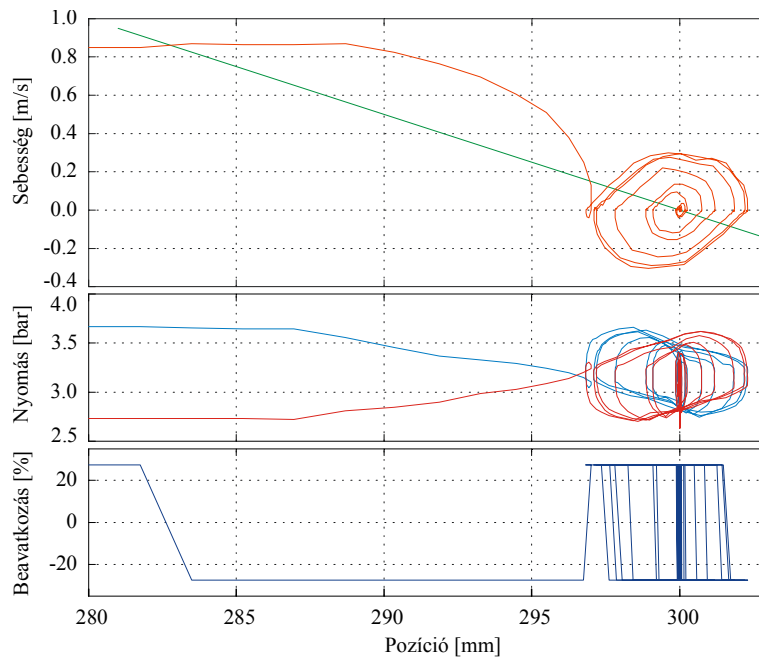
5.2./c ábra Relé-típusú szabályozás időfüggvénye (részlet 2)

Jól látható, hogy a rendszer tulajdonságából adódóan (tároló, nemlinearitás, stb.) a túllendülés nagyobb mint 2 mm és csak lengések után érjük el a kívánt pozíciót. Az állandósult állapotbeli hiba kisebb, mint 0.01 mm, azaz a 0.01 mm-es felbontású inkrementális útdóval már nem mérhető.



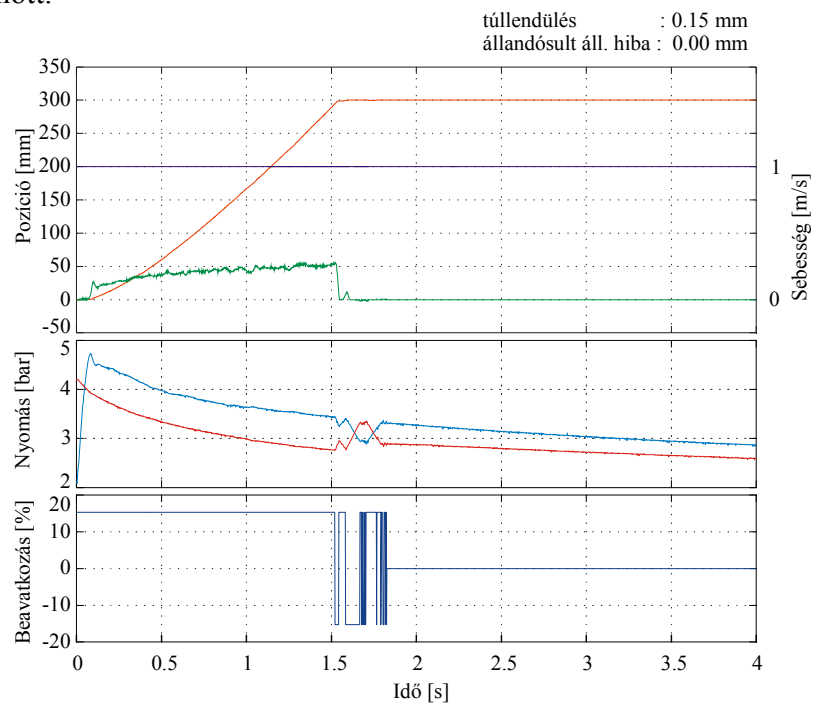
5.2./d ábra Relé-típusú szabályozás trajektóriája

Az 5.2./e ábra az 5.2./d ábra kinagyított részletét mutatja.



5.2./e ábra Relé-típusú szabályozás trajektóriája (részlet)

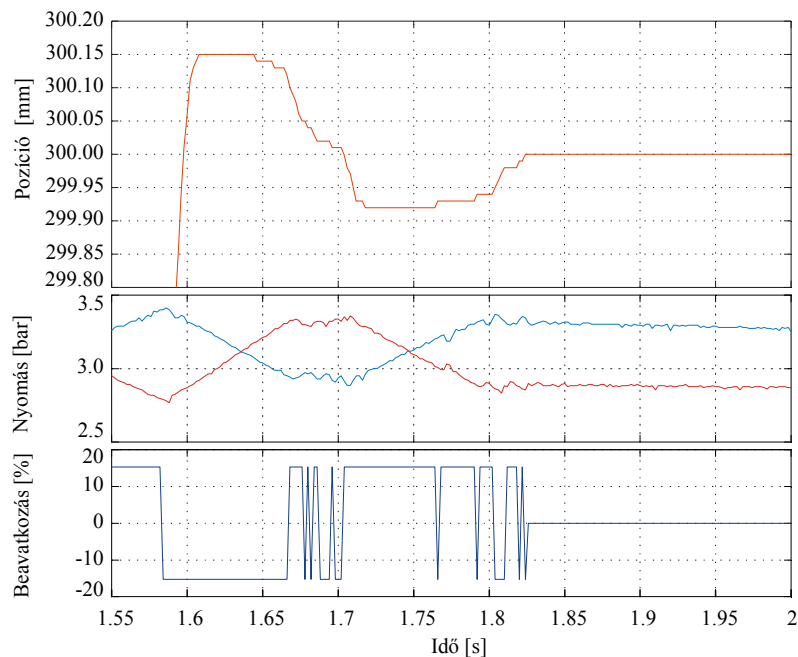
A lengések csökkentésére kézenfekvő megoldásnak tűnik a beavatkozó jel csökkentése (5.3./a - 5.3./d ábra). Ha  $\pm 25\%$ -ról  $\pm 15\%$ -ra csökkentjük a beavatkozó jelet a lengések megszűnnek és 0.15 mm túllendülés után 0.01 mm-nél kisebb (az útdónkkal már nem mérhető) állandósult hibával áll be a rendszer a kívánt pozícióba. A lengések megszüntetésének az ára az, hogy a dugattyú sebessége 0.3 m/s-ra csökkent és a beállási idő 1s-ről 1.8 s-ra nőtt.



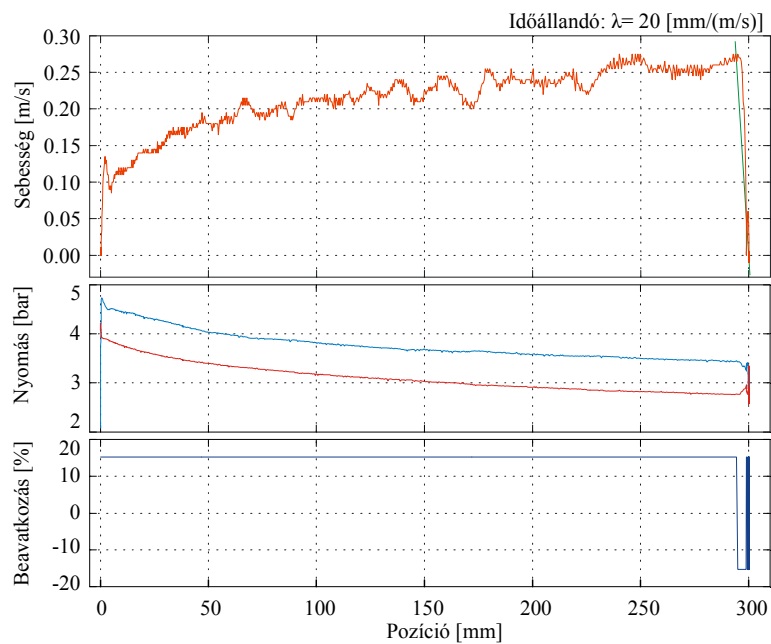
5.3./a ábra Csökkentett beavatkozójelű, relé-típusú szabályozás időfüggvénye



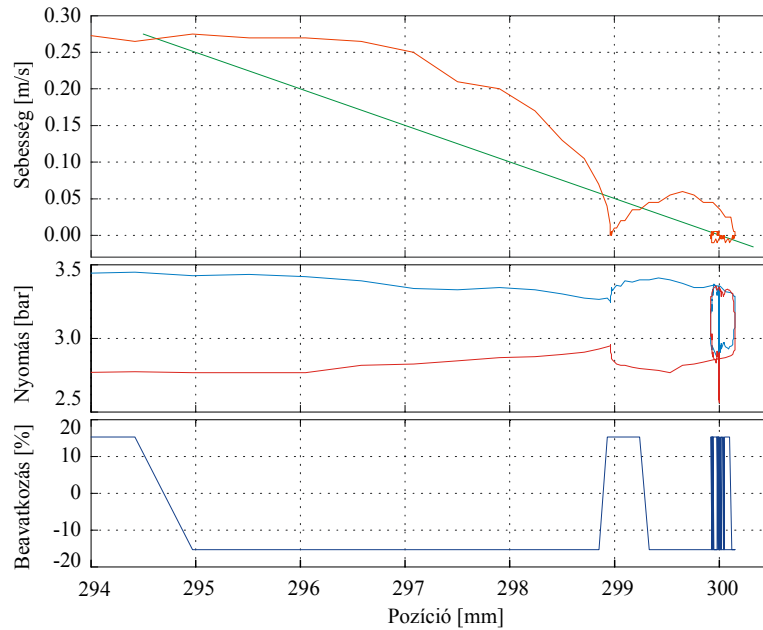
A különböző szabályozások vizsgálatánál a méréseket 0-100, 0-200, 0-300, 0-400 és 0-500 mm-es cél-pozióval is elvégeztem. Továbbá vizsgáltam a 100-200, 200-300, 300-400 és 400-500 mm-es pontok közötti pozicionálást. Az eredmények azt mutatják, hogy a csúszómód szabályozás robusztusságának köszönhetően a pozicionálás pontossága nem függ a lépés nagyságától és a löketmenti helyzetétől. Terjedelmi okokból csak a 0-300 mm-es mérések eredményeit közlöm.



5.3./b ábra Csökkentett beavatkozójelű, relé-típusú szabályozás időfüggvénye (részlet)



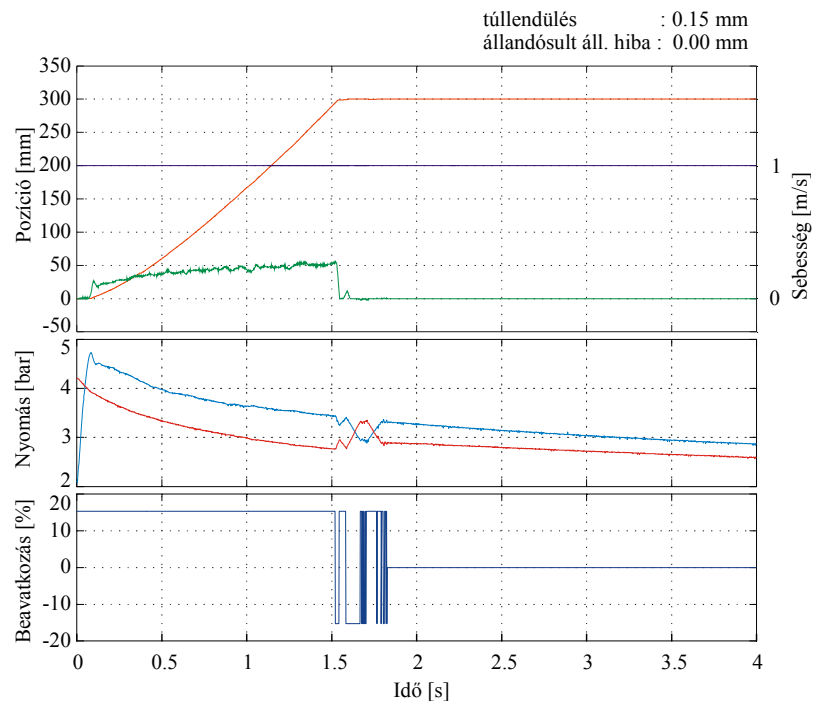
5.3./c ábra Csökkentett beavatkozójelű, relé-típusú szabályozás trajektóriája



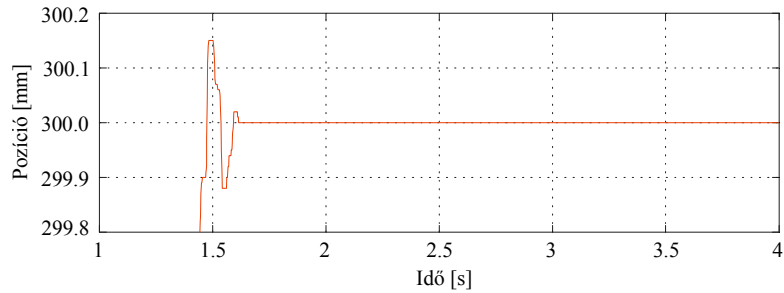
5.3./d ábra Csökkentett beavatkozójelű, relé-típusú szabályozás trajektóriája (részlet)

Hasonló mérési sorozatokat készítettem különböző meredekségű csúszóegyenesekkel. A meredekség változtatása jelentős hatással van a pozicionálás jóságára.

A csúszóegyenes meredekségének csökkentésével is megszüntethetjük a lengéseket és csökkenthetjük a túllendülést (5.4./a ábra). Az 5.4./b ábra azt mutatja, hogy a túllendülés 0.15 mm-re csökkent és az állandósult állapotbeli hiba 0.01 mm alatti érték.

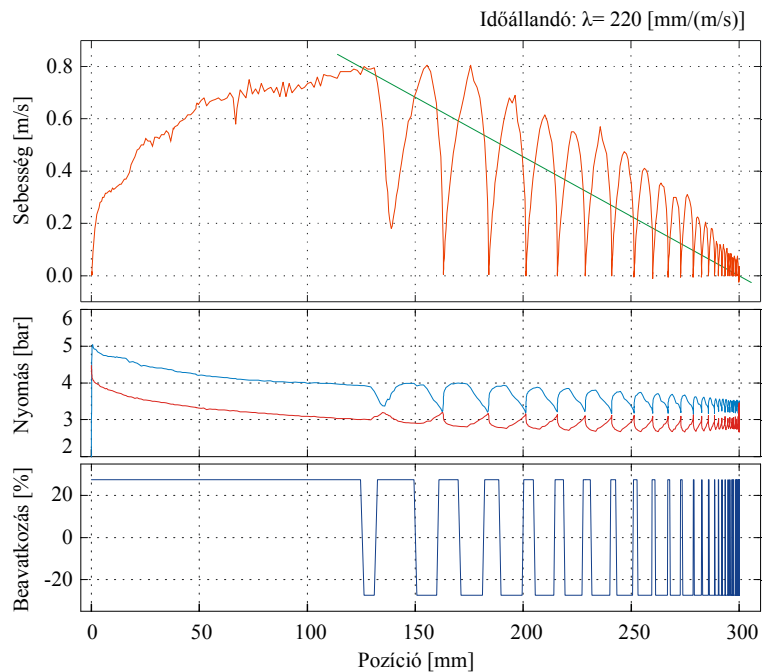


5.4./a Relé-típusú szabályozás kis meredekségű csúszóegyenessel



5.4./b ábra Relé-típusú szabályozás kis meredekségű csúszóegyenessel (részlet)

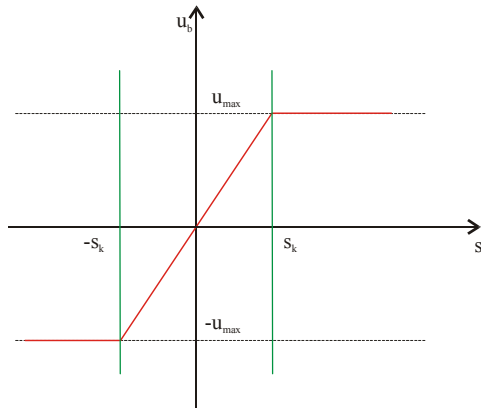
A beállási idő itt is 1.5 s fölé emelkedett. A meredekség csökkentésének egy másik hátránya is jelentkezett. Az 5.4./c ábrán azt láthatjuk, hogy a cél megközelítésekor a sebesség több ízben nullára csökkent,



5.4./c ábra Relé-típusú szabályozás kis meredekségű csúszó egyenessel (trajektória)

Az 5.4./c ábrán az is jól látható, hogy amikor a munkahenger kamrái között a nyomáskülönbség lecsökken a dugattyú megáll.

Az irodalom szerint [80][81] tovább javíthatjuk a pozicionálást és csökkenthetjük a csattogást (chattering), ha a csúszóegyenest mentén határrejteget képezve a beavatkozó jelet arányosan csökkentjük (5.5. ábra).



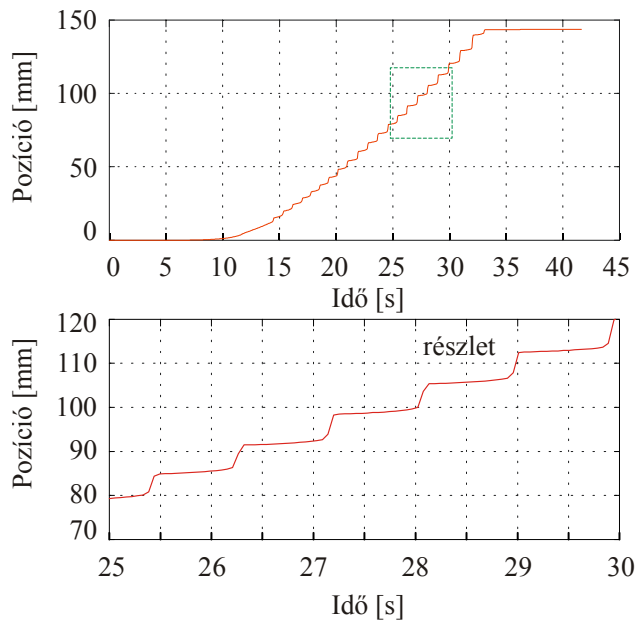
$$u_b = \frac{u_{max}}{s_k} \cdot s \quad \text{ha} \quad -s_k < s < s_k$$

$$u_b = u_{max} \quad \text{ha} \quad s \geq s_k$$

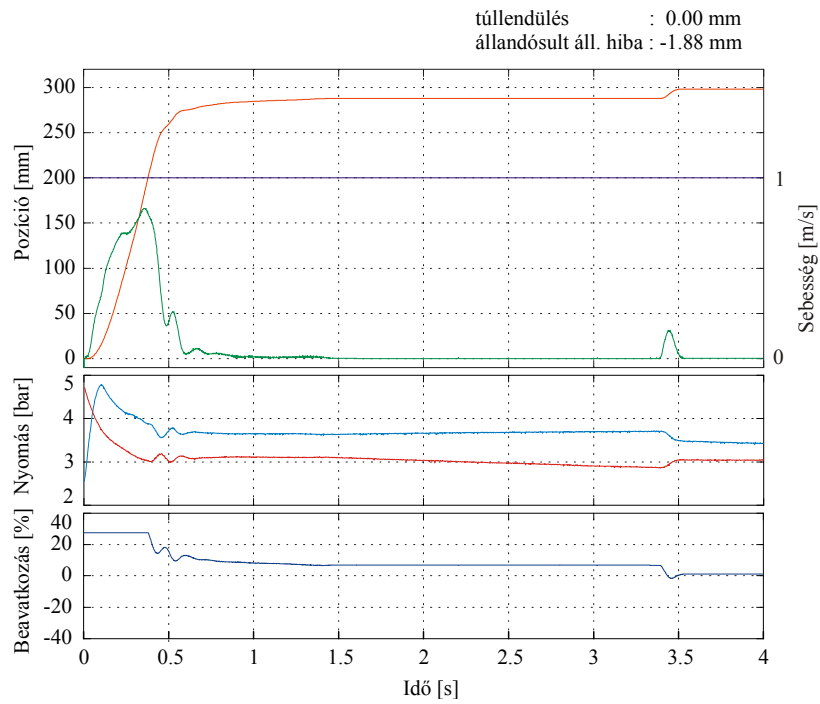
$$u_b = -u_{max} \quad \text{ha} \quad s \leq -s_k$$

5.5. ábra Határréteg alkalmazása

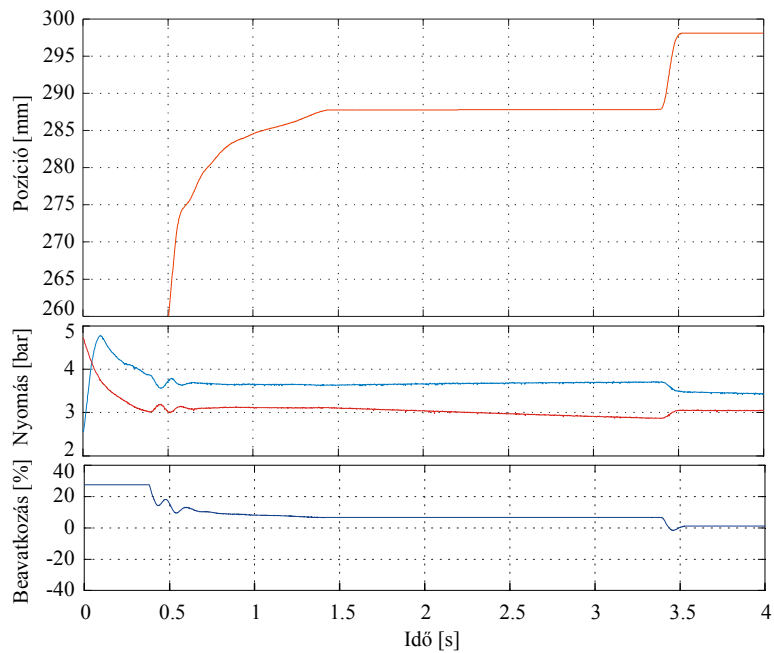
Az így elvégzett pozicionálási kísérletek eredménye az 5.7./a, 5.7./b és 5.7./c ábrákon látható. Megfigyelhető, hogy a csattogás megszűnt ugyan, de a kis dugattyú sebességénél fellépő, csúszás-megakadás (stick-slip) jelensége (5.6. ábra) és a cél-pozíció közelében az arányos szelep holtásvjában lecsökkent beavatkozó jel miatt a pozicionálás pontossága erősen romlott a korábbi eredményekhez képest. Az 5.7./b illetve 5.7./c ábrákon jól látható, hogy a cél közelében a beavatkozó jel annyira lecsökkent, hogy a nyomáskülönbség már nem elegendő ahhoz, hogy megmozdítsa a dugattyút, azaz pneumatikus pozicionálásnál a határréteget módosítás nélkül nem használhatjuk.



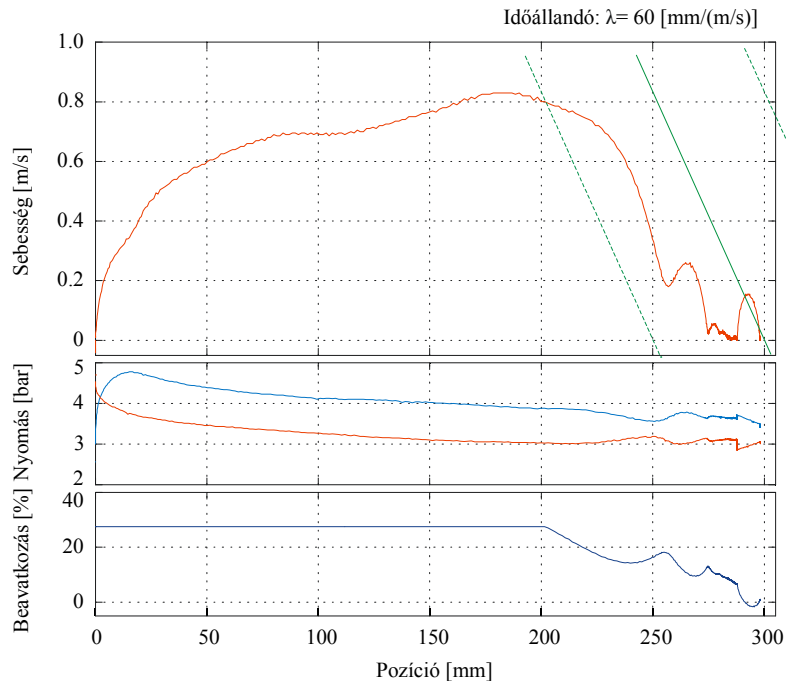
5.6. ábra Csúszás-megakadás (stick-slip) jelensége



5.7./a ábra Határréteg alkalmazása

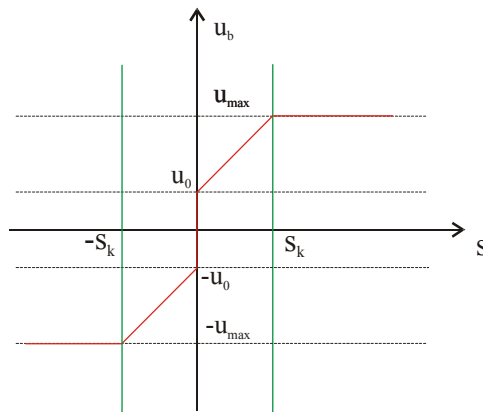


5.7./b ábra Határréteg alkalmazása (részlet)



5.7./c ábra Határréteg alkalmazása (trajektória)

A hátrány kiküszöbölésére a 5.8. ábrán látható küszöbérték bevezetését javaslom, azaz nem engedjük, hogy a beavatkozó jel az  $u_0$  küszöbszint alá csökkenjen. Tovább javíthatjuk a beállást, ha csúszóegyenes mentén még egy határréteget bevezetve a beavatkozó jelet arányosan tovább csökkentjük (5.9. ábra).

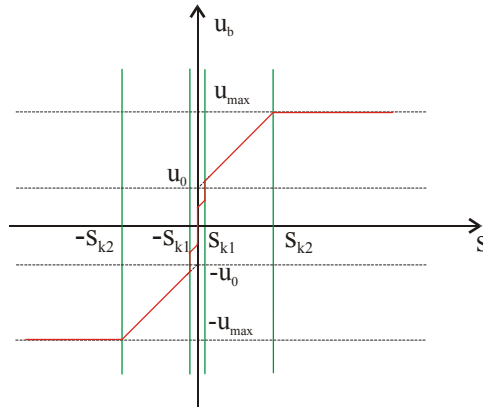


5.8. ábra Határréteg alkalmazása küszöbértékkel

ha  $-s_k < s < s_k$       akkor       $u_b = u_0 \cdot \text{sign}(s) + \frac{u_{max} - u_0}{s_k} \cdot s$

ha  $s \geq s_k$       akkor       $u_b = u_{max}$

ha  $s \leq -s_k$       akkor       $u_b = -u_{max}$



5.9. ábra Két határréteg alkalmazása küszöbértékkel

ha  $-s_{k1} < s < s_{k1}$  akkor  $u_b = \delta \cdot \left( u_0 \cdot \text{sign}(s) + \frac{u_{max} - u_0}{s_{k2}} \cdot s \right)$

ahol  $0 < \delta \leq 1$

ha  $-s_{k2} < s \leq -s_{k1}$  vagy  $s_{k1} \leq s < s_{k2}$  akkor

$$u_b = u_0 \cdot \text{sign}(s) + \frac{u_{max} - u_0}{s_{k2}} \cdot s$$

ha  $s \geq s_{k2}$  akkor  $u_b = u_{max}$

ha  $s \leq -s_{k2}$  akkor  $u_b = -u_{max}$

Hasznos információt ad a gyorsulás ismerete. A gyorsulást megkaphatjuk mérésrel, vagy a pozíció kétszeres deriválásával. A gyakorlatban egyik sem terjedt el. A gyorsulás mérése bonyolítja a berendezést, a deriválással nyert gyorsulás, pedig zajjal terhelt. Egyes szerzők [91, 92] a gyorsulás helyett a nyomáskülönbséget veszik figyelembe. A stabilitás javítására és a pozicionálás pontosságának növelésére új megoldást dolgoztam ki, melynek lényege az, hogy a gyorsulás előjelétől függően módosítjuk a beavatkozás mértékét. Az eljárás elve az 5.10. ábrán látható.

A megoldás lényege az, hogy a csúszóegyenes mentén egy gyorsulás-korrekciós határréteget képezve a beavatkozó jelet a határrétegen belül a gyorsulás előjelének függvényében korrigáljuk. A határrétegen kívül ( $s < -s_a$  vagy  $s_a \leq s$ ) a beavatkozó jelet nem változtatjuk meg.

A gyorsulás-korrekciós határreátegen ( $\pm s_a$ ) kívül a beavatkozó jel a gyorsulás előjelétől függetlenül egyenlő a (3.25) szerinti  $u_b$  értékkel:

Ha  $s \leq -s_a$  vagy  $s_a \leq s$  akkor  $u_{ba} = u_b$

Belépve a határreátegbe a beavatkozó jel értékének meghatározásánál a gyorsulás előjelét is figyelembe vesszük.

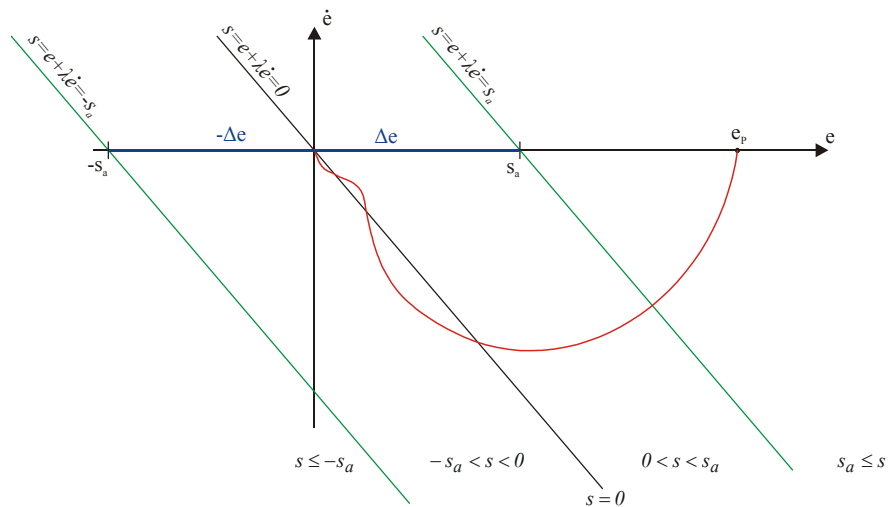
ha  $0 < s < s_a$  és  $\ddot{e} \leq 0$  akkor  $u_{ba} = u_b$

ha  $0 < s < s_a$  és  $\ddot{e} > 0$  akkor  $u_{ba} = 0$

ha  $s = 0$  akkor  $u_{ba} = 0$

ha  $-s_a < s < 0$  és  $\ddot{e} \leq 0$  akkor  $u_{ba} = 0$

ha  $-s_a < s < 0$  és  $\ddot{e} > 0$  akkor  $u_{ba} = u_b$



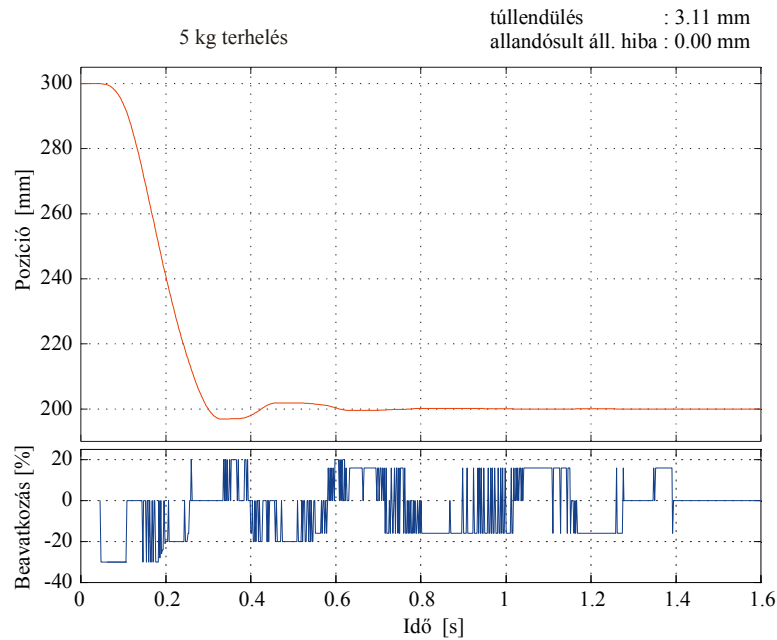
5.10. ábra Csúszómód szabályozás, gyorsulás-korrekcióval

Az így kialakított szabályozóval vízszintes és függőleges orientációjú munkahengerrel, terhelés nélkül illetve súly- és rugóterheléssel végeztem pozicionálási kísérleteket. Az eredményeket a mellékletben az M.19./a – M.21./b ábrákon láthatjuk. A mérési eredmények a szabályozás robusztusságát igazolták.

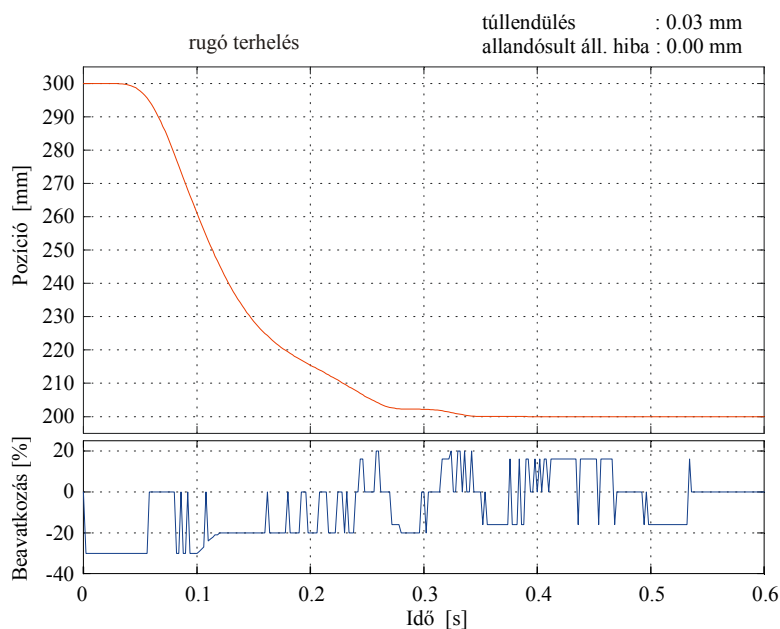


Vizsgáltam a pozicionálást 10 mm-es 1 mm-es és 0.25 mm-es lépésközzel is (melléklet M22.a – M.33. ábra). Azt tapasztaltam, hogy a 0.25 mm-es lépés is stabilan biztosítható.

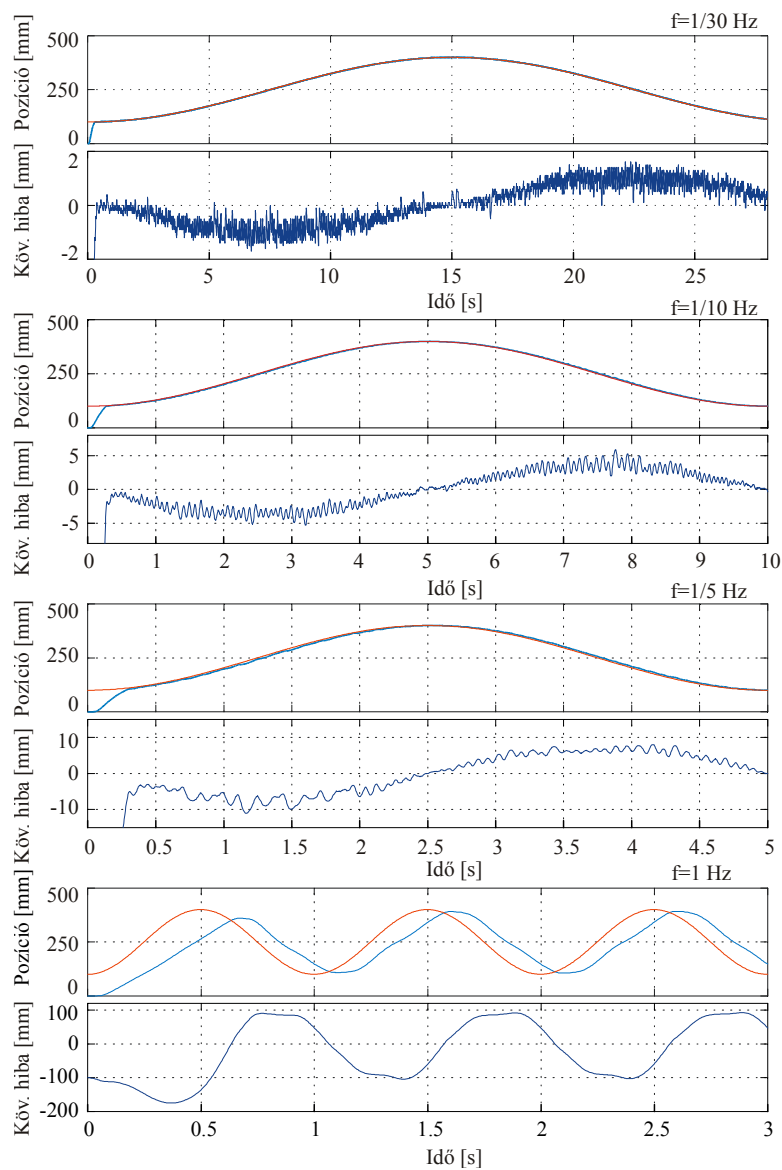
Az 5.11. és 5.12. ábrákon negatív lépésközzel történő pozicionálást láthatunk



5.11. ábra Pozicionálás függőleges orientációjú munkahengerrel negatív lépésközzel



5.12. ábra Pozicionálás függőleges orientációjú munkahengerrel negatív lépésközzel



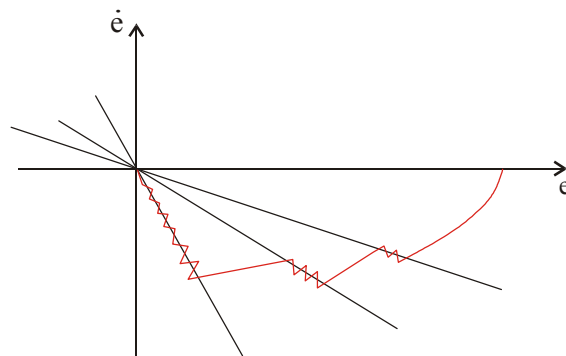
5.13. ábra Szinuszos követőszabályozás

A pneumatikus aktuátor követési tulajdonságait vizsgálva (5.13. ábra) azt tapasztaltam, hogy a követés csak kis frekvenciájú alapjel esetén elfogadható.

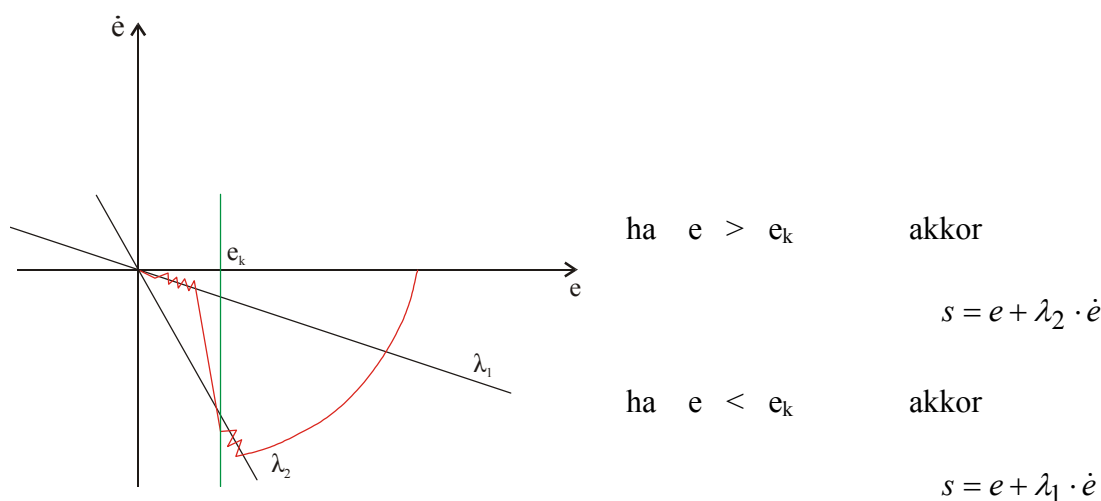
### 5.2.2. Egyszerű relé-típusú csúszómód szabályozó alkalmazása két csúszóegyenessel

Az irodalomban a csúszóegyenes megválasztására vonatkozóan azt találjuk, hogy 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. A gyorsaság és a robusztusság követelményének együttes kielégítése érdekében az irodalomban a csúszóegyenes meredekségének adaptív változtatását javasolják [93, 95] (5.14. ábra).

Pneumatikus pozicionálás csúszómód szabályozásánál alkalmazva a javasolt megoldást nem kaptam jó eredményt. Úgy is mondható, hogy egyesítettem a kis- és a nagy meredekségű csúszóegyenes hátrányos tulajdonságait. A hátrányok kiküszöbölésére és az előnyök egyesítésére egy új megoldást javaslom (5.15. ábra). A megoldásban két csúszóegyenest alkalmazok úgy, hogy a kezdetben, a cél-pozíciótól távol a nagyobb meredekségű egyenes mentén végzem a pozicionálást. A pozicionálás utolsó fázisában pedig, áttérek a kisebb meredekségű egyenes mentén történő pozicionálásra. A nagy meredekségű egyenes biztosítja a gyors megközelítést a kis meredekségű, pedig a pontos beállást. Ahol  $e_k$  azt a küszöbértéket jelenti, ahol a nagyobb meredekségű egyenesről átkapcsolunk a kisebb meredekségűre.

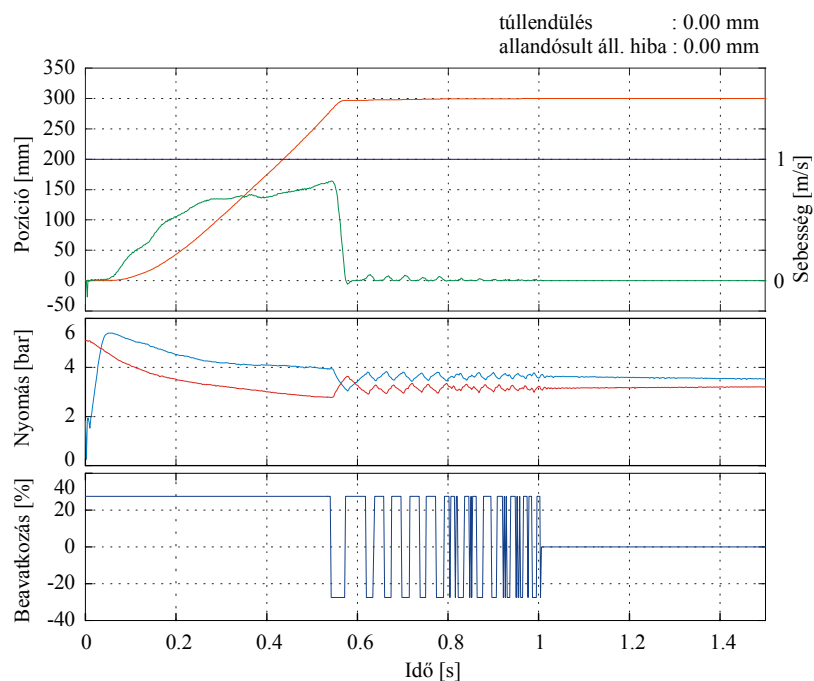


5.14. ábra A csúszóegyenes meredekségének adaptív megválasztása

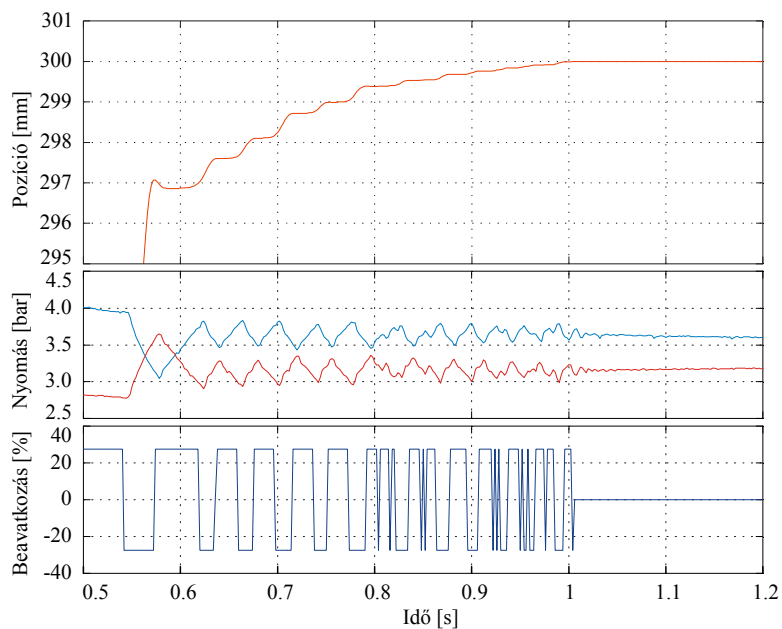


5.15. ábra Két csúszóegyenes fordított kiválasztással

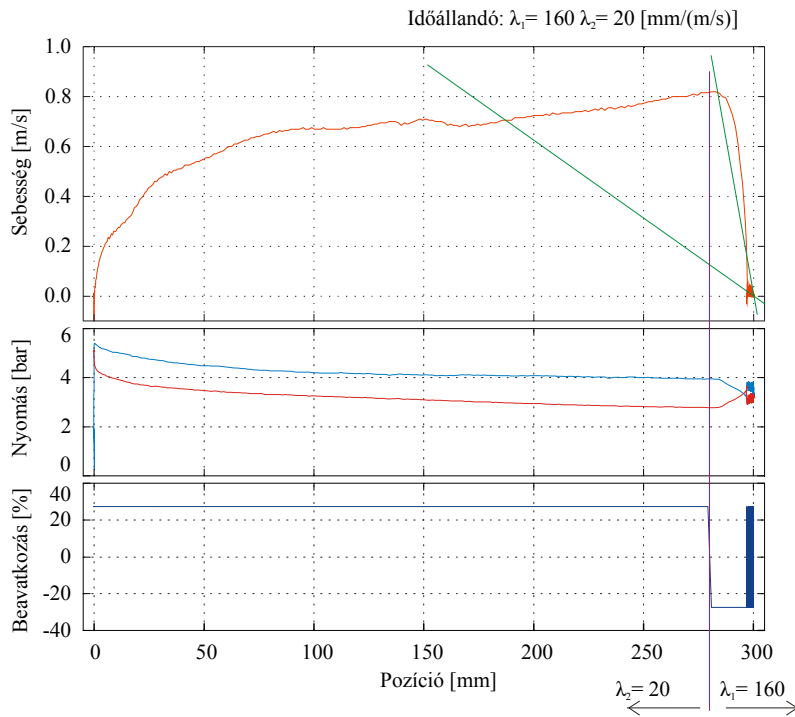
A javasolt megoldással végzett pozícionálás eredménye az 5.16./a, 5.16./b és 5.16./c. ábrákon látható.



5.16./a ábra Pozícionálás két csúszzóegyenes mentén

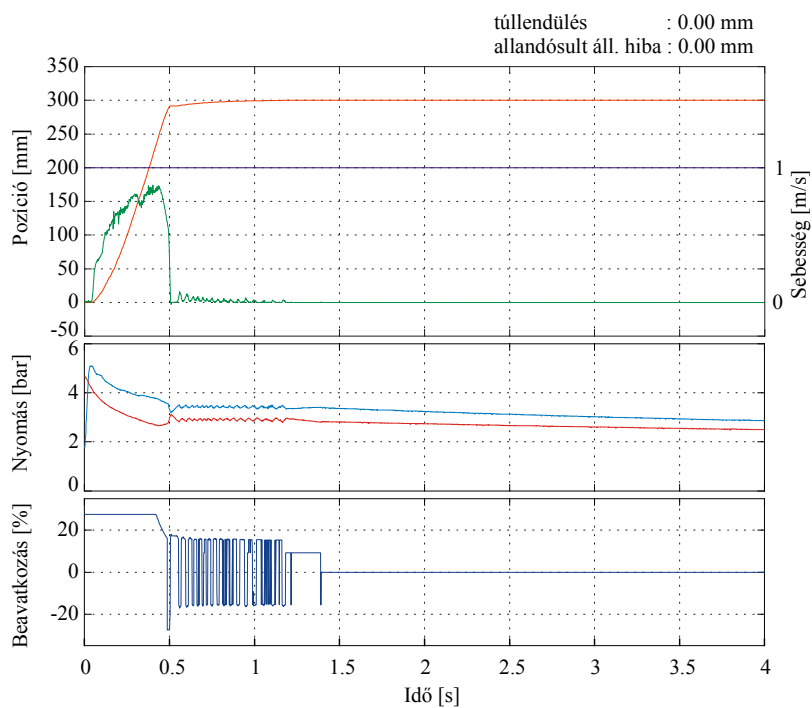


5.16./b ábra Pozícionálás két csúszzóegyenes mentén (részlet)

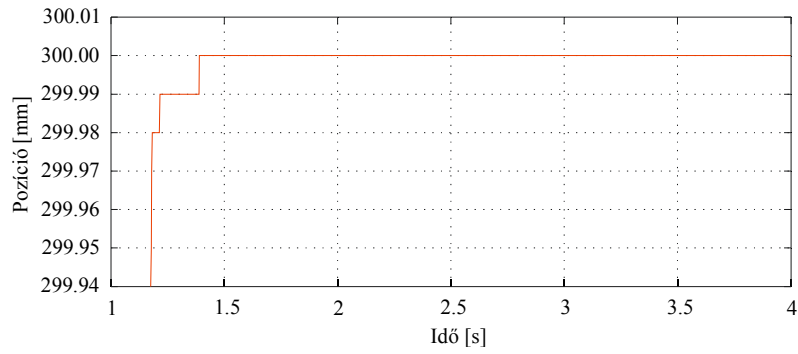


5.16./c ábra Pozicionálás két csúzóegyenes mentén (trajektória)

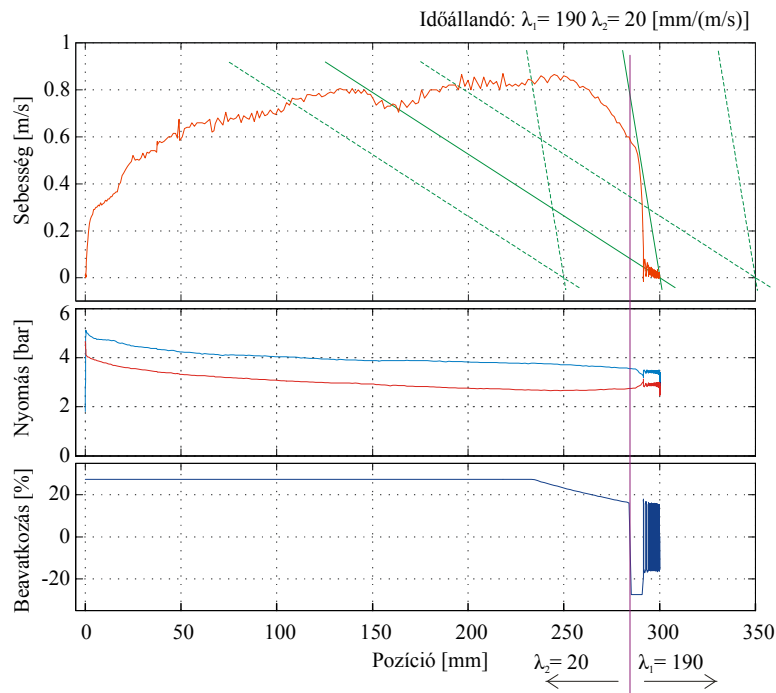
Az 5.16./b ábrán látható, hogy a pozicionálás gyors, a túllendülés és az állandósult hiba, pedig nem mérhető (0.00 mm).



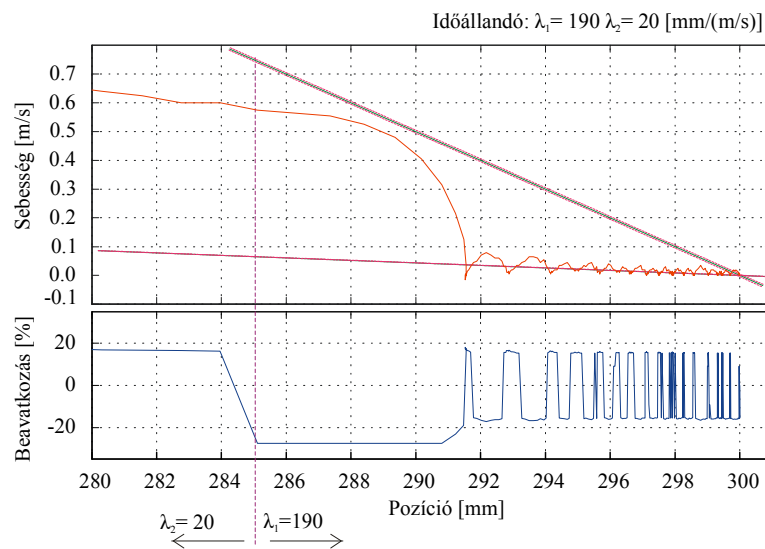
5.17./a ábra Két határréteg alkalmazása küszöbértékkel két csúzóegyenessel



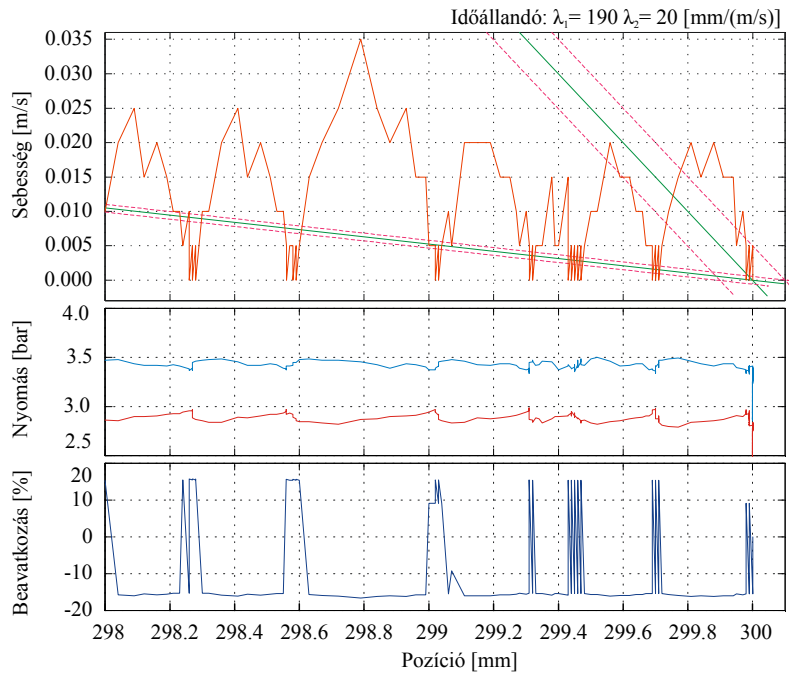
5.17./b ábra Két határréteg alkalmazása küszöbértékkel két csúszzóegyenessel (részlet)



5.17./c ábra Két határréteg alkalmazása küszöbértékkel két csúszzóegyenessel (trajektória)

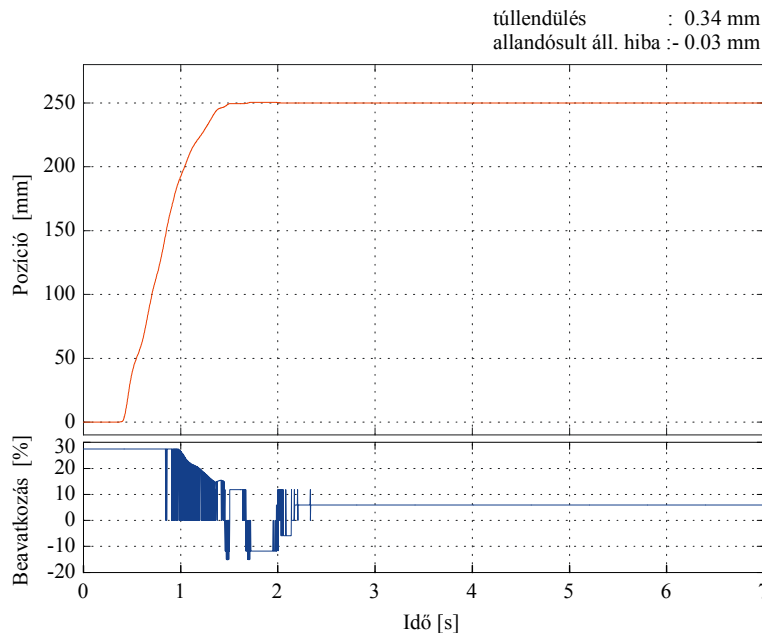


5.17./d ábra Két határréteg alkalmazása küszöbértékkel két csúszzóegyenessel (részlet 1)

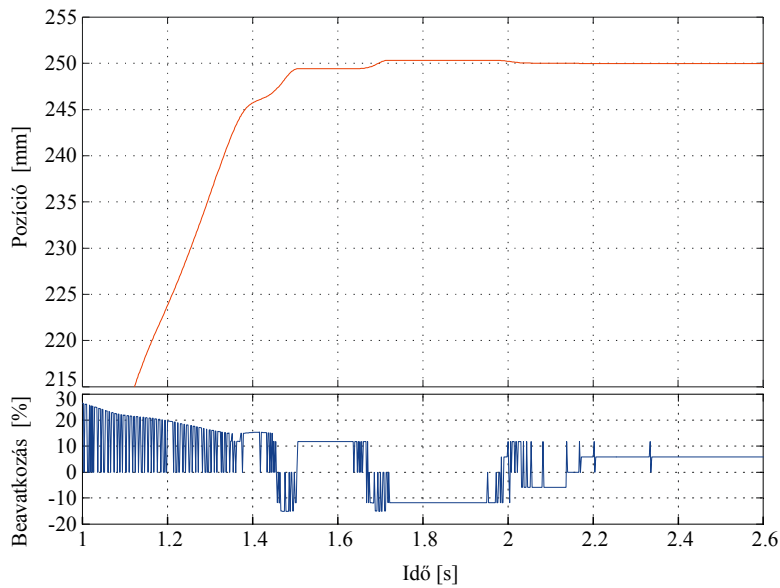


5.17./e ábra Két határréteg alkalmazása küszöbértékkel két csúszzóegyenessel (részlet 2)

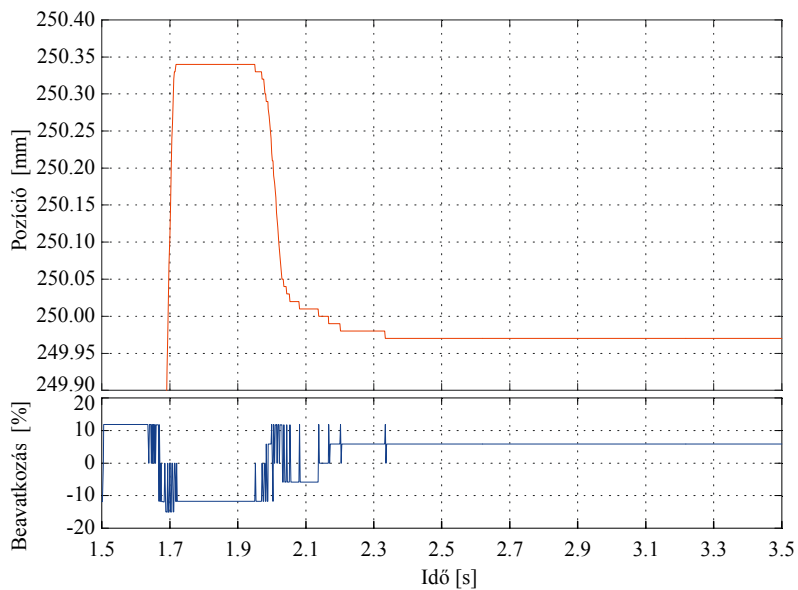
A csúszómód szabályozás robusztusságát olyan módon is megvizsgáltam, hogy a kísérletek során használt MECMAN 170 típusú  $D=32$  mm,  $l=500$  mm méretű siklóhenger helyett egy MECMAN 166 típusú  $D=50$  mm,  $d=20$  mm,  $l=950$  mm méretű aszimmetrikus munkahengerrel (4.12. ábra), változatlan szabályozási paraméterekkel végeztem pozicionálást.



5.18./a ábra Pozicionálás aszimmetrikus munkahengerrel



5.18./b ábra Pozicionálás aszimmetrikus munkahengerrel (részlet 1)

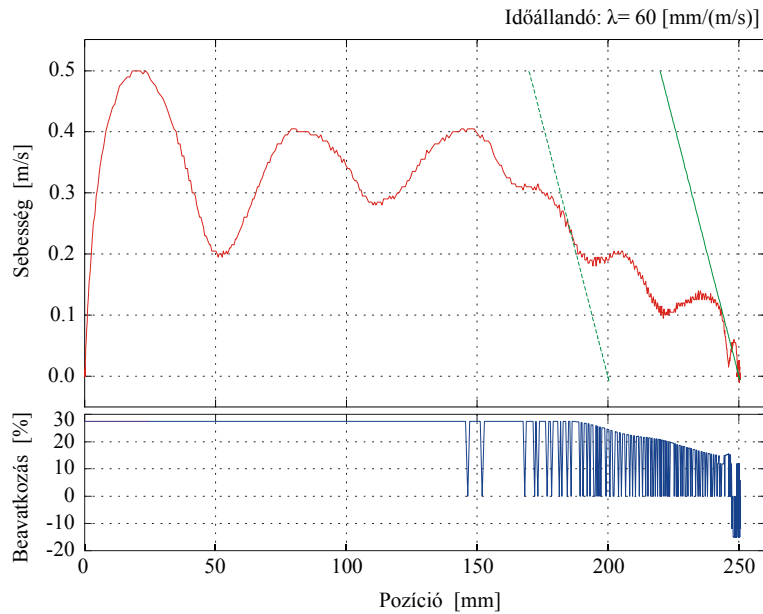


5.18./c ábra Pozicionálás aszimmetrikus munkahengerrel (részlet 2)

A 5.18./a – 5.18./d ábrák alapján megállapíthatjuk, hogy a túllendülés megnőtt ugyan, de a szabályozó jól kezelte az igen jelentős zavaró hatást.

Gyakorlatilag itt már kimerítjük a rendszer lehetőségét. Ahhoz, hogy a pozicionálás tényleges pontosságát megtudjuk, illetve a rendszer határait megismerjük, egy nagyobb felbontású útdő beépítésére van szükség.

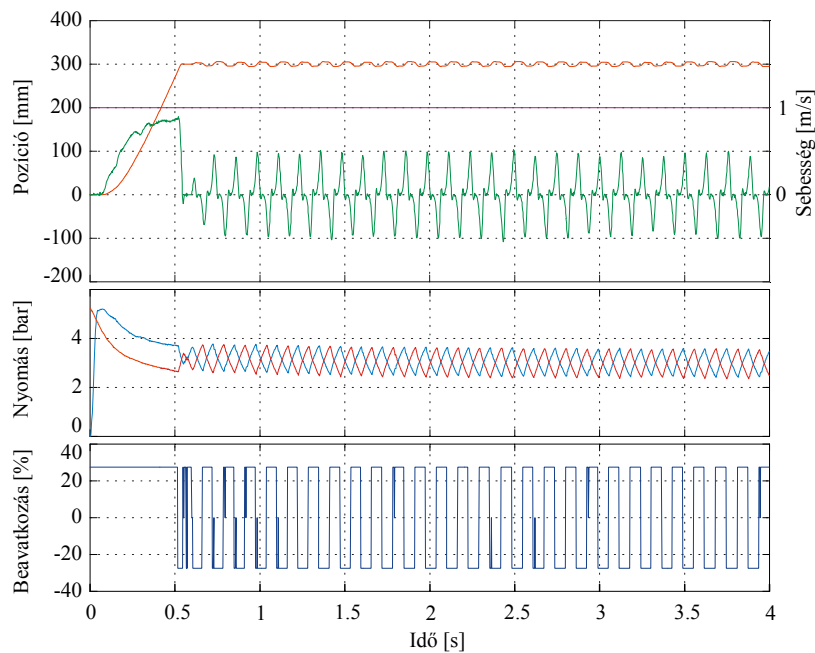




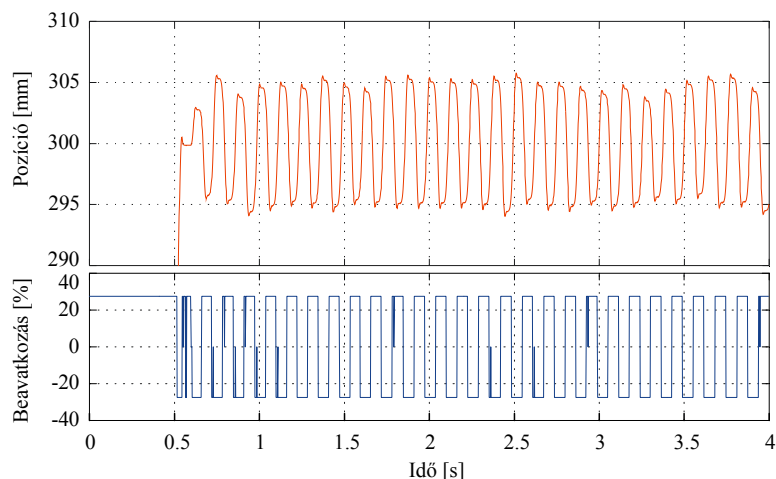
5.18./d ábra Pozicionálás aszimmetrikus munkahengerrel

### 5.2.3. Pozicionálás 0.001 mm felbontású Balluff útdóval

Az eddig ismertetett pozicionálási kísérleteket megismételve Balluff BTL5-S101 típusú 1 $\mu$ m felbontású útdóval azt tapasztaltam, hogy az 5.2.1 fejezetben ismertetett eredményekhez hasonlóan a csúzóegyes meredeksége erősen befolyásolja a pozicionálás minőségét (5.19./a -5.19./c ábra).



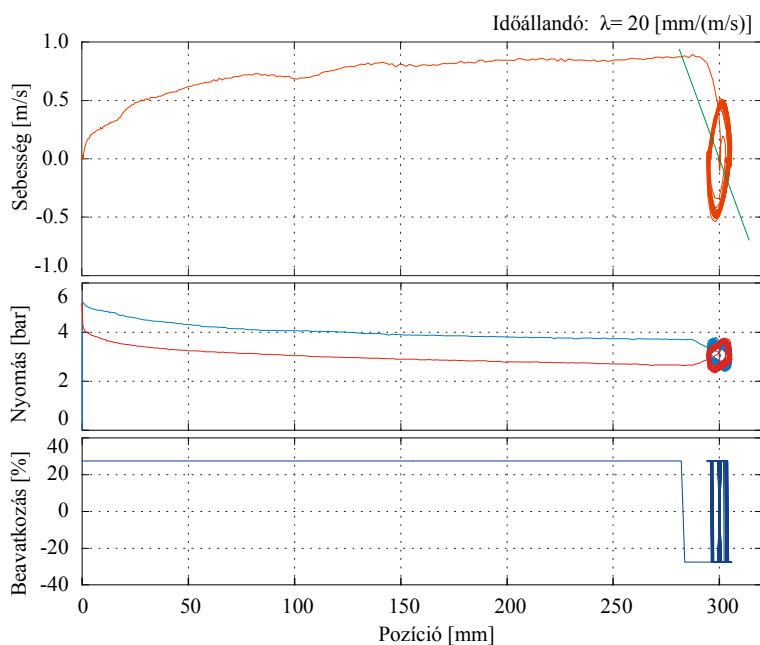
5.19./a ábra Relé-típusú szabályozás



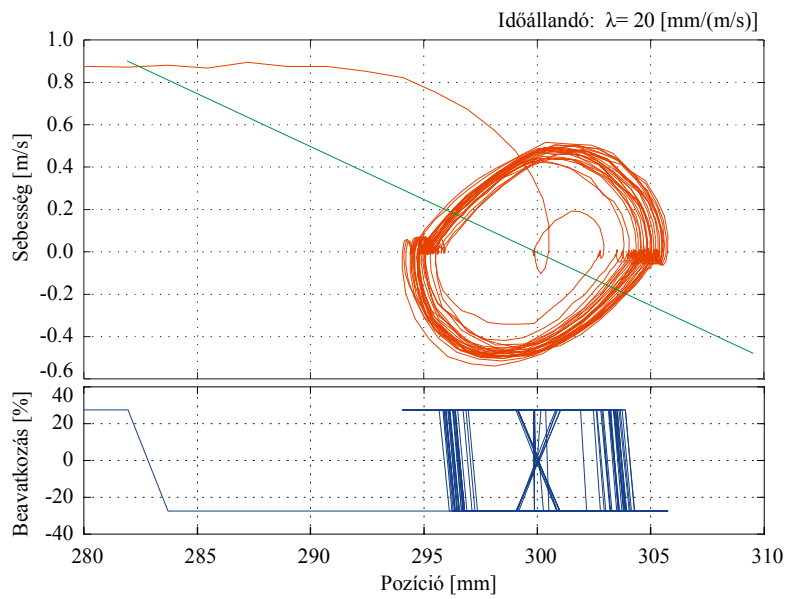
5.19./b ábra Relé-típusú szabályozás (részlet)

Az 5.19./a-5.19./d ábrákon láthatjuk, hogy relé-típusú szabályozás alkalmazásakor a dugattyú állandó amplitúdójú lengéseket végez a cél-pozíció körül, annak ellenére, hogy a szabályozási paraméterek megegyeznek az 5.2. ábrán alkalmazott paraméterekkel.

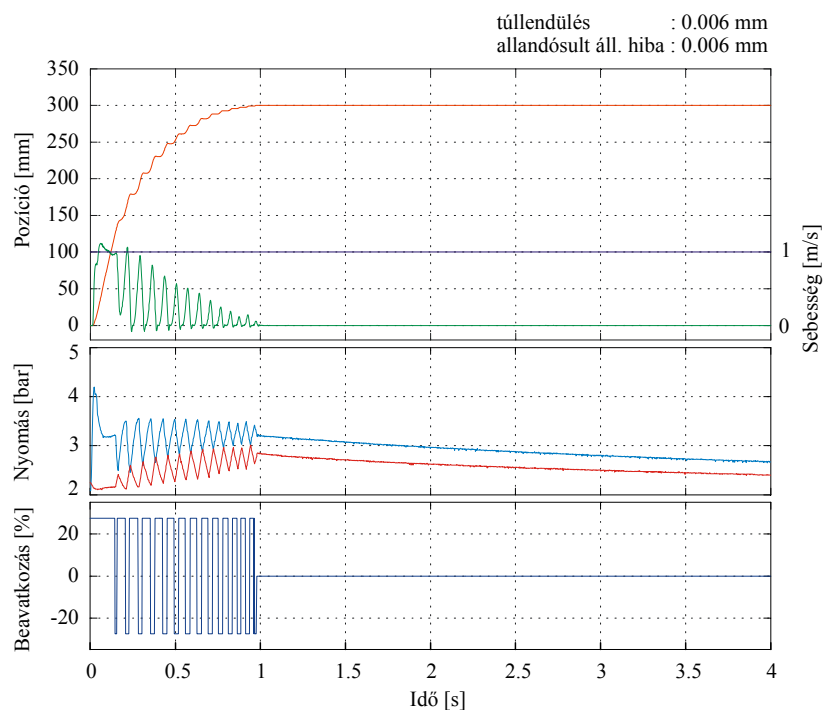
A csúszóegyenes meredekségének csökkentésével a lengések megszüntethetők, de az 5.4./c ábrán látható eredményhez hasonlóan a dugattyú sebessége itt is többször nullára csökken a cél-pozíció előtt. (5.20./a-5.20./c ábra)



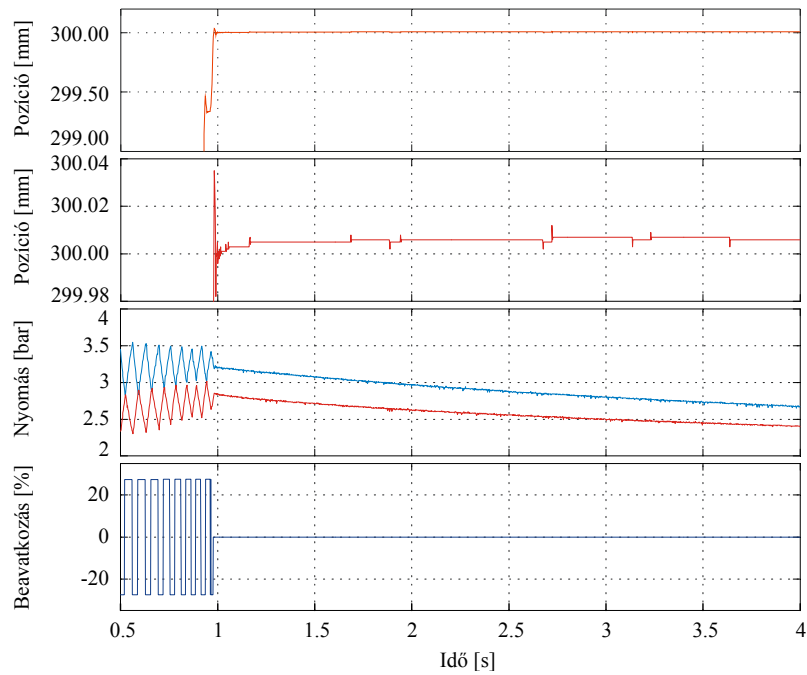
5.19./c ábra Relé-típusú szabályozás trajektóriája



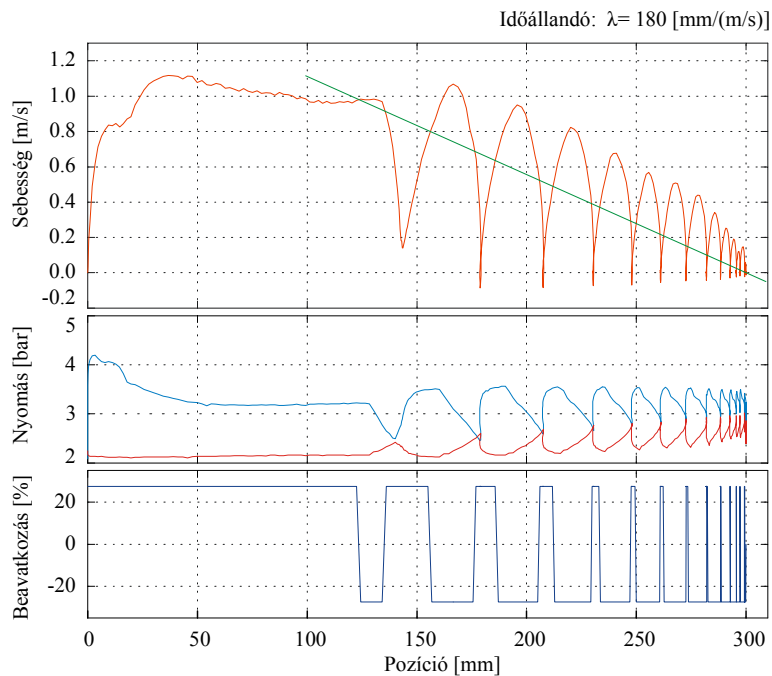
5.19./d ábra Relé-típusú szabályozás trajektóriája (részlet)



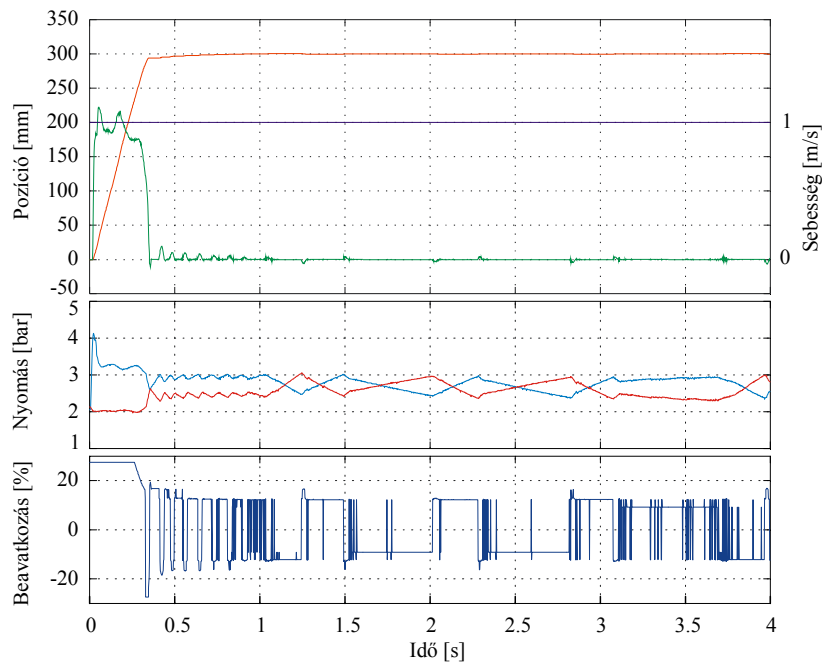
5.20./a ábra Relé-típusú szabályozás kis meredekségű csúszóegyenes alkalmazásával



5.20./b ábra Relé-típusú szabályozás kis meredekségű csúszzóegyes alkalmazásával (részlet)

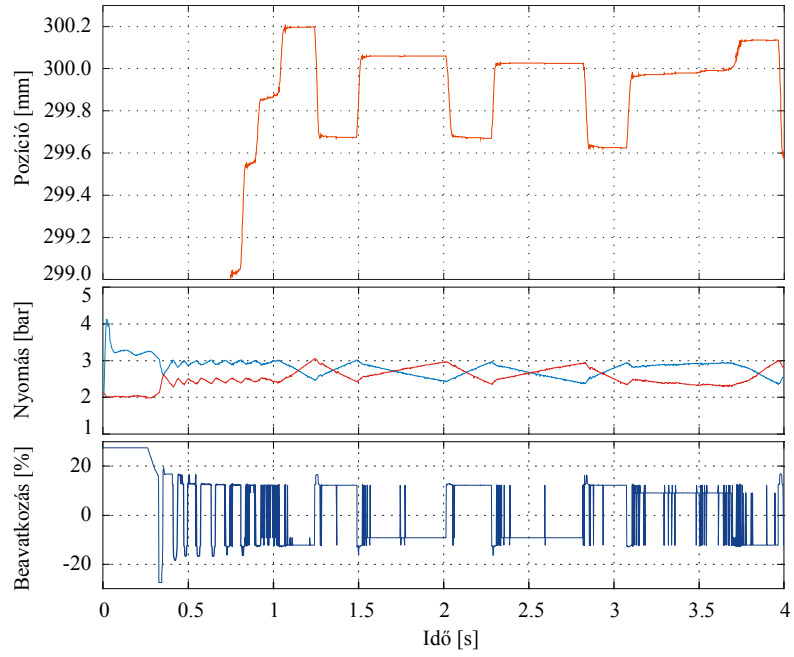


5.20./c ábra Relé-típusú szabályozás kis meredekségű csúszzóegyes alkalmazásával (trajektória)

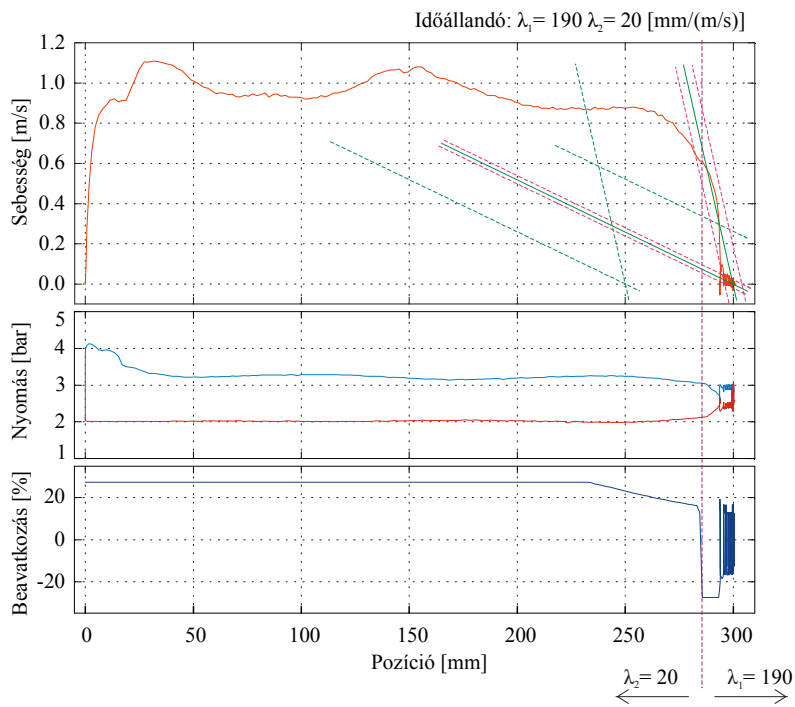


5.21./a Pozícionálás két csúszóegyenes mentén, két határréteg alkalmazásával

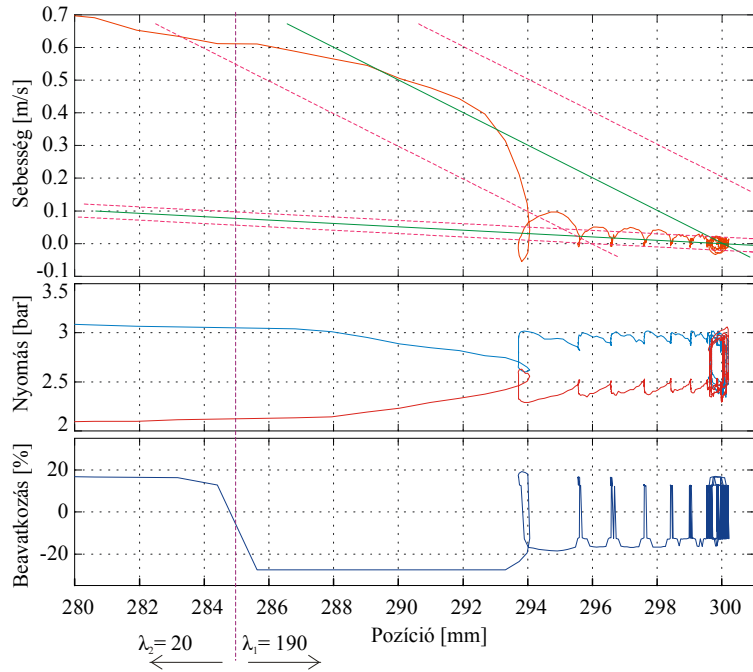
Az 5.21./a-5.21./d ábrákon a két csúszóegyenes mentén alkalmazott két határréteggel történő pozícionálás eredménye látható. A mérések tapasztalataként megállapítható, hogy a Balluff magnetosztatív elven működő úadóval történő pozícionálás stabilitása sokkal rosszabb, mint a 0.01 mm felbontású inkrementális úadóval.



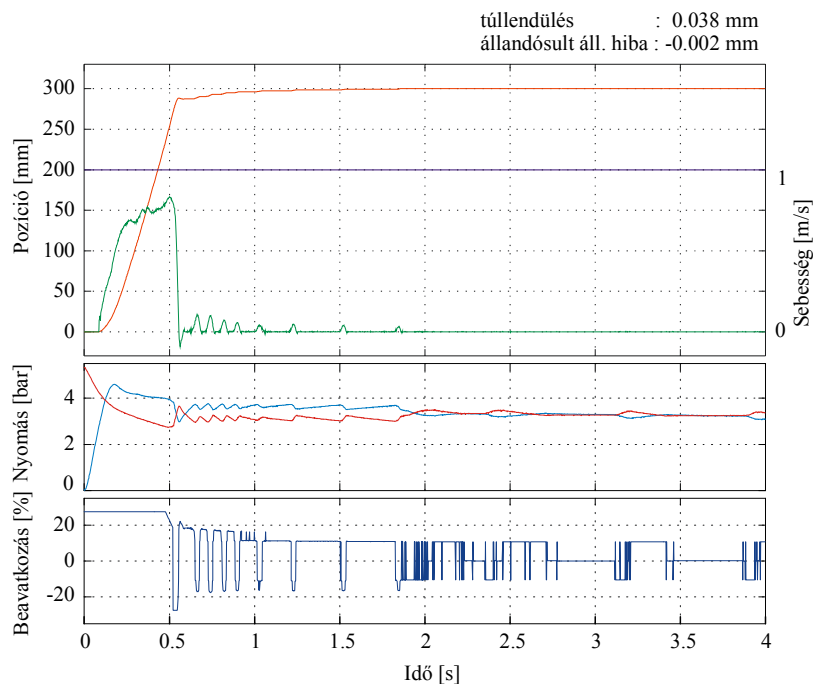
5.21./b Pozicionálás két csúszóegyenes mentén, két határréteg alkalmazásával (részlet)



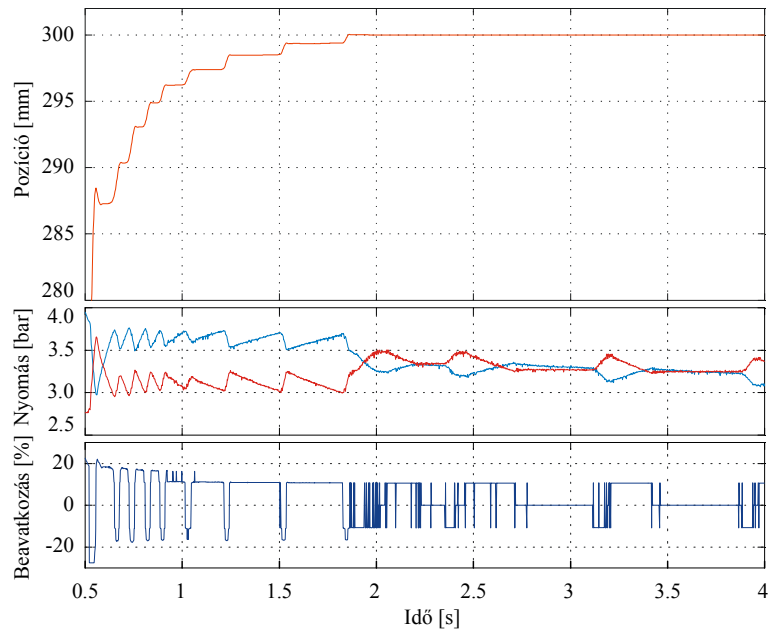
5.21./c Pozicionálás két csúszóegyenes mentén, két határréteg alkalmazásával (trajektória)



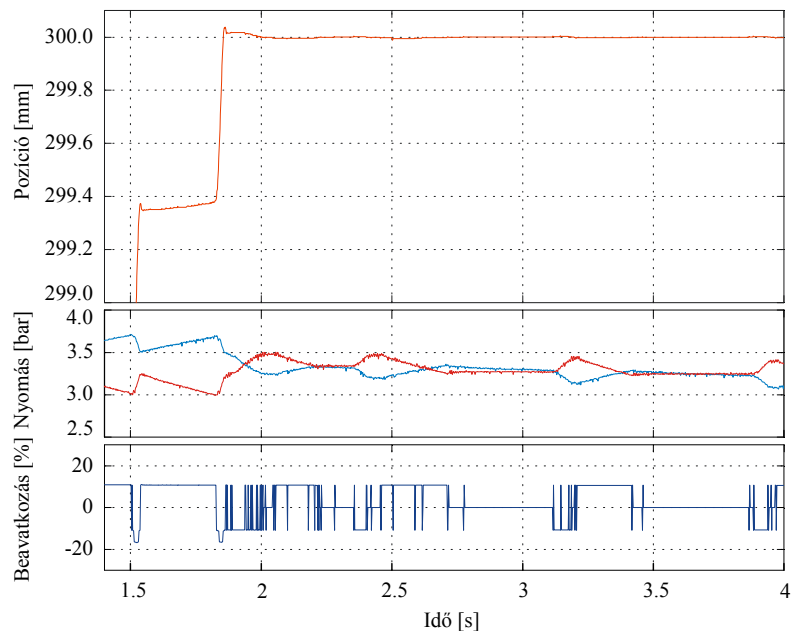
5.21./d Pozicionálás két csúszóegyenes mentén, két határréteg alkalmazásával (trajektória részlet)



5.22./a Pozicionálás két csúszóegyenes mentén, két határréteg és gyorsulás-korrekció alkalmazásával

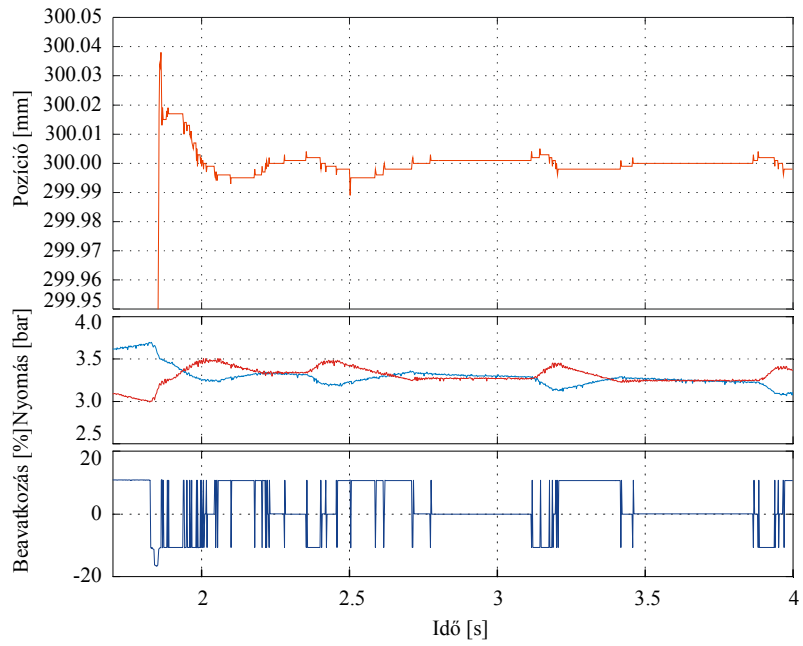


5.22./b Pozicionálás két csúszzóegyenes mentén, két határréteg és gyorsulás-korrekción alkalmazásával (részlet 1)

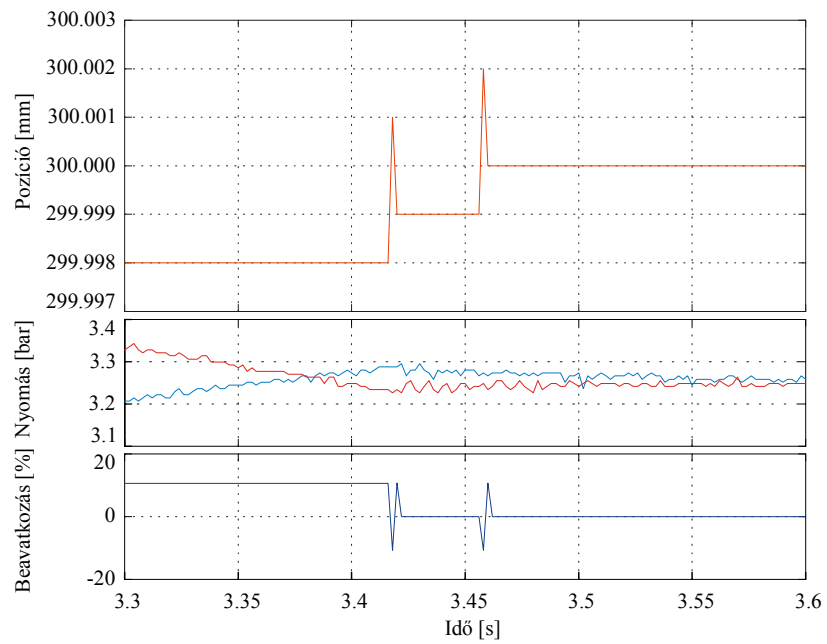


5.22./c Pozicionálás két csúszzóegyenes mentén, két határréteg és gyorsulás-korrekción alkalmazásával (részlet 2)

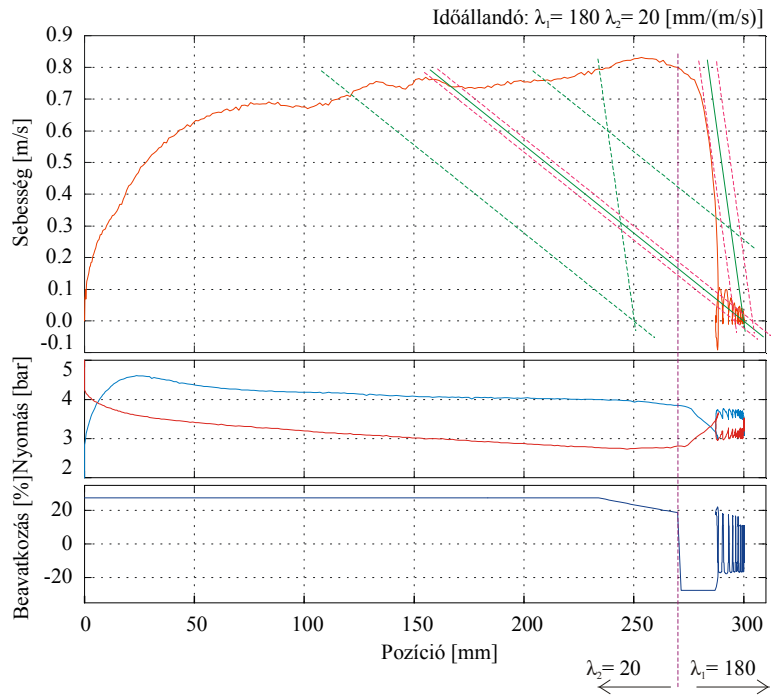




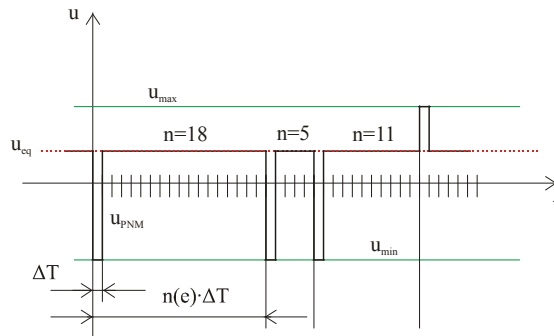
5.22./d Pozicionálás két csúszzóegyenes mentén, két határréteg és gyorsulás-korrekción alkalmazásával (részlet 3)



5.22./e Pozicionálás két csúszzóegyenes mentén, két határréteg és gyorsulás-korrekción alkalmazásával (részlet 4)

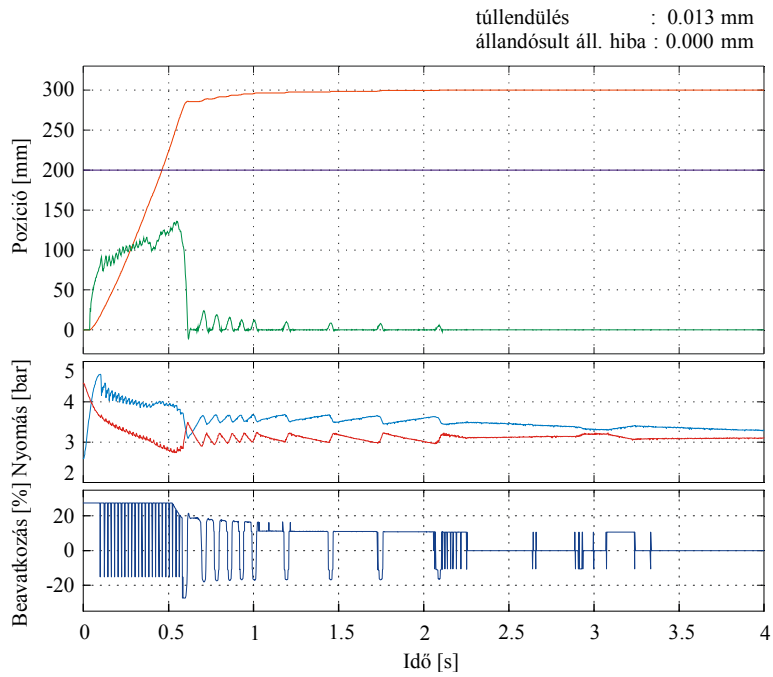


5.22./f Pozicionálás két csúszzóegyenes mentén, két határréteg és gyorsulás-korrekción alkalmazásával (trajektória)

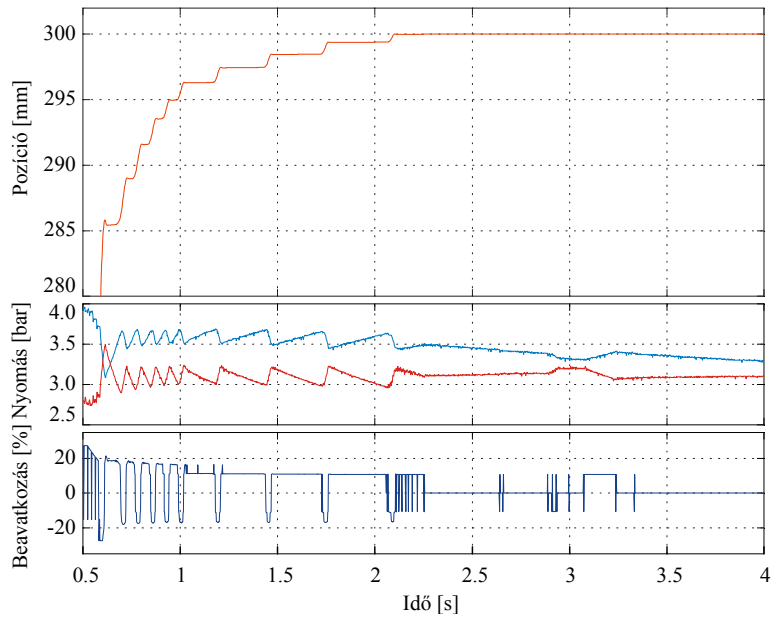


5.23. ábra Impulzusszám moduláció

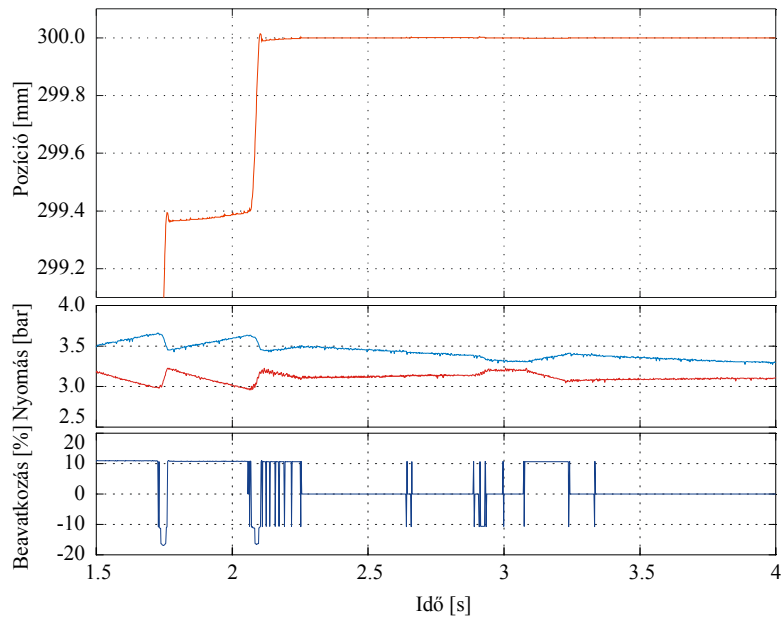
A Pulse Number Modified Sliding Mode Control szabályozó program 2 milliszekundumonként fut le ( $\Delta T = 2$  ms). Minden  $n(e) \times \Delta T$  periódus kezdetén egy ciklusidőre a munkahenger ellentétes oldala kerül nyomás alá, megakadályozva a nyomás lecsökkenését (5. ábra). Ezt a módosítást csak a határrétegen kívül kell alkalmazni. Az impulzusszám  $n(e)$  értékét az  $e$  hiba határozza meg.



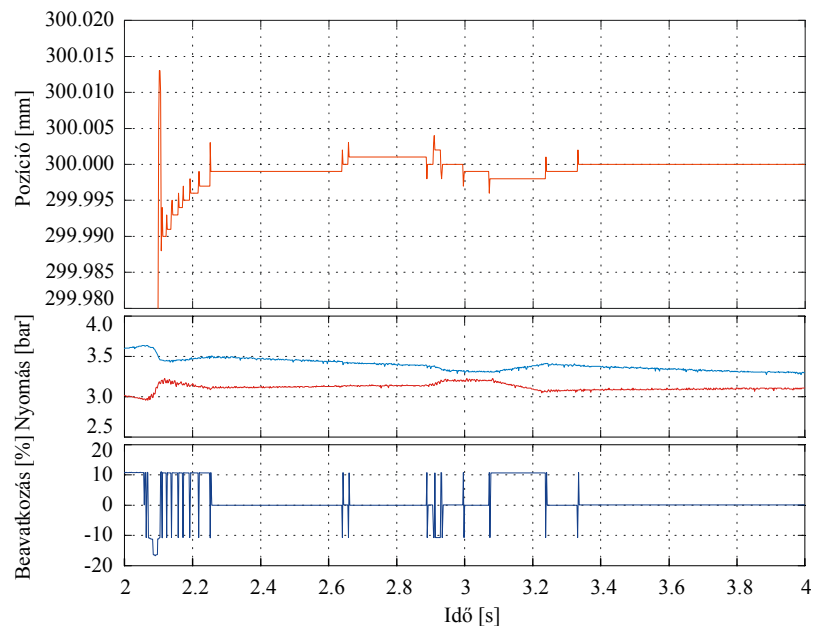
5.24./a Pozícionálás két csúszzóegyenes mentén, két határréteg , gyorsulás-korrekción és impulzusszám-moduláció alkalmazásával



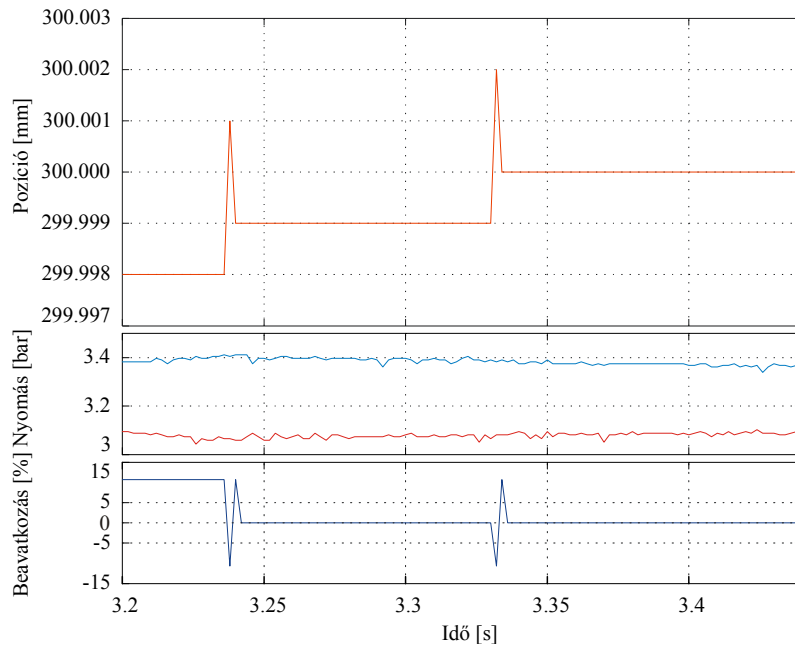
5.24./b Pozícionálás két csúszzóegyenes mentén, két határréteg , gyorsulás-korrekción és impulzusszám-moduláció alkalmazásával (részlet 1)



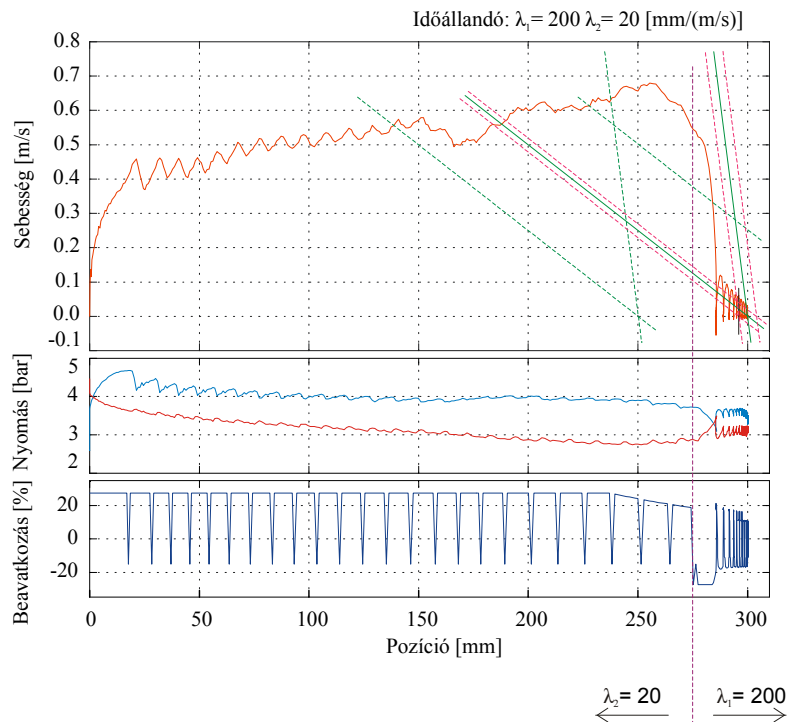
5.24./c Pozicionálás két csúszzóegyenes mentén, két határréteg , gyorsulás-korrekción és impulzusszám-moduláció alkalmazásával (részlet 2)



5.24./d Pozicionálás két csúszzóegyenes mentén, két határréteg , gyorsulás-korrekción és impulzusszám-moduláció alkalmazásával (részlet 3)



5.24./e Pozicionálás két csúszzóegyenes mentén, két határréteg , gyorsulás-korrekció és impulzusszám-moduláció alkalmazásával (részlet 4)



5.24./f Pozicionálás két csúszzóegyenes mentén, két határréteg , gyorsulás-korrekció és impulzusszám-moduláció alkalmazásával (trajektória)

Megfigyelve az 5.22./e és 5.24./e ábrákat azt látjuk, hogy a gyorsulás-korrekciónak köszönhetően akár 0.001 mm-es lépésközzel is megközelíthetjük a cél-pozíciót. A beavatkozó

jelet megvizsgálva, azt láthatjuk, hogy a szabályozás emlékeztet Singhose et. al által ismertetet [99] [100] rugalmas rendszerek vibrációjának csökkentésére javasolt input shaping módszerre.

## ÖSSZEFOGLALÁS

A kutatás célkitűzése egy olyan egyszerű, robusztus pneumatikus szervo-rendszert elkészítése, amelynek a pontossága nagyobb a szakirodalomban eddig fellelt legnagyobb pontosságú rendszernél (0.01 mm). Munkám során először a munkahenger és az útváltó szelep modelljét készítettem el. Megterveztem és megépítettem a kísérleti berendezést. A kísérleti berendezés használata olyan egyszerűnek és rugalmasnak bizonyult, hogy a továbbiakban a fizikai modellen végzett méréseket helyeztem előtérbe, szemben a számítógépes szimulációval. Kísérletileg igazoltam, hogy a célul kitűzött pontosság és stabilitás a klasszikus csúszómód szabályozással nem érhető el. Új eljárás kidolgozása vált szükségessé.

A csúszómód szabályozó megtervezése három fő lépésből áll: Első lépés a csúszófelület tervezése, a második lépés egy olyan szabályozási törvény kiválasztása, amely az állapotváltozók trajektóriáját a csúszófelületre kényszeríti, majd azon tartja, a harmadik a legfontosabb lépés, csattogásmentes (chattering free) megvalósítás. A tézisek a csúszómód szabályozók tervezésének e három fő lépéséhez kapcsolódnak.

A kutatás során elért eredményeket számos hazai és nemzetközi konferencián adtam elő és folyóiratban közöltem. A kutatás jól kapcsolható a felsőfokú oktatáshoz is, a szerzett ismereteket felhasználtam az oktatásban, a hallgatókat bevontam a kutatásba. A számos hazai TDK-s siker mellett nemzetközi versenyben is helytálltak hallgatóim (<http://www.handson.org.tw/> <http://www.handson.org.tw/video2/3/3.mpg>).

A pneumatika-gyártóktól, az ipari alkalmazóktól és oktatási intézményektől érkező érdeklődés arra ösztönöz, hogy a továbblépés irányául elsősorban egy önálló, intelligens, az ipari számítógépekkel és Programozható Logikai Vezérlőkkel (PLC) kommunikálni képes pozicionáló egység kifejlesztését jelöljem meg. Az egység az irányító berendezéstől kapja a kért pozíciót, elvégzi a pozicionálást, majd jelzi azt az irányító berendezésnek.

A PhD értekezésem elkészítésének végén ismerkedtem meg Ming-Chang Shih – vel a taiwani National Cheng kung University professzorával, aki megerősítette feltevésem, hogy a pozicionálás pontosságának elsősorban az útdó felbontása szab határt. A Shih által elért pozicionálási pontosság 20 nm [103, 104]. Céloom beszerezni egy 4 $\mu$ m felbontású Heidenhein inkrementális útdót és egy jelfeldolgozó elektronikát, mellyel 1024-szeres aláosztás valósítható meg. Így lehetővé válik, hogy a nanométeres tartományban is méréseket végezzünk.

## SUMMARY

The aim of the research is to construct a simple and robust pneumatic servo-system, the precision of which is higher than the system of the highest precision which can be found in special literature (0.01 mm). During my work I designed firstly the model of the cylinder and the control valve. I designed and constructed the experimental device. The usage of the experimental device seemed to be so simple and flexible, that hereafter I privileged the measurements carried out on the physical model rather than the computer simulation. I proved experimentally, that the precision and stability, that our aim was, cannot be reached with the classical sliding mode control. The development of a new method was needed.

The design of the sliding mode controller consists of three steps: The first step is the design of the sliding surface, the second step is the design of the control which holds the system trajectory on the sliding surface, and the third is the most important step, the chattering-free realization. The theses are connected to these three steps of the design of the sliding mode control.

I presented the results that were achieved during the research in numerous national and international conferences and I also published them in journals. The research can also be well-connected with the higher education, I used the gained knowledge during education, the students were also involved in the research. Apart from the numerous national TDK successes my students performed well in international competition, too (<http://www.handson.org.tw> and <http://www.handson.org.tw/video2/3/3.mpg>).

The interest coming from the pneumatic-manufacturers, the industrial appliers and the educational institutions motivates me to appoint primarily as the direction of the further steps the development of a separate and intelligent positioning unit that can communicate with industrial computers and PLCs (Programmable Logic Controllers). The unit gets the requested position from the controlling device, executes the positioning and then gives signal to the controlling device.

At the end of the completion of my PhD paper I got to know Ming-Chang Shih, professor of the National Cheng kung University of Taiwan, who affirmed my assumption that the precision of the positioning is limited primarily by the resolution of the transducers. The positioning precision reached by Shih is 20 nm [103, 104]. My aim is to get hold of a 4 $\mu$ m resolution of incremental encoder from Heidenhein and a subdivision and counter electronics subdivide the sinusoidal input signals up to 1024-fod. Thus, it becomes possible to perform measurements in the nanometric range.

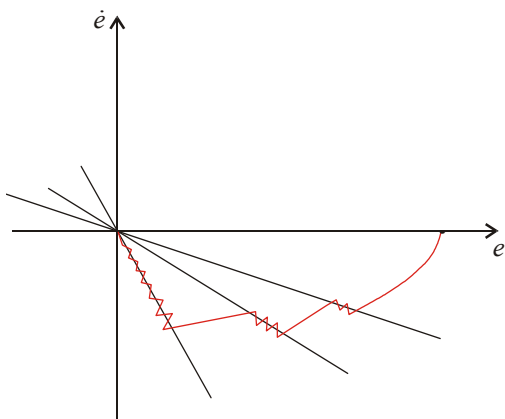


# ÚJ TUDOMÁNYOS EREDMÉNYEK – TÉZISEK

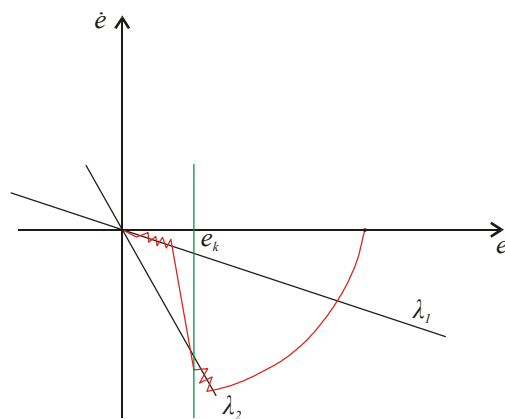
## 1. TÉZIS: (A csúszófelület tervezéséhez kapcsolódó tézis)

Kidolgoztam egy új, két csúszóegyenes mentén történő pozicionálást. Kísérleti eredményekkel igazoltam, hogy a kidolgozott szabályozási módszer gyors, stabil, robusztus és az elért pozicionálási pontosság megegyezik az alkalmazott inkrementális útdó felbontásával, azaz 0,01 mm. Kísérletekkel igazoltam, hogy a vizsgált rendszer csak dinamikusan kezelhető, ezt segíti az alkalmazott kétdimenziós fázistér. Kidolgoztam 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.

Az irodalomban a csúszóegyenes megválasztására vonatkozóan azt találjuk, hogy két egymás ellen ható követelmény között kell az optimumot megtalálni. Minél kisebb az egyenes meredeksége, annál hamarabb éri el a trajektória a csúszóegyeneset, de annál lassabb az egyenes mentén a beállítás. A gyorsaság és a robusztusság követelményének együttes kielégítése érdekében a csúszóegyenes meredekségének adaptív változtatását javasolják [93,95] (T.1. ábra).



T.1. ábra A csúszóegyenes meredekségének adaptív megválasztása



T.2. ábra Két csúszóegyenes fordított kiválasztása

Pneumatikus pozicionálás csúszómód szabályozásánál alkalmazva a javasolt megoldást nem kaptam jó eredményt. Úgy is mondható, hogy egyesítettem a kis- és a nagy-merekségű csúszóegyenes hátrányos tulajdonságait.

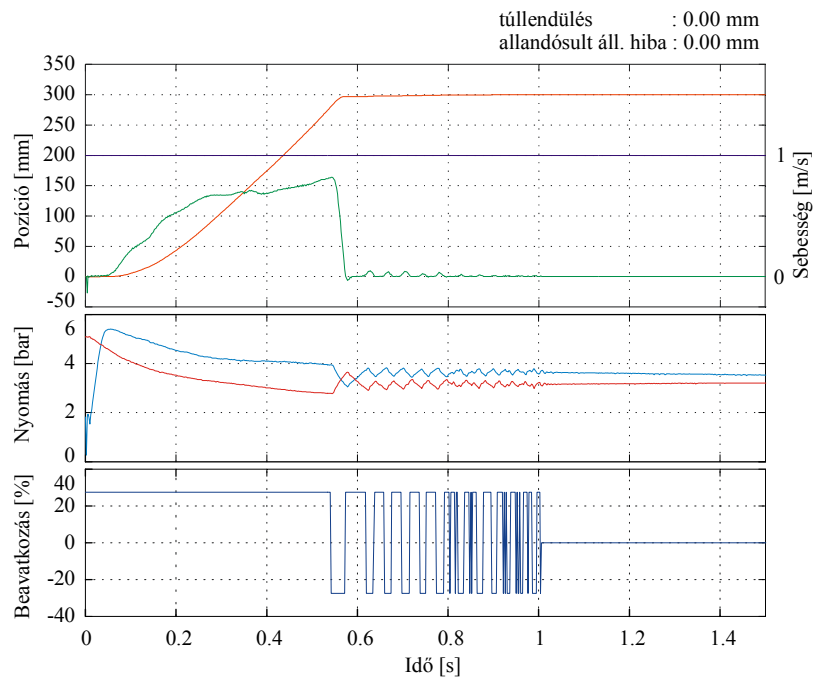
A hátrányok kiküszöbölésére és az előnyök egyesítésére egy új megoldást javasoltam (T.2. ábra). A megoldásban két csúszóegyeneset alkalmaztam úgy, hogy kezdetben, (a cél pozíciótól távol) a nagyobb meredekségű egyenes mentén, a pozicionálás utolsó fázisában, pedig a kisebb meredekségű egyenes mentén végeztem a pozicionálást.

A nagy meredekségű egyenes biztosítja a gyors megközelítést a kis meredekségű, pedig a pontos pozicionálást. Ahol  $e_k$  azt a küszöbértéket jelenti, ahol a nagyobb meredekségű egyenesről átkapcsolunk a kisebb meredekségűre.

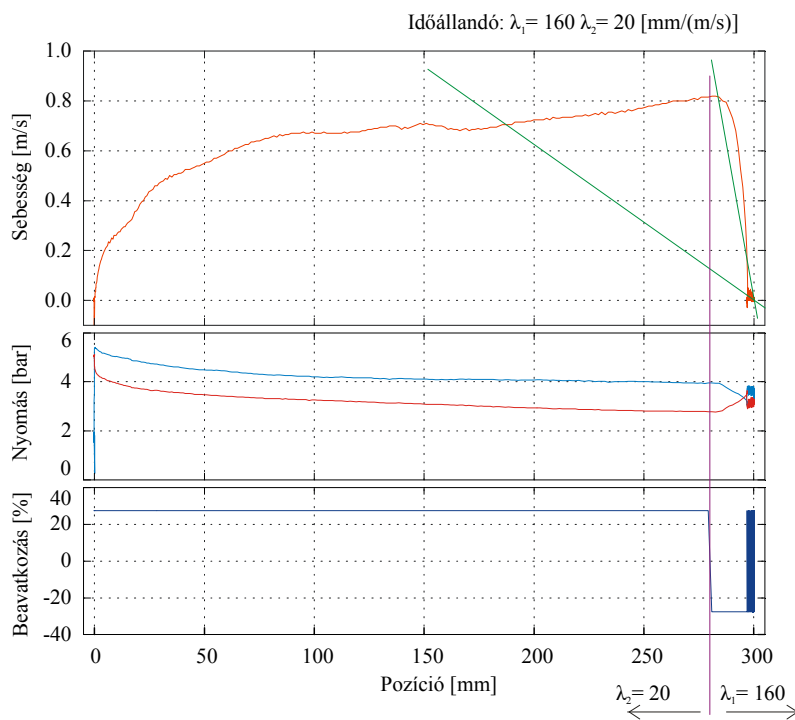
$$\text{ha } e > e_k \quad s = e + \lambda_2 \cdot \dot{e}$$

$$\text{ha } e < e_k \quad s = e + \lambda_1 \cdot \dot{e}$$

Az így végzett pozícionálás időfüggvénye a T.3. ábrán, a pozíció-sebesség trajektóriája pedig a T.4. ábrán látható. Megállapíthatjuk, hogy a javasolt szabályozás gyors, pontos és a túllendülés is kedvező.

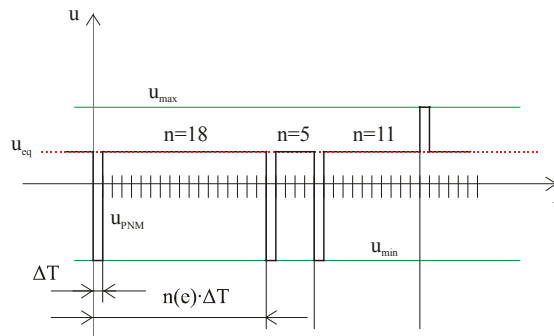


T.3. ábra Pozícionálás két csúszóegyenes mentén (időfüggvény)

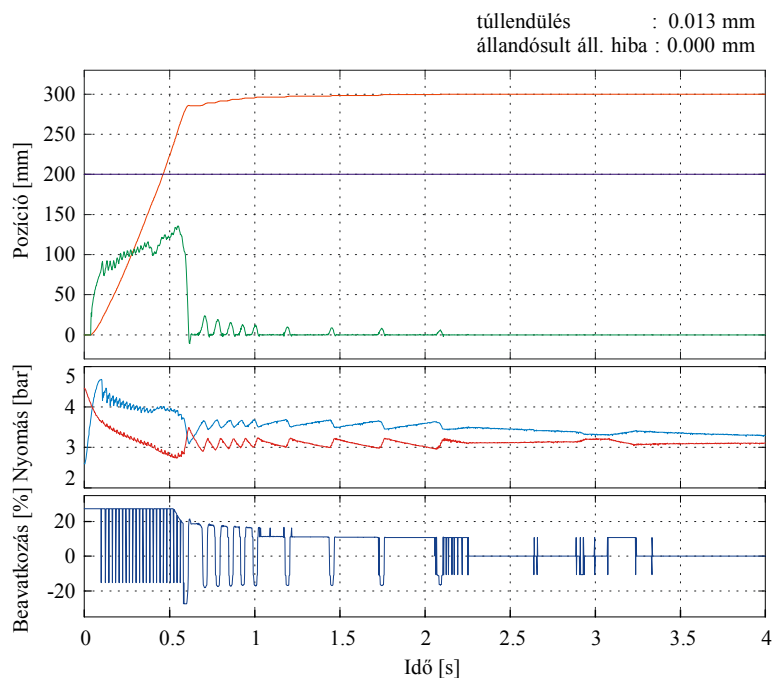


T.4. ábra Pozícionálás két csúszóegyenes mentén (trajektória)

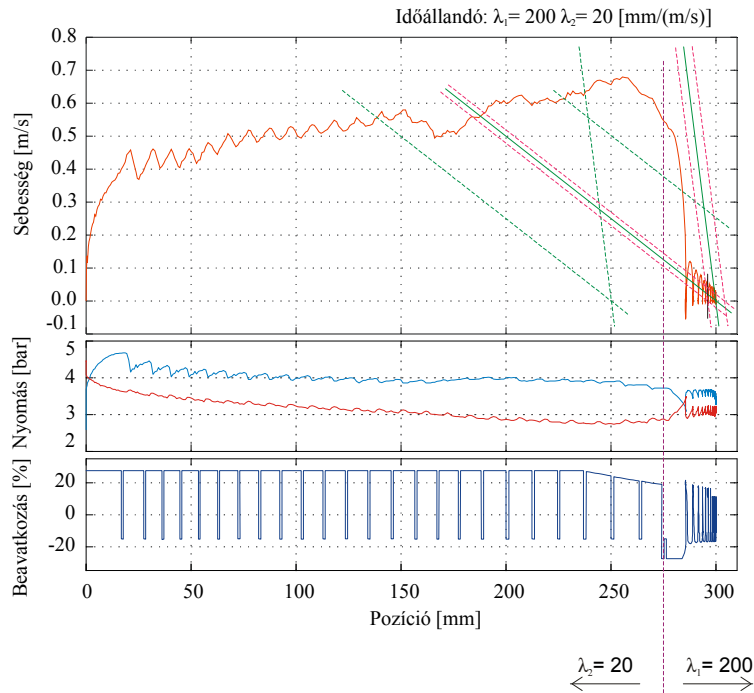
A Pulse Number Modified Sliding Mode Control szabályozó program 2 milliszekundumonként fut le ( $\Delta T=2$  ms). Minden  $n(e) \times \Delta T$  periódus kezdetén egy ciklusidőre a munkahenger ellentétes oldala kerül nyomás alá, megakadályozva a nyomás lecsökkenését (T.5. ábra). Ezt a módosítást csak a határrétegen kívül kell alkalmazni. Az impulzusszám  $n(e)$  értékét az  $e$  hiba határozza meg.



T.5. ábra Impulzusszám moduláció



T.6. ábra Pozicionálás két csúszóegyenes mentén, két határréteg , gyorsulás korrekció és impulzusszám-moduláció alkalmazásával (idődiagram)



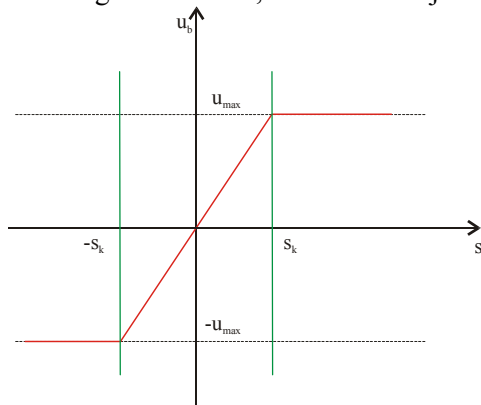
T.7. ábra Pozicionálás két csúszóegyenes mentén, két határréteg , gyorsulás korrekció és impulzusszám-moduláció alkalmazásával (trajektória)

**2. TÉZIS:** (A csúszómód csattogás- (lengés) mentes megvalósításához kapcsolódó tézis)

A csattogás csökkentésére kidolgoztam egy új, többszörös határrétegű csúszóegyenes mentén küszöbértékkel rendelkező beavatkozó jellel történő pozicionálást. Kísérletekkel igazoltam a módszer hatékonyságát.

Az irodalom szerint [80,81] tovább javíthatjuk a pozicionálást és csökkenthetjük a csattogást (chattering), ha a csúszóegyenes mentén határréteget képezve a beavatkozó jelet arányosan csökkentjük (T.8. ábra).

Kísérletekkel igazoltam, hogy a csattogás csökkent ugyan, de a cél pozíció közelében lecsökkent beavatkozó jel miatt a csúszás-megakadás (stick-slip) jelensége lépett fel és a pozicionálás pontossága erősen romlott a korábbi eredményekhez képest, azaz pneumatikus pozicionálásnál a határréteg, módosított beavatkozó jel nélkül nem használható. A hátrány kiküszöbölésére a T.9. ábrán látható küszöbérték bevezetését javasoltam. Ezzel a megoldással megakadályozhatjuk, hogy a beavatkozó jel az  $u_0$  küszöbszint alá csökkenjen. Tovább javíthatjuk a beállást, ha csúszóegyenes mentén még egy határréteget bevezetve, a beavatkozó jelet két lépcsőben arányosan tovább csökkentjük (T.10. ábra).

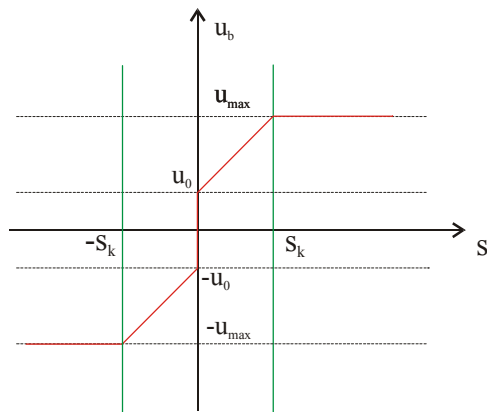


$$u_b = \frac{u_{max}}{s_k} \cdot s \quad \text{ha} \quad -s_k < s < s_k$$

$$u_b = u_{max} \quad \text{ha} \quad s \geq s_k$$

$$u_b = -u_{max} \quad \text{ha} \quad s \leq -s_k$$

T.8. ábra Határréteg alkalmazása



ha  $-s_k < s < s_k$  akkor

$$u_b = u_0 \cdot \text{sign}(s) + \frac{u_{max} - u_0}{s_k} \cdot s$$

ha  $s \geq s_k$  akkor  $u_b = u_{max}$

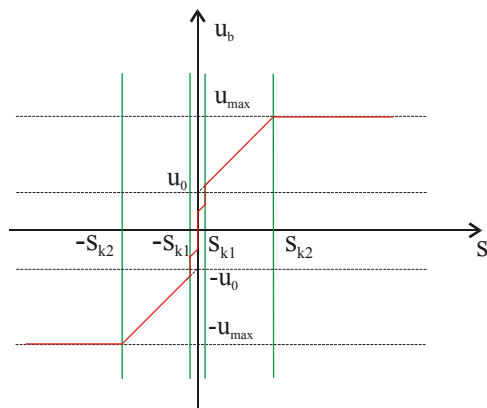
ha  $s \leq -s_k$  akkor  $u_b = -u_{max}$

T.9. ábra Határréteg alkalmazása küszöbértékkel

ha  $-s_{k1} < s < s_{k1}$  akkor  $u_b = \delta \cdot \left( u_0 \cdot \text{sign}(s) + \frac{u_{max} - u_0}{s_{k2}} \cdot s \right)$

ahol  $0 < \delta \leq 1$

ha  $-s_{k2} < s \leq -s_{k1}$  vagy  $s_{k1} \leq s < s_{k2}$  akkor



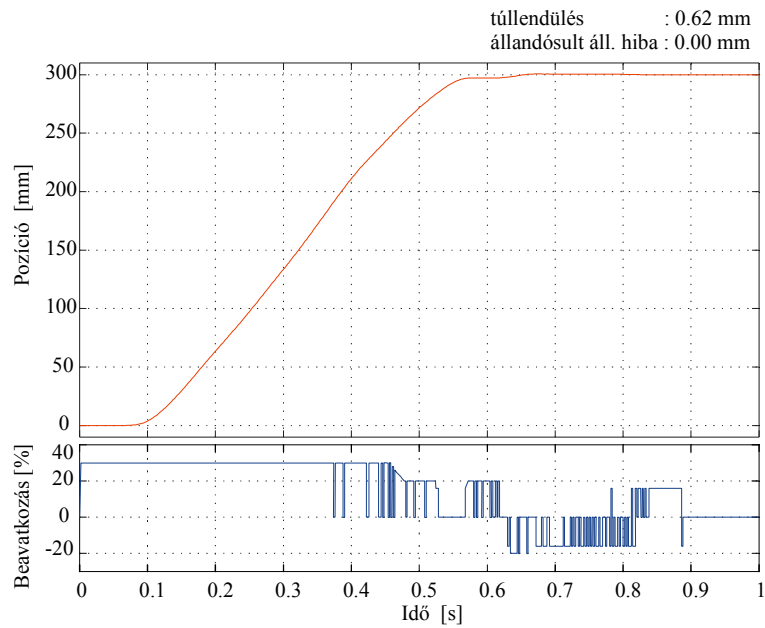
$$u_b = u_0 \cdot \text{sign}(s) + \frac{u_{max} - u_0}{s_{k2}} \cdot s$$

ha  $s \geq s_{k2}$  akkor  $u_b = u_{max}$

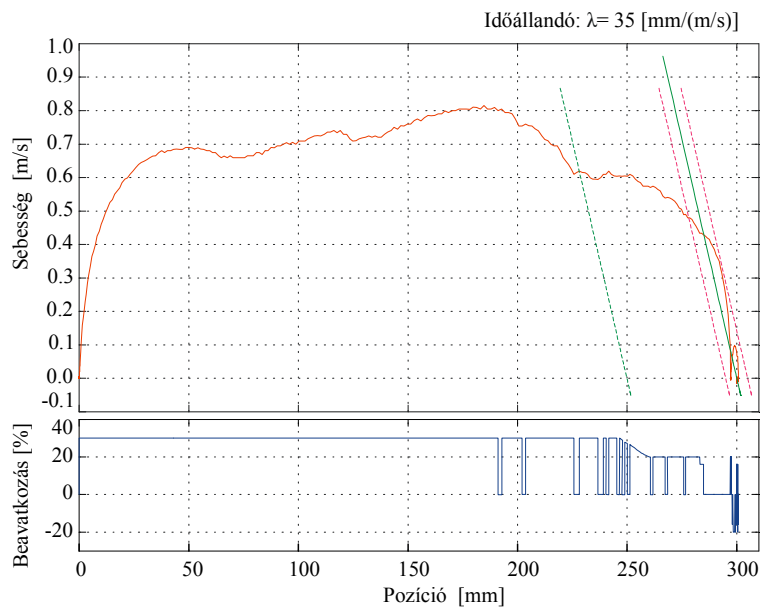
ha  $s \leq -s_{k2}$  akkor  $u_b = -u_{max}$

T.10. ábra Két határréteg alkalmazása küszöbértékkel

Ezt a módszert függőleges orientációjú munkahengerre alkalmazva (a gravitáció külső zavarás) a T.11. ábrán és a T.12. ábrán látható eredményt kaptam.



T.11. ábra Pozicionálás függőleges orientációjú munkahengerrel (időfüggvény)



T.12. ábra Pozicionálás függőleges orientációjú munkahengerrel (trajektória)

**3. TÉZIS:** (A csúszómód szabályozási törvényéhez kapcsolódó tézis)

*Kísérletekkel igazoltam, hogy a nagyobb pontosságú (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 dolgoztam ki, melynek lényege az, hogy a gyorsulás előjelétől függően módosítom a beavatkozás mértékét, azaz az egyszerűsítés miatt elhagyott harmadik dimenziót (a hibajel második deriváltját) részben visszahozom.*

A megoldás lényege az, hogy a csúszóegyenes mentén egy gyorsulás-korrekciós határrejteget képezve a beavatkozó jelet a határrejtegen belül a gyorsulás előjelének függvényében korrigálom (T.13. ábra). A határrejtegen kívül ( $s < -s_a$  vagy  $s_a \leq s$ ) a beavatkozó jelet nem változtatom meg:

A gyorsulás-korrekciós határrejtegen ( $\pm s_a$ ) kívül a beavatkozó jelet a gyorsulás előjelétől függetlenül egyenlő az eredeti  $u_b$  értékkel:

ha  $s \leq -s_a$  vagy  $s_a \leq s$  akkor  $u_{ba} = u_b$

Belépve a határrejtegre a beavatkozó jelet értékének meghatározásánál a gyorsulás előjelét is figyelembe vesszük.

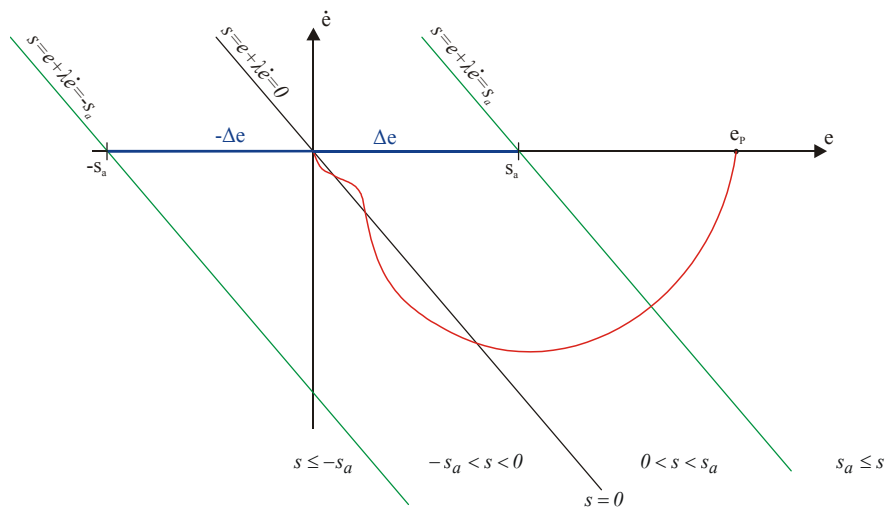
ha  $0 < s < s_a$  és  $\ddot{e} \leq 0$  akkor  $u_{ba} = u_b$

ha  $0 < s < s_a$  és  $\ddot{e} > 0$  akkor  $u_{ba} = 0$

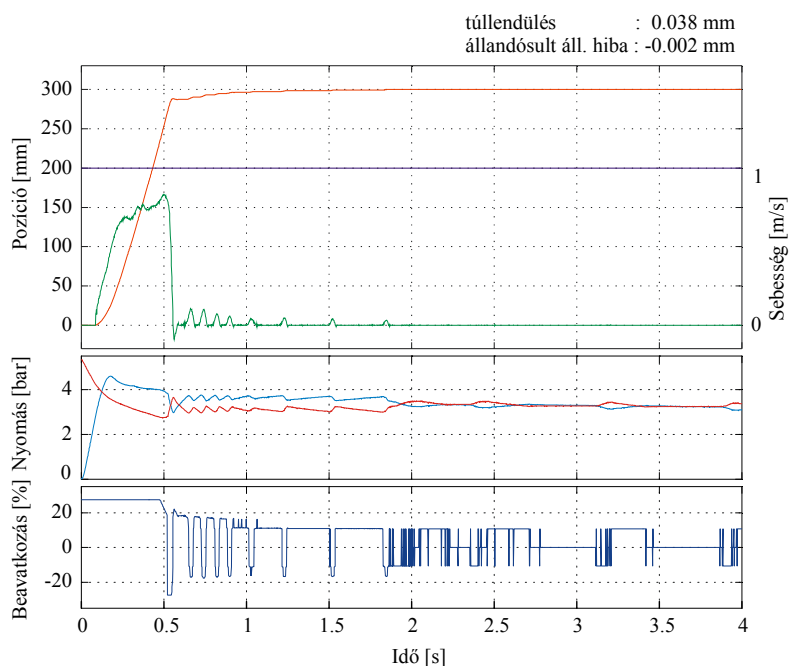
ha  $s = 0$  akkor  $u_{ba} = 0$

ha  $-s_a < s < 0$  és  $\ddot{e} \leq 0$  akkor  $u_{ba} = 0$

ha  $-s_a < s < 0$  és  $\ddot{e} > 0$  akkor  $u_{ba} = u_b$

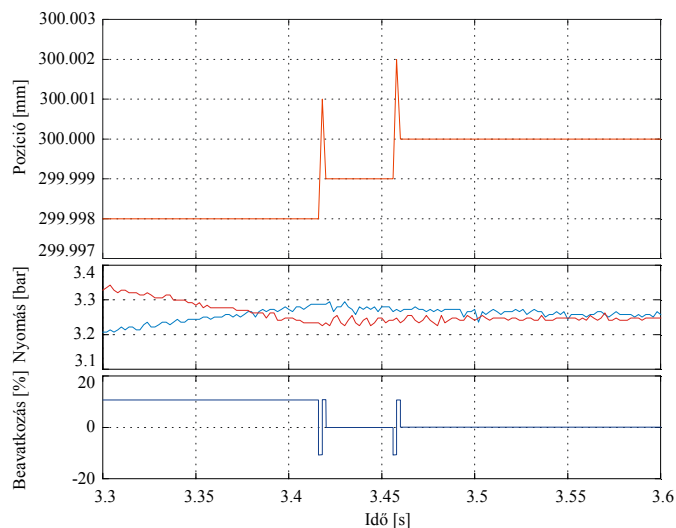


T.13. ábra Csúszómód szabályozás, gyorsulás-korrekcióval



T.14. ábra Pozicionálás két csúszóegyes mentén, két határreteg és gyorsulás-korrekció alkalmazásával

Az így kialakított szabályozóval vízszintes és függőleges orientációjú munkahengerrel, terhelés nélkül illetve súly- és rugó terheléssel végeztem pozicionálási kísérleteket. A mérési eredmények a szabályozás robusztusságát igazolták (T.14. ábra).



T.15. ábra Pozicionálás két csúszóegyes mentén, két határreteg és gyorsulás-korrekció alkalmazásával (részlet 4)

Megfigyelve a T.15. ábrát, azt látjuk, hogy a gyorsulás-korrekciónak köszönhetően akár 0.001 mm-es lépésközzel is megközelíthetjük a cél-pozíciót. A beavatkozó jelet megvizsgálva, azt láthatjuk, hogy a szabályozás emlékeztet Singhose et. al által ismertetet [99] [100] rugalmas rendszerek vibrációjának csökkentésére javasolt „input shaping” módszerre.



## IRODALOMJEGYZÉK

- [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*” Katholike 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). „*Application of MNN trained by MEKA for the position control of pneumatic cylinder*” *Proceedings of 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] Lu, H. (1993). „*Pneumatic force control servo system with fuzzy control*”, *Proceedings of the Third JCFP, Hangzhou*, p 495–498.
- [44] 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.

- [45] 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.
- [46] 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.
- [47] 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.
- [48] 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.
- [49] 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
- [50] 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
- [51] Kimura, T., Fujioka, H. Tokai, K. and Takamori, T. (1996). „*Sampled-data  $H_\infty$  control for a pneumatic cylinder system*” Proceedings of the 35th Conference on Decision and Control, Kobe, Japan.
- [52] Kimura, T., Hara, S. and Takamori, T. (1996). „ *$H_\infty$  control with minor feedback for a pneumatic actuator system*”, Proceedings of the 35th Conference on Decision and Control, Kobe, Japan.
- [53] 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.
- [54] 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.
- [55] 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.
- [56] 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.
- [57] 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.
- [58] 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

- [59] 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.
- [60] 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.
- [61] Noritsugu, T. and Takaiwa, M. (1995). „*Robust positioning control of pneumatic servo system with pressure control loop*”, IEEE International Conference on Robotics and Automation.
- [62] 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.
- [63] 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.
- [64] 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 Page(s):37 - 42
- [65] J.G. Ziegler and N.B. Nichols, (1942) „*Optimal Settings for Automatic Controllers*” Trans. ASME, vol. 64, pp. 759-768.
- [66] Zhiqiang Gao, Yi Huang, J.Han, (2001) „*An alternative paradigm for control system design.*” Proc. of IEEE 2001 Conference on Decision and Control
- [67] K.J. Aström, T. Hagglund, (2001) „*The future of PID control*” Control Engineering Practice 9, pp. 1163-1175
- [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. On System, Man and Cybernetics, Vol. SMC-8. pp. 101-256.
- [70] Harashima, F.: Ueeshiba, T., Hashimoto, H. (1987) „*Sliding Mode Control for Robotic Manipulators*” 2<sup>nd</sup> 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.: „*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 non-linear 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*” 8<sup>th</sup> 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 Péter; (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) „*Szünetmentes áramforrások csúszómód (sliding mode) szabályozása*” Egyetemi doktori értekezés, Budapest
- [96] J.Gyeviki, K.Rózsahegy, (2004) “*Development of a servopneumatic positioning equipment*” MicroCad Hungary pp. 31-36.
- [97] M. Karpenko and N. Sepehri, (2004) „*QFT Design of a PI Controller with Dynamic Pressure Feedback for Positioning a Pneumatic Actuator*” Proc. ACC Boston, pp. 5084-5089.
- [98] S. Chillari, S. Guccione and G. Muscato, (2001) „*An Experimental Comparison Between Several Pneumatic Position Control Methods*” Proc. 40th IEEE Conf. on Decision and Control USA pp. 1168-1173.
- [99] Singer, N., Singhose, W., and Kriekku, E., (1997) „*An Input Shaping Controller Enabling Cranes to Move Without Sway*” ANS 7th Topical Meeting on Robotics and Remote Systems, Augusta, GA
- [100] W. E. Singhose, L. J. Porter, T. D. Tuttle, and N. C. Singer, (1997) „*Vibration Reduction Using Multi-Hump Input Shapers*” J. of Dynamic Systems, Measurement, and Control, vol. 119, pp. 320-326.
- [101] Mester, Gy., (1995) „*Neuro-Fuzzy-Genetic Controller Design for Robot Manipulators*” Proc.IECON'95,IEEE,Orlando,Florida,USA,Vol.1.pp.87-92.
- [102] Mester, Gy., (1995) „*Neuro-Fuzzy-Genetic Tracking Control of Flexible Joint robots*” Proc. I. Intern.Conf. on Adv. Robotics & Intelligent Aut. pp.93-98,Athens,Greece,.
- [103] Shih M. C. and Pai K. R. (2003) „*Nanoaccuracy Position Control of a Pneumatic Cylinder Driven Table*” International Journal of JSME, Series C, Vol. 46, No.3, pp. 1062-1068.
- [104] Ming-Chang Shih and Kei-Ren Pai “*Precision Control of a Pneumatic Cylinder Using Fuzzy Control and Velocity Compensation Method*” (2002) Proceeding of the 5th JFPS Intern. Symposium on Fluid Power, NARA, Japan, November 13, Vol. 1, pp.631-636.
- [105] 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

## A TÉZISEKHEZ KAPCSOLÓDÓ TUDOMÁNYOS PUBLIKÁCIÓK:

### Konferencia kiadványok

- [1] Gyevik J., Fabulya Z.: „*Pozicionáló hajtások fejlesztése az élelmiszeripari anyagmozgatás és csomagolóstechnika részére*”  
Automation '95 Conference with International Participation. BME Budapest, September 5-7, 1995. vol. I. pp. 273-281
- [2] Gyevik J., Fabulya Z.: „*Pneumatikus pozicionálás megvalósítása PLC-vel*”  
XXXII. Ipari informatika, elektronika, mérés és szabályozás szimpózium. IEMSZSZ '97 Budapest, 1997. pp. 85-95
- [3] Gyevik J., Fabulya Z.: „*Pozicionáló hajtások vezérlése PLC-vel*”  
Automatika, mérés– és műszertechnika konferencia Siófok, 1997. pp. 76-84
- [4] Gyevik J., Fabulya Z.: „*Pneumatikus pozicionálás megvalósítása PLC-vel*”  
microCAD '98 International Computer Science Conference Miskolc, 25-26 February 1998, pp. 57-60
- [5] Gyevik J.: „*Industrial Applications of Neural Fuzzy System*”  
microCAD '99 International Computer Science Conference Miskolc, 24-25 February 1999, pp. 77-81, ISBN 963 661 350 8ö ISBN 963 661 355 9
- [6] Gyevik J., Z. Fabulya, R. Kiss: „*Pneumatic Driven Inverted Pendulum with Fuzzy Control*”  
2nd International Conference of PhD Students, University of Miskolc, Hungary, 8-14 August 1999, pp. 105-110, ISBN 963 661 374ö ISBN 963 661 378 8
- [7] Gyevik J.: „*Fuzzy Logic Implementation on PC*”  
3rd International Conference of PhD Students, University of Miskolc, Hungary, 13-19 August 2001, Vol. I. pp. 169-173, ISBN 963 661 480 6 ISBN 963 661 482 2
- [8] Gyevik J. Fabulya Z.: „*Elektropneumatikus pozicionálás modellezése és vizsgálata*”  
HUNGELEKTRO 2002, 7th International Exhibition and Conference on Electronics Technology, Budapest, 23 April 2002, (proceedings on CD)
- [9] Gyevik J., Z. Fabulya: „*Pneumatic Positioning with Intelligent Control*”  
3rd International Scientific Days of Land Management in the Great Hungarian Plain Mezőtúr, 17-18 October 2002, Vol. 4. pp. 21-25, ISBN 963 9483 02 8
- [10] Gyevik J.: „*Nemlineáris holtidős szabályozási körök vizsgálata*”  
Európai kihívások 2. 2003, pp. 11-15, ISBN 963 210 236 3
- [11] Gyevik J., Gy. Mester: „*Modelling, Simulation and Control of a Servopneumatic Positioning System*”  
microCAD 2003 International Computer Science Conference Miskolc, 6-7 March 2003, pp. 21-26, ISBN 963 661 547 0 ISBN 963 661 555 1
- [12] Gyevik J.: „*Control of Nonlinear Dynamical Systems*”  
4th International Conference of PhD Students, University of Miskolc, Hungary, 11-17 August 2003, pp. 77-81, ISBN 963 661 585 3ö ISBN 963 661 591 8
- [13] Gyevik J., Gy. Mester: „*Dynamics of a Servopneumatic Positioning System*”  
Workshop on Mechatronics, Varna, Bulgaria 2003, (proceedings on CD)
- [14] Gyevik J., K. Rózsahegyi: „*Development of a servopneumatic positioning equipment*”  
microCAD 2004 International Computer Science Conference Miskolc, 18-19 March 2004, pp. 31-36, ISBN 963 661 608 6ö ISBN 963 661 615 9
- [15] Gyevik J., K. Rózsahegyi: „*DSP-based sliding mode control of a servopneumatic positioning system*”  
microCAD 2004 International Computer Science Conference Miskolc, 18-19 March 2004, pp. 37-42, ISBN 963 661 608 6ö ISBN 963 661 615 9



- [16] Gyeviki J.: „*Pneumatikus rendszerek pozícionálási pontosságának növelése*”  
 XI.th International Conference and Exhibition on Pneumatics and Hydraulics 2004  
 Hungary, 21-23 September 2004, pp. 141-146, ISSN 1215-0851
- [17] Янош Девики – Иштван Тибор Тотх „*Повышение точности позиционирования пневматических приводов с помощью Sliding Mode Control (SMC)*”  
 Publishing House „Education and Science” s.r.o. (Chehiya, Praga) „Дни науки”  
 Тематика: Технические науки 12. Автоматизированные системы 15-27 апреля 2005  
 года <http://www.rusnauka.com/Tehnika/24.html>
- [18] J. Gyeviki, A. Csiszár: „*DSP Based Positioning in Practice*”  
 ICCC’ 2005 International Carpathian Control Conference 24-27 May 2005, Vol. 1. pp.  
 407-412 ISBN 963 661 644 2 ISBN 963 661 643 4 ö
- [19] J. Gyeviki, K. Rózsahegyi and A. Csiszár: „*Chattering Reduction in Sliding Mode  
 Control of Pneumatic Actuator*”  
 ICCC’ 2005 International Carpathian Control Conference 24-27 May 2005, Vol 2. pp.  
 421-426 ISBN 963 661 645 0 ISBN 963 661 643 4 ö
- [20] Gyeviki J., A. Csiszar, K. Rozsahegyi: „*Sliding modes application in pneumatic  
 positioning*”  
 ICM ’05 IEEE International Conference on Mechatronics, Taipei, Taiwan, 10-12 July  
 2005, Volume , Issue , Page(s): 964 – 969  
<http://ieeexplore.ieee.org/search/freeresult.jsp?history=yes&queryText=%28gyeviki%29>
- [21] Csiszár A., J. Gyeviki: “*Accurate position control of a pneumatic actuator using DSP*”  
 21st International Conference on CAD/CAM, Robotics and Factories of the Future, Cars  
 & Fof 2005 17 - 20 July, Cracow, Poland, (proceedings on CD)
- [22] Gyeviki J., A. Csiszár: „*High Precision Pneumatic Positioning Using DSP Based Sliding  
 Mode Control*”  
 5th International Conference of Phd Students, University of Miskolc, Hungary, 14-20  
 August 2005, Vol. Engineering Sciences I. pp. 67-72, ISBN 963 661 673 6ö ISBN 963  
 661 678 7
- [23] Gyeviki J., A. Csiszár: „*DSP Based Positioning in Practice*”  
 5th International Conference of Phd Students, University of Miskolc, Hungary, 14-20  
 August 2005, Vol. Engineering Sciences I. pp. 289-294, ISBN 963 661 673 6ö ISBN 963  
 661 678 7
- [24] Gyeviki J. Csiszár A.: „*DSP alkalmazása a szabályozástechnikában*”  
 Informatika a felsőoktatásban 2005, Debreceni Egyetem Debrecen, 2005. augusztus 24-  
 26, pp. 131, ISBN 963 472 909 6 (proceedings on CD)
- [25] J. Gyeviki, A. Csiszár: „*Development of Pneumatic Tracking Control using SMC*”  
 Európai Kihívások III. Tudományos Konferencia, 2005. november 3. Szeged pp. 579-  
 582 ISBN 963 482 757 8
- [26] Gyeviki J. Csiszár A.: „*Pneumatikus pozícionálás pontosságának növelése módosított  
 csúszómód szabályozással*”  
 Európai Kihívások III. Tudományos Konferencia, 2005. november 3. Szeged pp.574-578  
 ISBN 963 482 757 8
- [27] P. Korondi, J. Gyeviki: “*Robust and Precise Control for a Pneumatic Cylinder*” EPE-  
 PEMC 2006  
 CD Rom ISBN: 1-4244-0121-6

## Folyóiratban megjelent cikkek

- [28] Gyevik J., Lázár S.: „Technológiai folyamatok számítógépes szimulációja”  
KÉE ÉFK Tudományos Közlemények 14. Szeged, 1987. pp. 65-71, ISSN 0200-1381
- [29] Gyevik J., Fabulya Z.: „Pneumatikus pozícionáló hajtás megvalósítása hagyományos elemekkel”  
KÉE ÉFK Tudományos Közlemények 17. Szeged, 1994. pp. 148-157
- [30] Gyevik J., Fabulya Z. Kiss R.: „Pneumatikus működtetésű fordított inga fuzzy szabályozással”  
JATE SZÉF Tudományos Közlemények 20. Szeged, 1999. pp. 46-53, ISSN 02-38-3756
- [31] Gyevik J., Fabulya Z., Sárosi J.: „Fuzzy logika megvalósítása C nyelven”  
SZTE SZÉF Tudományos Közlemények 22. Szeged, 2001. pp. 40-45, ISSN 02-38-3756
- [32] Gyevik J., K. Rózsahegyi: „DSP-based Control of Servopneumatic Positioning System”  
SZTE SZÉF Tudományos Közlemények 24. Szeged, 2003. pp. 60-64
- [33] Gyevik J., K. Rózsahegyi: „Sliding Mode Control of Servopneumatic Positioning System”  
SZTE SZÉF Tudományos Közlemények 24. Szeged, 2003. pp. 65-69
- [34] Gyevik J.: „Improving Positioning Accuracy of Pneumatic Systems”  
GÉP, Gépipari Tudományos Egyesület műszaki folyóirata 55. évf. 9. sz. / 2004 pp. 7-9,  
ISSN 0016-8572, <http://www.gép-ujság.fw.hu/04sep/index2.htm>
- [35] Gyevik J., I. T. Tóth, K. Rózsahegyi: „Sliding mode control and its Application on a Servopneumatic Positioning System”  
Transactions on AUTOMATIC CONTROL and COMPUTER SCIENCE Vol.49 (63),  
No.1, 2004, ISSN 1224-600X 2004, pp. 99-103
- [36] Csiszár A., J. Gyevik: “Accurate position control of a pneumatic actuator using DSP”  
International Journal of INGENIUM 2005(4) Vol.4. Mechatronic pp. 463-470, ISSN  
1363-514x
- [37] Gyevik J. Rózsahegyi K.: „Pneumatikus rendszerek pozícionálási pontosságának növelése csúszómód szabályozással”  
Pneumatika, hidraulika, hajtástechnika, automatizálás Info-Prod műszaki kiadványai IX.  
évfolyam 2005 május pp. 4-7, ISSN 1587-6853, ISSN 1417-8710
- [38] Gyevik J., A. Csiszar: “Pneumatic Positioning in Practice”  
SZTE SZÉF Tudományos Közlemények 25. Szeged, 2005 pp. 36-41 ISSN 1785-3419
- [39] Gyevik J., A. Csiszar: “Sliding Mode Control in Pneumatic Positioning”  
SZTE SZÉF Tudományos Közlemények 25. Szeged, 2005 pp. 62-68 ISSN 1785-3419
- [40] Gyevik J., Csiszar A.: „DSP-k gyakorlati alkalmazása a folyamatirányításban”  
Acta Agraria Kaposváriensis Vol 10 No 1, 2006 pp. 166-176 ISSN 1418-1789
- [41] Gyevik J., Korondi P., Kolonić, Fetah : „Accurate Position Control for a Pneumatic Cylinder”  
Strojarstvo Vol. 48. No. 5-6; pp. 213-225 2006. ISSN 0562-1887 If.:0.281

## Hivatkozások

[C.1] Gyeviki J.: „*Nemlineáris holtidős szabályozási körök vizsgálata*”

Európai kihívások 2. 2003, pp. 11-15, ISBN 963 210 236 3  
cikkre hivatkozik:

[Cit. 1] Mester Gy., Pletl Sz.: „*Rugalmas Robotok Hibrid Irányítása*” GÉP, Gépipari Tudományos Egyesület műszaki folyóirata 55. évf. 6. sz. / 2004, ISSN 0016-8572 <http://www.gep-ujsag.fw.hu/04jun/index2.htm>

[C.2] Gyeviki J., Gy. Mester: „*Dynamicsl of a Servopneumatic Positioning System*”

Workshop on Mechatronics, Varna, Bulgaria 2003, (proceedings on CD)  
cikkre hivatkozik:

[Cit. 2] Molnár L., Czmerk A.: „*A pneumatikus hajtás tulajdonságai, és dinamikai modellje*” OGÉT 2004 konferencia, XII. Nemzetközi Gépész Találkozó 208. oldal, Románia, Csíksomlyó, 2004. április 22-25.

[Cit. 3] L. Molnár, A. Czmerk: „*Properties and dynamic behaviour of pneumatic drive*” GÉPÉSZET 2004, Proceedings of the fourth conference on mechanical engineering p. 701, Budapest, 2004. május 27-28.

[Cit. 4] A.Czmerk: „*Dynamics of a servopneumatic drive*” VII. International PhD Workshop Gliwice, Lengyelország ISBN 83-922242-0-5, Confernce issue Vol.. 343-346

[Cit. 5] L. Molnár, A. Czmerk : „*Modellbildung und Simulation des pneumatischen Zylinders*” 50. Internationales Wissenschaftliches Kolloquium Ilmenau 19.-23. September 2005 Proceeding 415-416. ó. + poszter

[Cit. 6] Molnár L., Czmerk A.: „*Linearisation of a servopneumatic system*” GÉPÉSZET 2006, Proceedings of the fifth conference on mechanical engineering poszter  
Budapest, 2006. május 25-26.

[Cit. 7] Molnár L., Czmerk A.: „*Szervopneumatikus hajtás szimulációs vizsgálata módosított PID szabályzóval*” OGÉT 2006 konferencia, XIV. Nemzetközi Gépész Találkozó  
Románia, Marosvásárhely, 2006. április 27-30.

[C.3] Gyeviki J., I. T. Tóth, K. Rózsahegy: „*Sliding mode control and its Application on a Servopneumatic Positioning System*” Transactions on AUTOMATIC CONTROL and COMPUTER SCIENCE Vol.49 (63), No.1, 2004, ISSN 1224-600X 2004, pp. 99-103  
cikkre hivatkozik:

[Cit. 8] Jan V., Marek S., Pavol M., Vladimir V., Stephen D.J., Roy P.: „*Near-Time-Optimal Position Control of an Actuator with PMSM*” Power Electronics and Applications, 2005 European Conference on 11-14 Sept. 2005  
Page(s):P.1 - P.10

[Cit. 9] Vittek J., Michalik J., Vavrus V., Horvath, V.: „*Design of Control System for Forced Dynamics Control of an Electric Drive Employing Linear Permanent Magnet Synchronous Motor*” Industrial Electronics and Control Applications, 2005. ICIECA 2005. International Conference on 30-02 Nov. 2005 Page(s):1 - 6

[Cit. 10] Vittek J., Vavrus V., Malek M., Buchner P., Michalik W.: „*Prescribed closed-loop speed dynamics control of the actuator employing linear permanent magnet*”

*synchronous motor*”

Industrial Technology, 2005. ICIT 2005. IEEE International Conference on 14-17 Dec. 2005 Page(s):604 - 609

- [C.4] J. Gyeviki, A. Csiszár: „*DSP Based Positioning in Practice*” ICC’ 2005 International Carpathian Control Conference 24-27 May 2005, Vol. 1. pp. 407-412 ISBN 963 661 644 2 ISBN 963 661 643 4 ö

cikkre hivatkozik:

- [Cit. 11] Gyula Mester: „*Modeling of the Control Strategies of Wheeled Mobile Robots*”, Proceedings of the Kando Kalmán Conference, Budapest, pp. 1-3, Hungary, 2006.
- [Cit. 12] Gyula Mester: „*Introduction to Control of Mobile Robots*”, Proceedings of the YUINFO’2006, pp. 1-4, Kopaonik, Serbia and Montenegro, 2006.
- [Cit. 13] Gyula Mester: „*Distance Learning in Robotics*”, Proceedings of the Third International Conference on Informatics, Educational Technology and New Media in Education, pp. 239-245, Sombor, Serbia and Montenegro, 2006.
- [Cit. 14] Gyula Mester: „*Applications of Mobile Robots*”, Proceedings of the 7<sup>th</sup> International Conference of Food Science, Szeged, pp. 1-5, Hungary, 2006.
- [Cit. 15] Gyula Mester: „*Intelligent Mobile Robot Controller Design*”, Proceedings of the Intelligent Engineering Systems”, INES 2006, pp. 282-286, London, United Kingdom, 2006.
- [Cit. 16] Gyula Mester: „*Motion Control of Wheeled Mobile Robots*”, Proceedings of the International Conference”, SISY 2006, pp. (), Subotica, Serbia, 2006.

- [C.5] Gyeviki J., A. Csiszar, K. Rozsahegyi: „*Sliding modes application in pneumatic positioning*” ICM ’05 IEEE International Conference on Mechatronics, 10-12 July 2005, Volume , Issue , Page(s): 964 – 969

cikkre hivatkozik:

- [Cit. 17] F.Nurtac Akdag, Ahmet Kuzucu: „*High accurate pneumatic position control*” Istanbul Technical University <http://ftp.ni.com/outgoing/Papers 2006/Nurtac - Akdag Istanbul Technical University.pdf>

- [C.6] P. Korondi, J. Gyeviki: “*Robust Position Control for a Pneumatic Cylinder*” EPE-PEMC 2006 CD Rom ISBN: 1-4244-0121-6

cikkre hivatkozik:

- [Cit.18] Angel Ernesto Rubio Rodriguez: „*Modelación, identificación y control de actuadores lineales electro neumáticos para aplicaciones industriales*” Tesis presentada en opción al grado de Doctor en Ciencias Técnicas, Universidad Central „Marta Abreu” de Las Villas, Facultad de Ingeniería Eléctrica, Departamento de Automacia y Sistemas Computacionales, Santa Clara Agosto/2007

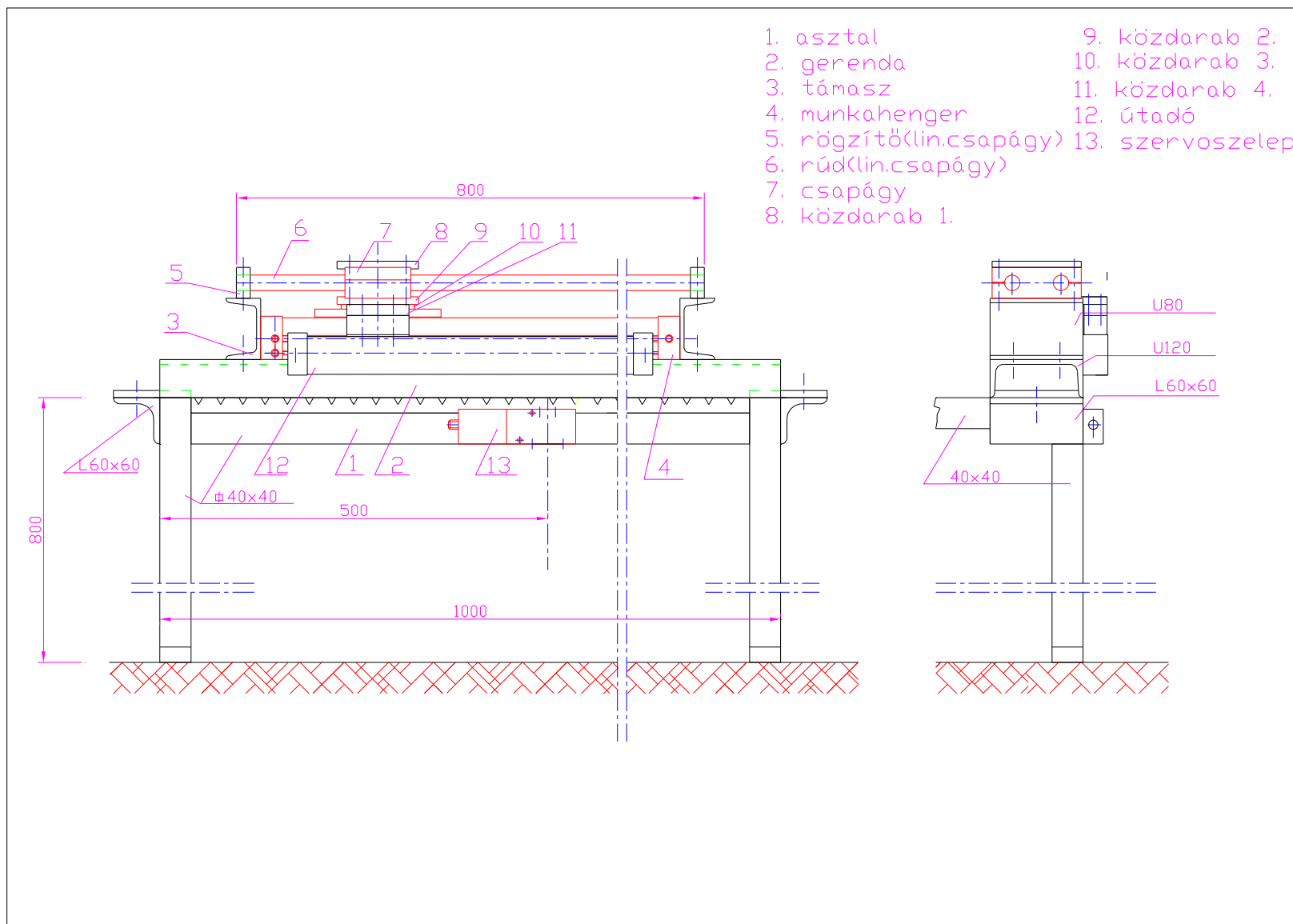
## MELLÉKLETEK

## **M.1. A kísérleti berendezés szerkezeti felépítése**

A kísérleti berendezés összeállítási rajza az M.1. ábrán látható. Váznak egy 40x40-es zártszelvényből hegesztett laborasztalt választottam (**1** tsz.). A berendezés fő része, egy MECMAN 170 (Rexroth RMC-BV) típusú 32 mm átmérőjű, 500 mm löketű siklöhenger (**4** tsz.), melyet a **2** tételszámú gerendára a **3**-as számú támaszok rögzítik. A pontos megvezetést az **5**, **6** és **7** tételszámmal jelzett SKF lineáris csapágy biztosítja (LEBS 20A, LQBR 20 LLS). A munkahenger dugattyúja a **9**, **10** és **11** számú közdarabok segítségével csatlakozik a csapágyhoz. A munkahengert egy FESTO MPYE-5-1/8 HF-010B típusú arányos szeleppel (**13** tsz.) vezéreljük. A szelep úgy csatlakozik az **1** tételszámú asztalhoz, hogy a munkahenger felező vonalába essen, azaz a csatlakozó csővezetékek hossza azonos legyen (szimmetrikus felépítés).

A dugattyú pozícióját egy LINIMIK MSA 320 típusú inkrementális útdadóval (**12** tsz.) mérjük. A gerenda kialakítása olyan, hogy a 0.001 mm pontosságú mérésekhez egy Balluff BTL5-S101 típusú abszolút útdadó is felszerelhető. A sebességet és a gyorsulást számítjuk. A kamrák nyomásának mérése Motorola MPX5999D nyomásérzékelőkkel történik.

A szabályozás robusztusságának vizsgálatára függőleges helyzetű munkahengert és súlyterhelést választottam. A kísérleti berendezést úgy alakítottam ki, hogy a gerenda a rászertelt munkahengerrel, csapággal és útdadóval, a két rögzítő csavar oldása után, egyszerűen függőleges helyzetbe fordítható.



M.1. ábra A kísérleti berendezés összeállítási rajza

## **M.2. A kísérleti berendezés elektronikai felépítése**

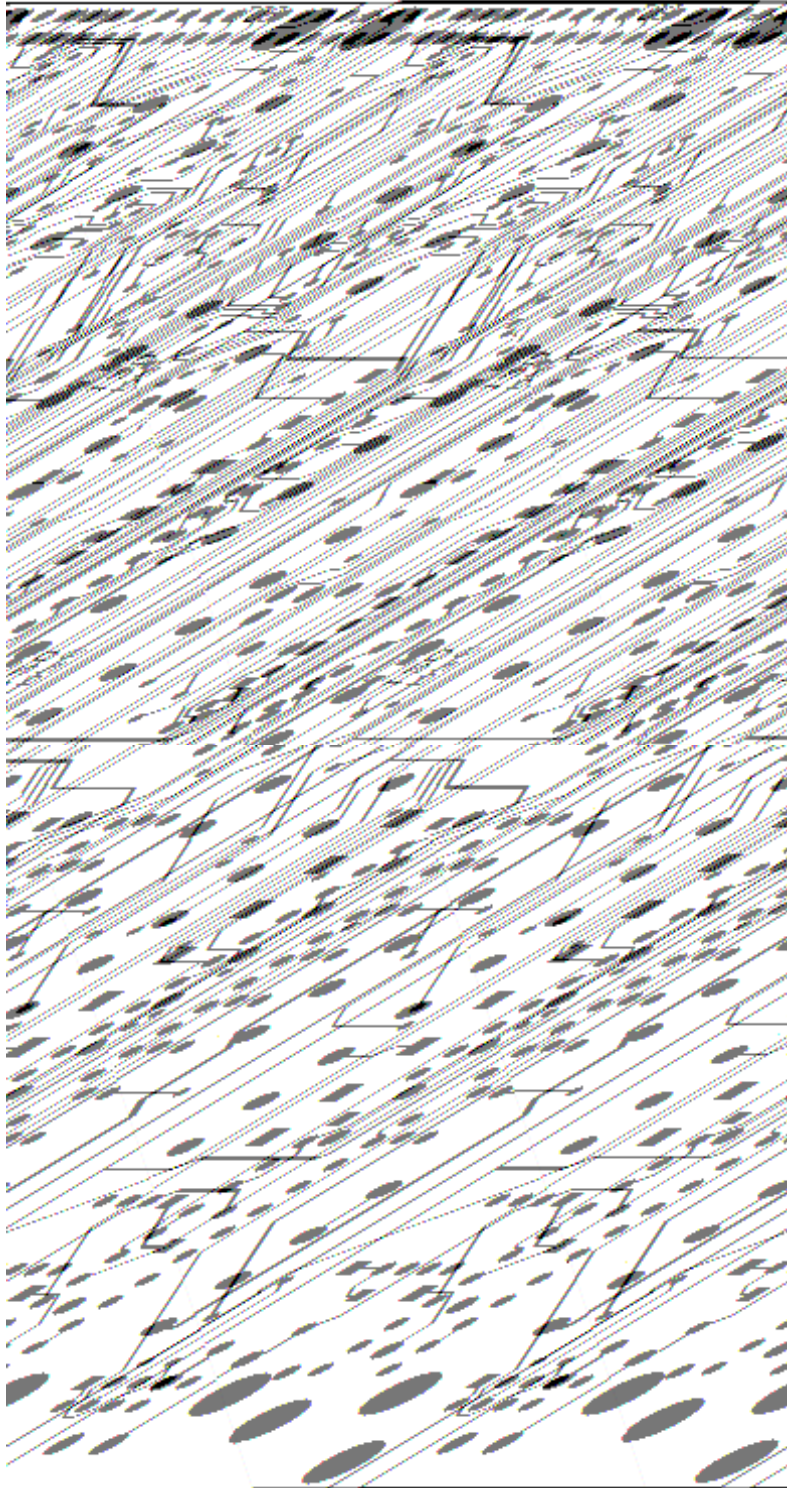
Kísérleteimhez a Spectrum Digital „eZdsp™ for TMS320LF2407” DSP kártyáját használtam. A bemeneti- és kimeneti eszközök illesztésére és a berendezés flexibilitásának növelésére egy kiegészítő kártyát terveztem. A DSP analóg bemeneti és digitális ki- és bemeneti interfésszel rendelkezik. A kísérletünk során az arányos szelep működtetéséhez szükség volt még analóg kimeneti jelre is, ezt AD420 típusú D/A konverterrel állítottam elő. A kísérleti berendezés későbbi bővítéséhez az illesztő panelre 2 db analóg kimenetet terveztem.

A digitális kimeneti jelszint illesztését relével, a bemenetet optikai csatolóval oldottam meg. 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 kommunikációt alkalmaztam. A DSP és a számítógép közötti RS-232-es kommunikációt egy ICL3232IBN integrált áramkörrel valósítottam meg.

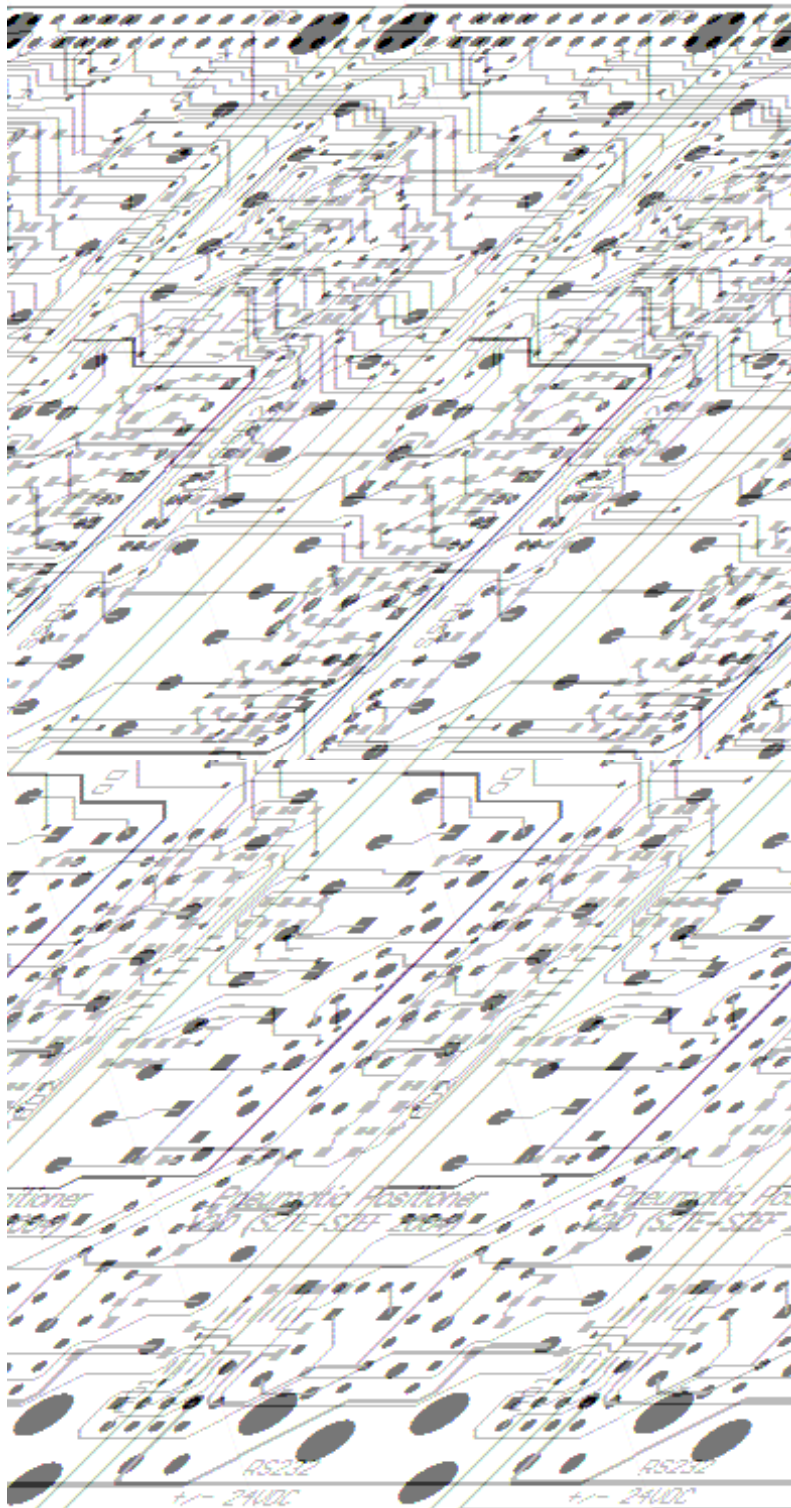
Az illesztő panel kapcsolási rajza az M.2. – M.6. ábrákon, a nyomtatott áramköri tervek pedig az M.7. - M.9. ábrákon látható.



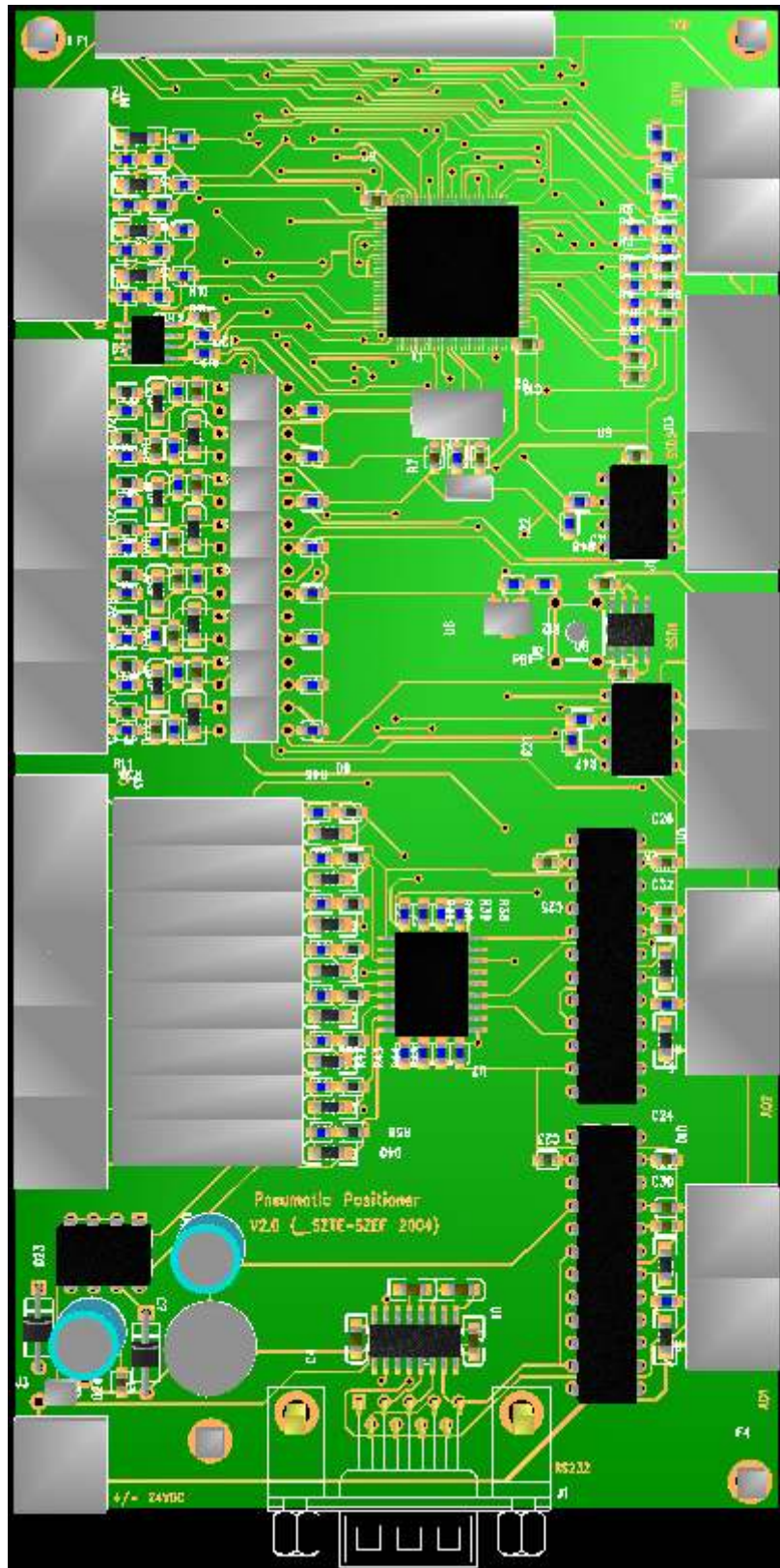
Ide az Illesztő\_panel.pdf fájlban lévő A3-as rajzok jönnek.



M.7. ábra Az illesztő panel NYÁK rajza (forrasztási oldal)



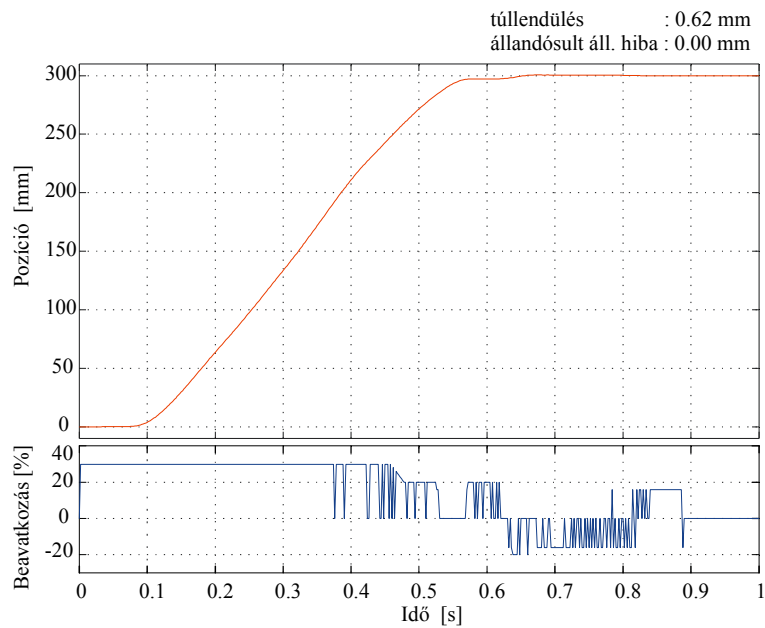
M.8. ábra Az illesztő panel NYÁK rajza (alkatresz oldal)



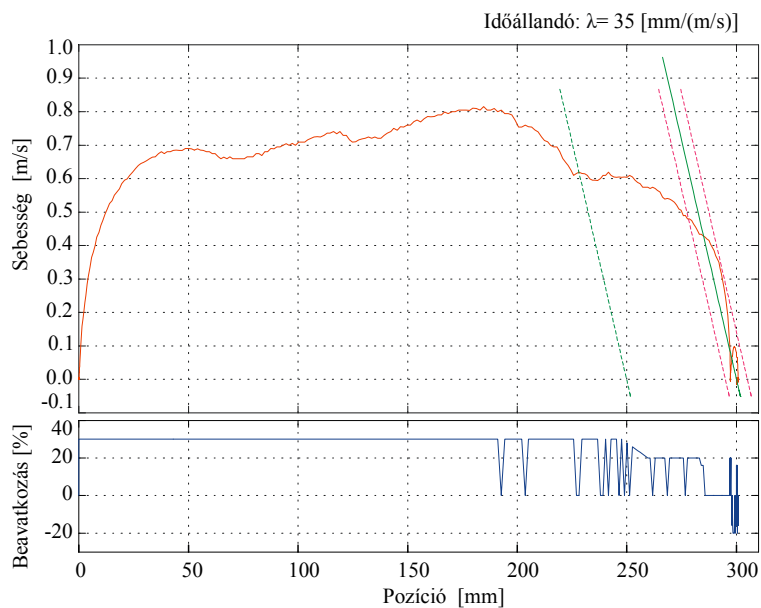
M.9. ábra Az illesztő panel 3D-s NYÁK rajza (alkatrész oldal)

### M.3. Pozícionálási eredmények

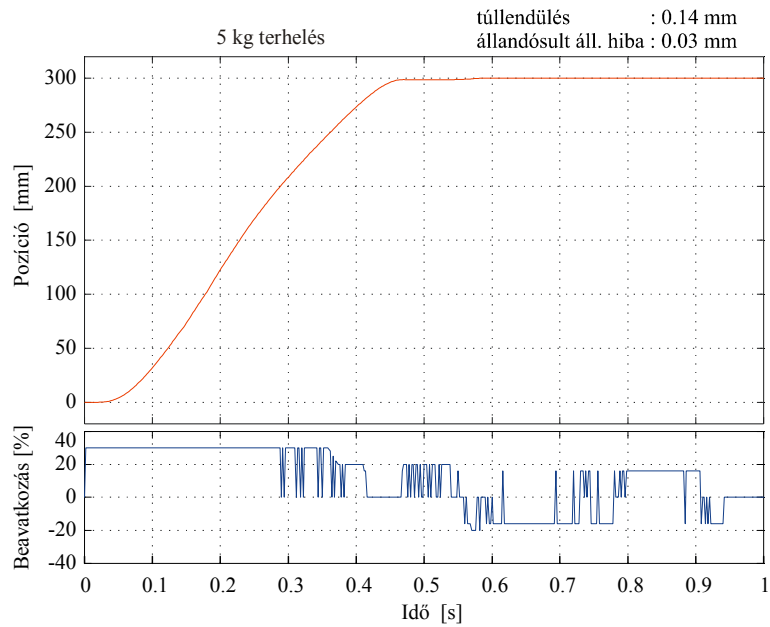
Az 5.2.1. fejezetben ismertetett szabályozóval vízszintes és függőleges orientációjú munkahengerrel, terhelés nélkül illetve súly- és rugóterheléssel végeztem pozícionálási kísérleteket. Az eredményeket az M.10./a – M.12./b ábrákon láthatjuk. A mérési eredmények a szabályozás robusztusságát igazolták.



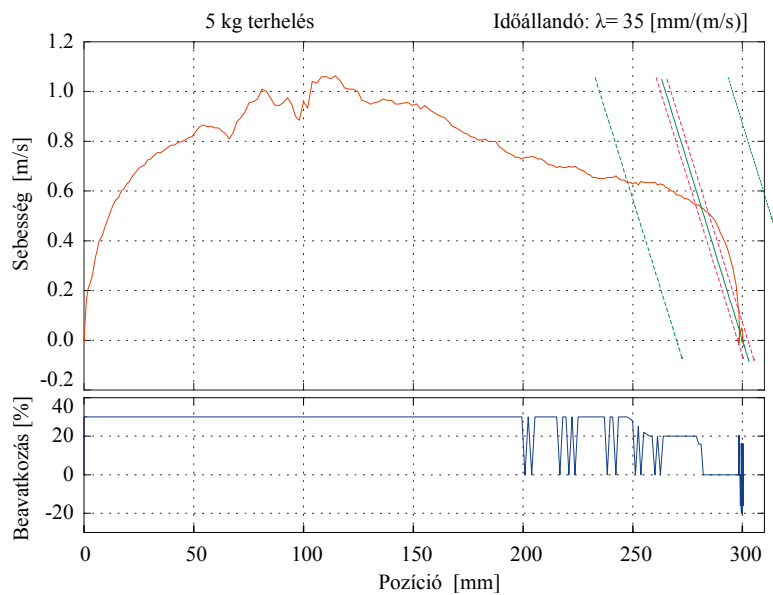
M.10./a ábra Pozícionálás függőleges orientációjú munkahengerrel



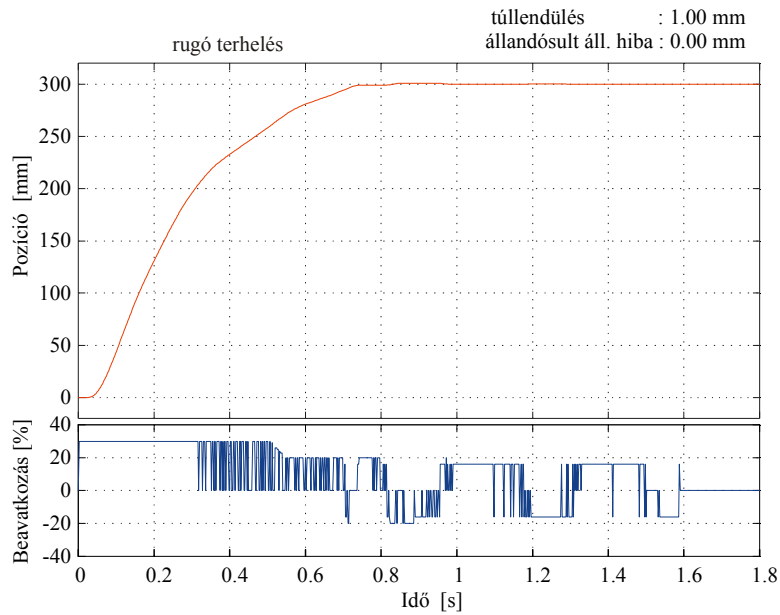
M.10./b ábra Pozícionálás függőleges orientációjú munkahengerrel (trajektória)



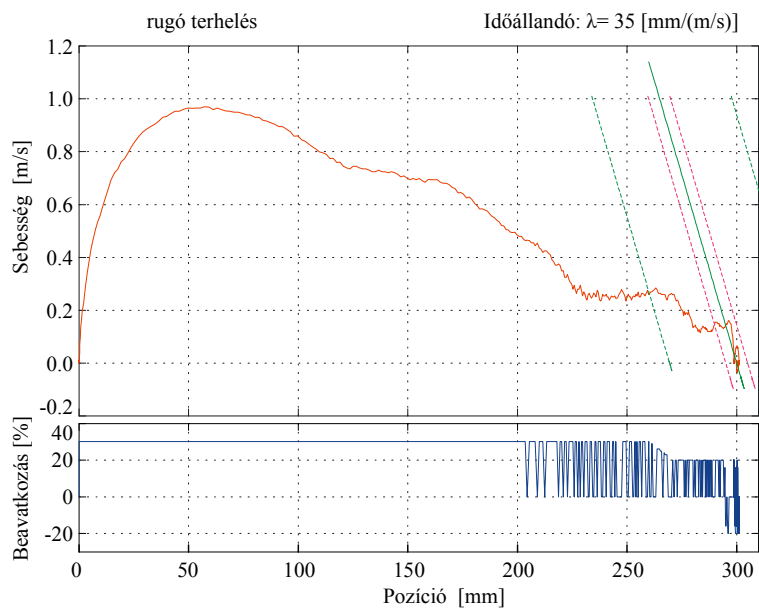
M.11./a ábra Pozicionálás függőleges orientációjú munkahengerrel súlyterheléssel



M.11./b ábra Pozicionálás függőleges orientációjú munkahengerrel súlyterheléssel (trajektória)

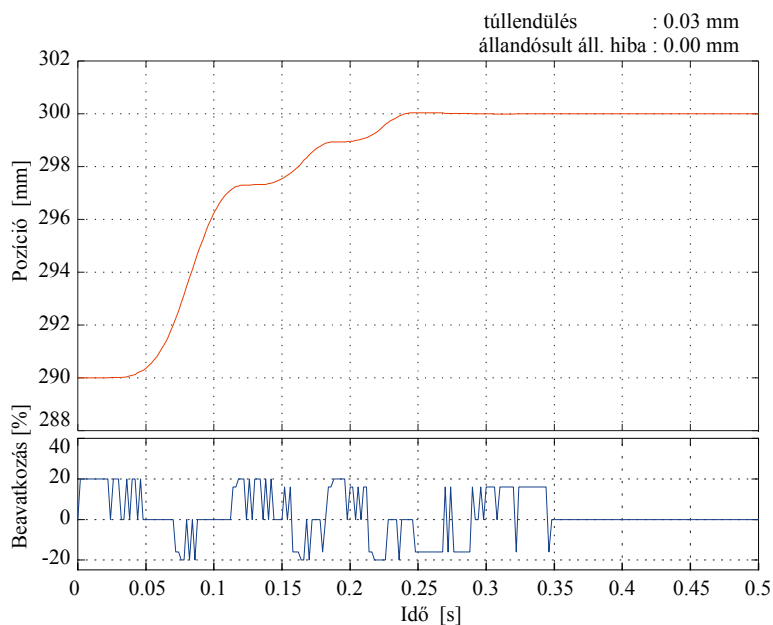


M.12./a ábra Pozícionálás függőleges orientációjú munkahengerrel rugóterheléssel

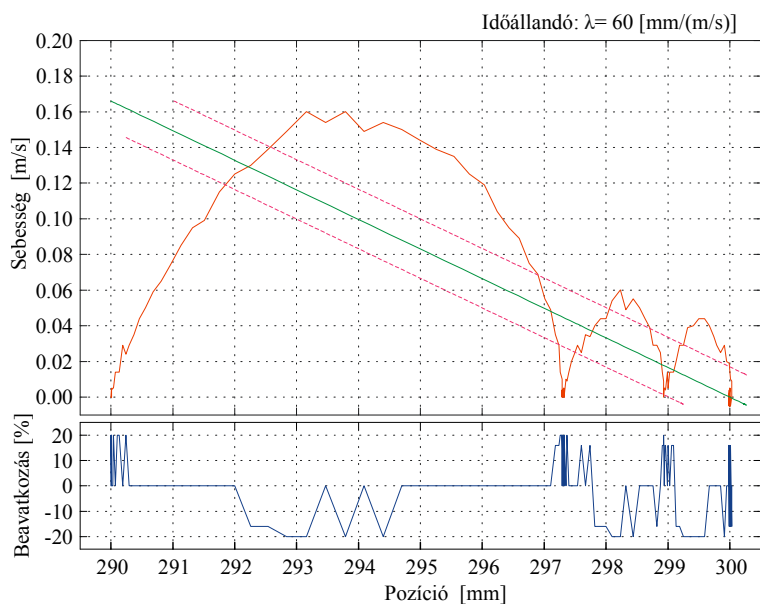


M.12./b ábra Pozícionálás függőleges orientációjú munkahengerrel rugóterheléssel (trajektória)

Vizsgáltam a pozicionálást 10 mm-es 1 mm-es és 0.25 mm-es lépésközzel is (M.13./a – M.24. ábra). Azt tapasztaltam, hogy a 0.25 mm-es lépés is stabilan biztosítható.

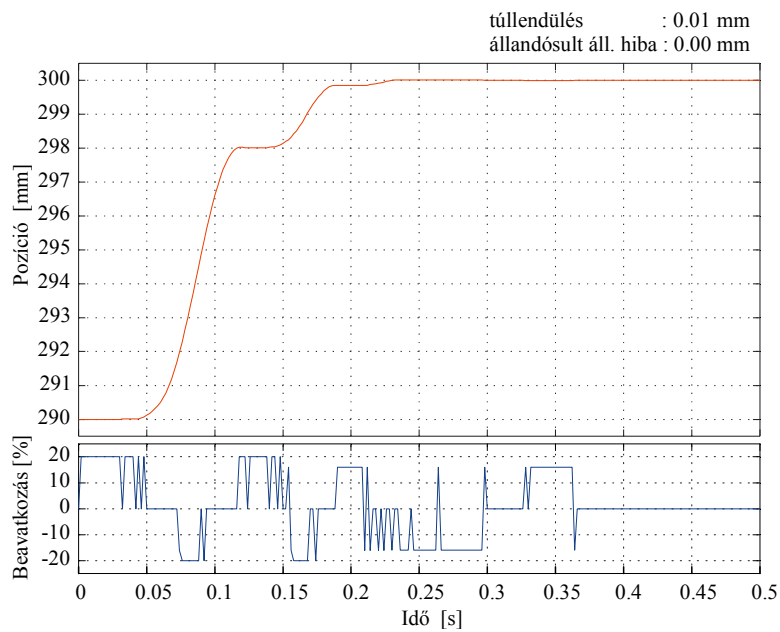


M.13./a ábra Pozicionálás vízszintes orientációjú munkahengerrel  
 10 mm-es lépésközzel

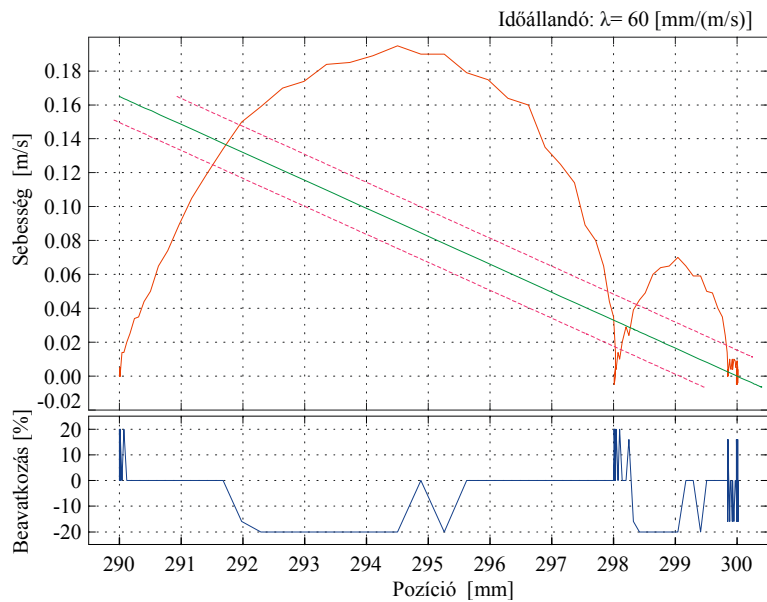


M.13./b ábra Pozicionálás vízszintes orientációjú munkahengerrel  
 10 mm-es lépésközzel (trajektória)

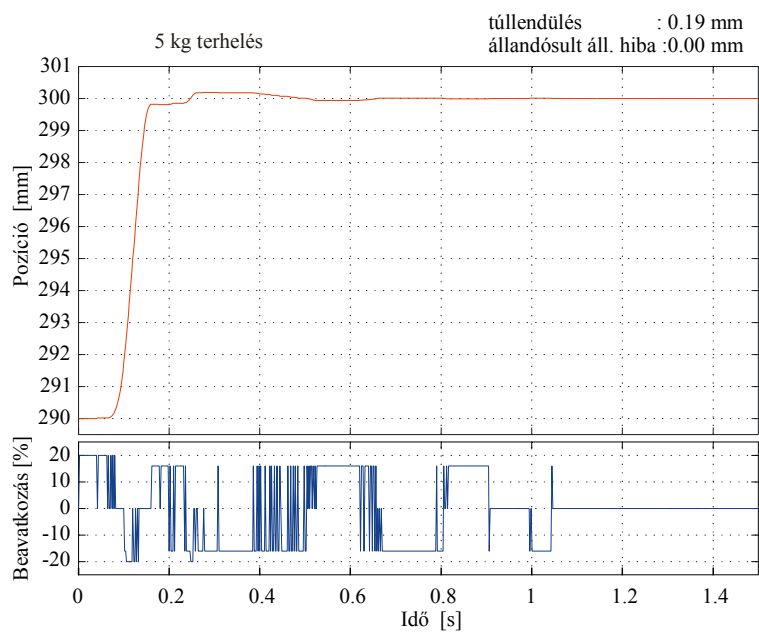




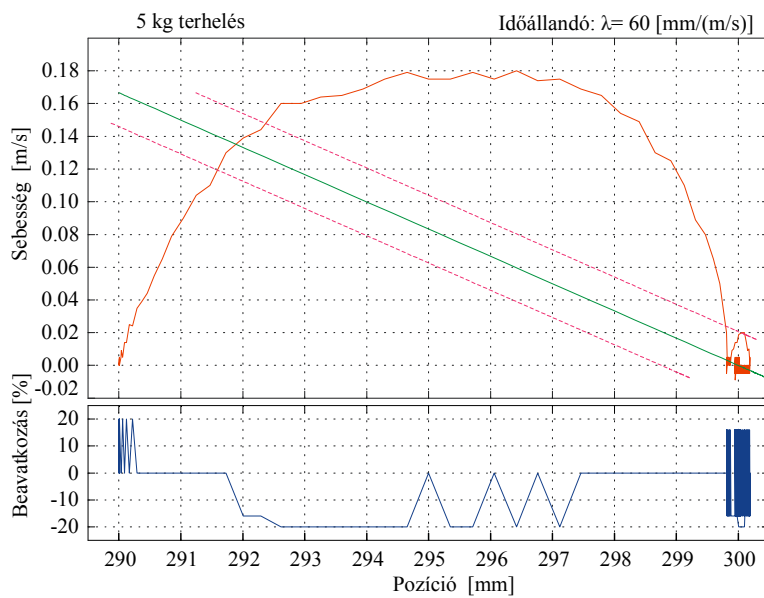
M.14./a ábra Pozícionálás függőleges orientációjú munkahengerrel  
 10 mm-es lépésközzel



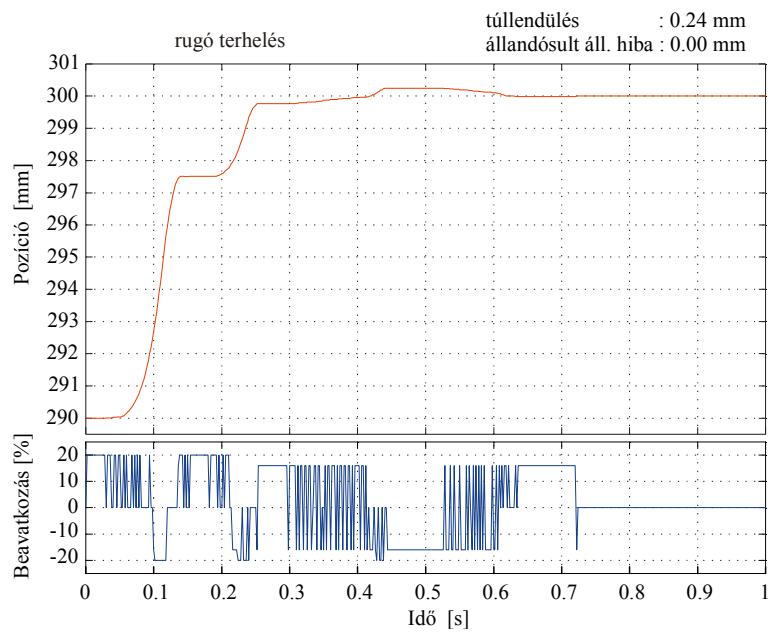
M.14./b ábra Pozícionálás függőleges orientációjú munkahengerrel  
 10 mm-es lépésközzel (trajektória)



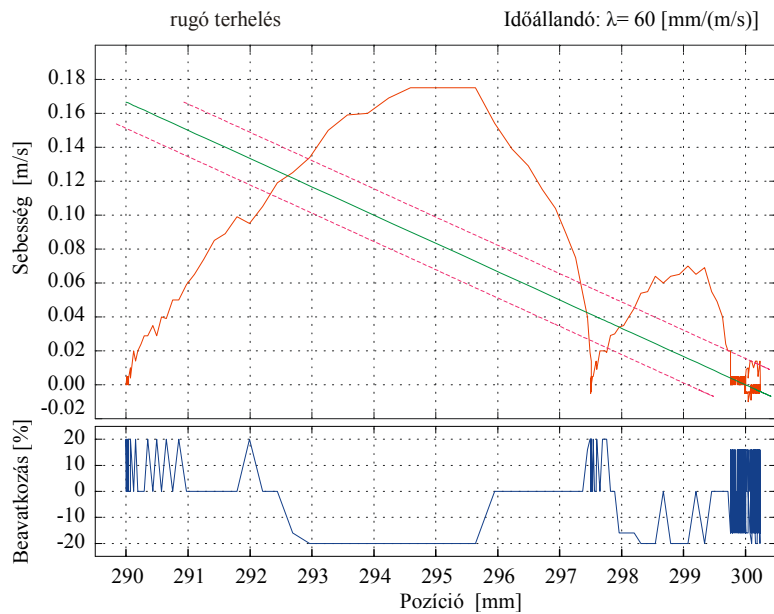
M.15./a ábra Pozícionálás függőleges orientációjú munkahengerrel  
10 mm-es lépésközzel, súlyterheléssel



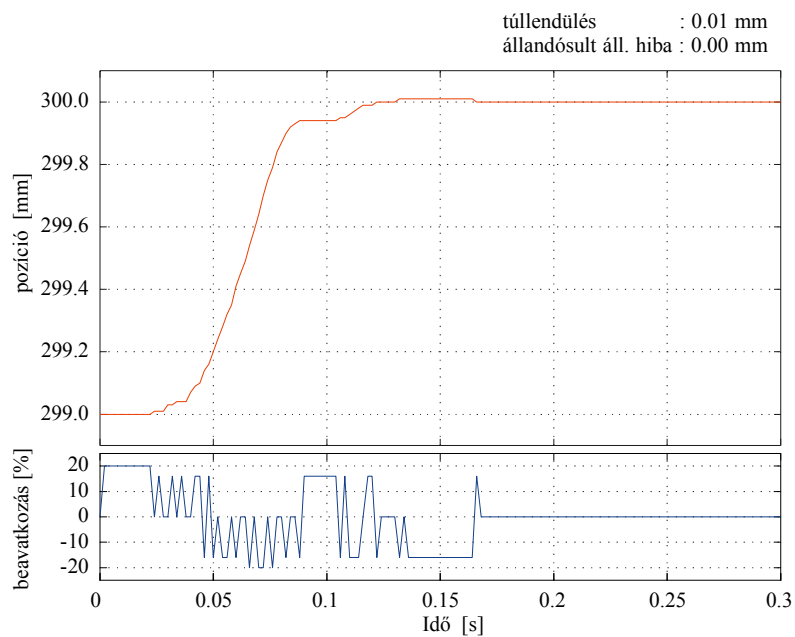
M.15./b ábra Pozícionálás függőleges orientációjú munkahengerrel  
10 mm-es lépésközzel, súlyterheléssel (trajektória)



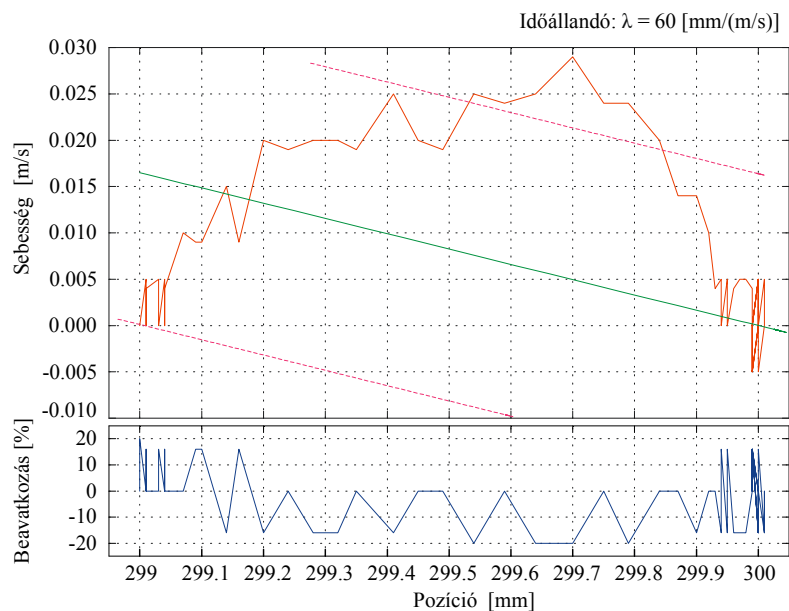
M.16./a ábra Pozícionálás függőleges orientációjú munkahengerrel  
10 mm-es lépésközzel, rugóterheléssel



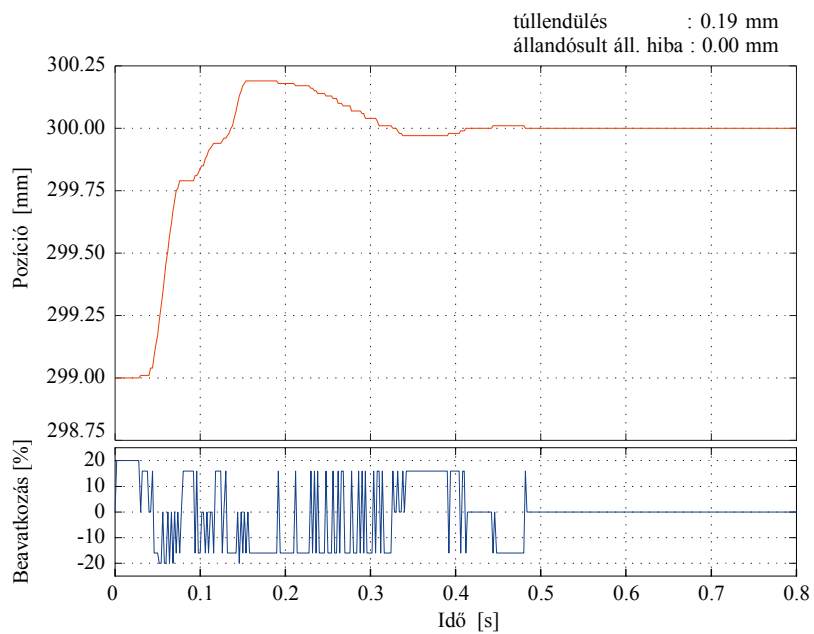
M.16./b ábra Pozícionálás függőleges orientációjú munkahengerrel  
10 mm-es lépésközzel, rugóterheléssel (trajektória)



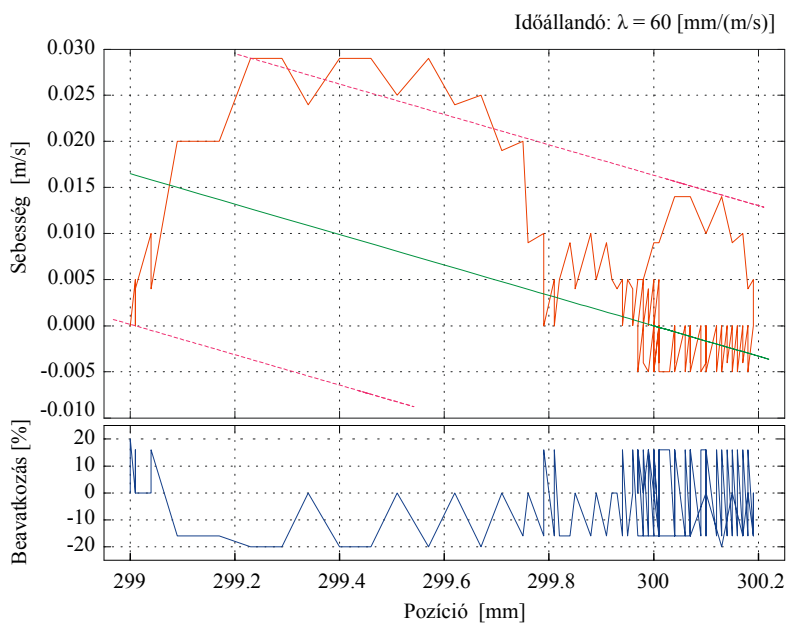
M.17./a ábra Pozicionálás vízszintes orientációjú munkahengerrel  
1 mm-es lépésközzel



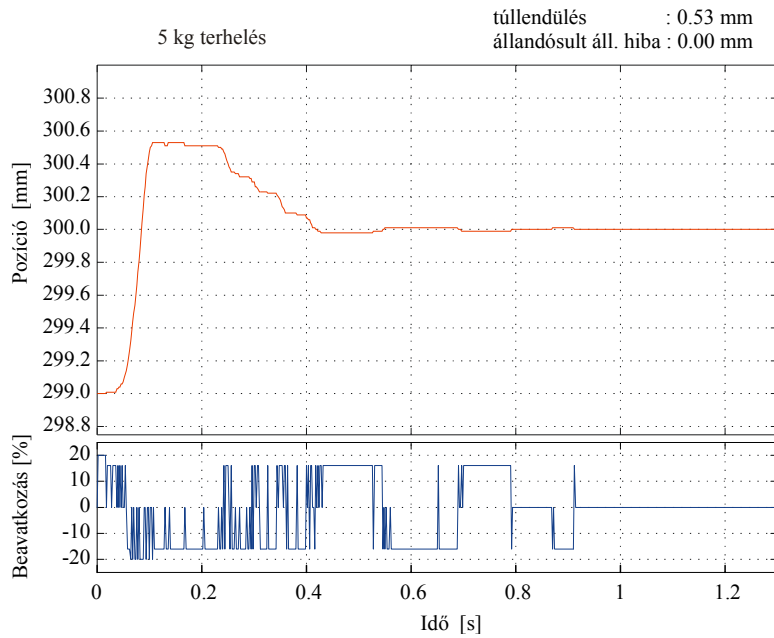
M.17./b ábra Pozicionálás vízszintes orientációjú munkahengerrel  
1 mm-es lépésközzel (trajektória)



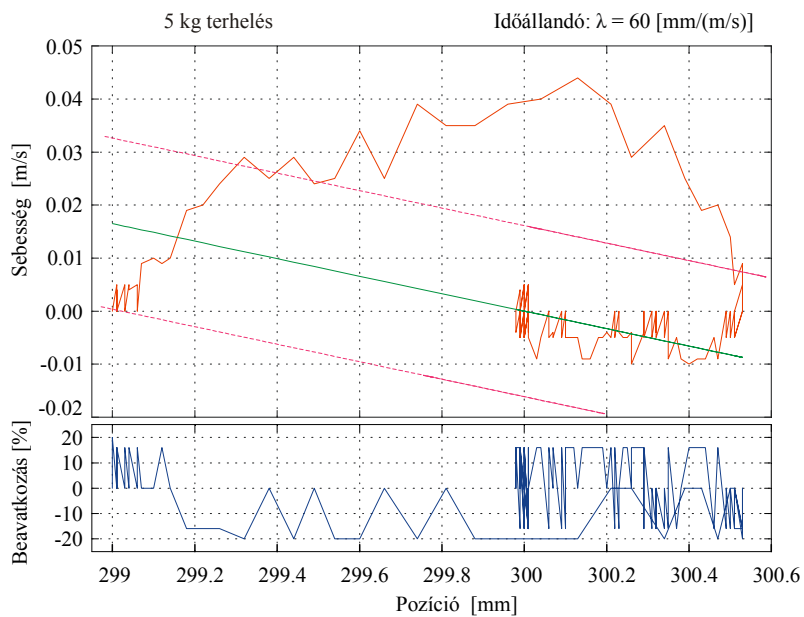
M.18./a ábra Pozícionálás függőleges orientációjú munkahengerrel  
 1 mm-es lépésközzel



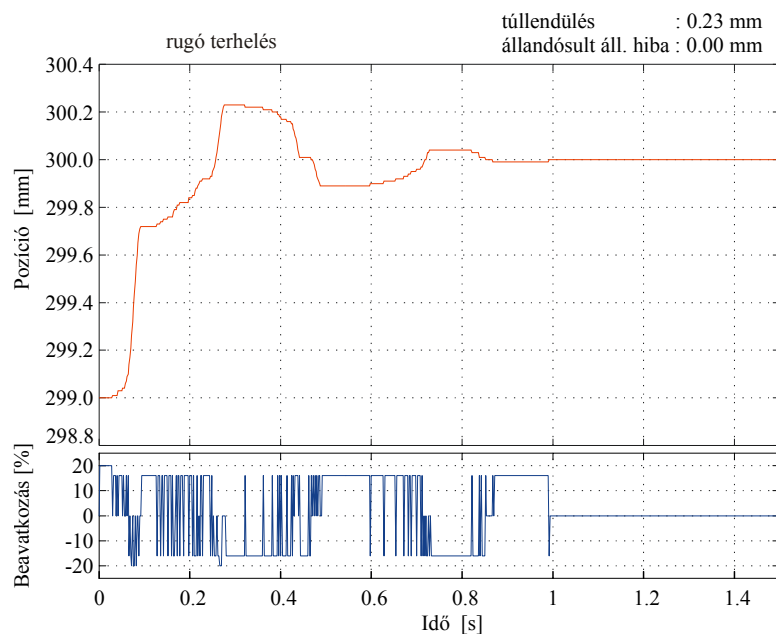
M.18./b ábra Pozícionálás függőleges orientációjú munkahengerrel  
 1 mm-es lépésközzel (trajektória)



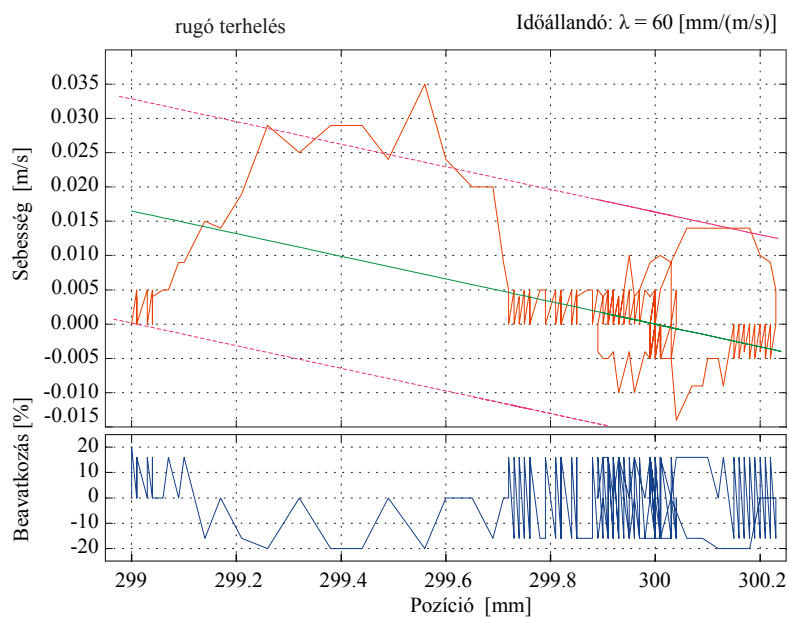
M.19./a ábra Pozicionálás függőleges orientációjú munkahengerrel  
 1 mm-es lépésközzel, súlyterheléssel



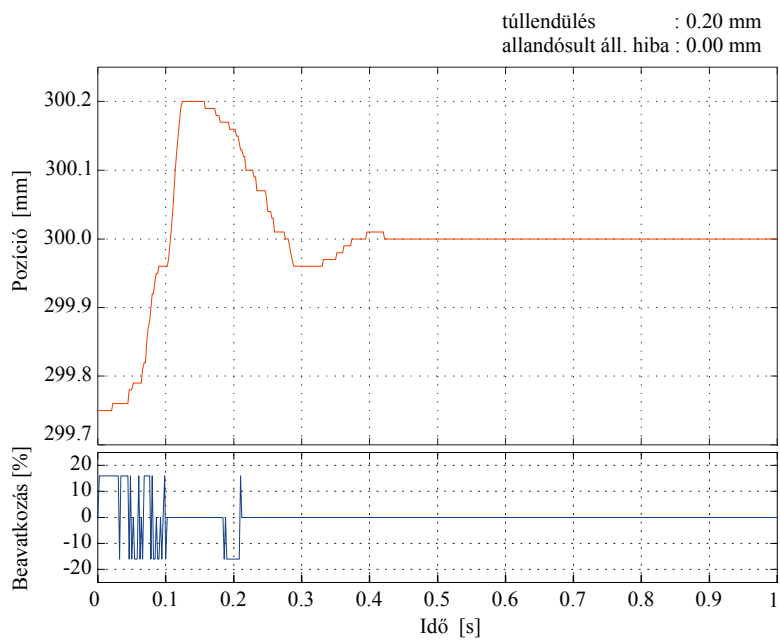
M.19./b ábra Pozicionálás függőleges orientációjú munkahengerrel  
 1 mm-es lépésközzel, súlyterheléssel (trajektória)



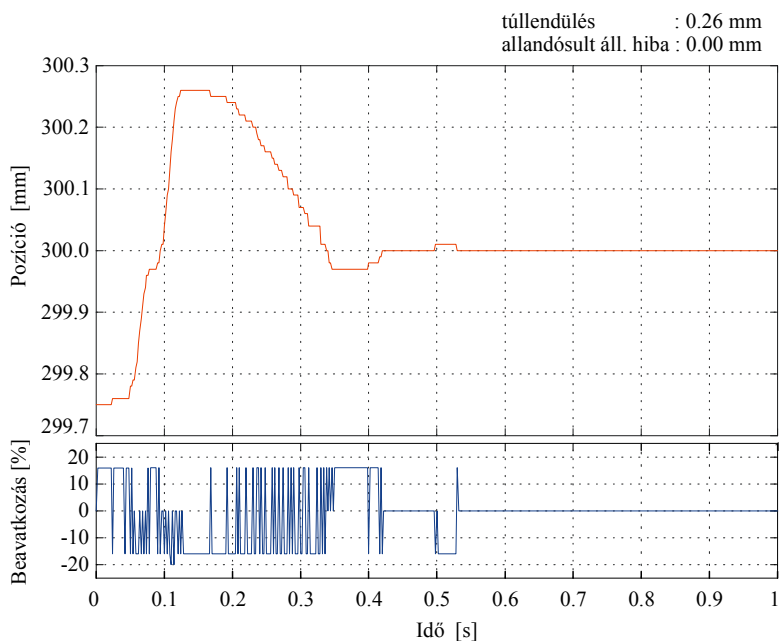
M.20./a ábra Pozícionálás függőleges orientációjú munkahengerrel  
1 mm-es lépésközzel, rugóterheléssel



M.20./b ábra Pozícionálás függőleges orientációjú munkahengerrel  
1 mm-es lépésközzel, rugóterheléssel (trajektória)

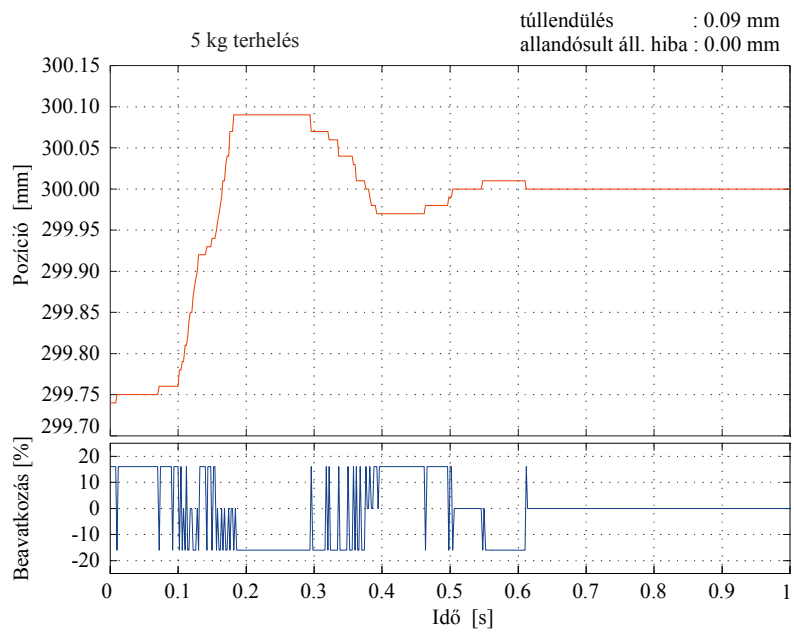


M.21. ábra Pozicionálás vízszintes orientációjú munkahengerrel  
0.25 mm-es lépésközzel

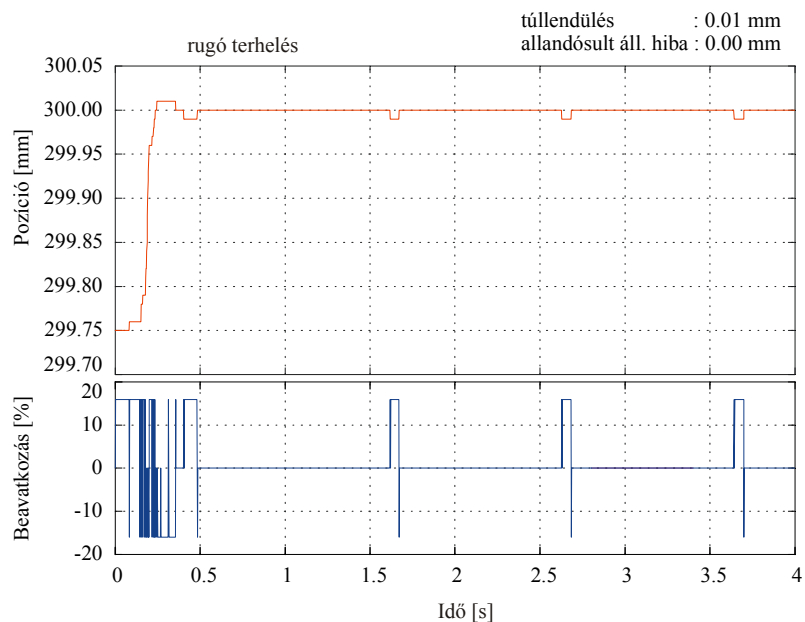


M.22. ábra Pozicionálás függőleges orientációjú munkahengerrel  
0.25 mm-es lépésközzel





M. 23. ábra Pozicionálás függőleges orientációjú munkahengerrel  
0.25 mm-es lépésközzel, súlyterheléssel



M.24. ábra Pozicionálás függőleges orientációjú munkahengerrel  
0.25 mm-es lépésközzel, rugóterheléssel

## NYILATKOZAT

Ezen értekezést a Debreceni Egyetem Agrártudományi Centrum Mezőgazdaságtudományi Karán az Interdiszciplináris Agrár- és Természettudományok Doktori Iskola keretében készítettem el a Debreceni Egyetem ATC MTK doktori (Ph.D.) fokozatának elnyerése céljából.

Debrecen, .....

.....

## NYILATKOZAT

Tanúsítjuk, hogy Gyeviki János doktorjelölt 2007-ben 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, .....

.....

.....

## KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

Végezetül ezúton szeretném megköszönni két témavezetőmnek, Prof. Dr. Csizmazia Zoltán egyetemi tanárnak és Dr. habil. Véha Antal egyetemi docens, dékánnak, kitartó türelmüket, amivel a felkészülés és az értekezés készítésének időszakában figyelemmel kísérték munkámat. Segítőkész és kritikus észrevételeikkel hozzájárultak dolgozatom színvonalának emeléséhez. Megköszönöm Dr. Szabó Gábor és Dr. Fenyvesi József Professzoroknak, hogy lehetőséget adtak e disszertáció megvalósítására és Dr. Mester Gyula Professzornak, hogy éveken keresztül segített az elméleti és gyakorlati tanácsaival. Köszönetet mondok tanszékvezetőmnek Nagy Elemérné Dr.-nak a kitartó biztatásáért, valamint Rózsahegyi Kálmánnak (SZTE, Hansa '98 Számítástechnikai és Automatizálási Kft) a számítógép programok elkészítésében nyújtott segítségéért. Megköszönöm az SZTE Mérnöki Kar és a DE ATC Mezőgazdaságtudományi Kar azon dolgozóinak támogatását, akik önzetlenül segítették kutatómunkámat és a fokozatszerzés folyamatát.

A szerző

Szeged, 2007. június