



SZENT ISTVÁN EGYETEM

Pneumatikus mesterséges izmok működésének statikus
és dinamikus modellezése, nagy pontosságú pozicionálása

Doktori (PhD) értekezés

Sárosi József

Gödöllő
2013

A doktori iskola

megnevezése: Műszaki Tudományi Doktori Iskola

tudományága: Agrárműszaki tudományok

vezetője: Dr. Farkas István DSc
egyetemi tanár
SZIE, Gödöllő, Gépészmérnöki Kar

témavezető: Dr. Szendrő Péter DSc
egyetemi tanár
SZIE, Gödöllő, Gépészmérnöki Kar

társtémavezető: Dr. Keszthelyi-Szabó Gábor DSc
egyetemi tanár
SZTE, Szeged, Mérnöki Kar

.....
Az iskolavezető jóváhagyása

.....
A témavezető jóváhagyása

TARTALOMJEGYZÉK

JELÖLÉSJEGYZÉK.....	4
1. BEVEZETÉS, CÉLKITŰZÉSEK.....	7
2. SZAKIRODALMI ÁTTEKINTÉS.....	9
2.1. Alapegyenletek.....	9
2.2. Pneumatikus rendszerek jellemzői.....	15
2.3. Pneumatikus mesterséges izmok jellemzői, típusai és alkalmazása	22
2.4. Pneumatikus mesterséges izmok statikus és dinamikus vizsgálata.....	33
2.5. Pneumatikus rendszerek szabályozása.....	46
3. ANYAG ÉS MÓDSZER	59
3.1. Kísérleti berendezés	59
3.2. Pneumatikus mesterséges izmok erő-kontrakció jelleggörbéjének meghatározása	61
3.3. Pneumatikus mesterséges izmok statikus erő modellje	66
3.4. Pneumatikus mesterséges izmok dinamikus vizsgálata	70
3.5. Pneumatikus mesterséges izmok nagy pontosságú pozicionálása	72
3.5.1. Pneumatikus mesterséges izmok lineáris pozicionálása	72
3.5.2. Megváltozó hőmérséklet és a hiszterézis hatásának vizsgálata	76
3.5.3. Pneumatikus mesterséges izmok pozicionálása forgójeladóval.....	78
4. EREDMÉNYEK	79
4.1. Erő-kontrakció jelleggörbe.....	79
4.2. Statikus erő közelítése.....	82
4.3. Dinamikus viselkedés.....	95
4.4. Pozicionálás.....	100
4.4.1. Lineáris pozicionálás.....	100
4.4.2. Megváltozó hőmérséklet és a hiszterézis hatása	101
4.4.3. Pozicionálás forgójeladóval	108
4.5. Új tudományos eredmények.....	110
5. KÖVETKEZTETÉSEK ÉS JAVASLATOK	112

6. ÖSSZEFOGLALÁS.....	113
7. SUMMARY	114
8. MELLÉKLETEK.....	115
M1. Irodalomjegyzék	115
M2. Az értekezés témaköréhez kapcsolódó publikációk listája.....	125
M3. LabVIEW programok	127
M4. Statikus erő közelítésének további eredményei.....	131
M5. MATLAB Simulink modell és a dinamikus viselkedés további eredményei	151
M6. Lineáris pozicionálás további eredményei	153
M7. Megváltozó hőmérséklet hatásának vizsgálata a pozicionálás pontosságára vonatkozóan.....	155
M8. Forgójeladóval történő pozicionálás további eredményei	159
KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS	160

JELÖLÉSJEGYZÉK

Jelölések:

a [$\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$]	gyorsulás
a [-]	a membrán rugalmassága
a, b, a^*, b^*, c, d, e	konstansok
a_{ij}	az eredménymátrix elemei
a_0, a_1, a_2, a_3	konstansok
$a_1, a_2, a_3, a_4, a_5, a_6$	konstansok
a_k, b_k, a_e, b_e	konstansok
A [m^2]	felület, keresztmetszet
b [-]	kritikus nyomásviszony
c [$\text{N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1}$]	csillapítási tényező
c_{kr} [$\text{N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1}$]	kritikus csillapításhoz tartozó csillapítási tényező
c_0, c_1	konstansok
C [$\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}\cdot\text{Pa}^{-1}$]	hangsebességű vezetőképesség
C [$\text{m}\cdot\text{N}^{-1}$]	engedékenység
C_d [-]	átfolyási tényező
d [m]	átmérő
d_0 [m]	a rugalmas határú tér átmérője
d_{\max} [m]	a rugalmas határú tér maximális átmérője
$d_{\text{vég}}$ [m]	az izom végein lévő foglalatok átmérője
EtM [$\text{N}\cdot\text{m}\cdot\text{kg}^{-1}$]	energia/tömeg arány
f [-]	izomra jellemző konstans
f_0, f_1, f_2, f_3, f_4	konstansok
F [N]	erő
$F(s)$ [N]	erő a löket függvényében
F_d [N]	dinamikus erő
F_{oh} [N]	összehúzó erő
F_p [N]	nyomóerő
$F_{\text{rugó}}$ [N]	a PMI, mint rugó által kifejtett erő
g [$\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$]	gravitációs gyorsulás
h [m]	a PMI rugalmas összetevőjét megerősítő fonat hosszúsága
h [%]	kontrakció
k, K [$\text{N}\cdot\text{m}^{-1}$]	merevség
K_{Kp} [m]	konstans
K_2 [$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}\cdot\text{Pa}^{-1}\cdot\text{V}^{-1}$]	szelepegyüttható
l [m]	a PMI felfújott állapotában mérhető hosszúsága
l_{\min} [m]	az izom minimális hosszúsága
l_0 [m]	a PMI nyugalmi állapotában mérhető (névleges) hosszúsága
m [kg]	tömeg

\dot{m} [kg·s ⁻¹]	tömegáram
n [-]	politropikus kitevő
n [-]	menetszám
p [Pa]	alkalmazott nyomás, túlnyomás
p_a [Pa]	abszolút nyomás
p_0 [Pa]	légköri (atmoszférikus) nyomás
r, R [-]	korrelációs együttható
r [m]	a PMI felfújtt állapotában mérhető belső sugara
r^2, R^2 [-]	determinációs együttható
r_0 [m]	a PMI nyugalmi állapotában mérhető belső sugara
R [J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]	specifikus gázállandó
s [m]	löklet, elmozdulás
s [m]	a rugalmas határu tér minimális hosszúsága
s_0 [m]	a rugalmas határu tér hosszúsága
Δs [m]	a rugalmas határu tér hosszváltozása
S [-]	szórás
t [m]	falvastagság
T [K]	termodinamikai hőmérséklet
u_v [V]	villamos bemeneti jel
U [-]	görbe által határolt terület
v [m ³ ·kg ⁻¹]	fajtérfogat
v [-]	polinom
V [m ³]	térfogat
w [m·s ⁻¹]	sebesség
W [J]	munka
x [m]	elmozdulás
α [°]	a PMI felfújtt állapotában bezárt szög a fonat és a hosszten-gely között
α_0 [°]	a PMI nyugalmi állapotában bezárt szög a fonat és a hossz-ten-gely között
ε [-]	korrekciós tényező
ζ [-]	csillapítási viszonyszám
κ [-]	adiabatikus kitevő
κ [-, %]	kontrakció
μ [-]	átfolyási tényező
μ [-]	korrekciós tényező
ρ [kg·m ⁻³]	sűrűség
σ [-]	ugrásfüggvény
ψ [-]	átömlési tényező

Az 1.5. fejezethez tartozó további jelölések:

f, B	nem teljesen ismert, folytonos függvények
H	határréteg (pontossági sáv)
k	erősítés
K_1	szelepegyütthető
S	csúszófelület
s	skalár
t	idő
u	bemeneti jel
u	beavatkozó jel
u_c	korrektív beavatkozó jel
u_{eq}	ekvivalens beavatkozó jel
V	Lyapunov függvény
x	állapotváltozó
X	állapotvektor
\tilde{x}, \tilde{X}	követési hiba, illetve vektora
x_d, X_d	kívánt állapot, illetve vektora
y	a rendszer kimenete
z	zavar
ε	küszöbérték, konstans
η	konstans
λ	konstans

Rövidítések:

CETOP	Comité Européen des Transmissions Oléohydrauliques et Pneumatiques - European Fluid Power Committee
DOF	Degree of Freedom (szabadsági fok)
EtM	Energy to Mass ratio (energia/tömeg arány)
GRG (ÁRG)	Generalized Reduced Gradient (általánosított redukált gradiens)
LabVIEW	Laboratory Virtual Instrumentation Engineering Workbench
PAM (PMI)	Pneumatic Artificial Muscle (pneumatikus mesterséges izom)
PID	Proportional Integral Derivative (arányos integráló differenciáló)
SAM	Shadow Air Muscle
SMC	Sliding Mode Control (csúszómód szabályozás)
SOM	Spring Over Muscle (rugó-visszatérítésű izom)
VI	Virtual Instrument (virtuális műszer)
VSC	Variable Structure Control (változó struktúrájú szabályozás)

A könnyebb áttekinthetőség érdekében a jelöléseket és rövidítéseket a szövegben is értelmezem.

1. BEVEZETÉS, CÉLKITŰZÉSEK

Pneumatikus végrehajtó szervek (röviden végrehajtók) alatt hagyományosan a lineáris vagy forgómozgást megvalósító végrehajtókat értjük. Az előbbit a dugattyús munkahengerek, míg az utóbbit a légmotorok alkotják elsősorban. Napjainkban azonban megnőtt az érdeklődés az úgynevezett kontrakciós - dugattyú nélküli - pneumatikus munkahengerek vagy más néven pneumatikus mesterséges izmok (PMI, illetve Pneumatic Artificial Muscle - PAM) iránt. E pneumatikus végrehajtók a klasszikus, ipari környezetben fellelhető alkalmazásokon (pl. lyukasztógép, papír- és fóliatekerselő, emelőszerkezet, illetve vibrációs tölcser) túl egyre fontosabb szerepet játszanak az orvostudomány (pl. művégtag mozgatása), valamint a robotika (pl. ugráló és sétáló robotok) területén is.

Vizsgálataim a Festo által szabadalmaztatott és forgalmazott, Fluidic Muscle elnevezésű pneumatikus mesterséges izmokkal végzem, melyek három különböző átmérővel (10, 20 és 40 mm) és akár 9000 mm hosszúsággal is megvásárolhatók. Előretörésük annak tudható be, hogy sokszínű tulajdonságot mutatnak. Az erő és dinamizmus mellett a durva környezetben történő alkalmazhatóság, a vibrációmentes működés és az egyszerűség jellemzi, de kiemelendő azon tulajdonságai is, melyek az emberi izommal mutatnak analógiát, így a lineáris és egyirányú mozgás, a monoton csökkenő erő-kontrakció (erő-relatív elmozdulás) függvénykapcsolat és a kétirányú mozgatáshoz szükséges antagonistikus kapcsolat. A felsorolt tulajdonságokkal a legtöbb PMI is rendelkezik.

A Doktori értekezés témaválasztásakor azt tűztem ki célul, hogy széleskörű és mélyreható információkat gyűjtsék a pneumatikus mesterséges izmokról a nagyszámban feltárt és feldolgozott szakirodalmak alapján, majd ezekből kiindulva megfogalmazzam azokat a lehetőségeket és irányokat, melyek ténylegesen új eredmények felé mutatnak, s melyek hasznosíthatók ipari alkalmazásoknál. Ennek megfelelően az értekezés fő célkitűzései a következők szerint foglalhatók össze:

1. Többfunkciós, univerzális mérőberendezés hardver és szoftver rendszerének megtervezése és kivitelezése, amely egyetlen készülékként alkalmas a PMI-k működését leíró és meghatározó legfontosabb jellemzők, így az erő, a nyomás, a pozíció (lineáris elmozdulás és szögelfordulás) vizsgálatán túl az izom felületén és belsejében megváltozó hőmérséklet vizsgálatára, valamint nagy pontosságú pozicionálás kivitelezésére is. A kísérleti berendezésnek alkalmasnak kell lennie többek között a PMI-k legmeghatározóbb, erő-kontrakció karakterisztikájának felvételére állandó nyomásokon, mely különösen fontos a célok között szereplő 2. pont megalapozásához. Az általánosan alkalmazható hardver-szoftver rendszer képes legyen új tudományos eredményeket hozó kutatási és oktatási feladatokra is.

2. Közelítő algoritmus kidolgozása a PMI-k által kifejtett - statikus - erőre, mely általánosan alkalmazható tetszőleges átmérőjű és hosszúságú izmokra, tetszőleges nyomáson.
3. PMI-k viselkedését leíró dinamikus modell kifejlesztése, mellyel vizsgálható a PMI merevsége és csillapítása is, valamint képes leírni PMI-t tartalmazó teljes rendszer működését is.
4. A PMI-k 0,01 mm (lineáris elmozdulás) és $0,036^\circ$ (szögelfordulás) határértékű - azaz a vonatkozó szakirodalmakban közölteknél kedvezőbb - pozicionálási pontosság elérése.
5. Olyan hatások vizsgálata, melyekről feltételezhető, hogy befolyással vannak a pozicionálás pontosságára (pl. megváltozó hőmérsékleti hatások, illetve hiszterézis).

A *Szakirodalmi áttekintés* c. fejezetben rendszerbe foglalom és bemutatom a legfontosabb alapegyenleteket, majd a pneumatikus rendszerek legjelentősebb jellemzőit ismertetem. Különálló alfejezetben térek ki tudományos munkám központi témáját jelentő pneumatikus mesterséges izmok elemzésére, statikus és dinamikus modelljeire, valamint a pneumatikus rendszerek szabályozására, különös tekintettel a csúszómód szabályozás megvalósításának ábrázolására.

Az *Anyag és módszer* c. fejezetben ismertetem az általam tervezett és megépített tesztberendezést mind hardver, mind pedig szoftver oldalról, amely alkalmas a PMI-k különböző vizsgálatára. Részletes leírást adok az egyes kísérleti elrendezésekről, valamint az alkalmazott módszerekről, a PMI-k által kifejtett statikus erő közelítésére megalkotott új modellekről, a dinamikus viselkedést leíró modellről, a csúszómód szabályozóval megvalósítható nagy pontosságú pozicionálásról.

Az *Eredmények* c. fejezetben bemutatom a PMI-k statikus erő-kontrakció jellegű görbéjét. Összehasonlítom az erőre kidolgozott legfontosabb összefüggések illeszthetőségét a kísérletileg meghatározott értékekre, valamint igazolom az erőre kidolgozott új összefüggések pontosságát. A dinamikus modellel elvégezhető vizsgálatok beszámolnak a PMI merevségének és csillapításának elemzéséről, valamint PMI-t tartalmazó lengő rendszer leírásáról. Ezek után a nagy pontosságú pozicionálás eredményeit szemléltetem, ahol külön kitérek a megváltozó hőmérséklet, illetve a hiszterézis hatására. Az *Új tudományos eredmények* c. alfejezetben kiemelem és tézisszerűen összefoglalom a kutatómunkám eredményeit.

A *Következtetések és javaslatok* c. fejezetben azon konzekvenciák és ajánlások szerepelnek, melyek a pneumatikus mesterséges izmokra vonatkozóan széles körben feltárt szakirodalmak és a kísérleti eredmények alapján megállapíthatók. Itt bemutatom a jövőbeni kutatási irányokat is.

Az *Összefoglalás c./Summary* c. fejezet a témafeldolgozás, az eredmények, a következtetések és a javaslatok rövid áttekintését adja magyar és angol nyelven.

2. SZAKIRODALMI ÁTTEKINTÉS

2.1. Alapegyenletek

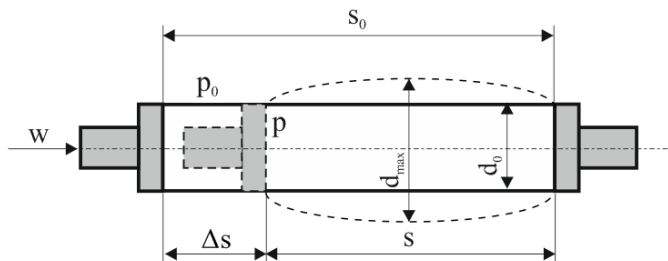
Az áramlást mindig nyomáskülönbség hozza létre. Az áramlás folytonosságát a kontinuitási egyenlet fejezi ki. Zárt rendszerben, stacioner áramlás, változó keresztmetszet esetén:

$$\dot{m} = A_1 \cdot w_1 \cdot \rho_1 = A_2 \cdot w_2 \cdot \rho_2 = A \cdot w \cdot \rho, \quad (2.1)$$

ahol:

\dot{m} : tömegáram,
 A: áramlási keresztmetszet,
 w: áramlási sebesség,
 ρ : sűrűség.

A vizsgálatot egy változó térfogatú, rugalmas tér (2-1. ábra) ismertetésével kezdem. Az áramlás leírásához néhány egyszerűsítést kell tennünk: az áramlást egydimenziósnek tekintjük, valamint a levegőt ideális gáznak feltételezzük.



2-1. ábra: Változó térfogatú tér

Ahol:

w: a levegőrészecske átlagsebessége,
 d_0 : a rugalmas határu tér átmérője,
 s_0 : a rugalmas határu tér hosszúsága,
 d_{max} : a rugalmas határu tér maximális átmérője,
 s: a rugalmas határu tér minimális hosszúsága,
 Δs : a rugalmas határu tér hosszváltozása,
 p: a levegő nyomása a rugalmas határu térben,
 p_0 : légköri (atmoszférikus) nyomás.

Azzal a feltételezéssel, hogy az elemi tömegű levegőrész tömegereje (dF_d) tart egyensúlyt a nyomóerővel (dF_p), valamint azzal a további közelítéssel, hogy $A \neq f(s) = A(p)$:

$$dF_d = dF_p. \quad (2.2)$$

A dinamikus elemi erő meghatározható az m tömeg és az a gyorsulás szorzataként:

$$dF_d = dm \cdot a = \rho \cdot dV \cdot \frac{dw}{dt}. \quad (2.3)$$

Az elemi térfogat:

$$dV = \frac{\partial V}{\partial p} \cdot dp. \quad (2.4)$$

Mivel $V = A \cdot s = A(p) \cdot s(p)$, ezért

$$dV = A \cdot \frac{\partial s}{\partial p} \cdot dp + s \cdot \frac{\partial A}{\partial p} \cdot dp. \quad (2.5)$$

A dinamikus elemi erő felírható tehát:

$$dF_d = \rho \cdot \frac{dw}{dt} \cdot \left(A \cdot \frac{\partial s}{\partial p} \cdot dp + s \cdot \frac{\partial A}{\partial p} \cdot dp \right). \quad (2.6)$$

Az elemi nyomóerő:

$$dF_p = -A \cdot dp. \quad (2.7)$$

Az erőegyensúly alapján meghatározható összefüggés dp -vel történő egyszerűsítést követően:

$$\rho \cdot \frac{dw}{dt} \cdot \left(A \cdot \frac{\partial s}{\partial p} + s \cdot \frac{\partial A}{\partial p} \right) = -A. \quad (2.8)$$

Ha $\frac{\partial A}{\partial p} \approx 0$, akkor $\frac{\partial s}{\partial p} = \frac{ds}{dp}$ (állandó térfogat).

A-val történő egyszerűsítéssel:

$$\rho \cdot \frac{dw}{dt} \cdot \frac{ds}{dp} = -1. \quad (2.9)$$

A $w = \frac{ds}{dt}$ bevezetésével, valamint átrendezés után felírható:

$$w \cdot dw = -\frac{dp}{\rho}, \quad (2.10)$$

melynek integrálásával kapjuk:

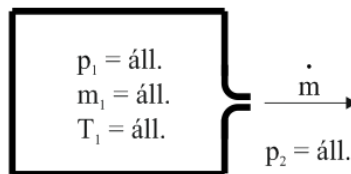
$$\frac{w^2}{2} = -\frac{p}{\rho} + c_0. \quad (2.11)$$

A (2.11) összefüggés átrendezésével:

$$\frac{\rho \cdot w^2}{2} + p = c_1 = \text{áll.} \quad (2.12)$$

A vizsgálatot - BEATER (2007) és GYEVIKI (2007) által bemutatott módszer alapján - egy fojtáson történő átáramlással folytatom, ami egy állandó térfogatú, azaz minden oldalról merev kamrához csatlakozik.

A 2-2. ábra egy tartályból fúvókán történő kiáramlást szemléltet. A tartály belsejében a p_1 nyomás, az m_1 tömeg és a T_1 termodinamikai hőmérséklet állandó. A p_2 atmoszférikus nyomás alacsonyabb p_1 -nél.



2-2. ábra: Tartályból a légkörbe kiáramló levegő (BEATER (2007) alapján saját szerkesztés)

Adiabatikus,

$$p_1 \cdot v_1^k = p_2 \cdot v_2^k \quad (2.13)$$

folyamat feltételezésével:

$$\frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot \frac{p_1}{\rho_1} + \frac{w_1^2}{2} = \frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot \frac{p_2}{\rho_2} + \frac{w_2^2}{2} = \text{áll.}, \quad (2.14)$$

ahol:

v : fajtérfogat,

κ : adiabatikus kitevő.

Az ideális gázok izoterm, izobar, izochor, adiabatikus és politropikus állapotváltozásáról SZABÓ-PÉTER SZABÓ (2003) részletes leírást adnak.

Mivel $w_1 = 0$, ezért:

$$\frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot \frac{p_1}{\rho_1} = \frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot \frac{p_2}{\rho_2} + \frac{w_2^2}{2}. \quad (2.15)$$

Az ideális gázokra felírható:

$$p_1 \cdot v_1 = R \cdot T_1, \quad (2.16)$$

ahol R : specifikus gázállandó, melynek értéke az ISO 6358:1989 szerint 65 %-os nedvességtartalom, 293,15 K hőmérséklet és 10^5 Pa nyomás mellett $R = 288$ J/(kg·K).

A (2.13) összefüggés átírásával és a (2.15) összefüggésbe történő visszahelyettesítéssel kifejezhető w_2 :

$$w_2 = \sqrt{2 \cdot R \cdot T_1 \cdot \frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]}. \quad (2.17)$$

A sűrűsége felírható:

$$\rho_2 = \frac{1}{v_2} = \frac{1}{v_1} \cdot \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{\kappa}} = \frac{p_1}{R \cdot T_1} \cdot \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{\kappa}}. \quad (2.18)$$

A (2.1), (2.17) és (2.18) összefüggések segítségével az \dot{m} tömegáram:

$$\dot{m} = A \cdot \psi \cdot p_1 \cdot \sqrt{\frac{2}{R \cdot T_1}}, \quad (2.19)$$

ahol ψ : átömlési tényező, számítása:

$$\psi = \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]}. \quad (2.20)$$

A (2.20) összefüggés maximális értéke - kritikus nyomásviszony esetén:

$$\psi_{\max} = \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{1}{\kappa - 1}} \cdot \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa + 1}} = 0,484. \quad (2.21)$$

A kritikus nyomásviszony:

$$\frac{p_{\max}}{p_1} = \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}}. \quad (2.22)$$

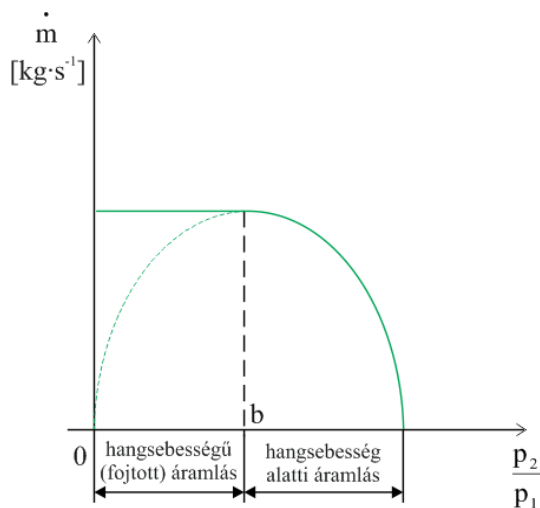
Kétatomos gáz, így levegő esetében is $\kappa = 1,4$, ezért

$$p_{\max} = 0,528 \cdot p_1. \quad (2.23)$$

A $b = \frac{p_{\max}}{p_1} = 0,528$ értéket kritikus nyomásviszonynak nevezzük, mivel ekkor a levegő sebessége eléri a hangsebességet a fúvókában.

A ψ értéke az áramlás módja szerint:

$$\psi = \begin{cases} \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]}, & \text{ha } \frac{p_2}{p_1} > 0,528 \\ \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{1}{\kappa-1}} \cdot \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa+1}}, & \text{ha } \frac{p_2}{p_1} \leq 0,528 \text{ (főjtött áramlás)} \end{cases} \quad (2.24)$$



2-3. ábra: A kritikus nyomásviszony értelmezése

Ahogy a 2-3. ábrán is látható, az \dot{m} tömegáram a kritikus nyomásviszonyig maximális.

BEATER (2007) kiemeli, hogy a (2.19) és (2.24) összefüggések akkor érvényesek, ha a fúvóka lekerekített és a kezdeti sebesség 0. Annak érdekében, hogy leírassuk az áramlást egy szűk, éles peremű nyíláson keresztül, ahol kontrakció és veszteség is bekövetkezik, akkor kiegészítést kell tenni. GYEVIKI (2007) azt említi meg, hogy a valóságos levegő áramlásának vizsgálatokor figyelembe kell venni a sűrűsödés és a keresztmetszet-változásánál fellépő kontrakció hatását.

Mindkét munkában egy átfolyási tényező (C_d - BEATER (2007), míg μ - GYEVIKI (2007)) kerül alkalmazásra, így a tömegáram (összenyomható közegre):

$$\dot{m} = A \cdot C_d \cdot \psi \cdot p_1 \cdot \sqrt{\frac{2}{R \cdot T_1}} \quad (2.25)$$

Egy pneumatikus tagon (pl. egy fúvókán vagy egy szűkítések sorozatát tartalmazó szelepen - lásd 2.2. fejezet és 2.5. fejezet -, melyek alkalmazása elengedhetetlen a pneumatikus végrehajtók működtetéséhez és melynél a kritikus nyomásviszony alacsonyabb, mint egy fúvóka esetében) történő átáramlás esetén az \dot{m} tömegáram a b kritikus nyomásviszony és a C hangsebességű vezetőképesség felhasználásával:

$$\dot{m} = \begin{cases} p_1 \cdot C \cdot \rho_0 \cdot \sqrt{\frac{T_0}{T_1}} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{p_2 - b}{p_1 - b} \right)^2}, & \text{ha } \frac{p_2}{p_1} > b \\ p_1 \cdot C \cdot \rho_0 \cdot \sqrt{\frac{T_0}{T_1}}, & \text{ha } \frac{p_2}{p_1} \leq b \text{ (fojtott áramlás)} \end{cases}, \quad (2.26)$$

ahol:

p_1 : a belépő levegő nyomása,

p_2 : a kilépő levegő nyomása,

C : hangsebességű vezetőképesség,

T_1 : a belépő levegő termodinamikai hőmérséklete,

$T_0 = 293,15 \text{ K}$ (ISO 6358:1989 szerint),

$\rho_0 = 1,185 \text{ kg/m}^3$ (ISO 6358:1989 szerint).

2.2. Pneumatikus rendszerek jellemzői

A pneuma szó görög eredetű, jelentése levegő, lehelet. Az ebből származtatott pneumatikus kifejezés jelentése pedig sűrített levegővel működő (BAKOS 1986), vagyis a pneumatikus rendszerek sűrített levegőt használnak, hogy tárolják vagy továbbítsák az energiát vagy a jeleket. ELLIOTT (2006) részletes ismertetést ad a sűrített levegő történetéről, annak korai és jelenkori alkalmazásáról. FESTO (2001) kiemeli, hogy szembetűnő a pneumatika térhódítása az ipari alkalmazás területén, melynek elsődleges oka az, hogy vannak olyan gépesítési és automatizálási feladatok, melyek más energiahordozóval nem valósíthatók meg egyszerűen és gazdaságosan.

A sűrített levegő felhasználásának, illetve a pneumatikus rendszereknek számos előnye, de emellett természetesen hátránya is van. BOZÓ-CSANAK (1975), CALDWELL-MEDRANO-CERDA-GOODWIN (1995), FESTO (2001), LIGHTNER-LINCOLN (2002), BENDEKOVITS-KÓBOR-PINTÉR (2006) és

UDAWATTA-PRIYADARSHANA-WITHARANA (2007) alapján e tulajdonságok az alábbiak szerint foglalhatók össze.

Az előnyök közé sorolhatjuk:

- a levegő mindenhol korlátlan mennyiségben rendelkezésre áll, így a sűrített levegő, mint energiahordozó bárhol előállítható, tárolható, hajlékony csővezetéke(ke)n nagy távolságra könnyen és egyszerűen szállítható,
- az elhasznált levegő a szabadba távozhat,
- különleges hőmérsékleti körülmények között is kedvezően alkalmazható, mivel a sűrített levegő a hőmérséklet-változásokra érzéketlen,
- biztonságos az alkalmazása, mivel nem lép fel tűz-, robbanás-, áramütés-, illetve mérgezésveszély,
- a sűrített levegő tiszta, aminek fontos szerepe van pl. az élelmiszeriparban,
- a munkavégző elemek egyszerű felépítésűek,
- egyenesvonalú mozgás munkahengerekkel könnyen létrehozható,
- a pneumatikus végrehajtókkal jelentős teljesítmény/tömeg (átlagosan 400 W/kg) arány érhető el,
- jelentős munkasebességek valósíthatók meg,
- a sebesség fokozatmentesen vezérelhető, valamint az erő kifejtés fokozatmentesen szabályozható,
- a készülékek meghibásodás veszélye nélkül túlterhelhetők, a berendezések szélsőséges körülmények között is megbízhatóan működnek,
- a pneumatikus elemekkel felépített rendszerek kezelése és karbantartása egyszerű, hosszú élettartammal üzemelnek,
- a pneumatikus rendszerek egyesíthetők hidraulikus és elektromos rendszerekkel (hidropneumatikus, elektropneumatikus rendszerek), stb.

A sűrített levegő alkalmazásának feltételei, valamint hátrányai:

- a sűrített levegő gondos előkészítést igényel, nem tartalmazhat szennyeződést és nedvességet,
- a sűrített levegő viszonylag drága energiahordozó,
- a levegő összenyomhatósága miatt nehéz a terheléstől független, állandó mozgási frekvencia, a pozicionálás, a szinkron működés megvalósítása,
- a levegő kis viszkozitása miatt a rendszer rezgésre hajlamos,
- az alacsony nyomás (500-700 kPa) miatt a lökettől és a dugattyúsebességtől függően a határterhelés 20-30 kN körüli érték,
- ha nem kerül alkalmazásra hangtompító, akkor a kipufogó levegő zajos,
- alacsony hatásfok (~ 20 %).

A pneumatikus végrehajtók mellett hidraulikus végrehajtók (munkahengerek, hidromotorok) és villamos végrehajtók (pl. AC és DC motorok, léptető motorok, lineáris motorok) is alkalmazásra kerülnek ipari környezetben. Ezek legfontosabb jellemzői CALDWELL-MEDRANO-CERDA-GOODWIN (1995), DAERDEN et

al. (2001), LIGHTNER-LINCOLN (2002) és UDAWATTA-PRIYADARSHANA-WITHARANA (2007) alapján a 2-1. táblázatban kerülnek összegzésre.

2-1. táblázat: A hidraulikus és villamos végrehajtók legfontosabb tulajdonságai

Típus	Előnyök	Hátrányok
Hidraulikus	Nagy teljesítmény/tömeg arány (átlagosan 2 kW/kg), alapvetően összenyomhatatlan közeg, nagy erő kifejtés, direkt hajtás lehetséges.	Komplex szervo szabályozás, alacsonyabb szintű megbízhatóság, hőmérsékletfüggés, gyúlékony közeg, szivárgás lehetséges, magas nyomás, hangos, drága.
Villamos	Pontos pozíció- és sebességszabályozás, halk üzem mód, viszonylag olcsó.	Alacsony teljesítmény/tömeg (átlagosan 100 W/kg) és nyomaték/tömeg arány (1-10 Nm/kg), szikraképződés.

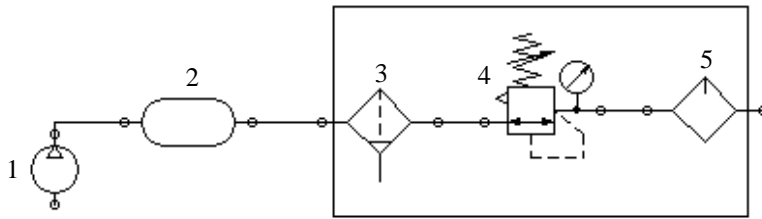
DAERDEN (1999) hozzáteszi, hogy a pneumatikus rendszerekre jellemző 500-800 kPa értékű nyomáson a hidraulikus működtetéssel kedvezőtlen teljesítmény/tömeg arány érhető el.

A nyomás nagyságától függően megkülönböztetünk (SITKEI 2004, BENDEKOVITS-KÓBOR-PINTÉR 2006):

- igen nagy nyomású (> 1000 kPa (> 1600 kPa, SITKEI 2004)),
- nagy nyomású (200-1000 kPa (200-1600 kPa, SITKEI 2004)),
- normálynomású (20-200 kPa), illetve
- kisnyomású pneumatikus rendszert (< 20 kPa).

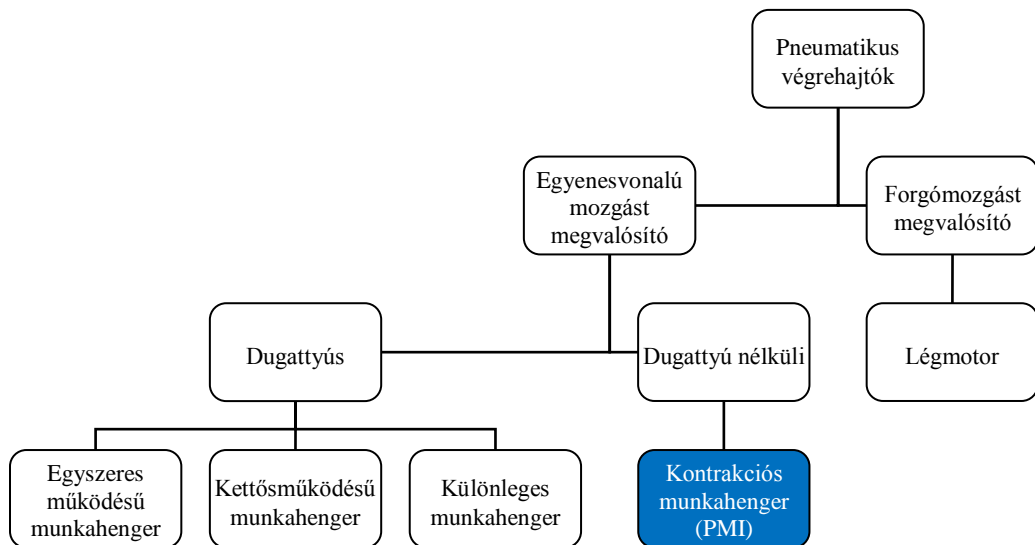
A pneumatikus (és elektropneumatikus) rendszerek részletes ismertetését adja BOZÓ-CSANAK (1975), EVENSEN-RUUD (2000), FESTO (2001), CSÍK-VÁRADI (2003), ELLIOTT (2006), BEATER (2007) és PARR (2011). A sűrített levegő előállítása légsűrítőkkel (kompresszorokkal) történik. Az előállítás folyamán emellett, hogy a kompresszorok a légköri nyomású levegőt nagyobb nyomású levegővé alakítják át, sűrítik, gondoskodni kell a levegő szűréséről, a felmelegedett levegő hűtéséről, a kondenzátum leválasztásáról, állandó nyomáson történő tárolásról és a pneumatikus berendezés által igényelt légfogyasztás biztosításáról.

Az előállított sűrített levegőt csővezeték-hálózaton keresztül lehet továbbítani. Az előállítási fázisban el nem távolított szennyeződések (pl. por, nedvesség), valamint a folyamatba bekerülő egyéb szennyeződések (pl. olaj, rozsda) befolyásolják a pneumatikus berendezések élettartamát, megbízható üzemelését, üzemeltetését, ezért a sűrített levegőt megfelelően elő kell készíteni. Ez áll levegőtisztításból (szűrés és vízleválasztás), nyomásszabályozásból, illetve a levegőáram ködolajzásából. Az utóbbi feladata a különböző elemek megfelelő mennyiségű kenőanyaggal való ellátása, mely csökkenti a súrlódást, a mozgó alkatrészek kopását, valamint korrózióvédelmet nyújt. A sűrített levegő előállításának és előkészítésének legfontosabb elemeit a 2-4. ábra mutatja.



2-4. ábra: A sűrített levegős hálózat FluidSIM programmal készített modellje
 1 - kompresszor, 2 - légtartály, 3 - szűrő, 4 - nyomásszabályozó manométerrel,
 5 - olajozó
 (A 3-5. egységek együttesen alkotják a tápegységet.)

Az előkészített, tiszta, nyomásszabályozott és olajozott levegő a vezérlő és munkavégző elemekhez (végrehajtókhoz) kerül felhasználásra. A munkavégző elemek a sűrített levegő nyomási energiáját alakítják át mechanikai mozgássá: a munkahengerek lineáris, míg a légmotorok forgómozgássá. A pneumatikus munkavégző elemek csoportosítása látható a 2-5. ábrán.



2-5. ábra: A pneumatikus végrehajtók csoportosítása

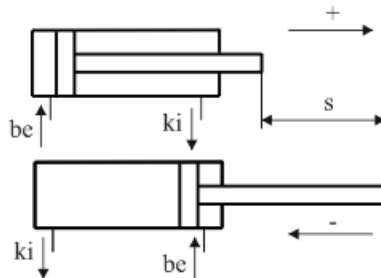
Mivel tudományos értekezésem központi témája a kontrakciós pneumatikus munkahengerek, azaz a pneumatikus mesterséges izmok vizsgálata, ezért egy rövid áttekintést adok az egyenesvonalú mozgást megvalósító végrehajtókról.

Az egyszeres működésű munkahengerek (2-6. ábra) egyetlen munkatérrel rendelkeznek, stabil alaphelyzetűek, melybe rugó vagy külső erő téríti vissza. Visszatérítéskor nem vagy csak kis erővel terhelhetők.



2-6. ábra: Egyszeres működésű munkahenger

A kettősműködésű munkahengerek (2-7. ábra) két munkatérrel rendelkeznek, a bevezetett sűrített levegő energiája a dugattyút két irányban mozgatja, azaz mindkét irányban képesek munkát végezni. A beáramló levegőt töltő vagy munkavégző, míg a kiáramló levegőt kipufogó vagy fáradt levegőnek nevezzük. Az s [mm] löket jelöli a dugattyúrúd, illetve a dugattyú két szélsőhelyzete közötti út hosszúságát. A teljes ciklus egy plusz- és egy mínuszmozgásból áll.



2-7. ábra: A kettős működésű munkahenger munkafázisai: pluszmozgás (fent), mínuszmozgás (lent)

A különleges munkahengerek közül kiemelhetjük az átmenődugattyús, a többhelyzetű, a tandem, az állítható lökethosszúságú, illetve a dugattyúrúd nélküli változatokat.

Az eddig felsorolt munkahengerek jellemzésére rendszerint a belső hengerátmérő, a löket, a hengererő, a dugattyúsebesség és a légfogyasztás szolgál, míg legfontosabb szerkezeti elemeik a hengereső, a dugattyú annak tömítésével, a dugattyúrúd, vezetőpersely (siklócsapágó), szennylehúzó gyűrű, további tömítések, valamint a hengerfedelek és felerősítések (BOZÓ-CSANAK 1975, FESTO 2001). A kontrakciós pneumatikus munkahengerek tulajdonságait a 2.3. fejezetben ismertetem.

A vezérlő elemek (szelepek) a kívánt logikai feladatokat valósítják meg. A szelepek lehetnek:

- útmeghatározó (útváltó) szelepek, melyek a sűrített levegő áramlási irányát, nyitását, zárását határozzák meg,
- záró szelepek, melyek az átáramlást egyik irányban átengedik, másik irányba pedig közel zérus veszteséggel zárják,
- mennyiség szabályozó szelepek, melyek az átáramló sűrített levegő mennyiségét szabályozzák,
- nyomás-meghatározó szelepek, melyek az áramló vagy fennálló sűrített levegő nyomását a kívánt értékre szabályozzák.

A vezérlő elemek közül a leggyakrabban az útváltó szelepek kerülnek alkalmazásra, így ezekkel részletesebben is foglalkozom. Az útváltó szelepek megkülönböztetésére az alábbiak használatosak:

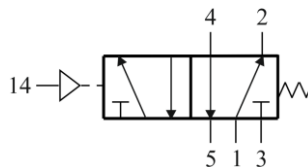
- portok (csatlakozások) száma,
- kapcsolóállások vagy belső stabil állapotok száma,
- szerkezeti kialakítás,
- működtetés módja.

A csatlakozások jelölését az ISO 1219-1:1991 és CETOP ajánlás alapján a 2-2. táblázat tartalmazza.

2-2. táblázat: A szelepek csatlakozóinak jelölése

Csatlakozó	Betű	Szám
Energia (táplevegő) bemenet	P	1
Kimenet (a fogyasztó felé)	A, B, (C)	2, 4, (6)
Kilevegőzés	R, S, (T)	3, 5, (7)
Vezérlő	X, Y, Z	10 (zárja a szelepet) 12 (az 1 bemenetet a 2 kimenettel köti össze) 14 (az 1 bemenetet a 4 kimenettel köti össze)

A 2-2. táblázatban összefoglalt jelölések gyakorlati alkalmazására mutat példát a 2-8. ábra. Ezt a kivittelt, az öt port és kettő kapcsolóállás miatt 5/2-es útváltó szelepnek nevezzük.



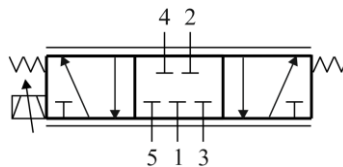
2-8. ábra: Pneumatikus működtetésű 5/2-es útváltó szelep rugó-visszatérítéssel

Működtetés módja szerint megkülönböztetünk közvetlen és közvetett működtetésű típust. Amíg az elsőnél a jeladás közvetlenül a szelepnél történik, addig az utóbbinál a jeladó a szeleptől távol helyezkedik el. A jeladó vezérlőjele lehet pneumatikus, illetve villamos. Pneumatikus jel esetén az impulzusvezeték hossza korlátozott, villamos jel esetén ez a távolság több száz méter is lehet, továbbá a kapcsolási idő is rövid. Ez utóbbi esetben a pneumatikus és villamos elemek (elektropneumatikus) kombinációjáról beszélünk. Az elektropneumatikus rendszer legfontosabb eleme a mágnesszelep, mely tehát egy elektromos vezérléssel ellátott pneumatikus szelep (BOZÓ-CSANAK 1975). Ez ott kerül alkalmazásra ahol a vezérlőjel pl. elektromos relétől, villamos helyzetérzékelőtől vagy egyéb villamos berendezéstől származik. A mágnesszelepek vezérlésén belül is megkülönböztetünk közvetlen és közvetett vezérlést. A közvetlen vezérlés kis névleges szelepméreteknél alkalmazható, míg nagy névleges méretű szelepeknél elővezérelt megoldás javasolt. Ekkor egy kisméretű, közvetlen működtetésű mágnesszeleppel működtethető a nagyméretű, pneumatikus vezérlésű főszelep (FESTO 2001).

BEATER (2007) és PARR (2011) részletes ismertetést adnak az arányos útváltó szelepekről. Az útváltó szelepek elsődlegesen a levegő irányát határozzák meg egy pneumatikus körben. Ezek kevés stabil helyzettel rendelkeznek és e stabil helyzetek a bináris bemeneti jeltől függően jönnek létre. Az arányos szelepek ezzel ellentétben korlátlan stabil állapottal bírnak, mely állapotok arányosak az analóg bemeneti jellel, pl. 0-10 V-tal vagy 4-20 mA-rel. Az arányos szelepek lehetnek:

- arányos útváltó szelepek, melyeknél a tolattyú/tengely pozíciója arányos a villamos bemeneti jellel,
- arányos nyomásszabályozó szelepek, melyeknél a kimeneti nyomás arányos a villamos bemeneti jellel és
- arányos áramlásszabályozó szelepek, melyeknél a tömegáram arányos a villamos bemeneti jellel.

Amíg korábban a pneumatikus megoldások esetében elegendő volt egy teher egy fix végpontból másik fix végpontba történő mozgatása, addig a visszacsatolással rendelkező zárt hurkú szabályozás lehetővé teszi a két fix végpont közötti nagypontosságú pozicionálást is. E szervo rendszerek olyan szelepeket tartalmaznak, melyek egy tolattyú mozgása révén folyamatosan képesek nyitni/zárni az áramlás útját, ennél fogva folyamatosan állítják, szabályozzák a sebességét és a pozícióját pl. a dugattyúnak. Ilyen tipikusan használt arányos útváltó szelep a 2-9. ábrán látható 5/3-as változat. Az arányos útváltó szelepekre vonatkozó jellegzetes értékeket BEATER (2007) alapján a 2-3. táblázat mutatja be.



2-9. ábra: 5/3-as arányos útváltó szelep rugó-visszatérítéssel

2-3. táblázat: Az arányos útváltó szelepek jellemző adatai

Megnevezés	Tipikus értékek
Névleges térfogatáram	100-2000 l/min, $\pm 10\%$.
Maximális szivárgás (új állapot, 600 kPa nyomás és lezárt kimenet esetében)	A névleges térfogatáram 1,5-3 %-a.
Nyomásnövekedés	A tengely elmozdulása kevesebb, mint 3 %, miközben a nyomás 0-ról a maximális nyomás 80 %-ára nő.
Hiszterézis	< 0,4 % a maximális tengelylökethez viszonyítva vonatkozóan tengelypozíció visszacsatolású szelepekre.
Vágási frekvencia (-3 dB)	65 Hz maximális amplitúdóra 2000 l/min térfogatáram esetén.
A tengely elmozdulásának ideje	≤ 12 ms 0-ról 100 %-ig és 20 %-ról 80 %-ra 3 ms 100 l/min, valamint 5,2 ms 2000 l/min névleges térfogatáramra.

BEATER (2007) részletesen ismerteti az arányos szelepek területén elvégzett kísérletek eredményeit, így pl. a frekvenciafüggvényt, a tömegáram és a nyomások alakulását a tolattyú elmozdulásának függvényében, továbbá az arányos szelepek szimulációs modelljét is megadja.

A végrehajtó és vezérlő elemek közötti kapcsolathoz további tartozékok (pl. csövek, csökötések, felerősítő elemek, mérő- és jelzőeszközök) is szükségesek, melyek az üzembiztos működést is elősegítik.

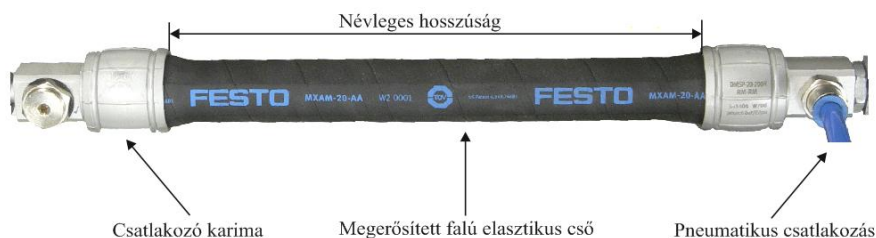
2.3. Pneumatikus mesterséges izmok jellemzői, típusai és alkalmazása

A kontrakciós pneumatikus munkahengereket a szakirodalmak többnyire pneumatikus mesterséges izmoknak nevezik. A pneumatikus mellett további végrehajtótípusok is ismertek, melyek mesterséges izomként használhatók. Ezek:

- az alakmemória ötvözet végrehajtók,
- az elektrosztatikus végrehajtók,
- a magnetrostrikiós végrehajtók,
- a piezoelektromos végrehajtók, valamint
- a polimerikus végrehajtók.

A különböző végrehajtók működésének alapelvéről, felépítéséről és jellemzőiről számos irodalom beszámol. Az alakmemória ötvözetek területével CHANG-READ (1951), OTSUKA-SAWAMURA-SHIMIZU (1971), HASHIMOTO et al. (1985), McCORMICK (1987), BERGAMASCO-SALSEDO-DARIO (1989), HIROSE-IKUTA-SATO (1989) és DOBRÁNSZKY-MAGASDI (2001), az elektrosztatikus végrehajtókkal JEFIMENKO-WALKER (1971), BRANEBJERG-GRAVESEN (1992), SATO-SHIKIDA (1992), NIINO et al. (1992) és ALEZ (2012), a magnetrostrikió jelenségével, illetve az ilyen elven működő végrehajtókkal CLARK (1980), KIESEWETTER (1988) és KIM-SADIGHI (2010), a piezoelektromossággal és a piezoelektromos végrehajtókkal UCHINO (1986), LOVINGER (1983) és TICHY et al. (2010), míg a polimerekkel KUHN et al. (1950), TATARA (1987), BAUGHMAN et al. (1991) és FILIPCSEI et al. (2007) foglalkoznak.

A 2.2. fejezetben vázolt pneumatikus végrehajtók közül a legkevésbé ismert a kontrakciós pneumatikus munkahenger vagy más néven pneumatikus mesterséges izom (2-10. ábra).



2-10. ábra: A pneumatikus mesterséges izom felépítése

Noha a szakirodalmak McKibben nevét említik meg, mint a PMI bevezetője, de DAERDEN (1999) és RAMASAMY et al. (2005) kiemelik, hogy az alapötlete az orosz Garasiev nevéhez fűződik és egészen az 1930-as évekig nyúlik vissza, azonban a kor anyagtechnológiai szintje csak korlátozott alkalmazást tett lehetővé. Az első igazi áttörés ténylegesen Joseph L. McKibbenhez köthető az 1950-es években, aki - miután vizsgálta az analógiát a pneumatikus és a természetes izmok között - az általa tervezett és a róla elnevezett pneumatikus izmot alkalmazta gyógyászati eszközök mozgatójaként. A gyakorlati alkalmazást azonban megnehezítette a pneumatikus energia nehéz tárolása, valamint az alacsony szintű szeleptechnológia. Ennek köszönhetően a további fejlesztéseket leállították, melyek csak az 1980-as években indultak újra a japán Bridgestone vállalat révén, melynek mérnökei megalkották a Rubbertuator elnevezésű pneumatikus izmot, illetve az ilyen típusú izmokat alkalmazó - Soft Arm elnevezésű - robotkart, mely az ipari robotikában terjedt el (DAERDEN 1999, TSAGARAKIS-CALDWELL 2000, RAMASAMY et al. 2005, WICKRAMATUNGE-LEEPHAKPREEDA 2009). Legújabbán a Shadow Robot Company SAM (Shadow Air Muscle) és a Festo Fluidic Muscle elnevezésű termékei érhetők el a kereskedelemben.

A PMI - a nevéből adódóan - egy sűrített levegővel működő, összehúzódó-kitáguló eszköz. A sugárirányú tágulással egyidejűleg a membrán tengelyirányban összehúzódik, ezáltal húzóerőt fejt ki a terhelésén. Az általa generált erő és mozgás egyenes vonalú és egyirányú. Mivel a PMI egyszeres működésű (csak húzóerőt képes kifejteni), a kétirányú mozgás megvalósításához két izom szükséges - a valóságos izmokhoz hasonlóan. Az egyik mozgatja a terhet, míg a másik a célpozícióban fékként működik. Ellenkező irányú mozgásnál az izmok szerepet cserélnek (DAERDEN 1999, BHARADWAJ et al. 2004, TIAN et al. 2004, CHOI-KIM-LEE 2006, UDAWATTA-PRIYADARSHANA-WITHARANA 2007). Ezeket a szembekepcelt izmokat antagonistikus izompárnak, a mozgató izmot flexornak vagy agonistnak, a fékező izmot extensornak vagy antagonistnak is nevezzük (ENOKA 2008). BHARADWAJ et al. (2004) a kétirányú mozgás eléréséhez egy ún. SOM (Spring Over Muscle), azaz rugó-visszatérítésű végrehajtót mutatnak be.

A pneumatikus mesterséges izmok alapvetően abban különböznek a dugattyús pneumatikus munkahengerektől, hogy nincs belső mozgó alkatrészük, így nincsenek egymáson elcsúszó felületek, vagyis nincs a dugattyús munkahengereknél tapasztalható súrlódás. Jellemzőjük továbbá, hogy könnyűek, egyszerű felépítésűek, eredendően rugalmasak, egyszerű üzemvitelűek, nagy sebességre képesek, nagy a teljesítmény/tömeg és teljesítmény/térfogat arányuk (1 W/cm^3), olcsóak és nagy üzem-, robbanás- és tűzbiztonságúak (CALDWELL-MEDRANO-CERDA-GOODWIN 1995, DAERDEN-LEFEBER 2002, LILLY 2003, SITUM-HERCEG 2008, WICKRAMATUNGE-LEEPHAKPREEDA 2009). A teljesítmény/tömeg arányra vonatkozóan LILLY (2003) 1 kW/kg -ot, CALDWELL-RAZAK-GOODWIN (1993) $1,5\text{-}3 \text{ kW/kg}$ -ot, HANNAFORD et al. (1995) 5 kW/kg -ot, míg HANNAFORD-WINTERS (1990) 10 kW/kg -ot említenek meg.

PLETTENBURG (2005) a szakirodalmakban gyakran - és az előbb is - említett teljesítmény/tömeg arány helyett a kimeneti energia/tömeg (röviden energia/tömeg) arány kifejezést javasolja és használja. Véleménye szerint egyetlen szerző sem tisztázza, hogyan történik a teljesítmény/tömeg arány meghatározása. Csupán HANNAFORD-WINTERS (1990) munkáját emeli ki, mint olyan szerzők műve, akik sokat fáradoztak e jellemző számszerű meghatározásáért, de az általuk közölt eredmény is csak becsült érték a teljesítmény/tömeg arányra. PLETTENBURG (2005) a következőképpen értelmezi az energia/tömeg arányt (Energy to Mass ratio - EtM):

$$EtM = \frac{\int F(s)ds}{m}, \quad (2.27)$$

ahol:

EtM: energia/tömeg arány,

F(s): az erő a löket függvényében,

s: löket,

m: az izom tömege.

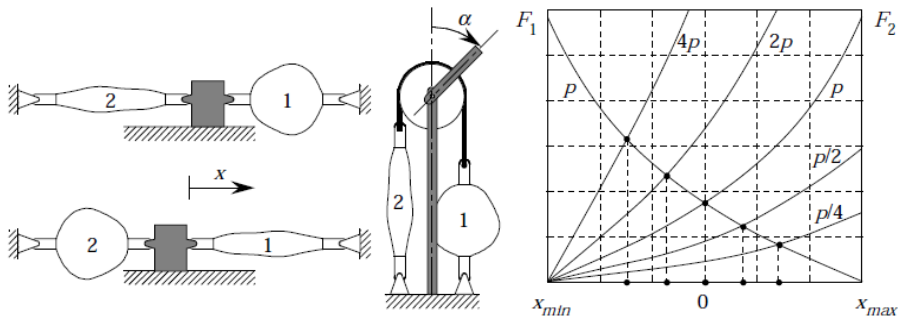
PLETTENBURG (2005) ez alapján négyféle pneumatikus végrehajtót - köztük egy PMI-t - vizsgál oly módon, hogy az általa elvégzett mérések során a maximális erő és a különböző végrehajtók effektív lökete egyforma volt, ezen felül a végrehajtókat a megengedett legnagyobb nyomáson működtette. Megállapítja, hogy az ipari környezetben használatos szabványos dugattyús végrehajtókkal szemben a pneumatikus mesterséges izom rövidlökétű (< 20 mm) alkalmazásoknál kb. 30 %-kal, míg hosszabb lökétű (≥ 200 mm) felhasználásoknál akár kétszer jobb energia/tömeg aránnyal rendelkezik. Az összehasonlítás érdekessége, hogy egy újratervezett dugattyút tartalmazó kistömegű végrehajtó 30-szor jobb energia/tömeg arányt mutatott $s = 10$ mm-es lökethöz és 4,8-szorosát $s = 900$ mm-es lökethöz a PMI-hez és a szabványos ipari dugattyús végrehajtókhoz képest. Ebből kifolyólag arra a következtetésre jut, hogy a pneumatikus mesterséges izmok alkalmazása megkérdőjelezhető ott, ahol fontos az energia/tömeg arány, így a robotika vagy a rehabilitáció területén.

LIGHTNER-LINCOLN (2002) a dugattyús pneumatikus munkahenger és a pneumatikus mesterséges izom által kifejtett erőt hasonlítja össze, de különböző nyomásokon. Az általuk elvégzett kísérletek eredményeivel igazolják, hogy a $15,9 \times 38,1$ mm-es dugattyús végrehajtó alacsonyabb nyomáson ($p < 300$ kPa) nagyobb erő kifejtésére képes, de a nyomás növelésével a 10×200 mm-es izom akár háromszoros erőt is képes kifejteni (konkrétan 600 kPa nyomáson) a dugattyús változattal szemben.

DAERDEN (1999), DAERDEN-LEFEBER (2002), valamint UDAWATTA-PRIYADARSHANA-WITHARANA (2007) pedig fontos különbségként említik

meg a PMI-k és a dugattyús pneumatikus végrehajtók összehasonlításakor, hogy ellentétben a dugattyús megoldással, a PMI-k esetében állandó nyomáson az erő az elmozdulás függvényében változik.

A 2-11. ábrán a PMI-k antagonisztikus elrendezése, illetve a különböző nyomáson mért erő-pozíció függvénykapcsolat látható. DAERDEN (1999) az antagonisztikus működtetés vizsgálatakor megállapítja, hogy a nyomás változtatásával az egyensúlyi állapot más-más metszésponthoz, így más-más pozícióhoz tartozik és az alkalmazott túlnyomások aránya határozza meg az egyensúlyi állapot pozícióját.



2-11. ábra: A PMI-k antagonisztikus elrendezése, valamint az egyensúlyi pozíció a nyomásarány függvényében (DAERDEN 1999)

Észrevétele azért fontos, mert egy újabb különbségre mutat rá a PMI-k és a dugattyús munkahengerek között. Ha az antagonisztikus kapcsolatot az általa javasolt dugattyús munkahengerekkel hozzuk létre, akkor az egyensúlyi pozíciót a nyomások aránya nem befolyásolja, hisz az állandó dugattyúfelület miatt ez az arány állandó. Ekkor a pozíciót a fluidum tömege határozza meg a két munkatérben.

A dugattyús munkahengerekkel történő összehasonlítás mellett létezik egy másik összevetés is, mégpedig a biológiai izmokkal. DAERDEN (1999) a következőképp foglalja össze McMAHON (1984) alapján a hasonlóságokat és a különbségeket:

- Hasonlóságok:
 - lineáris mozgást valósítanak meg,
 - monoton csökkenő erő-relatív elmozdulás függvénykapcsolat,
 - a kétirányú mozgáshoz antagonisztikus kapcsolat szükséges,
 - engedékenységgel.
- Különbségek:
 - a biológiai izmoknak nem változik a térfogatuk a relatív elmozdulás során,
 - a biológiai izmok moduláris felépítésűek, a mikroszkopikus összehúzódnak a rendszerek mérhetetlen párhuzamos és soros kapcsolatából állnak,

- a biológiai izmok egységekre szervezettek, melyek aktivitása a külső terheléstől függ,
- a biológiai izmok esetében beszélhetünk gyors és lassú izomrostokról, melyek a tartós igénybevételt, illetve a sebességet határozzák meg,
- a biológiai izmok képesek energiát tárolni és továbbítani,
- a biológiai izmok más biológiai rendszerek izmainak energiaforrásaiként vagy építőanyagaként szolgálhatnak.

CALDWELL et al. (2001) pedig LEONARD (1997) művére hivatkozva hasonlítják össze a biológiai és a pneumatikus mesterséges izom különböző tulajdonságait (2-4. táblázat).

2-4. táblázat: A biológiai és a pneumatikus mesterséges izom összehasonlítása

Megnevezés	Biológiai izom	PMI
Elmozdulás [%]	35	35
Fajlagos erő [$N \cdot cm^{-2}$]	20-40	100-500
Teljesítmény/tömeg arány [$W \cdot kg^{-1}$]	40-250	500-2000
Hatásfok [%]	45-70	32-50
Kontrakció-sebesség [$\% \cdot s^{-1}$]	25-2000	35-700
Energiaforrás	Kémiai	Pneumatikus
Skálázás	μm -m	cm-m
Engedékenység	Igen	Igen
Robusztusság	Kitűnő	Jó
Regenerálódás	Igen	Nem
Lineáris működés	Igen	Igen
Antagonisztikus működés	Igen	Igen
Vízben történő működtetés	Igen	Igen
Környezetbarátság	CO ₂ kibocsátás	Igen

PLETTENBURG (2005) korábban említett következtetésén túl további hátrányként említhető meg CALDWELL-MEDRANO-CERDA-GOODWIN (1995), CHOU-HANNAFORD (1996), DAERDEN (1999), LILLY (2003), CHOI-KIM-LEE (2006), UDAWATTA-PRIYADARSHANA-WITHARANA (2007) és WICKRAMATUNGE-LEEPHAKPREEDA (2009) alapján a pontos pozicionálás, szabályozás megvalósításának nehézsége, a változó merevségű rugószerű tulajdonság, a nemlineáris viselkedés, a hiszterézis, a küszöbnyomás, illetve a kétirányú mozgáshoz szükséges antagonisztikus elrendezés.

LILLY (2003) a precíz pozicionálási nehézséget a PMI nemlinearitásával és időben változó tulajdonságával magyarázza. Ez utóbbi annak köszönhető, hogy a PMI rugalmas anyagból készül, aminek a tulajdonságai megváltoznak a hőmérséklettel, ugyanakkor az izom felületén és belsejében kialakuló hőmérsékletet a pneumatikus mesterséges izom használata befolyásolja. WICKRAMATUNGE-LEEPHAKPREEDA (2009) a nemlineáris viselkedést a levegő összenyomhatóság-

gának és az izmot alkotó viszkoelasztikus anyagnak tulajdonítják. CHOU-HANNAFORD (1996) az erő-elmozdulás karakterisztika felvétele során hiszterézist tapasztalnak. A hiszterézist a frekvencia érzéketlen Coulomb-féle sűrűdással indokolják, amit az elasztikus anyag és az azt megerősítő fonat érintkezése, a fonat szálainak (egymással való) érintkezése és az elasztikus anyag alakváltozása hoz létre (lásd 2-12. ábra). DAERDEN (1999) a küszöbnyomás alatt azt a nyomáskülönbséget érti, ami ahhoz szükséges, hogy a rugalmas cső deformációja megkezdődhessen.

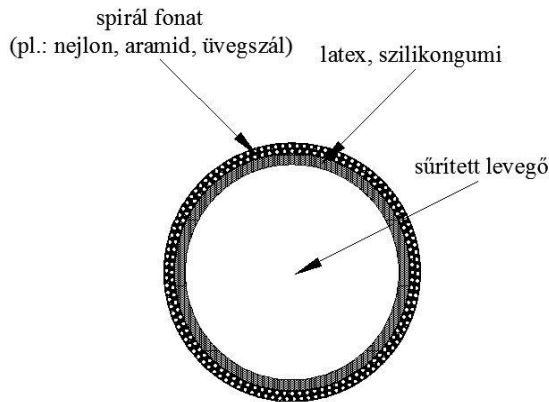
A pneumatikus mesterséges izmot a különböző szakirodalmi források eltérő névvel említik. DAERDEN (1999), DAERDEN-LEFEBER (2002) és RAMASAMY et al. (2005) közleményeikben gyűjtik össze a különböző elnevezéseket:

- Pneumatic Muscle Actuator,
- Fluid Actuator,
- Fluid-Driven Tension Actuator,
- Axially Contractible Actuator,
- Tension Actuator.

A kontrakciós pneumatikus munkahengerek számos változata ismeretes. A különböző típusok részletes leírását DAERDEN (1999) és DAERDEN-LEFEBER (2002) közlik. A következő csoportosítást teszik:

- fonott izmok,
- hálós izmok,
- beágyazott izmok.

A fonott izmok egy rugalmas csőből és az ezt kívülről körülvevő megerősítő fonatból állnak, mely helikálisan - rendszerint két rétegben - fut az izom hossz tengelye mentén. Ha nyomás alá helyezzük az izmot, akkor a rugalmas cső oldalirányban hat a fonatra és lehetővé válik az izomhoz rögzített teher elmozdítása. A fonott izmon belül két változat ismert: az egyiknél mind a rugalmas cső, mind a megerősítő fonat rögzítésre kerül a végeken, míg a másikonál csak a fonatot rögzítik, a rugalmas csövet nem. Az előzőhöz tartozik a legtöbbet hivatkozott és vizsgált McKibben-féle izom, melyet a 2-12. ábrán mutatok be.



2-12. ábra: A McKibben-féle pneumatikus mesterséges izom szerkezeti felépítése

A maximálisan alkalmazható nyomást a cső szilárdsága határozza meg. Túl nagy nyomás esetén a cső kitüremkedhet a megerősítő szálak között, s akár szét is robbanhat az izom. A maximális kontrakció 25 % körüli.

A hálós és fonott izmok közötti különbség a membránt megerősítő szálak sűrűségében mutatkozik meg elsősorban. Amíg a háló viszonylag nagy lyukakkal rendelkezik, addig a fonott izmoknál szorosabban szőtt a fonat. A hálós izmokhoz tartozik a Yarlott, ROMAC (RObotic Muscle ACtuator, kifejlesztője: Immega és Kukolj) és Kukolj típusok. A ROMAC típus közül a 60-300 mm hosszúságú 700 kPa nyomás alkalmazásával 4,5-13,6 kN maximális erőt is képes kifejteni, ami a szakirodalmakban említett legmagasabb érték. Kontrakciójuk elérhet az 50 %-ot. A Kukolj típusnál terheletlen állapotban elkülönül a háló a membrántól, ami csak megfelelő terhelés hatására szűnik meg.

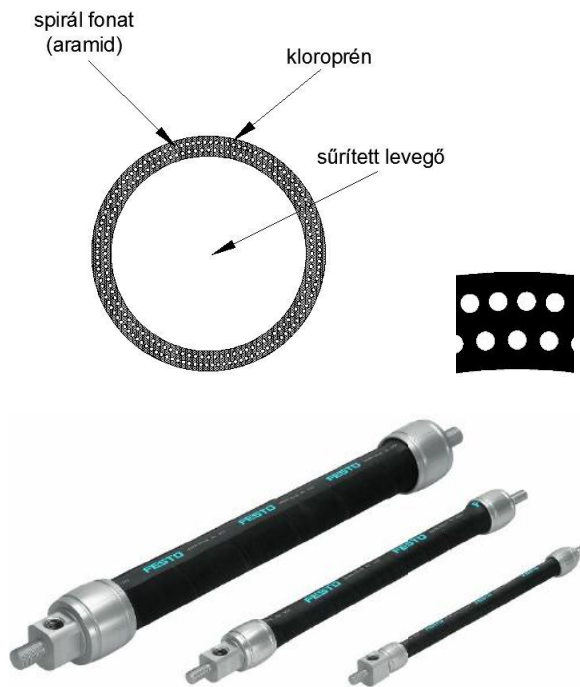
A beágyazott izmok esetében a teherviselő szálak a rugalmas csőbe kerülnek beágyazásra. Itt kiemelhetjük a Morin, Baldwin és Paytner által kidolgozott és bevezetett izmokat.

A Festo által szabadalmaztatott és gyártott Fluidic Muscle-ok (2-13. ábra) - annak ellenére, hogy a teherviselő szálak itt is beágyazásra kerülnek a csőbe - jól tükrözik a McKibben-féle izmok tulajdonságait, ezért néhány szerző (pl. KERSCHER-ALBIEZ-BERNS 2002, KERSCHER et al. 2005, WICKRAMATUNGE-LEEPHAKPREEDA 2009, DRAGAN 2010) nem követi DAERDEN (1999) és DAERDEN-LEFEBER (2002) előbb említett csoportosítását és egyszerűen McKibben-féle izomként kezelik a Fluidic Muscle-t is. A Festo termékei 10, 20 és 40 mm átmérővel és sorrendben 40-9000, 60-9000 és 120-9000 mm hosszúsággal rendelhetők.

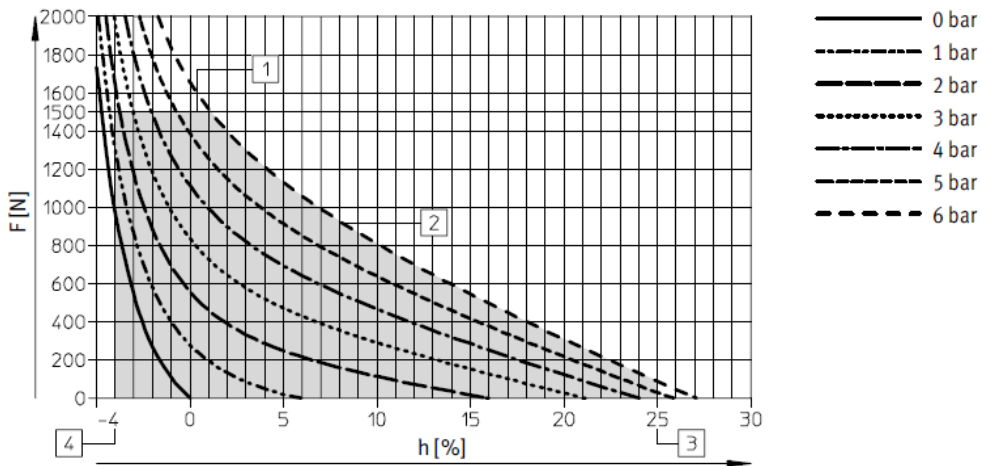
A Fluidic Muscle-ok esetében használatos jelölések (FESTO 2005):

- DMSP: gyárilag szerelt változat,
- MAS: szerelhető változat,
- átmérő [mm]: 10, 20 és 40,
- hosszúság [mm]: átmérőtől függően 40/60/120-9000,
- csatlakozási módok: RM - radiális, AM - axiális és CM - csatlakozás nélküli.

Ezek alapján a DMSP-20-200N-RM-RM kód egy olyan gyárilag szerelt izmot jelent, mely 20 mm átmérőjű, 200 mm hosszúságú, mindkét végén radiális csatlakozással. A DMSP-20-200N jelölésű izom jellemző karakterisztikáját a 2-14. ábra szemlélteti.



2-13. ábra: A Festo által szabadalmaztatott Fluidic Muscle szerkezeti felépítése (fent, balra),
beágyazott aramid szálak (fent, jobbra),
különböző hosszúságú és átmérőjű Festo izmok (lent)
(Saját szerkesztés (fent), valamint FESTO (2007) (lent))



2-14. ábra: DMSF-20-200N jelölésű, Festo által szabadalmaztatott Fluidic Muscle erő-kontrakció jelleggörbéje
(1 - maximális erő, 2 - maximális túlnyomás, 3 - maximális kontrakció, 4 - maximális megnyújtás)
(FESTO 2005)

A Fluidic Muscle-ok élettartama 10^5 - 10^7 ciklus között van normál alkalmazás esetén. Az élettartamra kihatással van a kontrakció, a nyomás és a hőmérséklet értéke. Az élettartam növelhető a kontrakció és az alkalmazott nyomás kisebb értékre történő választásával. A Festo izmai akár 6 kN kifejtésére, valamint 0,001 mm/s vibrációmentes sebességre és 50 m/s^2 gyorsulásra is képesek. A 6 kN érték tízszeres is lehet az ugyanolyan átmérőjű dugattyús munkahengerekhez képest. A DMSF típusú Fluidic Muscle-ok további általános műszaki adatait a 2-5. táblázat foglalja össze.

2-5. táblázat: Különböző DMSF típusú Fluidic Muscle-ok legfontosabb adatai
(FESTO 2005)

Átmérő [mm]	10	20	40
Hosszúság [mm]	40-9000	60-9000	120-9000
Működtető túlnyomás [bar]	0-8	0-6	
Maximális erő kifejtés [N]	630	1500	6000
Maximális felfüggeszthető terhelés [kg]	30	80	250
Maximális megnyújtás a névleges hosszúságra [%]	3	4	5
Maximális kontrakció a névleges hosszúságra [%]	25		
Maximális hiszterézis a névleges hosszúságra [%]	≤ 3	$\leq 2,5$	
Ismétlési pontosság a névleges hosszúságra [%]	≤ 1		
Környezeti hőmérséklet [$^{\circ}\text{C}$]	-5-60		

A kereskedelemben szintén elérhető a Kukolj típusú SAM változat is: 6/150, 20/210 és 30/290 mm átmérő/hosszúság értékekkel rendelhető, de egyéni hosszúságban is kérhető a Shadow Air Muscle hivatalos honlapja szerint. A legszembetűnőbb eltérés a McKibben-féle izmokhoz képest, hogy egy bizonyos terhelést igé-

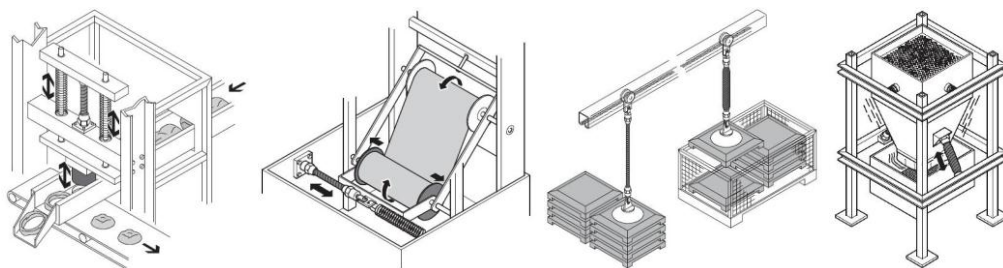
nyel kiindulási pozícióban. A kontrakció a nyomástól és a változások sebességétől függ (BORZIKOVA-BALARA-PITEL 2007).

Meg kell említeni továbbá a PPAM (Pleated Pneumatic Artificial Muscle, redőzött PMI) típust is. A redőzött izom Daerden révén került kifejlesztésre (részletes leírást ad DAERDEN (1999)) és elméletileg, azaz elhanyagolhatóan vékony izom esetén ez a legnagyobb kontrakcióra képes típus (54 %). E kontrakcióérték a gyakorlatban 45 % körüli.

A PMI-k statikus és dinamikus vizsgálatára számos tesztberendezést alkottak, melyekről CHOU-HANNAFORD (1996), TONDU-LOPEZ (2000), DAVIS et al. (2002), REYNOLDS et al. (2003), BALARA-PETÍK (2004), KAWASHIMA et al. (2004), LAKSANACHAROEN (2004), TIAN et al. (2004), KERSCHER et al. (2005), PUJANA-ARRESE et al. (2007), SITUM-HERCEG (2008), VARGA-MOUČKA (2009), WICKRAMATUNGE-LEEPHAKPREEDA (2009) és DRAGAN (2010) is beszámolnak.

A PMI-k termodinamikai modelljéről számol be DAERDEN (1999) és DRAGAN (2010), míg a pneumatikus mesterséges izmok statikus és dinamikus modelljei külön, a 2.4. fejezetben kerülnek ismertetésre.

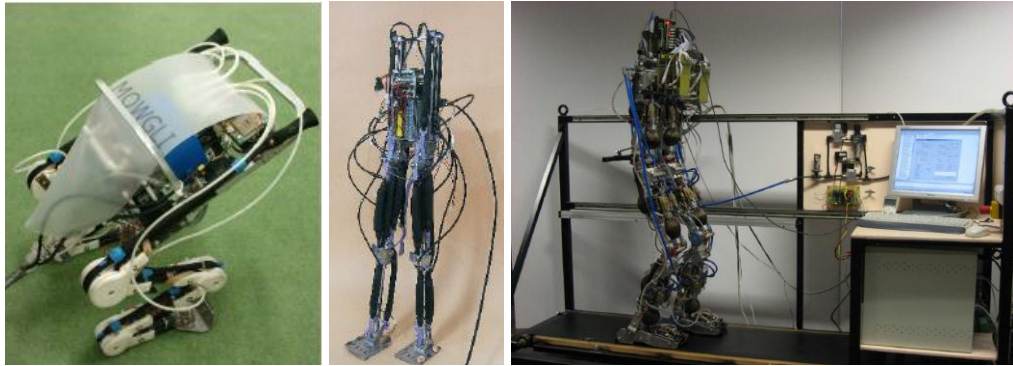
A kontrakciós pneumatikus munkahengerek alkalmazása sokszínűséget mutat. Az ipari alkalmazás széles lehetőségét ismerteti FESTO (2005). A 2-15. ábrán néhány ilyen jellegű alkalmazás szerepel. Sorrendben: lyukasztógép, ahol az erő és a dinamizmus, tekercselőgép, ahol a vibrációmentes működés, emelőszerkezet rakodáshoz, ahol az egyszerű pozícionálhatóság, vibrációs tölcser, ahol a durva környezetben való alkalmazhatóság a legfontosabb. További alkalmazásokról részletes leírást ad HESSE (2003).



2-15. ábra: A Festo Fluidic Muscle-ok ipari alkalmazása (balról): lyukasztógép, tekercselőgép, emelőszerkezet, vibrációs tölcser (FESTO 2005)

Sétáló és ugró robotok szintén tartalmazhatnak PMI-ket (2-16. ábra). Baloldalon NIIYAMA-NAGAKUBO-KUNIYOSHI (2007) által ismertetett ugráló és sétáló robot szerepel, mely a Mowgli nevet kapta, kb. 3 kg tömegű, magassága kinyújtott

lábakkal 0,9 m. 6 db PMI-t tartalmaz, így a láb 6 szabadsági fokkal (Degree of Freedom - DOF) rendelkezik és 0,5 m magasra képes ugrani. Középen HOSODA-NARIOKA (2007) által bemutatott Pneumat-BT elnevezésű robot látható. A 9,6 kg tömegű, 0,112 m magas és 0,32 m széles robotot 26 db PMI alkotja és 13 DOF jellemez. Az ábra jobboldala pedig VANDERBORGHT (2007) révén leírt Lucy nevű sétáló robotot mutatja. E robot váza alumínium ötvözetből készült, össztömege 33 kg, magassága 1,5 m. A felhasznált 12 db pneumatikus izommal 6 DOF érhető el.



2-16. ábra: Ugró és sétáló robotok (balról): Mowgli (NIYAMA-NAGAKUBO-KUNIYOSHI 2007), Pneumat-BT (HOSODA-NARIOKA 2007), Lucy (VANDERBORGHT 2007)

Az ipari, valamint robotikai felhasználás mellett meg kell említeni a legyengült emberi végtagok, illetve művégtagok mozgatásában betöltött szerepüket is. A rehabilitáció területén alkalmazható pl. a kézterápiás eszköz (KOENEMAN et al. 2004, 2-17. ábra fent, balra), a mester-szolga elvű begyakoroltató eszköz (MARUTA et al. 2007, 2-17. ábra fent, jobbra), a szintén felső végtag mozgatását végző terápiás készülék (BALASUBRAMANIAN et al. 2008, 2-17. ábra lent, balra) és az ún. izomöltöny (KOBAYASHI-HIRAMATSU 2004, 2-17. ábra lent, jobbra) is.



2-17. ábra: PMI-t tartalmazó rehabilitációs eszközök
(KOENEMAN et al. 2004, MARUTA et al. 2007, BALASUBRAMANIAN et al. 2008, KOBAYASHI-HIRAMATSU 2004)

WONGSIRI-LAKSANACHAROEN (2003), LAKSANACHAROEN (2004) és ARMAN-MAXIME (2008) a PMI-k művégtagok mozgásában betöltött szerepük-ről tájékoztatnak (2-18. ábra).

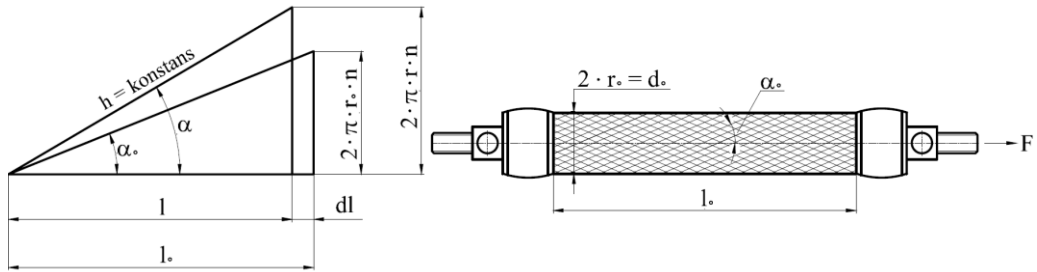


2-18. ábra: PMI-k alkalmazása művégtagok mozgásához
(WONGSIRI-LAKSANACHAROEN 2003, LAKSANACHAROEN 2004, ARMAN-MAXIME 2008)

2.4. Pneumatikus mesterséges izmok statikus és dinamikus vizsgálata

DAERDEN (1999) megállapítja, hogy a fonott pneumatikus mesterséges izmok általános viselkedése felfújott állapotban - tekintettel az alakra, a kontrakcióra és a kifejtett erőre - a belső elasztikus rész és a fonat nyugalmi állapotban jellemző ge-

ometriai paramétereitől, valamint az izom anyagától függ (2-13. ábra és 2-19. ábra).



2-19. ábra: A PMI geometriai paramétere
(DRAGAN-CIOBANU (2007) és DRAGAN (2010) alapján saját szerkesztés)

Ahol:

F: izom által kifejtett húzóerő,

r_0 : nyugalmi állapotban mérhető belső sugár,

l_0 : nyugalmi állapotban mérhető (névleges) hosszúság,

α_0 : nyugalmi állapotban bezárt szög a fonat és a hossz tengely között,

r: felfújott állapotban mérhető belső sugár,

l: felfújott állapotban mérhető hosszúság,

α : felfújott állapotban bezárt szög a fonat és a hossz tengely között,

h: a fonat hosszúsága,

n: a fonat menetszáma.

CHOU-HANNAFORD (1996), TONDU-LOPEZ (2000), valamint KERSCHER et al. (2005) alapján a McKibben-féle izom statikus modellje a következők szerint írható le:

A bevezetett gáz által végzett munka:

$$\delta W_1 = p \cdot dV, \quad (2.28)$$

ahol:

p: alkalmazott nyomás (túlnyomás),

V: gumi által határolt (belső) térfogat.

Azzal a feltételezéssel, hogy az összehúzódó izom felülete hengeres, δW_1 felbontható radiális és axiális komponensekre:

$$\delta W_1 = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot p \cdot l \cdot (+dr) - r^2 \cdot \pi \cdot p \cdot (-dl). \quad (2.29)$$

A tengelyirányú erő és az izom elmozdulásából származtatható munka:

$$\delta W_2 = F \cdot (-dl). \quad (2.30)$$

A membrán anyaga deformálódik, melyhez δW_d munka szükséges. Ha elhanyagoljuk ezt az anyagfüggő munkát és kvázi-statisztikus állapotot feltételezünk, akkor:

$$\delta W_1 = \delta W_2. \quad (2.31)$$

A (2.28) és (2.30) összefüggések segítségével felírható:

$$p \cdot dV = F \cdot (-dl), \quad (2.32)$$

ahonnan:

$$F = -p \cdot \frac{dV}{dl}, \quad (2.33)$$

A valóságban δW_d nem hagyható figyelmen kívül, így a kifejtett erő kisebb lesz. A dugattyús munkahengerekkel történő összehasonlításképp, PAYNTER (1988) a $-\frac{dV}{dl}$ -t a PMI „effektív felületeként” definiálja.

A (2.29) és (2.30) összefüggések révén a következőt kapjuk:

$$2 \cdot \pi \cdot r \cdot p \cdot l \cdot (+dr) - r^2 \cdot \pi \cdot p \cdot (-dl) - F \cdot (-dl) = 0. \quad (2.34)$$

Ebből az F erő:

$$F = -2 \cdot \pi \cdot r \cdot p \cdot l \cdot \frac{dr}{dl} - r^2 \cdot \pi \cdot p. \quad (2.35)$$

A 2-19. ábra alapján:

$$\cos \alpha_0 = \frac{l_0}{h} \text{ és } \cos \alpha = \frac{l}{h}, \quad (2.36)$$

$$\sin \alpha_0 = \frac{2 \cdot \pi \cdot r_0 \cdot n}{h} \text{ és } \sin \alpha = \frac{2 \cdot \pi \cdot r \cdot n}{h}. \quad (2.37)$$

A (2.36) és (2.37) összefüggések külön-külön osztásából:

$$\frac{1}{l_0} = \frac{\cos\alpha}{\cos\alpha_0} \text{ és } \frac{r}{r_0} = \frac{\sin\alpha}{\sin\alpha_0}. \quad (2.38)$$

A (2.38) összefüggésből r meghatározható:

$$r = r_0 \cdot \frac{\sqrt{1 - \cos^2\alpha}}{\sin\alpha_0} = r_0 \cdot \frac{\sqrt{1 - \left(\frac{1}{l_0} \cdot \cos\alpha_0\right)^2}}{\sin\alpha_0}. \quad (2.39)$$

A $\frac{dr}{dl}$ derivált képzésével:

$$\frac{dr}{dl} = -\frac{r_0 \cdot l \cdot \cos^2\alpha_0}{l_0^2 \cdot \sin\alpha_0} \cdot \frac{1}{\sqrt{1 - \left(\frac{1}{l_0} \cdot \cos\alpha_0\right)^2}}. \quad (2.40)$$

A (2.39) és (2.40) összefüggések behelyettesítése a (2.35) összefüggésbe a nyomástól és kontrakciótól függő teoretikus erőt adja:

$$F(p, \kappa) = r_0^2 \cdot \pi \cdot p \cdot \left(\frac{3}{\operatorname{tg}^2\alpha_0} \cdot \frac{l^2}{l_0^2} - \frac{1}{\sin^2\alpha_0} \right). \quad (2.41)$$

A (2.41) összefüggés átírása a , b és κ bevezetésével:

$$F(p, \kappa) = r_0^2 \cdot \pi \cdot p \cdot (a \cdot (1 - \kappa)^2 - b), \quad (2.42)$$

ahol $a = \frac{3}{\operatorname{tg}^2\alpha_0}$, $b = \frac{1}{\sin^2\alpha_0}$, $\kappa = \frac{l_0 - l}{l_0}$ és $0 \leq \kappa \leq \kappa_{\max}$, valamint κ : kontrakció (relatív elmozdulás).

TONDU-LOPEZ (2000) kiemelik, hogy ez a modell az erőre csak akkor igaz, ha igen kis falvastagságú a gumi, azaz a gumi falvastagsága, illetve a nyugalmi állapotban mérhető belső sugár (r_0) aránya közel 1:10. Ha a falvastagság meghaladja ezt a korlátot, akkor már nem tételezhetjük fel, hogy a nyomásból adódó erő teljes mértékben átadódik az őt körülvevő fonatnak.

A (2.42) összefüggés alapján elmondható:

- az erő arányos a keresztmetszettel ($r_0^2 \cdot \pi$),
- az erő arányos az alkalmazott túlnyomással (p),
- az erő független a nyugalmi állapotban mérhető hosszúságtól (l_0),
- az erő növekszik, ahogy a nyugalmi állapotban bezárt szög a fonat és a hossztengely között (α_0) csökken és
- az erő közel lineárisan csökken a kontrakció függvényében.

Az α_0 szögre vonatkozóan TONDU-BOITIER-LOPEZ (1994) $l_0 = 200$ mm hosszúságú és $r_0 = 7$ mm sugarú izomra 20° -ot, míg TONDU-LOPEZ (2000) $l_0 = 100$ - 300 mm hosszúságú és $r_0 = 5$ - 10 mm sugarú izmokra 20 - 30° -ot adnak meg. CALDWELL-MEDRANO-CERDA-GOODWIN (1995) a 20° -ot a megnyújtott izom esetében tapasztalják, mely izom ekkor $l = 143$ mm hosszúságú és $r = 4,8$ mm sugarú.

A (2.42) összefüggésből az is következik, hogy az erő maximális értéke $\kappa = 0$ -nál, míg a maximális kontrakció $F = 0$ N-nál adódik:

$$F_{\max} = r_0^2 \cdot \pi \cdot p \cdot (a - b), \quad (2.43)$$

$$\kappa_{\max} = 1 - \sqrt{\frac{b}{a}}. \quad (2.44)$$

Kutatásokat találhatunk arra vonatkozóan, hogy a (2.42) összefüggés által értelmezett teoretikus erőt korrigálni szükséges a mérésekkel meghatározott értékek jobb közelítése érdekében. TONDU-BOITIER-LOPEZ (1994) a (2.42) összefüggésnek egy módosított változatát mutatják be:

$$F(p, \kappa) = r_0^2 \cdot \pi \cdot p \cdot (a \cdot (1 - \varepsilon \cdot \kappa)^2 - b). \quad (2.45)$$

Az ε korrekciós tényező bevezetésének részletezését TONDU-LOPEZ (2000) ismerteti. Szerintük a (2.42) összefüggés azon a feltevésen alapszik, hogy az izom végig hengeres formájú. Mivel azonban az izom nem hengeres formájú a végeken, amikor összehúzódik, hanem kúp formájú, azaz minél nagyobb a kontrakció, annál jobban csökken az izom „aktív” hosszúsága, ezért a tényleges maximális kontrakció elméletileg kisebb lesz, mint a (2.44) összefüggés által meghatározott. E hatás kiküszöbölésére javasolják az ε korrekciós tényező alkalmazását. Az ε korrekciós tényezővel kiegészített összefüggést az erőre vonatkozóan a (2.45) összefüggés szemlélteti, míg a (2.46) összefüggés az így kapott maximális kontrakciót írja le:

$$\kappa_{\max} = \frac{1}{\varepsilon} \cdot \left(1 - \sqrt{\frac{b}{a}} \right). \quad (2.46)$$

Az ily módon beillesztett ε korrekciós tényező nem módosítja a zérus kontrakciónál adódó maximális erőt.

Az ε korrekciós tényező meghatározására az alábbi, nyomástól függő kétparaméteres összefüggést adják meg:

$$\varepsilon = a_{\varepsilon} \cdot e^{-p} - b_{\varepsilon}, \quad (2.47)$$

ahol a_{ε} és b_{ε} : becsléssel megállapítható konstansok.

KERSCHER et al. (2005) az erőre vonatkozóan korábban publikált modellek, valamint saját tapasztalataik alapján egy nyomástól, kontrakciótól és annak deriváltjától függő, rugó-csillapító rendszerre érvényes összefüggést írnak le:

$$F(p, \kappa, \dot{\kappa}) = F_r(p, \kappa) + F_{cs}(p, \dot{\kappa}). \quad (2.48)$$

Az $F_{cs}(p, \dot{\kappa})$ (cs: csillapítás) tagot a C_D csillapítási tényező, a p_a abszolút nyomás, valamint a $\dot{\kappa}$ kontrakció deriváltjának szorzataként definiálják:

$$F_{cs}(p, \dot{\kappa}) = -C_D \cdot p_a \cdot \dot{\kappa}. \quad (2.49)$$

A C_D csillapítási tényezőt kísérletileg határozzák meg.

A KERSCHER et al. (2005) felhívják a figyelmet arra, hogy a (2.42) összefüggés ugyanazt a maximális kontrakciót jósolja különböző nyomásra, noha az F erő értéke különböző nyomáson más-más kontrakció értéknél lesz zérus. Ezzel indokolják - hasonlóan TONDU-LOPEZ (2000) következtetéséhez - egy nyomástól függő ε korrekciós tényező szükségességét, mellyel a (2.45) összefüggést kapjuk. Véleményük szerint az így kapott (2.45) modell $p \geq 200$ kPa nyomáson igen kedvező eredménnyel illeszthető a mért értékekre, de az ennél kisebb nyomáson jelentős eltérés tapasztalható a kísérletileg meghatározott és a teoretikus értékek között. Annak érdekében, hogy $p < 200$ kPa nyomásra is kiterjeszhető legyen a (2.45) összefüggés, egy újabb, μ korrekciós tényezőt is indokoltnak tartanak. A két korrekciós tényezőt tartalmazó összefüggés tehát:

$$F(p, \kappa) = \mu \cdot r_0^2 \cdot \pi \cdot p \cdot (a \cdot (1 - \varepsilon \cdot \kappa)^2 - b). \quad (2.50)$$

Az ε korrekciós tényező meghatározására azonos a (2.47) összefüggéssel, míg μ korrekciós tényezőre az alábbi egyenletet adják meg:

$$\mu = a_{\kappa} \cdot e^{-40\kappa} - b_{\kappa}. \quad (2.51)$$

Az a_{κ} , b_{κ} , a_{ε} és b_{ε} , konstansok számszerűsítéséhez a legkisebb négyzetek módszerét alkalmazzák.

KERSCHER et al. (2005) egy újabb erőkomponenst (F_{fonat}) is leírnak, melyet a gumit körülvevő fonat fejt ki, s melynek köszönhetően az erő jelentősen növekszik $\kappa \leq 0,05$ (5 %) esetén, azaz a névleges hosszúság környezetében. Kísérleti eredmények alapján e komponenst az alábbi összefüggéssel írják le - további magyarázat nélkül:

$$F_{\text{fonat}}(p, \kappa) = \sigma(-\kappa) \cdot (-f) \cdot \kappa \cdot \sigma(2,5-p) \cdot (2,5-p), \quad (2.52)$$

ahol:

σ : ugrásfüggvény,

f: izomra jellemző konstans.

A (2.50) és (2.52) összefüggések alkalmazásával az eredő $F_r(p, \kappa)$ erő, amit a szerzők a dinamikus izom modell rugó összetevőjének neveznek:

$$F_r(p, \kappa) = \mu \cdot r_0^2 \cdot \pi \cdot p \cdot (a \cdot (1 - \varepsilon \cdot \kappa)^2 - b) + \sigma(-\kappa) \cdot (-f) \cdot \kappa \cdot \sigma(2,5-p) \cdot (2,5-p). \quad (2.53)$$

A mérésekkel nyert és a (2.53) összefüggés alapján származtatható adatok összehasonlítása továbbra is lényeges eltérést mutat.

A (2.48) összefüggésbe történő visszahelyettesítéssel KERSCHER et al. (2005) által definiált erőt kapjuk:

$$F(p, \kappa, \dot{\kappa}) = \mu \cdot r_0^2 \cdot \pi \cdot p \cdot (a \cdot (1 - \varepsilon \cdot \kappa)^2 - b) + \sigma(-\kappa) \cdot (-f) \cdot \kappa \cdot \sigma(2,5-p) \cdot (2,5-p) - C_D \cdot p_a \cdot \dot{\kappa}. \quad (2.54)$$

CHOU-HANNAFORD (1996), DAERDEN (1999), TONDU-LOPEZ (2000), RAMASARY et al. (2005) és DRAGAN (2010) az erő más formuláit is megadják.

Az izom térfogatára felírható az alábbi összefüggés:

$$V = r^2 \cdot \pi \cdot l. \quad (2.55)$$

Az r felfújott állapotban mérhető belső sugár és l felfújott állapotban mérhető hosszúság behelyettesítése a (2.36) és (2.37) összefüggésekből a (2.55) összefüggésbe:

$$V = \frac{h^3}{4 \cdot \pi \cdot n^2} \cdot \sin^2 \alpha \cdot \cos \alpha. \quad (2.56)$$

Így a (2.36) összefüggés jobb oldala és a (2.56) összefüggés deriválása megadja a (2.57) összefüggést:

$$F = -p \cdot \frac{dV}{dl} = -p \cdot \frac{\frac{dV}{d\alpha}}{\frac{dl}{d\alpha}} = p \cdot \frac{h^2 \cdot (2 \cdot \cos^2 \alpha - \sin^2 \alpha)}{4 \cdot \pi \cdot n^2} = p \cdot \frac{h^2 \cdot (3 \cdot \cos^2 \alpha - 1)}{4 \cdot \pi \cdot n^2}. \quad (2.57)$$

Vagyis az F erő a p túlnyomástól, a felfújott állapotban bezárt α szögtől a fonat és a hossz tengely között, valamint a fonat konstans jellemzőitől (h fonat hosszúságától, n fonat menetszámától) függ.

A (2.37) összefüggésből következik, hogy $r^2 = \frac{h^2 \cdot \sin^2 \alpha}{4 \cdot \pi^2 \cdot n^2}$, amit ha visszahelyettesítünk a (2.57) összefüggésbe, azzal ekvivalens formulát kapunk:

$$F = r_{\max}^2 \cdot \pi \cdot p \cdot (3 \cdot \cos^2 \alpha - 1). \quad (2.58)$$

Ez csak akkor igaz, ha $\sin^2 \alpha = 1$, vagyis $\alpha = 90^\circ$, ami igazolja, hogy ez is csak egy elméleti összefüggésnek tekinthető. Az r_{\max} jelöli azt a maximális sugarát az izomnak, mely $\alpha = 90^\circ$ -nál adódna. A (2.58) összefüggésből következik, hogy a maximális kontrakció $F = 0$ N-nál, azaz $\alpha = 54,73^\circ$ -nál valósul meg.

Mivel az α szöget az izom működése közben nem tudjuk mérni, ezért a (2.57) összefüggésben $\cos \alpha$ -t a (2.36) összefüggésből helyettesíthetjük, így az erő - az előzőek mellett - nem az α -tól, hanem az l felfújott állapotban mérhető hosszúságtól függ:

$$F = p \cdot \frac{h^2}{4 \cdot \pi \cdot n^2} \cdot \left(3 \cdot \frac{l^2}{h^2} - 1 \right). \quad (2.59)$$

CHOU-HANNAFORD (1996) megadnak egy olyan összefüggést, mely figyelembe veszi a fonat és a gumi vastagságát is. Az izom térfogatára a (2.55) összefüggésben r helyett $d/2-t$ írhatunk, valamint a t vastagság feltüntetésével:

$$V = \frac{1}{4} \cdot (d - 2 \cdot t)^2 \cdot \pi \cdot l. \quad (2.60)$$

A (2.33), (2.58) és (2.60) összefüggések felhasználásával eljutunk az alábbi kifejezéshez:

$$F = \frac{d_{\max}^2 \cdot \pi}{4} \cdot p \cdot (3 \cdot \cos^2 \alpha - 1) + \pi \cdot p \cdot \left[d_{\max} \cdot t \cdot \left(2 \cdot \sin \alpha - \frac{1}{\sin \alpha} \right) - t^2 \right], \quad (2.61)$$

ahol $d_{\max} = 2 \cdot r_{\max}$.

CHOU-HANNAFORD (1996) olyan izommal végzik vizsgálataikat, melynél $t = 0,762$ mm.

A szerzők a (2.58) összefüggéshez képest a (2.61) összefüggés révén pontosabb eredményekről számolnak be, de kiemelik a (2.61) összefüggés bonyolultságát.

TSAGARAKIS-CALDWELL (2000) kiegészítik a fentieket azzal, hogy a (2.61) összefüggés igaz, ha:

$$\alpha > \sin^{-1} \frac{d_{\text{vég}}}{d_0}, \quad (2.62)$$

továbbá:

$$F = \frac{\pi}{4} \cdot p \cdot (2 \cdot d_{\max}^2 \cdot \cos^2 \alpha - d_{\text{vég}}^2) + \pi \cdot p \cdot \left[d_{\max} \cdot t \cdot \left(2 \cdot \sin \alpha - \frac{1}{\sin \alpha} \right) - t^2 \right]. \quad (2.63)$$

A (2.63) összefüggés teljesül, ha:

$$\alpha < \sin^{-1} \frac{d_{\text{vég}}}{d_0}, \quad (2.64)$$

ahol $d_{\text{vég}}$: az izom végein lévő foglalatok átmérője.

TSAGARAKIS-CALDWELL (2000) ugyanakkor kiemelik, hogy a (2.61) és (2.63) összefüggések még mindig egy ideális, végig hengeres formájú izomra felírt modellek.

CHOU-HANNAFORD (1996) és COLBRUNN-NELSON-QUINN (2001) a statikus modell vizsgálatakor megállapítják, hogy a fentebb leírt pneumatikus mesterséges izmok változó merevségű rugó tulajdonságával rendelkeznek.

DAERDEN (1999) és DAERDEN-LEFEBER (2002) szerint a gáz (levegő) összenyomhatósága miatt minden pneumatikus végrehajtó engedékeny tulajdonságot mutat. Emellett a PMI-eket változó effektív felület is jellemzi. További forrása az engedékenységeknek a csökkenő erő-kontrakció görbének tulajdonítható: állandó nyomás mellett az izom rugószerű viselkedést mutat köszönhetően az erő kontrakció függvényében történő megváltozásának.

A C engedékenységet meghatározható a K merevség reciprokjaként:

$$C^{-1} = K = \frac{dF}{dl} = -\frac{dp}{dV} \cdot \left(\frac{dV}{dl}\right)^2 - p \cdot \frac{d^2V}{dl^2}. \quad (2.65)$$

Politropikus folyamat feltételezésével:

$$C^{-1} = -n \cdot \frac{p + p_0}{V} \cdot \left(\frac{dV}{dl}\right)^2 - p \cdot \frac{d^2V}{dl^2}, \quad (2.66)$$

ahol n: politropikus kitevő.

Mivel mindkét tag függ a nyomástól, ezért az engedékenységet módosítható a nyomás szabályozásával.

DAERDEN (1999) megállapítja, hogy a (2.65) és (2.66) összefüggésekben szereplő első tag zárt végrehajtó esetén kétségtelenül a gáz összenyomhatóságának tulajdonítható. Megjegyzi, hogy nyitott végrehajtó esetén lényegesen összetettebb viszony lépne fel. A második tag viszont egyértelműen az izom végrehajtókat jellemzi: kifejezi a merevséget izobár állapotváltozás során és tisztán az effektív felület változásának tudható be. Ha az alkalmazott nyomásszabályozó elég gyors, akkor e tag meghatározza az engedékenységet.

COLBRUNN-NELSON-QUINN (2001) a $K = \frac{dF}{dl}$ és a (2.59) összefüggés révén jutnak a következőhöz:

$$K = \frac{h^2}{4 \cdot \pi \cdot n^2} \cdot \left(3 \cdot \frac{l^2}{h^2} - 1 \right) \cdot \frac{dp}{dl} + p \cdot \frac{3 \cdot l}{2 \cdot \pi \cdot n^2}. \quad (2.67)$$

Beszámolójuk alapján:

$$\frac{dp}{dl} = 0. \quad (2.68)$$

A merevség a (2.67) és (2.68) összefüggések révén:

$$K = p \cdot \frac{3 \cdot l}{2 \cdot \pi \cdot n^2}. \quad (2.69)$$

Ha a (2.59) összefüggésből kifejezzük p -t és behelyettesítjük a (2.69) összefüggésbe, akkor a merevség:

$$K = \frac{6 \cdot F}{3 \cdot l - \frac{h^2}{l}}. \quad (2.70)$$

A (2.70) összefüggéssel azonos formulát ír le RAMASARY et al. (2005) és DRAGAN (2010) is.

CHOU-HANNAFORD (1996) és KERSCHER-ALBIEZ-BERNS (2002) a merevséget magába foglaló modellt is megadnak:

$$F = K_{kp} \cdot p \cdot (l - l_{\min}), \quad (2.71)$$

ahol:

l_{\min} : az izom minimális hosszúsága (amikor $F = 0$),

K_{kp} : a merevség és a nyomás viszonyát leíró konstans, értéke:

$$K_{kp} = \frac{dK}{dp}. \quad (2.72)$$

CHOU-HANNAFORD (1996) megjegyzi, hogy a (2.71) összefüggés figyelmen kívül hagyja a gumi és a fonat által tárolt energiát.

KERSCHER-ALBIEZ-BERNS (2002) ugyanakkor kifejtik, hogy csak magasabb nyomásra kapunk kedvező illeszkedést a mért értékekre, míg alacsonyabb nyomás esetén kedvezőtlenebb eredmény adódik a végek kúpossága és a száraz súrlódás végett. Hozzáfűzik, a maximális erő statikus állapotban, 0 mm/s esetén érhető csupán el és az erő csökken a sebesség növekedésével. Beszámolójuk szerint az elvégzett mérések során 300 mm/s átlagos sebesség mellett közel 9 %-os veszteséget tapasztalnak a maximális erőre vonatkozóan.

WICKRAMATUNGE-LEEPHAKPREEDA (2009) szintén a merevséggel összefüggő empirikus kifejezést fogalmaznak meg:

$$F = K(p,l) \cdot l. \quad (2.73)$$

A merevséget a következő polinommal határozzák meg:

$$K = a_0 \cdot p^2 + a_1 \cdot p \cdot l + a_2 \cdot l^2 + a_3. \quad (2.74)$$

A (2.74) összefüggésben szereplő a_0 , a_1 , a_2 és a_3 konstansokat az általuk elvégzett kísérletek eredményeiből származtatják. A p túlnyomást bar egységben helyettesítik. A mérési eredményekre történő igen pontos illeszthetőséget mutatnak be a (2.73) és (2.74) összefüggések révén.

A SAM típusra vonatkozó statikus, kontrakció karakterisztikát BORZIKOVA-BALARA-PITEL (2007) mutatják be:

$$\kappa = \kappa_{\max} \cdot (1 - e^v), \text{ ahol} \quad (2.75)$$

$$v = \sum_{i=0}^4 \sum_{j=0}^2 a_{ij} \cdot p^i \cdot F^j \quad (2.76)$$

és a_{ij} : az eredménymátrix elemei.

BORZIKOVA-BALARA-PITEL (2007) arról tájékoztatnak, hogy a mátrix együtthatói az izom anyagától és a geometriai paramétereitől függenek, a p túlnyomást bar egységben alkalmazzák. A mért értékek igen kedvező közelítését szemléltetik egy 30x290-es méretű izom esetén (korreláció: $R = 0,998-0,999$). Munkájukat MS Excelben végzik.

A PPAM típusra vonatkozóan DAERDEN et al. (2001) és DAERDEN-LEFEBER (2002) a következő egyenletet írják le az erőre:

$$F = p \cdot l_0^2 \cdot f_a \left(\kappa, \frac{l_0}{r_0}, a \right), \quad (2.77)$$

ahol f_a a kontrakció és a geometriai paramétereken túl figyelembe veszi a membrán hosszirányú rugalmasságát (a) is.

VAN DERBORGHT (2007) szerint nagy szakítószilárdságú fonat alkalmazása esetén a (2.77) összefüggés egyszerűsíthető, mivel $a = 0$:

$$F = p \cdot l_0^2 \cdot f_b \left(\kappa, \frac{l_0}{r_0} \right), \quad (2.78)$$

ahol f_b csak a kontrakciótól és a geometriai paraméterektől függ. Ennek felhasználásával a következőt kapjuk:

$$F = p \cdot l_0^2 \cdot (f_4 \cdot \kappa^3 + f_3 \cdot \kappa^2 + f_2 \cdot \kappa + f_1 + f_0 \cdot \kappa^{-1}), \quad (2.79)$$

ahol f_0 - f_4 : konstansok.

A szerző f_0 - f_4 értékét a Lucy elnevezésű robothoz használt izmokra határozza meg $l_0 = 110$ mm és $r_0 = 16$ mm, azaz $\frac{l_0}{r_0} = \frac{110 \text{ mm}}{16 \text{ mm}} \approx 6,9$ esetén.

VAN DAMME et al. (2008) pedig az izmot alkotó kevlár szál menetszámát használja fel:

$$F = p \cdot l_0^2 \cdot f_c \left(\kappa, \frac{l_0}{r_0}, n \right). \quad (2.80)$$

E modell nem veszi figyelembe a membrán rugalmasságát, így az csak 5 % feletti kontrakció esetén érvényes.

A PPAM típusra felírt összefüggésekben a szerzők a p túlnyomást bar egységben, míg a κ kontrakciót %-ban használják.

Összefoglalásképpen elmondható, hogy a McKibben-féle izmokra megadott összefüggések sok esetben bonyolultnak és a különféle kiegészítések ellenére is elméletinek és viszonylag pontatlannak tekinthetők. Egyetlen műben sem találunk mate-

matikai statisztikai igazolást az illeszthetőség pontosságára. Több esetben nem egyértelmű, hogy mikor használják a nyomást Pa vagy bar, esetleg psi egységekben a szerzők (pl. CHOU-HANNAFORD 1996, DAERDEN 1999, TONDU-LOPEZ 2000, COLBRUNN-NELSON-QUINN 2001, KERSCHER et al. 2005).

A PMI-k által kifejtett erőt közelítő algoritmusra vonatkozóan azt a célt fogalmaztam meg, hogy általánosan alkalmazható legyen tetszőleges átmérőjű és hosszúságú Fluidic Muscle-okra, tetszőleges nyomáson és az illeszthetőség pontosságát matematikai úton is igazoljam.

A PMI-k dinamikus modelljéről többek között CHOU-HANNAFORD (1994), TONDU-LOPEZ (2000), CARBONELL-JIANG-REPPERGER (2001), BALASUBRAMANIAN-RATTAN (2003), LILLY (2003), REYNOLDS et al. (2003), BALASUBRAMANIAN-RATTAN (2005), LILLY-YANG (2005), CHOI-KIM-LEE (2006), UDAWATTA-PRIYADARSHANA-WITHARANA (2007) és CHOI-KIM-LEE (2008) számolnak be.

A leggyakrabban említett egyenletet a PMI-k dinamikus igénybevételére vonatkozóan BALASUBRAMANIAN-RATTAN (2003), REYNOLDS et al. (2003), LILLY-YANG (2005) és CHOI-KIM-LEE (2006) a következőképp adják meg függőleges elrendezésre:

$$F_{\text{öh}} - m \cdot g - m \cdot \ddot{x} - c \cdot \dot{x} - k \cdot x = 0, \quad (2.81)$$

ahol:

$F_{\text{öh}}$: összehúzó erő,

m : tömeg,

g : gravitációs gyorsulás,

x : elmozdulás,

c : csillapítási tényező,

k : merevség.

2.5. Pneumatikus rendszerek szabályozása

A pneumatikus rendszerek szabályozásának, pozicionálási lehetőségének történeti fejlődéséről részletes áttekintést ad BEATER (2007) és GYEVIKI (2007). BEATER (2007) leírásából kiderül, hogy egy pneumatikus rendszer zárthurkú pozíciószabályozásának első elméleti és kísérleti eredményei Shearer nevéhez fűződik 1954-ben.

SITUM-HERCEG (2008) megjegyzi, hogy a kezdeti szabályozások klasszikus lineáris szabályozókat tartalmaztak, de mára számos új, modern stratégia és szabályozó került kidolgozásra, így pl.:

- adaptív szabályozó,
- csúszómód szabályozó,
- soft-computing módszerek (fuzzy, neurális és genetikus algoritmusok).

Mivel a legtöbb szabályozó tervezéséhez lineáris modellre van szükség, így a pneumatikus rendszerekre jellemző nemlineáris egyenleteket linearizálni és egyszerűsíteni szükséges. BEATER (2007) alapján a 2.2. fejezetben bemutatott arányos útváltó szelepre - a (2.26) összefüggés felhasználásával - az alábbi írható:

$$\dot{m} = \begin{cases} p_1 \cdot C(s_t) \cdot \rho_0 \cdot \sqrt{\frac{T_0}{T_1}} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{p_2 - b(s_t)}{p_1 - b(s_t)} \right)^2}, & \text{ha } \frac{p_2}{p_1} > b(s_t) \\ p_1 \cdot C(s_t) \cdot \rho_0 \cdot \sqrt{\frac{T_0}{T_1}}, & \text{ha } \frac{p_2}{p_1} \leq b(s_t) \text{ (főjtott áramlás)} \end{cases}, \quad (2.82)$$

ahol:

s_t : az arányos útváltó szelep tengelyének elmozdulása,

$C(s_t)$: hangsebességi vezetőképesség, valamint

$b(s_t)$: kritikus nyomásviszony az arányos útváltó szelep tengelyének elmozdulásának függvényében.

Mivel a (2.82) összefüggés nemlineáris, ezért SCHWENZER (1983) a következő lineáris kapcsolatot teszi a tömegáram és a nyomás között:

$$\dot{m} = C(s_t) \cdot \rho_0 \cdot K_1 \cdot (p_1 - p_2), \quad (2.83)$$

ahol K_1 : szelepegység.

Gyors szervo szelep esetén célszerű az arányos útváltó szelep tengelyének elmozdulása helyett az u_v villamos bemeneti jelet alkalmazni, valamint a feltételezéssel, hogy p_1 és p_2 nyomások közel konstansok:

$$\dot{m} = K_2 \cdot p^* \cdot u_v, \quad (2.84)$$

ahol K_2 : szelepegyüttható.

BEATER (2007) emellett ismerteti a nyomásra és a mozgásra vonatkozó egyenletek linearizálási és egyszerűsítési módjait is dugattyús munkahengerek esetén.

GYEVIKI (2007) kiemeli, hogy a pneumatikus szervo rendszer erősen nemlineáris, variáns rendszer, ami a levegő összenyomhatóságának, a dugattyús munkahengerben fellépő súrlódásnak, valamint a levegő szervo szelepen történő nemlineáris áramlásának tulajdonítható. Megemlíti, hogy kezdetben a nemlineáris eseteket lineárisra történő visszavezetéssel kezelték, így a nemlineáris jelleggörbék szakaszonkénti linearizálását is gyakran alkalmazták. Pneumatikus pozicionálásnál a választott pozíciókhoz más-más egyedi hangolású PID (Proportional Integral Derivative, illetve arányos integráló differenciáló) szabályozóra van szükség. Adaptív szabályozó közelítéséhez jutunk a munkapontok számának növelésével.

A pneumatikus rendszerre jellemző nemlinearitás miatt robusztus szabályozást kell alkalmazni. Az irányításméletben ilyenek tekintjük a csúszómód szabályozást (Sliding Mode Control - SMC), ami egy olyan nemlineáris szabályozási módszer, ami megváltoztatja a nemlineáris rendszer dinamikáját. Egy szabályozót akkor nevezünk robusztusnak, ha garantálja a zárt rendszer stabilitását akkor is, ha a rendszer paraméterei megváltoznak.

Tudományos értekezésem egyik központi témája a pneumatikus mesterséges izmok nagypontosságú pozicionálása csúszómód szabályozó alkalmazásával, ezért erről bővebb leírást adok.

A csúszómód szabályozás elméletét UTKIN (1993), MONSEES (2002), PERRUQUETTI-BARBOT (2002), KIM-PARK-CHOI (2006), GYEVIKI (2007), VECCHIO (2008), PAICE-GALLESTEY (2009), DUYSINX (2010) és FADALI (2012) részletesen bemutatják.

A változó struktúrájú szabályozást (Variable Structure Control - VSC) csúszómód szabályozással orosz tudósok (pl. Emelyanov, Utkin és Taran) dolgozták ki az 1960-as években. Nemzetközi elterjedése az 1970-es évekre tehető az SMC-ről megjelenő angol nyelvű írások révén. Mára széles körben alkalmazott szabályozási módszernek tekinthető nemlineáris rendszerek esetén. Valójában a csúszómód szabályozás nemfolytonos visszacsatolt szabályozási törvényt (kapcsolgató szabályo-

zási törvényt) használ, azaz kapcsol egyik folytonos struktúrából egy másikba az aktuális állapot függvényében annak érdekében, hogy kényszerítse a rendszer állapotát - a szabályozott szakasz állapot trajektóriáját - egy előre meghatározott felület elérésére, majd azon tartására az állapotterben. A felületet kapcsoló felületnek nevezzük. Amikor a szabályozott szakasz állapot trajektóriája a felület „felett” van, akkor a visszacsatoló ág más erősítéssel rendelkezik, mint amikor az állapot trajektória a felület „alatt” van. E felület meghatározza a megfelelő kapcsolást. A felületet - az előbb említetten túl - csúszófelületnek, míg a rendszer mozgását e mentén történő csúszása miatt csúszómódnak szokás nevezni. Ideálisnak tekintjük azt az esetet, ha az állapot trajektória metszi a felületet és a kapcsolgató szabályozás minden további időpontban az állapot trajektóriát a felületen tarja, illetve végigvezeti annak mentén (VECCHIO 2008).

Tekintsük az alábbi egybemenetű nemlineáris dinamikus rendszert leíró n -ed rendű differenciálegyenletet:

$$\dot{x}^{(n)} = f(X) + B(X) \cdot u(t), \quad (2.85)$$

ahol:

x : állapotváltozó,

X : állapotvektor és $X = \begin{bmatrix} x, & \dot{x}, & \dots, & x^{(n-1)} \end{bmatrix}^T$,

$u(t)$: bemeneti jel,

$f(X)$ és $B(X)$ (erősítés): nem teljesen ismert, folytonos függvények.

A csúszómód szabályozó tervezését két fő lépésre oszthatjuk (VECCHIO 2008):

1. A megfelelő csúszófelület megtervezése, mely azért fontos, mert ha a rendszer csúszómódba kerül, akkor a dinamikáját ez határozza majd meg.
2. Egy olyan szabályozási törvény tervezése, mely a rendszer trajektóriáját a csúszófelületre kényszeríti és azon is tartja.

GYEVIKI (2007) már a tervezés fázisába helyez egy 3. lépést is, ami a csattogásmentes megvalósítás.

Megkülönböztetünk lineáris és nemlineáris, illetve konstans és időben változó csúszófelületet. A lineáris előnye, hogy a csúszófelület paraméterei könnyen meghatározhatók, viszont hátránya, hogy nem feltétlen lesz alkalmas a rendszer dinamikájának, a beavatkozó jel nagysága egyenes arányban nő a követési hibával és kevesebb a tervezési lehetőség. A nemlineáris előnye, hogy alkalmas a nemlineáris rendszer általános dinamikai tulajdonságaihoz, a számos tervezési lehetőség, de hátránya, hogy nehezen találhatók meg a nemlineáris függvények, illetve nehezen határozhatók meg a felület paraméterei (FADALI 2012).

Definiáljuk az $\tilde{\mathbf{X}}$ követési hibát a következő szerint:

$$\tilde{\mathbf{X}} = \mathbf{X} - \mathbf{X}_d = [\tilde{x}, \dot{\tilde{x}}, \dots, \tilde{x}^{(n-1)}]^T, \quad (2.86)$$

ahol \mathbf{X}_d : kívánt állapot és $\mathbf{X}_d = \left[x_d, \dot{x}_d, \dots, x_d^{(n-1)} \right]^T$.

Az időben változó $S(t)$ csúszófelület az állapottérben:

$$S(t) = \{ \mathbf{X} \mid s(\mathbf{X}, t) = 0 \}. \quad (2.87)$$

Az $s(x, t)$ skalár felírható:

$$s(x, t) = \left(\frac{d}{dt} + \lambda \right)^{n-1} \cdot \tilde{x}(t), \quad (2.88)$$

ahol λ : konstans és $\lambda > 0$.

Ha $n = 2$, akkor:

$$s = \left(\frac{d}{dt} + \lambda \right) \cdot \tilde{x} = \dot{\tilde{x}} + \lambda \cdot \tilde{x}. \quad (2.89)$$

Az $S(t)$ felületen a hiba dinamikáját meghatározó egyenlet:

$$\left(\frac{d}{dt} + \lambda \right)^{n-1} \cdot \tilde{x} = 0. \quad (2.90)$$

Ezen felületen a hiba exponenciálisan konvergál 0-hoz.

Az $\mathbf{X}_d(0) = \mathbf{X}(0)$ kezdeti feltétellel az $\mathbf{X} = \mathbf{X}_d$ követési probléma ekvivalens azzal, hogy az $S(t)$ felületen maradjunk minden $t > 0$ -ra. A követési probléma leredukálható az s skalár 0-n tartására.

Ez elérhető egy olyan szabályozási törvény megválasztásával, hogy $S(t) = 0$ -n kívül:

$$\frac{1}{2} \cdot \frac{d}{dt} s^2 \leq -\eta \cdot |s|, \quad (2.91)$$

ahol η : konstans és $\eta > 0$.

Ezt csúszó feltételnek nevezzük (KIM-PARK-CHOI 2006, DUYSINX 2010), ami azt jelenti, hogy a trajektória az $S(t) = 0$ felület felé mutat.

VECCHIO (2008) alapján másképpen is megfogalmazhatjuk az előzőeket. A csúszómód létezése megköveteli az állapot pályagörcbéjének stabilitását az $S(t) = 0$ csúszófelületen legalább az $\{X | s(X, t) = 0\}$ -n belül, azaz a rendszer állapota legalább aszimptotikusan kell, hogy megközelítse a felületet. A legnagyobb ilyen környezet neve vonzás régió. Geometriai értelemben a tangens vektor vagy az állapotvektor idő szerinti deriváltja a csúszófelületre kell, hogy mutasson a vonzás régióban. A létezési problémát felfoghatjuk általánosított stabilitási problémának, így Lyapunov második módszere egy természetes környezetet állít fel az analízisnek. Pontosabban, a stabilitás a kapcsoló felületen megkívánja, hogy egy általánosított V Lyapunov függvényt válasszunk, ami pozitív definit és negatív az idő szerinti deriváltja a vonzás régióban. Figyeljük meg, hogy az összes egy bemenetű rendszernél a megfelelő Lyapunov függvény:

$$V = \frac{1}{2} \cdot s^2, \quad (2.92)$$

ami egyértelműen globálisan pozitív definit. Csúszómód szabályozásban az \dot{s} a szabályozástól függ és így, ha a kapcsolt visszacsatolás erősítéseit úgy választjuk meg, hogy:

$$\dot{V} = s \cdot \dot{s} < 0 \quad (2.93)$$

a vonzás tartományában, akkor az állapot trajektóriája konvergál a felületre és rá is kényszerül minden rákövetkező időpillanatban. Az utóbbi feltételt elérés vagy elérhetőség feltételnek nevezzük és biztosítja azt, hogy a csúszófelületet elérjük aszimptotikusan.

\dot{V} felírható az η -elérhetőségi feltétellel is:

$$\dot{V} = s \cdot \dot{s} \leq -\eta \cdot |s| < 0, \quad (2.94)$$

mely biztosítja, hogy a rendszer trajektóriája véges időn belül eléri az $S(t) = 0$ felületet.

A szabályozó tervezésekor tehát a problémát az jelenti, hogy úgy kell megválasztani a kapcsolt visszacsatolás erősítéseit, hogy képes legyen a szabályozott szakasz állapot trajektóriáját a csúszófelületre kényszeríteni, majd csúszómódban tartani.

Számos módszer létezik erre, de a legtöbbet említett a következő (MONSEES 2002, VECCHIO 2008):

$$\mathbf{u} = \mathbf{u}_{eq} + \mathbf{u}_c, \quad (2.95)$$

ahol:

\mathbf{u}_{eq} : ekvivalens beavatkozó jel, mely folytonos,

\mathbf{u}_c : korrektív beavatkozó jel, mely nemfolytonos.

Csúszómódban az \mathbf{u}_{eq} a csúszófelületen tudja tartani a rendszert, de nem feltétlenül gondoskodik arról, hogy az állapot trajektória a csúszófelülethez konvergáljon, ha az attól távol van. Ezért az \mathbf{u}_c kompenzálja az eltéréseket a csúszófelülettől, hogy elérjük azt (FADALI 2012). A két szabályozási törvényt külön-külön kell megtervezni.

PERRUQUETTI-BARBOT (2002), VECCHIO (2008) és FADALI (2012) alapján tekintsük a következő rendszert:

$$\dot{\mathbf{x}}(t) = \mathbf{f}(\mathbf{x}, t) + \mathbf{B}(\mathbf{x}, t) \cdot \mathbf{u}(t), \quad (2.96)$$

ahol $\mathbf{x}(t) \in \mathbb{R}^n$, $\mathbf{u}(t) \in \mathbb{R}^m$, $\mathbf{f}(\mathbf{x}, t) \in \mathbb{R}^n$ és $\mathbf{B}(\mathbf{x}, t) \in \mathbb{R}^{n \times m}$.

Az s idő szerinti deriválásával a (2.96) trajektóriája mentén:

$$\frac{ds}{dx} \cdot \dot{\mathbf{x}} = \frac{ds}{dx} \cdot [\mathbf{f}(\mathbf{x}, t) + \mathbf{B}(\mathbf{x}, t) \cdot \mathbf{u}_{eq}] = 0. \quad (2.97)$$

Azzal a feltételezéssel, hogy a $\frac{ds}{dx} \cdot \mathbf{B}(\mathbf{x}, t)$ mátrixszorzás nonszinguláris minden t -re és \mathbf{x} -re:

$$\mathbf{u}_{eq} = - \left[\frac{ds}{dx} \cdot \mathbf{B}(\mathbf{x}, t) \right]^{-1} \cdot \frac{ds}{dx} \cdot \mathbf{f}(\mathbf{x}, t). \quad (2.98)$$

A rendszer dinamikája a csúszófelületen a következőképp alakul:

$$\dot{\mathbf{x}}(t) = \left[\mathbf{I} - \mathbf{B}(\mathbf{x}, t) \cdot \left[\frac{ds}{dx} \cdot \mathbf{B}(\mathbf{x}, t) \right]^{-1} \cdot \frac{ds}{dx} \right] \cdot \mathbf{f}(\mathbf{x}, t) . \quad (2.99)$$

Vagyis (2.99) összefüggés $s = 0$ esetén meghatározza a rendszer viselkedését a csúszófelületen.

VECCHIO (2008) szerint a nemfolytonos u_c meghatározására különböző módszerek ismertek, így pl.:

- relé konstans erősítésekkel,
- relé állapotfüggő erősítésekkel,
- lineáris visszacsatolás kapcsolt erősítésekkel és
- lineáris folytonos visszacsatolás.

A leggyakrabban alkalmazott (relés) megoldás:

$$u_c = -k \cdot \text{sign}(s) , \quad (2.100)$$

ahol k : erősítés és $k > 0$.

Általánosan a $\text{sign}(x)$ függvény felírható:

$$\text{sign}(x) = \frac{x}{|x|} = \begin{cases} 1, & \text{ha } x > 0 \\ -1, & \text{ha } x < 0 \\ 0, & \text{ha } x = 0 \end{cases} . \quad (2.101)$$

Megfigyelhető, hogy a szabályozó kielégíti az η -elérhetőségi feltételt, mivel:

$$s \cdot \dot{s} = -k \cdot |s| \leq -\eta \cdot |s| < 0, \text{ ha } s \neq 0 . \quad (2.102)$$

Így a csúszómód a felületen véges időn belül érvényesül. Hogy garantáljuk a csúszási feltételt, k -t elég nagyra kell választani.

Elméletileg a trajektória a kapcsoló felület mentén csúszik, de a gyakorlatban nagyfrekvenciás kapcsolgatás történik. Ez a kapcsoló felület közelében következik be, ami a nem ideális kapcsolónak (amire pl. késleltetések, hiszterézis jellemző) tulajdonítható. E nemkívánatos jelenség következtében a folyamat kimenete szintén nagyfrekvenciás lengéseket mutat az előírt pálya körül. Ezt a jelenséget csattogásnak nevezzük.

A csattogás kiküszöbölésére GYEVIKI (2007) három lehetőséget is megemlít:

- határréteg (pontossági sáv),
- állapotfigyelő, illetve
- kaszkád szabályozás alkalmazása.

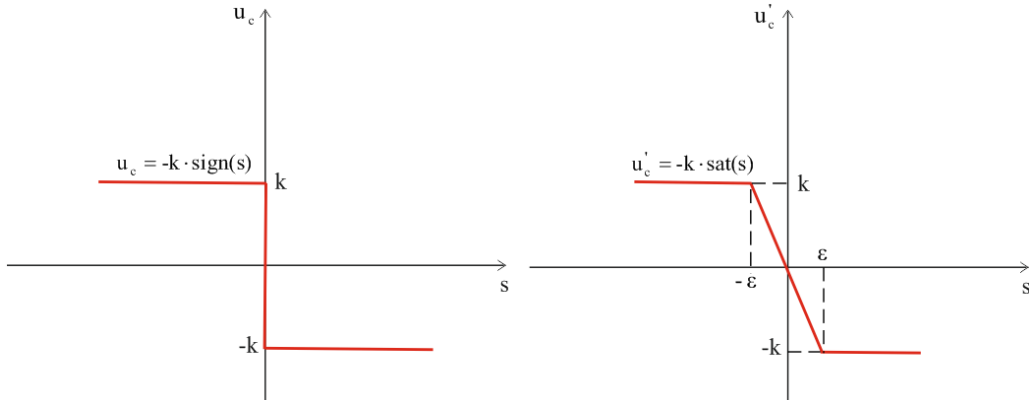
A tudományos értekezésemben végzett kutatáshoz a $H(t)$ határréteg alkalmazása fűződik, ami a csúszófelület ε szűk környezetében kerül kialakításra:

$$H(t) = \{X, |s(X, t)| \leq \varepsilon\}. \quad (2.103)$$

Amennyiben a pontossági sávon kívül van a hiba, akkor a szignum függvényt alkalmazzuk, ha pedig a sáv belsejében, akkor a beavatkozó jelet választhatjuk a hibával arányosnak, vagyis a (nemfolytonos) szignum függvényt (folytonos) szaturáció függvénnyel helyettesítjük:

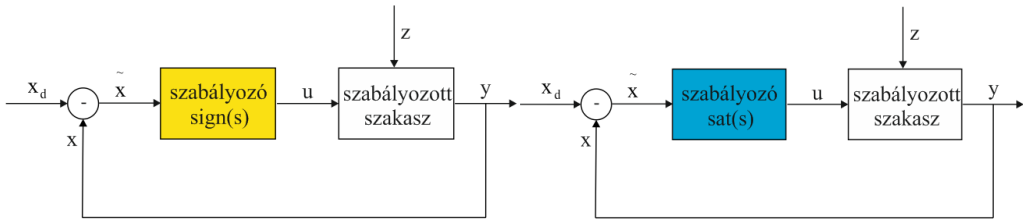
$$u_c' = -k \cdot \text{sat}(s) = \begin{cases} -k \cdot \text{sign}(s), & \text{ha } |s| > \varepsilon \\ -\frac{k}{\varepsilon} \cdot s, & \text{ha } |s| \leq \varepsilon \end{cases}. \quad (2.104)$$

A 2-20. ábra a szignum és szaturáció függvényt mutatja.



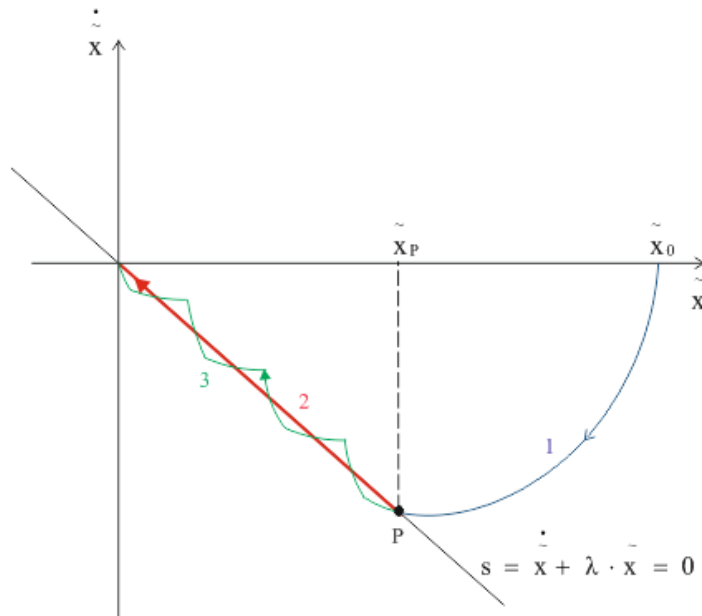
2-20. ábra: A szignum (balra) és szaturáció (jobbra) függvény értelmezése

A 2-21. ábra szemlélteti a kétféle függvényen alapuló szabályozót alkalmazó csúszómód szabályozást. Sárgával az ideális, relét tartalmazó, míg késsel a csattogás eliminálását megvalósító szabályozó került jelölésre.



2-21. ábra: Ideális/relés (sárga), illetve a csattogást kiküszöbölő (kék) szabályozót tartalmazó csúszómód szabályozás blokkvázlata

A csúszómód szabályozás feladata tehát, hogy a hiba állapot-trajektóriája elérje a csúszófelületet, majd végigcsússzon azon. A 2-22. ábra a különböző fázisokat mutatja: 1 - a megközelítés fázisa ($s \neq 0$), 2 - az ideális csúszómód ($s = 0$) és 3 - a csattogás jelensége. A trajektória az \tilde{x}_0 pontból indulva a P pontban éri el a csúszóegyenest. 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. További követelmény a stabilitás, melyet a $\lim_{t \rightarrow \infty} \tilde{x} = 0$ jelöl, azaz a hiba aszimptótikusan nullára csökken.



2-22. ábra: Az egyenes vonalú csúszómód értelmezése a hiba állapotterében (GYEVIKI (2007) alapján saját szerkesztés)

E fejezet zárásaként tekintsük át a pneumatikus pozicionálás kapcsán fellelhető pontossági értékeket.

A dugattyús munkahengerek területén a különböző módszerekkel elért pozicionálási pontosság alakulását GYEVIKI (2007) a következők szerint foglalja össze: Wikander adaptív szabályozással 0,01 mm (1988), Drakunov és társai csúszómód szabályozással $\pm 0,2$ mm (1997), Jeon, Lee és Hong genetikusan alapuló szabályozóval dugattyúrúd nélküli munkahengernél $\pm 0,1$ mm (1998), Tanaka és társai adaptív szabályozóval és neurális hálózattal megvalósított kompenzációval $\pm 0,08$ mm (1998), Fok és Ong automatikus hangolású PID szabályozóval $\pm 0,3$ mm (1999), Wang, Pu és Moore tanuló algoritmussal kiegészített PID szabályozóval ± 1 mm (1999) pontosságot adnak meg. Ezzel összhangban BEATER (2007) is 0,01 mm legjobb eredményről számol be. GYEVIKI (2007) 0,001 mm-es, azaz 1 μ m-es pontosságot mutat be saját munkájának eredményeként. Ki kell emelni, hogy SHIH-PAI (2003) 20 nm-es eredményt igazolnak. Megállapítják, hogy a pozicionálás pontosságának legfőképp az alkalmazott útdó felbontása szab határt.

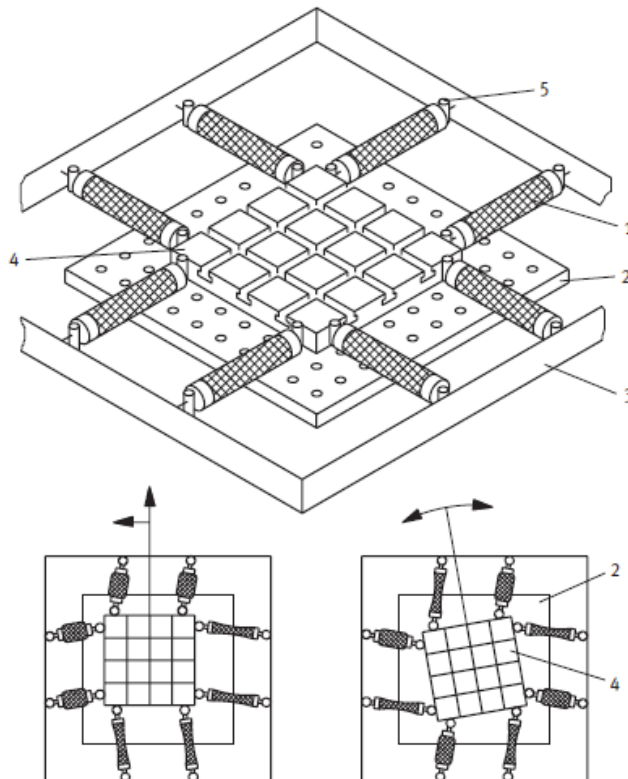
A pneumatikus mesterséges izmok szabályozása szintén számos kutató munkásságában fellelhető, így többek között az adaptív szabályozásról HESSELROTH et al. (1994), CALDWELL-MEDRANO-CERDA-GOODWIN (1995), TONIETTI-BICCHI (2002), LILLY (2003), ZHANG-XIE-LU (2007) és ZHU et al. (2008), a csúszómód szabályozásról TONDU-LOPEZ (2000), LILLY-QUESADA (2003), LILLY-YANG (2005) és ASCHEMANN-SCHINDELE (2008), a soft-computing módszerekről AHN-THANH-YANG (2004), TIAN et al. (2004), BALASUBRAMANIAN-RATTAN (2005), CHANG-YEN-YUAN (2006) és TABAR- KHOOGAR-VALI (2007), valamint egyéb, esetenként több módszer együttes alkalmazásáról DJOUADI-REPPERGER-BERLIN (2001), CHAN et al. (2003), SUGAR et al. (2007), UDAWATTA-PRIYADARSHANA-WITHARANA (2007) és UEDA et al. (2007) adnak leírást.

Szinte valamennyien megállapítják, hogy a nemlineáris jelleg miatt a precíz (pozíció)szabályozás megvalósítása nagyon nehéz. CHOI-KIM-LEE (2006) továbbá azt is megemlíti, hogy noha sokan készítettek modellt a PMI-k szabályozására azzal a céllal, hogy annak nemlinearitásából származó nehézséget leküzdjék, az elért kedvező eredmények csupán a szimulációs modellre érvényesek. Így a PMI-k területén feltárt számos szakirodalom ellenére kevés konkrét értéket találunk a pozicionálás pontosságára vonatkozóan valós alkalmazásoknál. HESSELROTH et al. (1994) neurális hálózat alkalmazásával 200 tanuló lépés után ~ 3 mm-t, CALDWELL-MEDRANO-CERDA-GOODWIN (1995) adaptív szabályozóval 1 kW/kg teljesítmény/tömeg arány és 200 kPa nyomás mellett 1° -ot, TONDU-LOPEZ (2000) csúszómód szabályozóval $\pm 0,2^\circ$ statikus és $\pm 0,5^\circ$ dinamikus pontosságot, AHN-THANH-YANG (2004) neurális hálózaton alapuló intelligens kapcsoló szabályozóval $0,5-1^\circ$ -ot, TIAN et al. (2004) neurális hálózatot alkalmazó nemlineáris szabályozóval $0,1-0,18^\circ$ -ot, CHANG-YEN-YUAN (2006) önszervező fuzzy szabályozó segítségével és a drága szervó szelep helyett arányos szelep alkalmazásával kisebb, mint $0,09^\circ$ -ot, ASCHEMANN-SCHINDELE (2008) szintén csúszómód szabályo-

zóval kb. 3,5 mm maximális túllendülést és elhanyagolható állandósul állapotbeli hibát érnek el.

Összefoglalásként elmondható, hogy a PMI-k pozicionálási pontosságára vonatkozóan azt a célt tűztem ki, hogy az mind lineáris elmozdulás, mind szögelfordulás esetén a felsorolt szakirodalmakban közltekénél kedvezőbb határértékű legyen úgy, hogy valós modellen végzem a kísérleteim és méréseim.

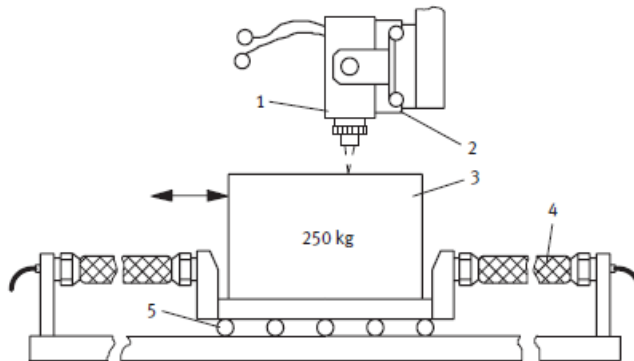
A fejezet zárásaként pedig a PMI-k nagy pontosságú pozicionálását igénylő ipari felhasználások közül ragadok ki néhányat. Mivel a PMI-k nem tartalmaznak súrlódást eredményező alkatrészeket, így alacsony sebességnél is akadósúszás mentesen (vibrációmentesen) valósítható meg a nagy pontosságú pozicionálás. Ez nagy jelentőséggel bír pl. különböző megmunkáló, illetve szerszámgépeknél. Erre mutat példát HESSE (2003) a 2-23. ábrán, ahol a nagytömegű munkadarab mozgására szolgáló tartólapot kell precízen pozicionálni.



2-23. ábra: Tartólap többirányú mozgása

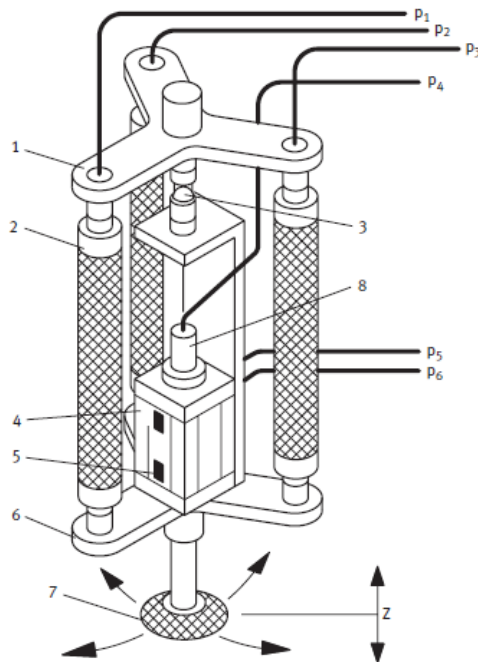
1 - Fluidic Muscle, 2 - légfűvókás talp, 3 - keret a Fluidic Muscle-ok rögzítéséhez,
4 - Fluidic Muscle-ok által mozgattott lap, 5 - pneumatikus csatlakozás
(HESSE 2003)

Nagy tömegű munkadarab felületi tesztelését, anyagvizsgálatát szemlélteti a 2-24. ábra, ahol két Fluidic Muscle segítségével történik a nagy pontosságú mozgató.



2-24. ábra: Nagy tömegű munkadarabok felületi tesztelése, anyagvizsgálata
 1 - tesztelő egység, 2 - lineáris mozgató egység, 3 - munkadarab, 4 - Fluidic Muscle, 5 - mozgató kocsi
 (HESSE 2003)

Szerelőgépeknél alkatrészek nagysebességű és pontos mozgásában, elhelyezésében van jelentősége a 2-25. ábrán látható megfogó egységnek.



2-25. ábra: Megfogó egység
 1 - fix alaplemez, 2 - Fluidic Muscle, 3 - gömbcsukló, 4 - dugattyús munkahenger, 5 - szenzor, 6 - forgatható lemez, 7 - vákuumos tapadókorong, 8 - dugattyúrúd
 (HESSE 2003)

3. ANYAG ÉS MÓDSZER

Az *Anyag és módszer* című fejezetben ismertetésre kerülnek a pneumatikus mesterséges izmok vizsgálatára megépített kísérleti berendezés hardver és szoftver rendszerei, az elvégzett kísérletek és azok mérési elrendezései, a PMI által kifejtett statikus erő közelítésére megalkotott új modellek, a dinamikus viselkedés és a pozícionálás vizsgálatának lehetősége az alkalmazott módszerekkel együtt.

3.1. Kísérleti berendezés

A pneumatikus mesterséges izmok alapvető tulajdonságainak, viselkedésének, paramétereinek és azok függvényyszerű kapcsolatainak megismeréséhez, vizsgálatához speciális mérőberendezést fejlesztettem ki és építettem meg. A 2.3. fejezetben közölt, vonatkozó szakirodalmak tanulmányozása alapján a következő követelményeket állítottam fel a mérőberendezéssel szemben. Szükség van:

- az erő,
- a pozíció (lineáris elmozdulás, szögelfordulás) és a
- nyomás mérésére, azok
- kapcsolatainak azonosítására, különböző karakterisztikáinak meghatározására.

Szükség van továbbá:

- a változó hőmérsékleti hatások mérésére, valamint
- a hiszterézis jelenségének elemzésére, továbbá alkalmasnak kell lennie
- egyetlen izom, illetve két izom antagonisztikus viselkedésének vizsgálatára is.

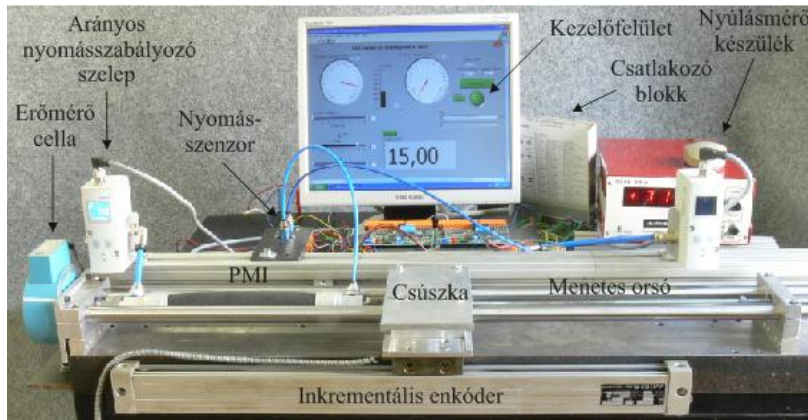
További elvárásként fogalmaztam meg, hogy:

- a berendezés olyan eszközökből épüljön fel, melyek könnyen pótolhatók esetleges tönkremenetlük esetén, továbbá
- alkalmas legyen mind kutatási, mind oktatási célra egyaránt.

A munkámhoz különböző, Festo által szabadalmaztatott és gyártott Fluidic Muscle (2.3. fejezet, 2-5. táblázat) került felhasználásra:

- DMSP-10-250N-RM-RM (10 mm átmérőjű, 250 mm hosszúságú),
- DMSP-20-200N-RM-RM (20 mm átmérőjű, 200 mm hosszúságú) és
- DMSP-20-400N-RM-RM (20 mm átmérőjű, 400 mm hosszúságú).

A tervezés első fázisában kiválasztottam a mérőberendezés különböző konfigurációihoz (3-1. ábra, 3-9. ábra, 3-13. ábra és 3-14. ábra) a szükséges eszközöket (erőmérő cella jelfeldolgozó egységgel, nyomásérzékelők és -szabályozók, inkrementális enkóder, forgójeladó, hőmérséklet-érzékelők, arányos útváltó szelep, mérésadatgyűjtők, csatlakozó blokk, szoftveres környezet), majd ezek alapján megépítettem a kísérleti berendezést (3-1. ábra).



3-1. ábra: Kísérleti berendezés a PMI-k vizsgálatára

Az izom működtetéséhez a nyomást egy Festo gyártmányú, VPPM-6L-L-1-G1/8-0L6H-V1N-S1C1 típusú proporcionális nyomásszabályozó szelep állítja be, mely 0-6 bar (0-600 kPa) közötti nyomáshoz alkalmazható, 0-10 V analóg bemeneti jelű, 1 % pontosságú, 24 V DC feszültséggel működő és LCD kijelzővel ellátott szelep.

Az erőt egy Kaliber gyártmányú, 8923 típusú erőmérő cella méri, mely 0,05-os pontossági osztályú, 200 kg névleges terhelésű, 2 mV/V névleges cellatényezőjű és 401 Ω be- és kimeneti ellenállású. Az erőmérő cella kimeneti jelét a hozzá tartozó, szintén Kaliber gyártmányú, DDAD-06/A típusú jelfeldolgozó műszerhez kell kapcsolni. A műszer amellet, hogy kijelzi a mért erő értékét, ezzel arányos analóg feszültséget is szolgáltat, amit az adatgyűjtő kártya bemenetére tudunk illeszteni.

A csúszka pozícióját egy LINIMIK MSA 320 típusú, 0,01 mm-es felbontású inkrementális útdadó méri, ami 5 V DC feszültséggel működik. A jeladó a bekapcsolás pillanatában elfoglalt helyzetet tekinti 0 állapotnak és ehhez a pozícióhoz viszonyítva képes előjel helyesen mérni az elmozdulásokat. Az eszköz két egymástól 90°-ban eltolt, 50 % kitöltési tényezőjű négyszögjel fázishelyzetéből állapítja meg az elmozdulás irányát. Az inkrementális jeladók jelentős hátránya, hogy a kimenő impulzusokat egy számlálóval számolni kell, és ha a tápfeszültség megszűnik, akkor ez az eredmény elvész.

Az izom belsejében uralkodó nyomást Motorola MPX5999D típusú nyomásszenzorok mérik. Ezek a nyomásszenzorok 0-1 MPa nyomástartományúak, 0,2-4,7 V DC kimeneti feszültségűek, 4,5 mV/kPa érzékenységűek, 2,5 % pontosságúak és 4,75-5,25 V (esetünkben 5 V) DC feszültségről üzemelnek.

A jeladók jeleit el kell juttatni az elkészített LabVIEW mérési adatgyűjtő programba (3-2. ábra és M3-1. ábra), hogy a továbbiakban a jeleket a számítógépen is kezelni tudjam. Emellett természetesen arra is szükség van, hogy a nyomásszabályozó onnan vezérelhető legyen. Az ezt megvalósító eszköz egy PCI csatlakozással ren-

delkező National Instruments gyártmányú, PCI-6251 típusú kártya, melyhez egy szintén NI gyártmányú, 68 pines, SCB-68 típusú burkolt I/O konnektorokat tartalmazó készülék csatlakozik. Az adatgyűjtő kártya 16 db 16 bites analóg bemenetet, 2 db 16 bites analóg kimenetet, 24 db digitális I/O-t, valamint 2 db 32 bites számlálót tartalmaz. A LabVIEW (Laboratory Virtual Instrumentation Engineering Workbench) a National Instruments grafikus fejlesztőkörnyezete, melynek segítségével virtuális műszereket (Virtual Instrument - VI) alkothatunk. A VI három fő részből áll: blokk diagram, ikon és csatlakozó panel - mely az előzőhöz szorosan kapcsolódik - és előlap. Alkalmazásukkal a drága és sokszor jelentős helyet igénylő műszerek kiválthatók, fejlesztésük, „karbantartásuk” szoftveresen megoldható.

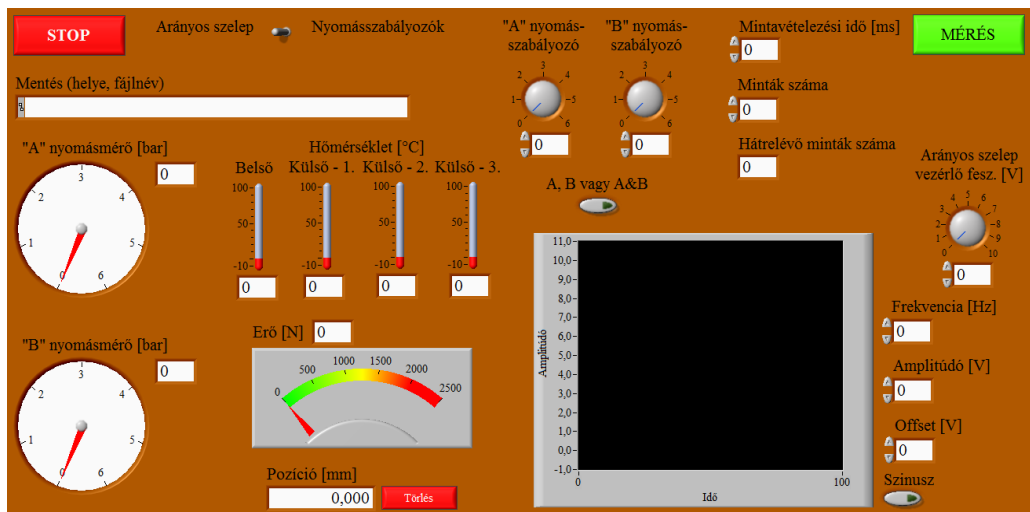
A felhasznált eszközök kezeléséhez taskokat kellett definiálnom. A task egy vagy több virtuális csatorna és ezek tulajdonságainak (pl. időzítés) a gyűjteménye. Beállíthatjuk és elmenthetjük az összes konfigurációval kapcsolatos információt egy taskban és felhasználhatjuk azt egy alkalmazásban. Egy task valamennyi csatornája ugyanolyan I/O típusú kell, hogy legyen (pl. analóg bemenet vagy számláló kimenet), de egy task tartalmazhat különböző mérési típusú csatornákat (pl. analóg bemenetű hőmérséklet csatorna és analóg bemenetű feszültség csatorna). A taskok definiálását az NI Measurement & Automation Explorer programmal végeztem.

A következő fejezetekben megtalálható kísérletek alapján elmondható, hogy a megtervezett és megépített kísérleti berendezés ténylegesen univerzális és alkalmas a komplett foglalattal rendelkező PMI-k alkalmazás-orientált, katalógusadatokon túli vizsgálatára. Jelenleg is folytatunk kutatásokat arra vonatkozóan, hogy olyan rugó-visszatérítésű PMI-t dolgozzunk ki, melyet a gyártótól vásárolt, foglalat nélküli izom kisebb méretekre történő feldarabolásával alakítunk ki tetszőleges hosszúságúra. Az ilyen elven működő végrehajtónak azért van nagy jelentősége, mert a kétirányú, azaz az antagonisztikus működéshez egyetlen izom is elegendő: az izom húzóerőt, míg az izom belsejébe elhelyezett rugó nyomóerőt fejt ki. Ez azt is jelenti, hogy bármilyen Fluidic Muscle (gyárilag vagy általunk szerelt) ellenőrzését is el tudjuk végezni a készülékünkkel. Az általam kifejlesztett kísérleti berendezés alkalmas továbbá az elvégzett vizsgálatok eredményeinek és a szakirodalmakban közölt adatok pontos összevetésére is.

3.2. Pneumatikus mesterséges izmok erő-kontrakció jelleggörbéjének meghatározása

A nyomás, az erő és a pozíció méréséhez (valamint a pozicionálás hőmérsékletfüggésének vizsgálatához, lásd később) elkészített LabVIEW program előlapját a 3-2. ábra szemlélteti, míg a program blokk diagramja a mellékletben található (M3-1. ábra). E paraméterek meghatározásához a kapcsolót „Nyomásszabályozók” állásba kell helyezni. A feladathoz a következő taskokat definiáltam: „Nyomásmérők”, „Erőmérő cella”, „Lineáris pozíció” és „Nyomásszabályozók”, sorrendben az alkalmazott nyomásmérők, erőmérő cella, inkrementális útdó és nyomásszabályo-

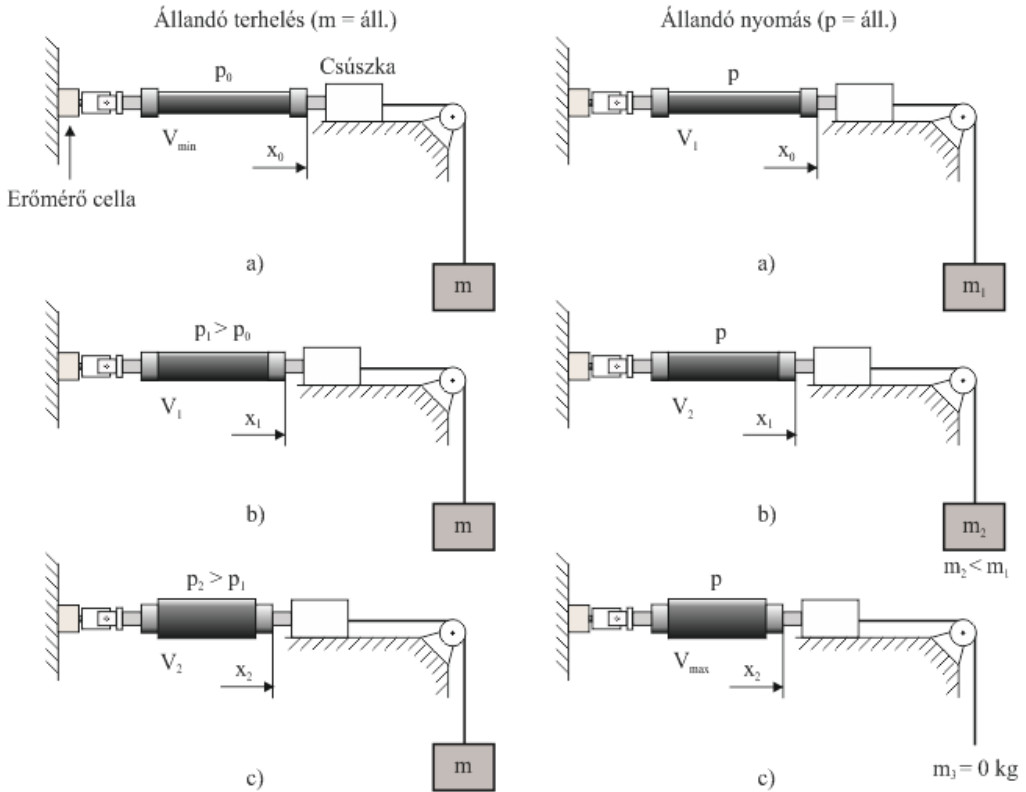
zők részére. A mért értékeket - a megjelenítésük mellett - el tudjuk menteni egy egyszerű szövegfájlba (kiterjesztés: txt) és arra is van lehetőség, hogy meghatározott mintavételezéssel automatikusan végezzük a mérésünket. Ehhez be kell állítani a mintavételezési időt, illetve a kívánt minták számát. Módunk van arra, hogy csak az egyik izomban változtassuk a nyomás nagyságát, valamint arra is, hogy egyidejűleg mindkettőben. Ez az „A, B vagy A&B” jelű kapcsoló állapotától függ. A kijelzőről leolvasott pozíció értéke azt mutatja, hogy a PMI mennyire és milyen irányba mozdult el abból az állapotból, amelyben bekapcsoláskor, azaz a program indításakor volt. A programba beépítettem egy „Törlés” gombot is, mellyel a pozíció kijelzőt bármikor nullázni tudjuk, így tetszőleges helyzettől történő elmozdulásokat is megfigyelhetünk. Ha a kapcsoló „Nyomásszabályozók” állásban van, valamint megadtuk a mentés helyét a fájlnevel, a mintavételezési időt és a minták számát - amit nem automatikus mérés során 1-re kell állítani -, akkor a „MÉRÉS” gomb ismételt megnyomásával vehetünk egymás utáni mintákat, melyek a létrehozott szövegfájlban tárolódnak. Automatikus mérés esetén, ha a mintavételezési idő és a minták száma által meghatározott idő letelik, a folyamat leáll. A mérési folyamat bármikor megállítható a „STOP” gomb megnyomásával.



3-2. ábra: A LabVIEW program előlapja a nyomás, az erő és a pozíció méréséhez, valamint a pozicionálás hőmérsékletfüggésének vizsgálatához

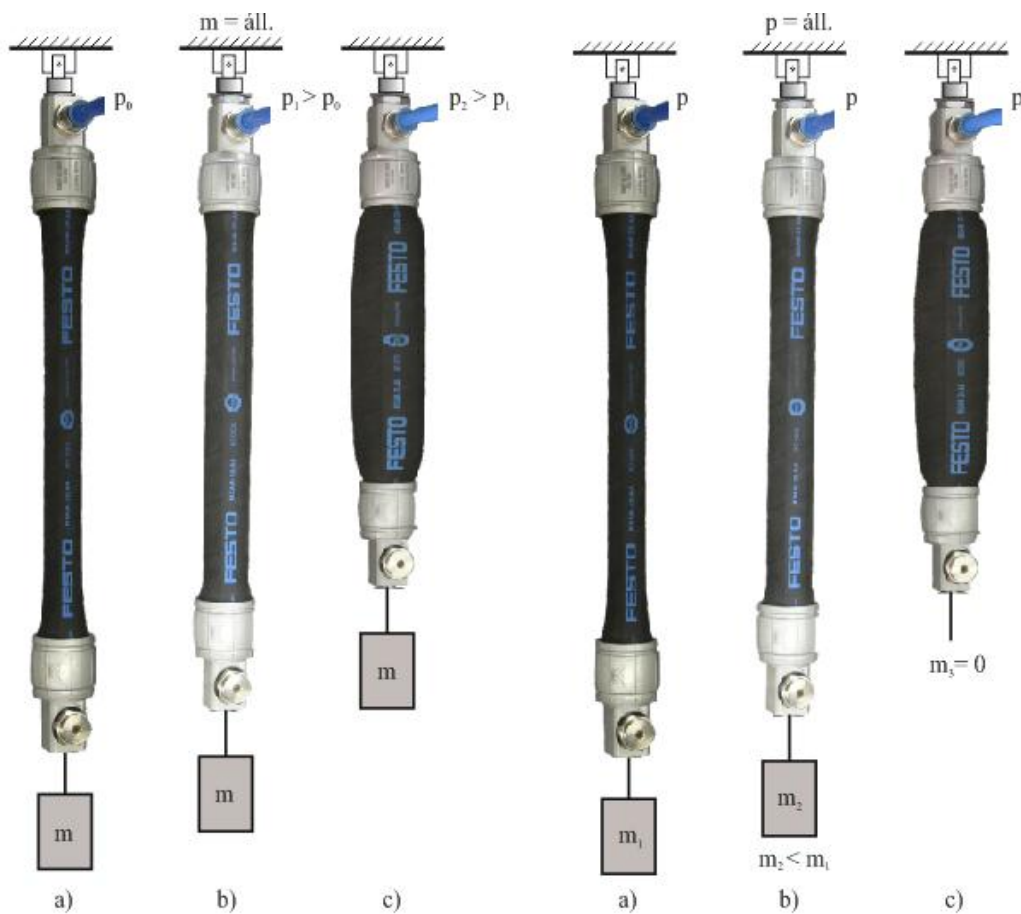
A 3-1. ábrán bemutatott elrendezéssel - többek között - a 3-3. ábrán és a 3-5. ábrán szemléltetett mérések válnak lehetővé. Mint látható a 3-3. ábrán és a 3-4. ábrán, állandó terhelés esetén a térfogat növekedésével a PMI rövidül, ami elérhető a nyomás növelésével. Állandó nyomás esetén a PMI szintén rövidülni fog, ha a terhelés csökken, maximális összehúzódáskor az erő nullává, míg a PMI térfogata maximálissá válik. Ebből pedig az következik, hogy minden terhelés-nyomás párhoz tartozik egy egyensúlyi hosszúság. DAERDEN (1999) és DAERDEN-LEFEBER (2002) szerint e viselkedés ellenkezője a dugattyús munkahengerekkel

összehasonlítva, hiszen ott az erő csak a nyomástól és a dugattyú felületétől függ, vagyis állandó nyomáson az erő nem fog változni az elmozdulással.



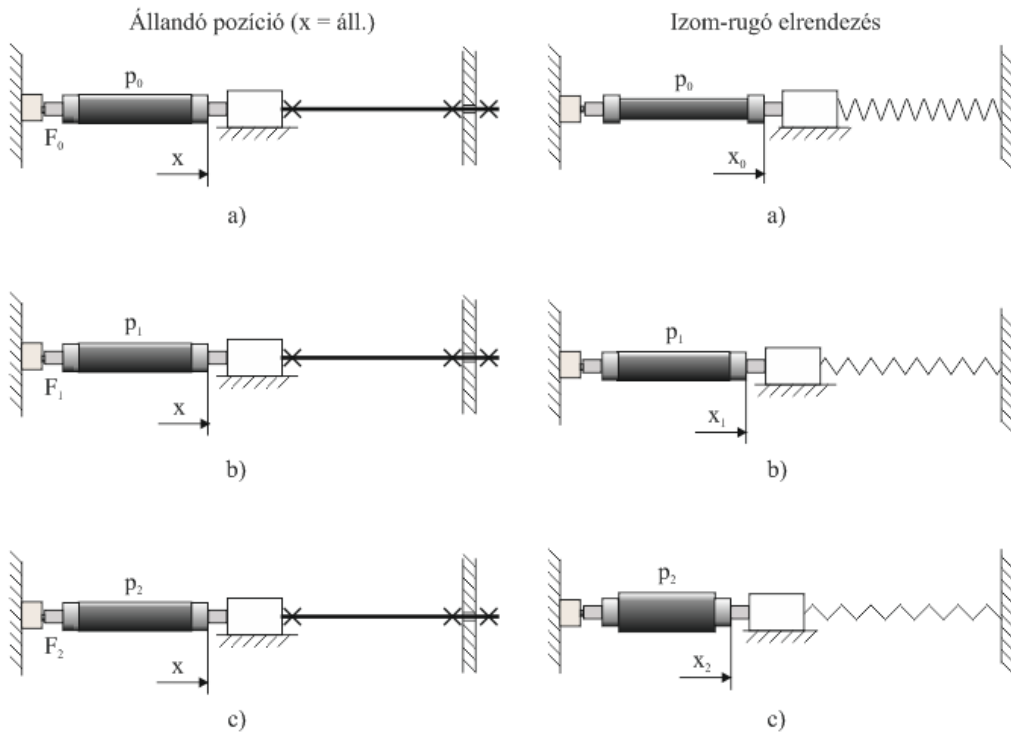
3-3. ábra: Mérési elrendezés egyetlen PMI-re állandó terhelés és nyomás esetén

A PMI viselkedését mutatom be a 3-4. ábrán - állandó terhelés és nyomás alkalmazásával.



3-4. ábra: A PMI viselkedése állandó terhelés (m) és nyomás (p) alkalmazásával

A 3-5. ábrán bemutatott elrendezéssel egyrészt az állandó, rögzített pozíció mellett változó nyomás esetén kialakuló erő mérhető, valamint az izom-rugó pár antagónisztikus vizsgálata végezhető el.



3-5. ábra: Mérési elrendezés állandó pozíció, valamint izom-rugó pár esetén

Mivel a PMI alkalmazása szempontjából a legnagyobb jelentőséggel az állandó nyomáson történő működtetés bír, ezért vizsgálataim izobár körülmények között végeztem DMSP-10-250N-RM-RM, DMSP-20-200N-RM-RM és DMSP-20-400N-RM-RM típusú izmokkal. A PMI vízszintes elrendezésben került beépítésre a tesztberendezésbe. Az izom egyik végét rögzítettem az erőmérő cellához, míg a másik vége elmozdulhatott. A mozdulni képes oldalhoz nem különböző terheléseket, hanem egy menetes orsót rögzítettem annak érdekében, hogy tetszőlegesen tudjam változtatni a pozíciót, amit a LINIMIK MSA 320 típusú inkrementális jeladó segítségével 0,01 mm pontossággal tudtam detektálni. A bementi jel (pozíció) változási irányától függően a kimeneti jel (erő) eltérő volt, azaz a hiszterézis jelenségével találkoztam.

Valamennyi erő-kontrakció görbét harminc mérési pont alapján határoztam meg. A méréseimet szobahőmérsékleten, - valamint a kutatási módszertanokban elfogadott és általánosan alkalmazott - ötszöri ismétléssel végeztem, majd statisztikai átlagokat képeztem. Az ide vonatkozó mérési eredmények a 4.1. fejezetben, a 4.2. fejezetben, valamint az M4. számú mellékletben található meg.

3.3. Pneumatikus mesterséges izmok statikus erő modellje

A pneumatikus mesterséges izmok által kifejtett erőt leíró függvénykapcsolat fontos információkkal szolgálhat a méretezések során, hiszen mérések nélkül megadható, hogy például adott nyomás és kontrakció esetén milyen húzóerő kifejtésére lesz alkalmas az izom (lásd 4.2. fejezet). FESTO (2005) példákon keresztül szemlélteti a méretezés menetét. Ahogy a 2.3. fejezetben szerepelt, a PMI élettartama kedvezően befolyásolható a kontrakció és az alkalmazott nyomás kisebb értékre történő választásával. Ha az alkalmazás lehetővé teszi, akkor hosszabb izmot célszerű beépíteni a kontrakció csökkentése érdekében. A nyomás, valamint az átmérő növelésével a kifejthető erőt fokozhatjuk.

A 2.4. fejezetben ismertetésre kerültek a különböző kutatócsoportok által kidolgozott statikus modellek a pneumatikus mesterséges izmok által kifejtett erőre vonatkozóan. A felsorolt hátrányok miatt egy új, saját függvénykapcsolatot dolgoztam ki. A kidolgozás kiindulási alapjául a mérésekkel különböző nyomásokon meghatározott erő-kontrakció jelleggörbék szolgáltak, valamint a mérés technikában elterjedt negatív hőfoktényezőjű termisztorok ellenállásának hőmérsékletfüggéséből adódó függvénymenetet és az azt leíró kapcsolatot vettem mintául. Ezek alapján az erő felírható egy kontrakciótól függő, lineáris kifejezést is tartalmazó exponenciális egyenlettel - egy adott nyomásra:

$$F(\kappa) = \exp^{a \cdot \kappa + b} + c \cdot \kappa + d, \quad (3.1)$$

ahol a , b , c és d : ismeretlen konstansok.

A (3.1) összefüggésben szereplő exponenciális tag átalakításával:

$$F(\kappa) = \exp^{a \cdot \kappa} \cdot \exp^b + c \cdot \kappa + d. \quad (3.2)$$

Mivel az \exp^b szintén egy konstans képvisel, ezért (3.2) összefüggés átírható:

$$F(\kappa) = a^* \cdot \exp^{a \cdot \kappa} + c \cdot \kappa + d. \quad (3.3)$$

Tekintettel arra, hogy a különböző nyomásokon más-más erő-kontrakció jelleggörbét kaptam, ezért a kontrakciótól függő (3.3) összefüggést nyomásfüggővé tettem, amit nyomástól függő, szintén lineáris kifejezés alkalmazásával értem el:

$$F(p, \kappa) = (a^* \cdot p + b^*) \cdot \exp^{a \cdot \kappa} + (c \cdot \kappa + d) \cdot p + e, \quad (3.4)$$

ahol a^* , b^* , a , c , d és e : ismeretlen konstansok.

A második tagban szereplő szorzás elvégzésével:

$$F(p, \kappa) = (a^* \cdot p + b^*) \cdot \exp^{a_3 \cdot \kappa} + c \cdot \kappa \cdot p + d \cdot p + e. \quad (3.5)$$

A (3.5) összefüggés tehát egy hat ismeretlent (a^* , b^* , a , c , d és e) tartalmazó összefüggés.

Az a^* , b^* , a , c , d és e helyére a_1 , a_2 , a_3 , a_4 , a_5 és a_6 konstansok helyettesítésével:

$$F(p, \kappa) = (a_1 \cdot p + a_2) \cdot \exp^{a_3 \cdot \kappa} + a_4 \cdot \kappa \cdot p + a_5 \cdot p + a_6. \quad (3.6)$$

A 4.2. fejezetben igazolom, hogy a (3.6) összefüggés általánosan alkalmazható - nagy pontossággal - a Festo által gyártott Fluidic Muscle-okra hosszúságtól és átmérőtől függetlenül tetszőleges nyomáson.

Vizsgálataim során azt tapasztaltam, hogy a $d_0 = 20$ mm átmérőjű izmok esetén, függetlenül azok hosszúságától, a (3.6) összefüggés - az a_1 figyelmen kívül hagyásával - tovább egyszerűsíthető anélkül, hogy az illeszthetőség pontossága romlana, így az előbbi hat ismeretlent tartalmazó modell helyett egy öt ismeretlen együtthattal rendelkező összefüggést kaptam:

$$F(p, \kappa) = (p + a_2) \cdot \exp^{a_3 \cdot \kappa} + a_4 \cdot \kappa \cdot p + a_5 \cdot p + a_6. \quad (3.7)$$

A vázolt összefüggésekben szereplő ismeretlen konstansok meghatározása a programozói ismereteket nem igénylő MS Excel 2010 Solver bővítményének segítségével történt. A nyomást bar egységben, míg a kontrakciót %-ban kell helyettesíteni.

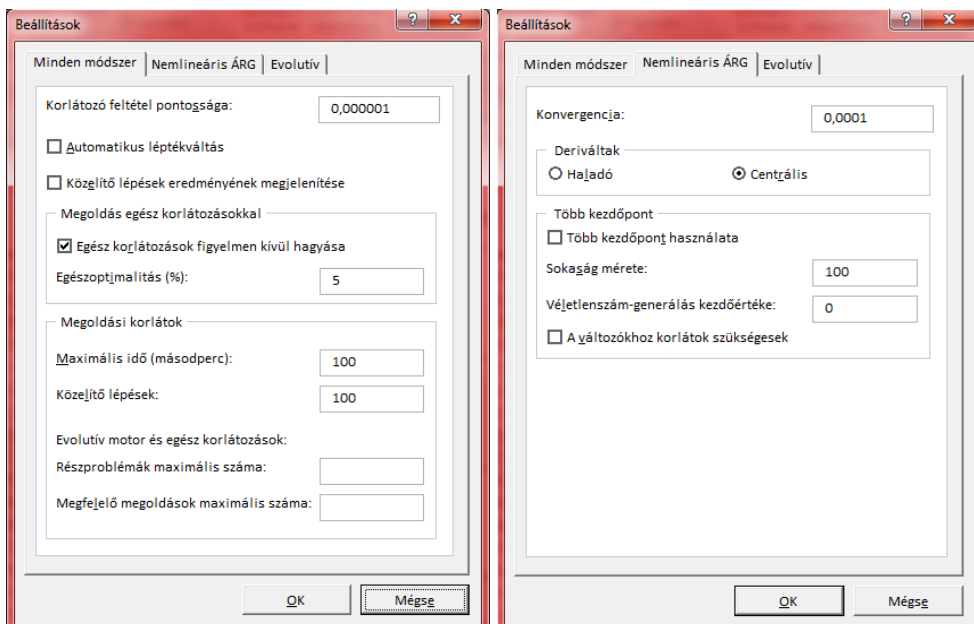
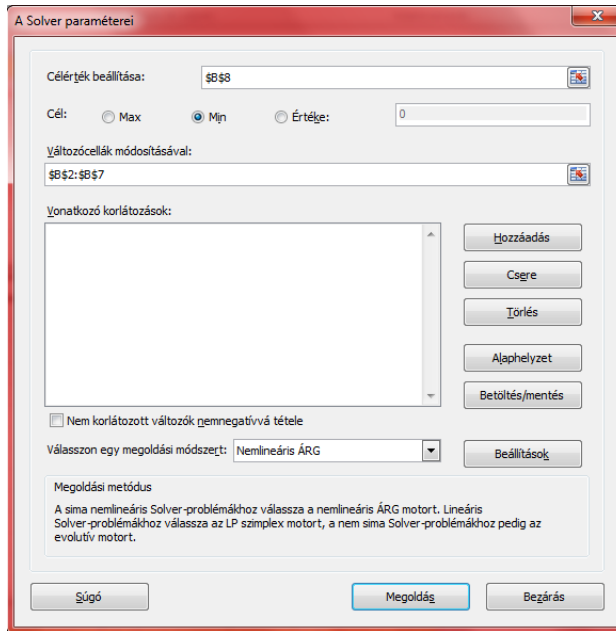
A Solver az ún. nemlineáris ÁRG (általánosított redukált gradiens, illetve Generalized Reduced Gradient - GRG) módszert használja nemlineáris problémák optimalizálásához.

Az optimalizáció általános célja egy függvény szélsőérték helyének (minimumának, maximumának) meghatározása. Az optimalizálási eljárások széles körét ÁLMOS et al. (2002) foglalja össze.

Az erő mért ($F_{\text{mért}}$) és számított ($F_{\text{számított}}$) értékeinek eltérésnégyzeteiből (S^2) képzett összeg felírható:

$$S^2 = \sum_{i=1}^n (F_{i_{\text{mért}}} - F_{i_{\text{számított}}})^2. \quad (3.8)$$

Jelen optimalizáció során a (3.8) összefüggés minimalizálása a cél. A 3-6. ábrán látható, hogy a (3.6) összefüggés esetén végrehajtott optimalizáció során a „Nemlineáris ARG” módszer alkalmazásával a B8 jelű cellában (céllcellában) adtam meg a minimalizálandó, (3.8) összefüggéssel meghatározott értéket, míg a B2:B7 jelű cellákban (változócellákban) a megállapítandó a_1 , a_2 , a_3 , a_4 , a_5 és a_6 konstansok értékét kaptam. Szintén itt látható az optimalizáció további paramétereinek beállítása is.



3-6. ábra: Az optimalizáció paramétereinek beállítása

Összehasonlítottam a (2.42) és (2.50) összefüggések révén számított értékeket is a mért értékekkel. Az említett összefüggésekbe a nyomást Pa egységben kell helyettesíteni. A (2.50) összefüggésben szereplő $\mu = a_{\kappa} \cdot e^{-40\kappa} - b_{\kappa}$ és $\varepsilon = a_{\varepsilon} \cdot e^{-P} - b_{\varepsilon}$ egyenletek ismeretlen konstansainak (a_{κ} , b_{κ} , a_{ε} és b_{ε}) meghatározásához szintén az MS Excel 2010 Solver bővítményét használtam.

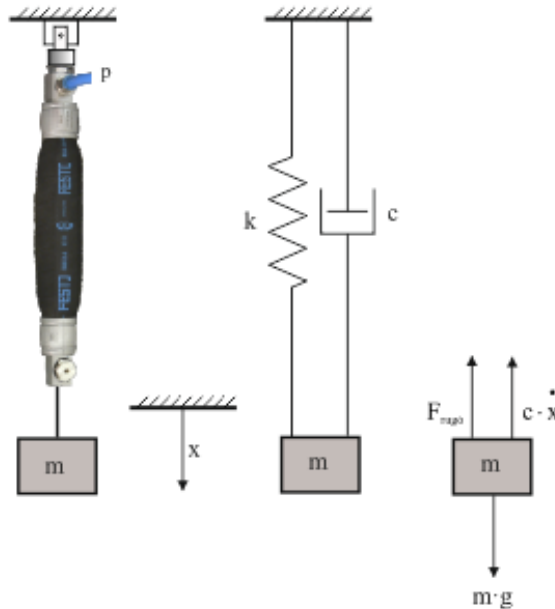
Az ismeretlen a_1 , a_2 , a_3 , a_4 , a_5 és a_6 konstansok konfidencia intervallumát, azaz a becsült paraméterek alsó és felső korlátját az MS Excel 2010 Adatelemzés bővítményével határoztam meg 95 %-os megbízhatósági szint mellett.

Az eddig bemutatott legkisebb négyzetek módszerét alkalmazva az erő kiszámításához használt egyes függvénytípusok - (2.50), (3.6) és (3.7) összefüggések - konstansait tudtam meghatározni. A (2.42), (2.50), (3.6) és (3.7) összefüggésekkel leírható függvények összehasonlíthatósága érdekében vizsgáltam a függvények „jóságát” is. Ehhez minden függvénytípusnál a mért és számított értékek egyezőségének szorosságát és az eltérés függvényyszerű jellegét vizsgáltam. Mivel a két érték egyezőségét ($F_{\text{számított}} = F_{\text{mért}}$) vártam, ezért kézenfekvő volt olyan lineáris jellegű kapcsolat feltételezése, melynél a regressziós egyenes ($F_{\text{számított}} = m \cdot F_{\text{mért}} + b$) meredekségének 1 értéke ($m = 1$) és a tengelymetszet 0 értéke ($b = 0$) jelzi a pontos egyezőséget. Ekkor a függvénytípus „jóságát” a korreláció (r vagy R) értékével mérhetjük. A számítások során a statisztikai tudományban elfogadott $b = 0$ feltételezést kellett alkalmazni, hiszen értelmetlen lett volna jobb függvényről beszélni magasabb korreláció miatt, ha ez 0-tól jobban eltérő b érték mellett adódott volna.

A 4.2. fejezetben és az M4. mellékletben összehasonlításra kerülnek MS Excel 2010 környezetben a legtöbbet hivatkozott (2.42) és (2.50) összefüggések az általam kidolgozott (3.6), illetve (3.7) modellekkel. E fejezet tartalmazza a korreláció és regresszió analízis eredményeit is. A diagramokon feltüntettem a determinációs együtthatót (r^2 vagy R^2) is, azaz a korrelációs együttható négyzetét, amely azt mutatja meg, hogy a függő változó megváltozása mennyire a független változóban bekövetkező változásnak tudható be és milyen arányban egyéb tényezőknek.

3.4. Pneumatikus mesterséges izmok dinamikus vizsgálata

A pneumatikus mesterséges izmok dinamikus vizsgálatához tekintünk a 3-7. ábrán szemléltetett rendszert.



3-7. ábra: PMI, mint emelő és modellje

A függőleges elrendezésű, egy szabadságfokú lengő rendszerre az alábbi differenciálegyenlet írható fel:

$$m \cdot \ddot{x} = -F_{\text{rugó}}[\kappa(x)] - c[\kappa(x)] \cdot \dot{x} + m \cdot g, \quad (3.9)$$

ahol $F_{\text{rugó}}$: a rugóként viselkedő PMI által kifejtett erő, mely számítható az általam kidolgozott (3.6) összefüggés alapján.

A nemlineáris modell vizsgálatához előzetesen meg kell határozni a (3.9) összefüggésben szereplő c csillapítási tényező függvényét. Ehhez az erő-kontrakció jelleggörbéknél felvett hiszterézis hurkot használom fel. Jelölje F_f a hurok felső ágát, míg F_a a hurok alsó ágát.

Ekkor a felső görbe alatti U_0 terület kiszámítható a (3.6) összefüggés alkalmazásával ($p = \text{áll.}$):

$$\begin{aligned}
 U_0 &= l_0 \cdot \int_{\kappa_{\min}}^{\kappa_{\max}} F_f(\kappa) d\kappa = l_0 \cdot \int_{\kappa_{\min}}^{\kappa_{\max}} F_f(p, \kappa) d\kappa = \\
 &= l_0 \cdot \int_{\kappa_{\min}}^{\kappa_{\max}} [(a_1 \cdot p + a_2) \cdot \exp^{a_3 \cdot \kappa} + a_4 \cdot \kappa \cdot p + a_5 \cdot p + a_6] d\kappa = \\
 &= l_0 \cdot \left[\frac{2 \cdot a_1 \cdot p \cdot \exp^{a_3 \cdot \kappa_{\max}} + 2 \cdot a_3 \cdot a_6 \cdot \kappa_{\max} + 2 \cdot a_2 \cdot \exp^{a_3 \cdot \kappa_{\max}} + 2 \cdot a_3 \cdot a_5 \cdot p \cdot \kappa_{\max} + a_3 \cdot a_4 \cdot p \cdot \kappa_{\max}^2}{2 \cdot a_3} \right] - \\
 &= l_0 \cdot \left[\frac{2 \cdot a_1 \cdot p \cdot \exp^{a_3 \cdot \kappa_{\min}} + 2 \cdot a_3 \cdot a_6 \cdot \kappa_{\min} + 2 \cdot a_2 \cdot \exp^{a_3 \cdot \kappa_{\min}} + 2 \cdot a_3 \cdot a_5 \cdot p \cdot \kappa_{\min} + a_3 \cdot a_4 \cdot p \cdot \kappa_{\min}^2}{2 \cdot a_3} \right].
 \end{aligned} \tag{3.10}$$

A hurok területét (ΔU) hasonló módon számíthatjuk az alábbi összefüggés alapján:

$$\Delta U = U_0 - l_0 \cdot \int_{\kappa_{\min}}^{\kappa_{\max}} F_a(\kappa) d\kappa. \tag{3.11}$$

A ζ csillapítási viszonyszám értelmezhető, mint

$$\zeta = \frac{\Delta U}{U_0}. \tag{3.12}$$

A kritikus csillapításhoz tartozó csillapítási tényező (c_{kr}) értéke:

$$c_{kr} = 2 \cdot \sqrt{k \cdot m}, \tag{3.13}$$

ahol k : rugómerevség, számítása a (3.6) összefüggés felhasználásával:

$$k = k(\kappa) = \frac{dF(l)}{dl} = \frac{dF(\kappa)}{l_0 \cdot d\kappa} = \frac{1}{l_0} \cdot \frac{dF(\kappa)}{d\kappa}, \tag{3.14}$$

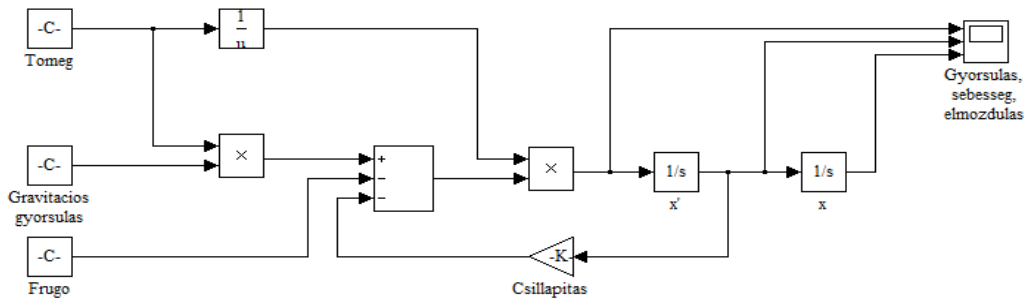
$$\begin{aligned}
 \frac{dF(\kappa)}{d\kappa} &= \frac{dF(p, \kappa)}{d\kappa} = \frac{d[(a_1 \cdot p + a_2) \cdot \exp^{a_3 \cdot \kappa} + a_4 \cdot \kappa \cdot p + a_5 \cdot p + a_6]}{d\kappa} = \\
 &= (a_1 \cdot p + a_2) \cdot a_3 \cdot \exp^{a_3 \cdot \kappa} + a_4 \cdot p \quad (p = \text{áll.})
 \end{aligned} \tag{3.15}$$

$$k(\kappa) = \frac{(a_1 \cdot p + a_2) \cdot a_3 \cdot \exp^{a_3 \cdot \kappa} + a_4 \cdot p}{l_0}. \tag{3.16}$$

A csillapítási viszonyszám segítségével a c csillapítás meghatározható:

$$\zeta = \frac{c}{c_{kr}} \rightarrow c = \zeta \cdot c_{kr} \quad (3.17)$$

A (3.9) összefüggés egyszerűsített MATLAB Simulink modelljét a 3-8. ábra szemlélteti.



3-8. ábra: A (3.9) összefüggés egyszerűsített MATLAB Simulink modellje

Mivel adott nyomáson mind az $F_{rugó}$ erő, mind a merevség és a csillapítás is változik a kontrakció függvényében - ami pedig az x elmozdulás függvénye -, így a tényleges működést leíró modellnek ezeket is figyelembe kell vennie. Az ezeket kezelő, teljes MATLAB Simulink modellt - összetettsége miatt - az M5. melléklet tartalmazza.

Adott nyomáson a kontrakció függvényében változó merevség és csillapítás, valamint a 3-7. ábrán ismertetett rendszer dinamikus viselkedésének leírása megtalálható a 4.3. fejezetben és az M5. mellékletben.

3.5. Pneumatikus mesterséges izmok nagypontosságú pozicionálása

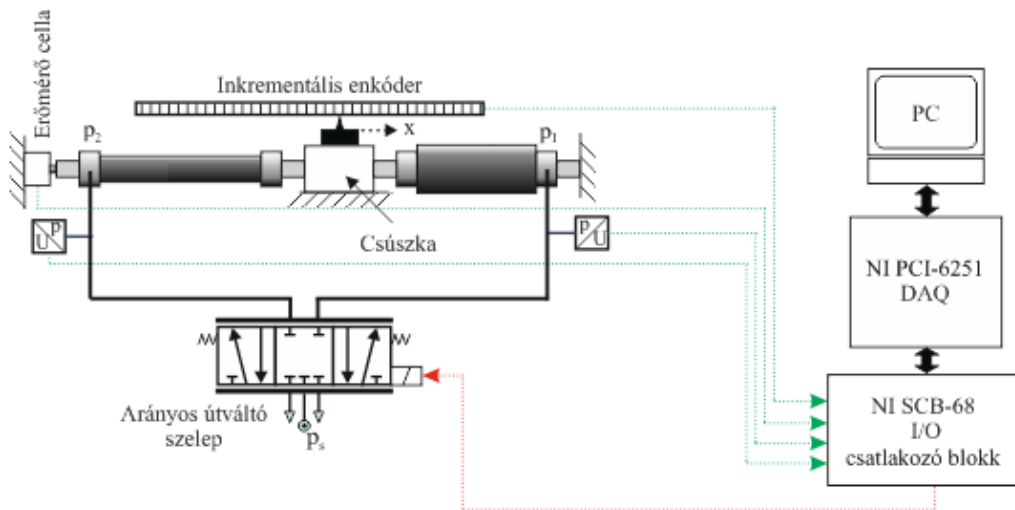
A PMI felhasználható - a 2-23. ábrán, 2-24. ábrán és 2-25. ábrán bemutatott javaslatokon túl - pl. nyomtatott áramkörök készítéséhez, valamint 3D nyomtatóhoz egyaránt. Alapvető elvárásként mutatkozik az ilyen jellegű alkalmazásoknál a nagypontosságú pozicionálás. A pneumatikus rendszerek szabályozása, nemlineáris viselkedése a 2.5. fejezetben ismertetésre került. A nemlinearitás miatt robusztus szabályozást kell alkalmazni. Ebben a fejezetben a pneumatikus mesterséges izmok pozicionálásához kapcsolódó kísérleteket, azok mérési elrendezéseit, valamint a LabVIEW bázisú csúszómód szabályozót mutatom be.

3.5.1. Pneumatikus mesterséges izmok lineáris pozicionálása

A pneumatikus mesterséges izmok lineáris pozicionálásához két darab DMSP-20-200N-RM-RM típusú izmot alkalmaztam, melyeket egy MPYE-5-1/8 HF-010B

típusú, szintén Festo gyártmányú 5/3-as arányos útváltó szeleppel vezéreltem, mely 0-10 bar (0-1 MPa) közötti nyomáshoz alkalmazható, 0-10 V analóg bemeneti jelű, 17-30 V (esetünkben 24 V) DC feszültséggel működő, 100 l/min térfogatáramú szelep.

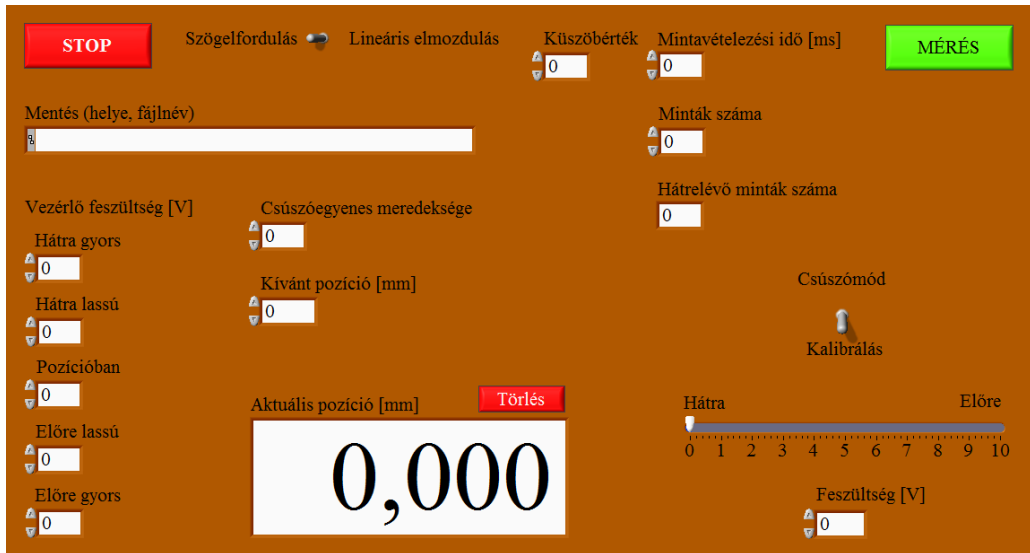
Az antagonisztikus elrendezésű PMI-ekkel végrehajtott lineáris pozicionálást megvalósító berendezés blokkvázlatát a 3-9. ábra mutatja.



3-9. ábra: Lineáris pozicionálás megvalósítása arányos útváltó szeleppel

A pozicionálás vizsgálatához készített LabVIEW program előlapját a 3-10. ábra szemlélteti, míg a program blokk diagramja a mellékletben található (M3-2. ábra). A lineáris pozicionáláshoz - ahol a szabályozási cél az, hogy a csúsztkát egy kezdeti pozícióból egy adott célpozícióba mozgassuk - a kapcsolót „Lineáris elmozdulás” állásba kell helyezni. A program megírásakor definiáltam egy „Lineáris pozíció” nevű taskot a LINIMIK MSA 320 típusú inkrementális útdóhoz, valamint egy „Arányos szelep” nevű taskot az alkalmazott 5/3-as arányos útváltó szelephez. A „Küszöbérték” értéke az útdó felbontásával egyezik, azaz 0,01. Ahogy a 3-10. ábra is mutatja, a mért értékeket fájlba lehet menteni. Ebben a txt kiterjesztésű fájlban az idő, a kívánt pozíció, a tényleges pozíció és a vezérlő feszültség pillanatnyi értéke kerül elmentésre. A mintavételezési idő és a minták száma egyúttal meghatározza a mérés időtartamát is. A program révén a hátralévő minták számáról is információt kapunk. A szelepet vezérlő feszültséget a „Hátra gyors”, „Hátra lassú”, „Pozícióban”, „Előre lassú” és „Előre gyors” opciók révén definiálhatjuk. A szelep működtetésére a „Csúsztómód” állás mellett egy „Kalibrálás” lehetőség is adott. A szabályozás minősége (túllendülés, állandósult állapotbeli hiba) a csúsztóegyenes meredekségével befolyásolható. Ha valamennyi paramétert beállítottuk (mentés helye a fájlnevel, küszöbérték, mintavételezési idő, minták száma, vezérlőfeszültségek, csúsztóegyenes meredeksége és kívánt pozíció), valamint a két kapcsoló „Lineáris elmozdulás” és „Csúsztómód” állásban van, akkor a „MÉRÉS” gomb meg-

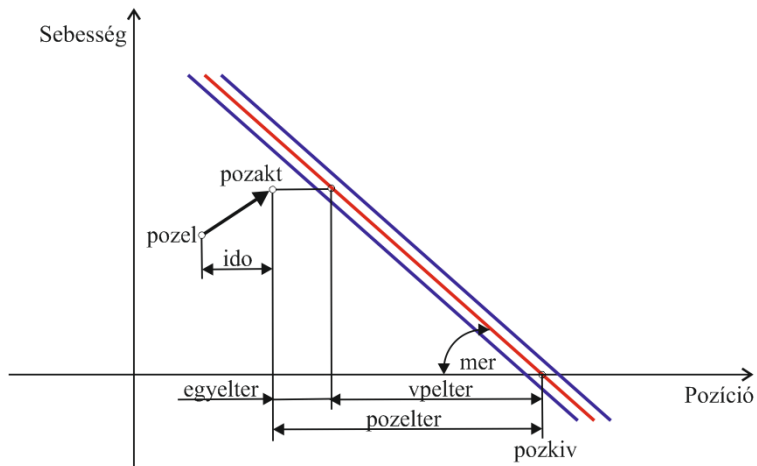
nyomásával indíthatjuk el a mérést, ami automatikus leáll, ha a mérés időtartama letelik, de természetesen a „STOP” gomb megnyomásával bármikor megállítható a folyamat. A pozíció pillanatnyi értékéről az „Aktuális pozíció” ad felvilágosítást, mely tetszőleges pozícióban nullázható a „Törlés” gombbal.



3-10. ábra: A LabVIEW program előlapja a pozicionálás vizsgálatához

A program legfontosabb része az ún. Formula Node-ban kialakított csúszómód szabályozó. A Formula Node az alapvetően grafikus programozású LabVIEW blokk diagramjában lehetővé teszi, hogy matematikai formulákat és kifejezéseket szövegesen megadjunk a C/C++ nyelv szintaktikájához hasonlóan. Emellett a szövegesen meghatározott pl. if (ha) feltétel vizsgálatot is képes végrehajtani. A Formula Node-ban definiált csúszómód szabályozó megtalálható az M3. mellékletben.

A program könnyebb megértését szolgálja a 3-11. ábra, mely az alkalmazott rövidítések jelentését szemlélteti. Pirossal a csúszóegyes, míg kézzel az egyenes mentén kialakított határréteg került jelölésre.



3-11. ábra: A megírt csúszómód szabályozó program értelmezése

Ahol:

pozakt: aktuális pozíció,

pozelt: az előző mintavételezéskor mért pozíció,

ido: mintavételezési idő,

seb: sebesség,

pozktiv: kívánt pozíció,

vpelter: az aktuális sebességhez tartozó ideális pozíció eltérése a kívánt pozíciótól (pozktiv),

pozelter: a kívánt pozíció (pozktiv) és az aktuális pozíció (pozakt) eltérése,

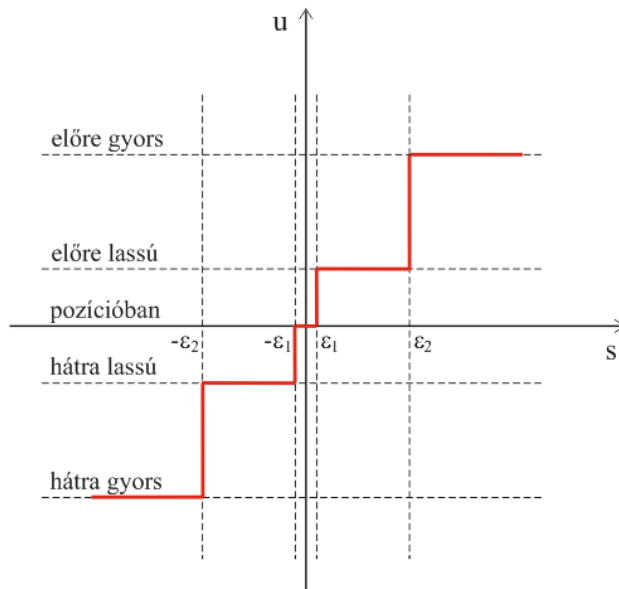
egyelter: az aktuális pozíció (pozakt) távolsága a csúszóegyenestől,

mer: a csúszóegyenes meredeksége.

Amint a programban látható, először a számításokat (seb, vpelter, pozelter, egyelter) végezzük el, majd megvizsgáljuk, hogy az „egyelter” pozitív-e. Ha igen és az eltérés nagyobb, mint egy tapasztalatilag meghatározott érték („100*kuszob”), akkor az arányos útváltó szelepre az általunk megadott „fesz = ma” („Előre gyors”), míg ha ennél kisebb, akkor a „fesz = plusz” („Előre lassú”) feszültség kerül. A gyakori kapcsolgatás elkerülésére egy határreteget (lineáris pozicionálás esetén $\pm 0,01$ mm-es sávot) alakítottam ki. Ha a pozíció ezen sávon belül van, a szelepre a „fesz = koz” („Pozícióban”) = 5 V feszültség kerül, ami megfelel a szelep lezárt állapotának és csattogásmentes megvalósítást tesz lehetővé. Ha a vizsgált eltérés negatív és kisebb, mint „100*kuszob” tapasztalati érték, akkor „fesz = mi” („Hátra gyors”), míg ha a küszöbértékként definiált -0,01 és „100*kuszob” között van, akkor „fesz = minusz” („Hátra lassú”) feszültség kerül a szelepre.

A pozicionáláshoz felhasznált arányos útváltó szelep vezérléséhez a következő küszöbértékekkel rendelkező beavatkozó jelet állapítottam meg (3-12. ábra):

- hátra gyors (4 V),
- hátra lassú (4,65 V),
- pozícióban (5 V),
- előre lassú (5,35 V) és
- előre gyors (6 V).



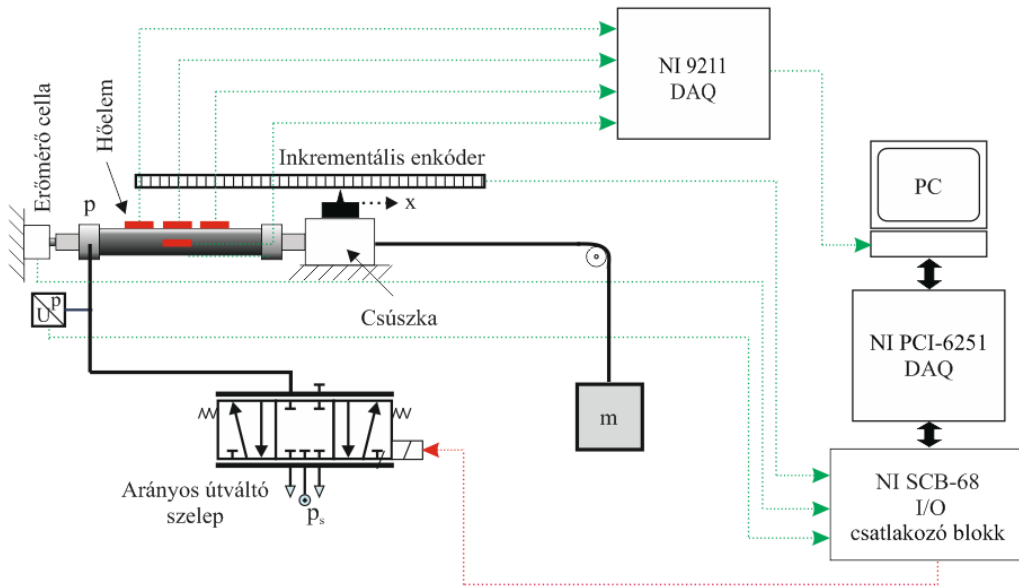
3-12. ábra: A beavatkozó jel alakulása két határérték alkalmazásával

A méréseimet szintén szobahőmérsékleten végeztem. Az ide vonatkozó mérési eredmények a 4.4.1. fejezetben és az M6. mellékletben találhatók.

3.5.2. Megváltozó hőmérséklet és a hiszterézis hatásának vizsgálata

Olyan hatásokat is vizsgáltam, melyekről feltételezhető, hogy befolyásolják a pozicionálás pontosságát. Ilyen a megváltozó hőmérséklet, illetve a hiszterézis.

A változó hőmérsékleti hatások méréséhez olyan hőmérséklet-érzékelőket használtam, melyek rögzíthetők az izom felszínére, illetve bevezethetők az izom belsejébe. A kiválasztott K típusú (NiCr-Ni) termoelemek $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$ -tól $+250\text{ }^{\circ}\text{C}$ -ig alkalmazhatók a hőmérséklet mérésére. A termoelemek jeleinek fogadásához és továbbításához egy NI 9211 típusú adatgyűjtőt használtam. A 24 bites felbontású, 14 S/s mintavételezési sebességű, hidegpont-kompenzátorral ellátott eszköz négy érzékelő jelét képes fogadni. A hőelemekkel és az NI 9211 típusú adatgyűjtővel kiegészített kísérleti elrendezés és berendezés blokkvázlatát a 3-13. ábra mutatja.



3-13. ábra: A pozicionálás hőmérsékletfüggésének vizsgálata

Ahogy a 3-13. ábra is mutatja, egyetlen DMSP-20-400N-RM-RM típusú izmot építettem be a kísérleti berendezésbe. Ennek periodikus mozgatásához, illetve a belső és külső, felületi hőmérsékletek méréséhez a 3-2. ábrán ismertetett LabVIEW programot használtam. A periodikus mozgatáshoz a kapcsolót „Arányos szelep” állásba kell helyezni. A feladathoz a következő taskokat definiáltam: „Arányos szelep” és „Hőmérséklet”. Az arányos szelepet vezérlő feszültséget be lehet állítani manuálisan is, de lehetőség van egy meghatározott amplitúdójú és frekvenciájú szinuszos jellel is működtetni. A belső és a felületi hőmérséklet változása nyomon követhető a kijelzőn. Ahogy a 3-2. ábránál említettem, a mért értékek fájlba menthetők. A mérés itt is a „MÉRÉS” gomb megnyomásával indul és a „STOP” gomb megnyomásával állítható le.

Összehasonlítottam a különböző frekvenciával (0,1 Hz, 0,25 Hz, 0,5 Hz, 0,75 Hz és 1 Hz) működtetett PMI-k felületén és belsejében megváltozó hőmérsékleteket. A kiindulási állapothoz valamennyi esetben $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ -ra hűtöttem le a PMI-t Novasol M5 típusú sűrített levegő spray-vel, míg a mozgatott terhelés tömege 20 kg volt. Ilyen jellegű vizsgálatról a feltárt szakirodalmak nem tesznek említést. Az ide vonatkozó mérési eredmények a 4.4.2. fejezetben és az M7. mellékletben találhatóak.

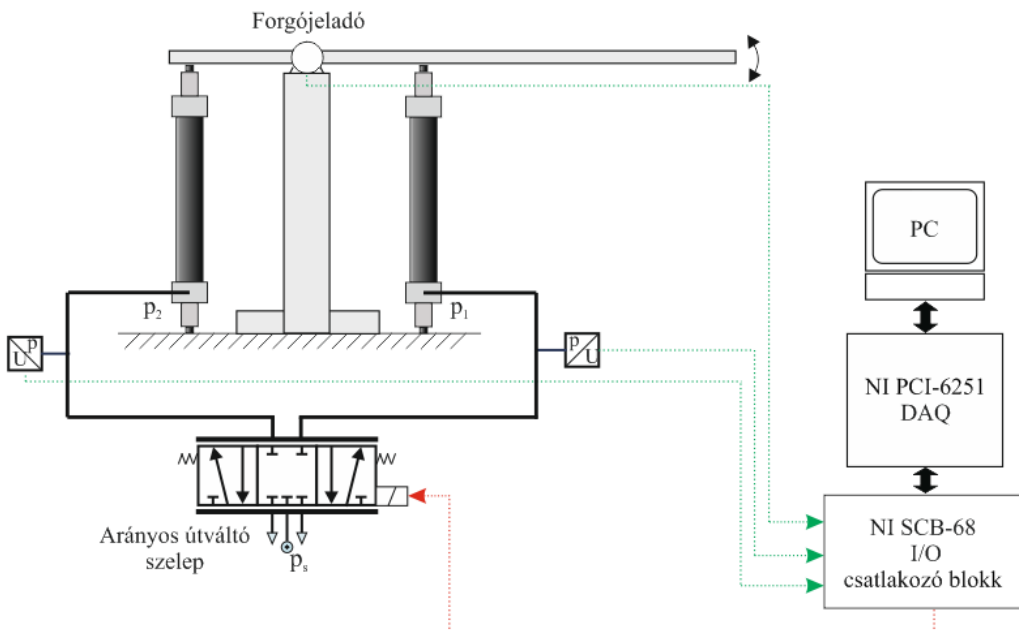
Szintén ezt a kísérleti elrendezést használtam annak vizsgálatához, hogy befolyásolja-e a hiszterézis a pozicionálás pontosságát. A méréseim szobahőmérsékleten és szintén $m = 20\text{ kg}$ terheléssel végeztem. Az eredményeket a 4.4.2. fejezet tartalmazza.

A pneumatikus mesterséges izmok nagy pontosságú pozicionálása tehát igen összetett feladat, hiszen nemcsak a pneumatikus rendszerekre jellemző nemlinearitás

jelent problémát, hanem például a változó hőmérsékleti hatások, illetve a tapasztalható hiszterézis is.

3.5.3. Pneumatikus mesterséges izmok pozicionálása forgójeladóval

Az izmokba táplált levegő nyomásának eredményeként gyakran nem lineáris elmozdulás, hanem szögelfordulás jön létre, ezért egy másik elrendezést is megépítettem az antagonisztikus működés ilyen célú vizsgálatára DMSP-10-250N-RM-RM típusú izmokkal (3-14. ábra). Az elfordulás mértékét - szintén két, egymástól 90° -os fáziseltolódással rendelkező jel alapján - egy optoelektronikus elven működő Balluff gyártmányú, BDF-6360-3-05-2500-65 típusú inkrementális forgójeladó mérte, ami 5 V DC feszültséggel működik és 2500 osztású, de a belső osztó alkalmazásával $0,036^\circ$ felbontás érhető el.



3-14. ábra: Forgójeladót tartalmazó kísérleti berendezés

E vizsgálathoz is a 3-10. ábrán ismertetett LabVIEW program szükséges, de a kapcsolót „Szögelfordulás” állásba kell helyezni és a „Küszöbérték” értékét az itt alkalmazott forgójeladónak megfelelően $0,036$ -ra kell állítani. A program - melyhez egy „Szögjeladó” nevű taskot is definiáltam - használata megegyezik a 3-10. ábránál említettekkel.

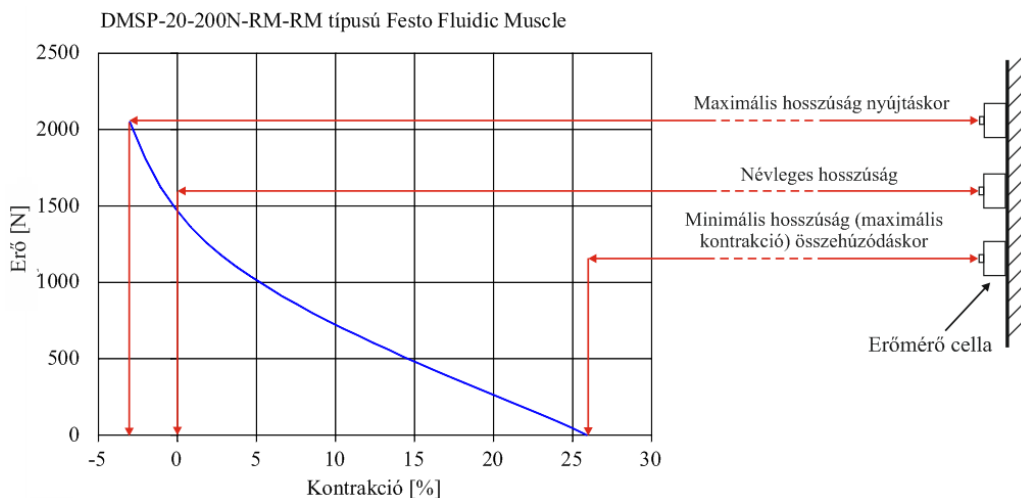
A vizsgálataimat itt is szobahőmérsékleten valósítottam meg. Az ide vonatkozó mérési eredmények a 4.4.3. fejezetben és az M8. mellékletben találhatók.

4. EREDMÉNYEK

4.1. Erő-kontrakció jelleggörbe

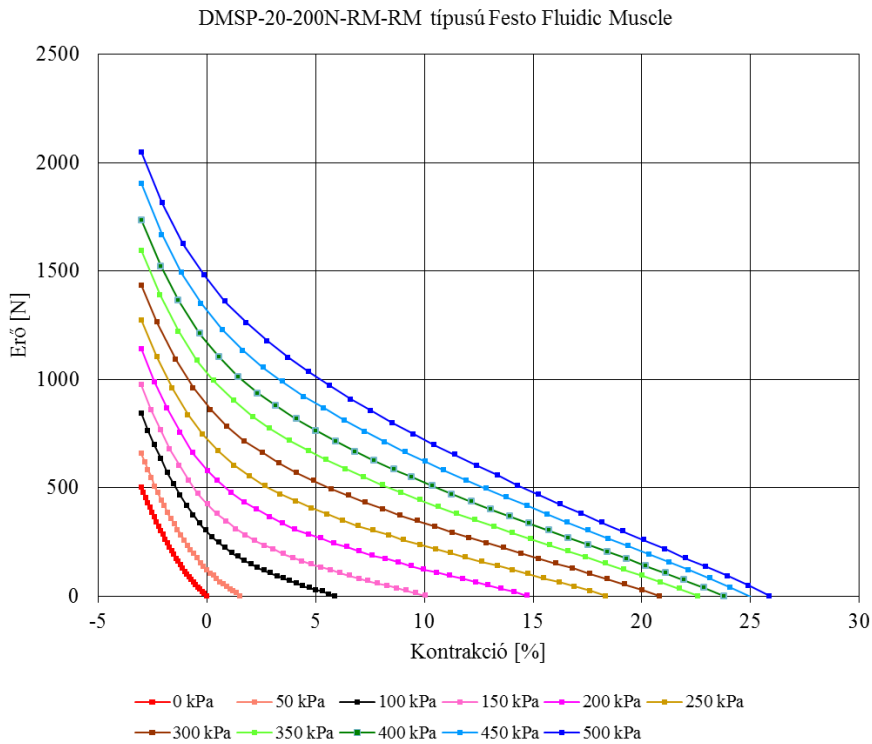
A pneumatikus mesterséges izmok legfontosabb karakterisztikájának a statikus erő-kontrakció függvénykapcsolat tekinthető konstans nyomásokon. Ahogy a 4-1. ábra is bizonyítja, a PMI-k által kifejtett erő maximális értéke - túlmutatóan a szakirodalmakban említettekkel - a névleges hosszúság külső erővel történő megnövelésével érhető el, míg minimális értéke ($F = 0$ N) a kontrakció-maximumnál (minimális hosszúságnál) lép fel.

Az itt bemutatásra kerülő mérésekhez DMSP-20-200-RM-RM típusú Fluidic Muscle-t használtam, a vizsgálatokat szobahőmérsékleten végeztem, ötszöri ismétléssel. Valamennyi görbét harminc mérési pontból határoztam meg. A kísérleti berendezést alkotó, 0,01 mm felbontású inkrementális jeladó segítségével a kívánt pozícióértékek nagy pontossággal beállíthatók voltak. Az izom maximális megnyújtását 20 mm átmérőjű izmok esetében a FESTO (2005) -4 %-ban határozza meg. Vizsgálataim során -3 %-os legnagyobb megnyújtást alkalmaztam.



4-1. ábra: Izobár statikus erő-kontrakció jelleggörbe 500 kPa nyomáson

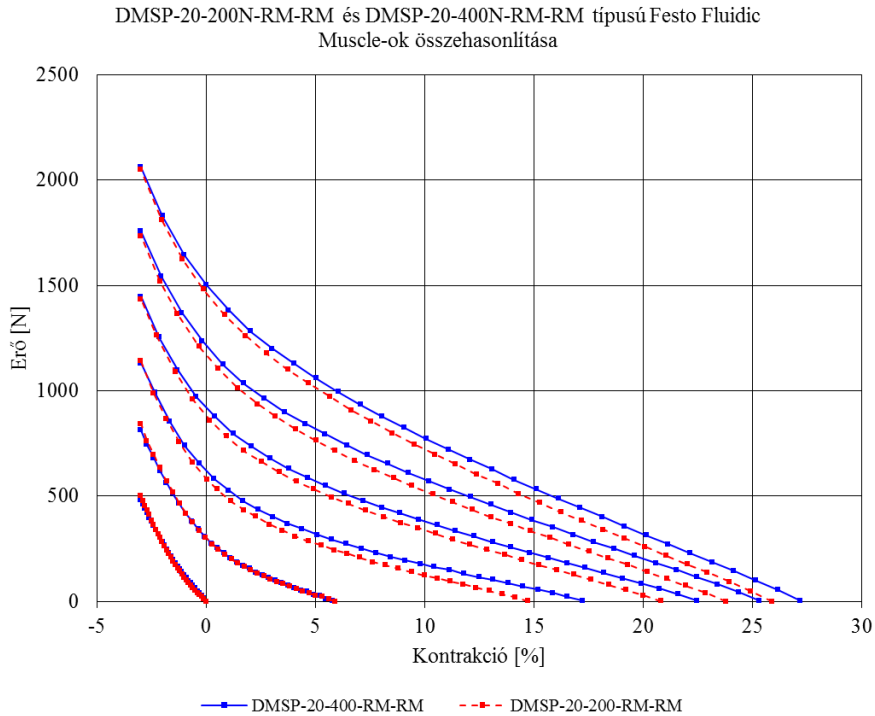
A 0-500 kPa között 50 kPa-onként növelt nyomásértékeken kapott jelleggörbékét a 4-2. ábra szemlélteti. Mint látható, különböző nyomáson más és más maximális erőt és maximális kontrakciót tapasztaltam. 500 kPa nyomáson 2048,33 N maximális erőt mértem, illetve 25,88 %-os maximális kontrakciót tapasztaltam. A legkisebb maximális erő 0 kPa nyomáson adódott, értéke 503,25 N.



4-2. ábra: Izobár statikus erő-kontrakció jelleggörbék 0-500 kPa nyomáson 50 kPa-onként

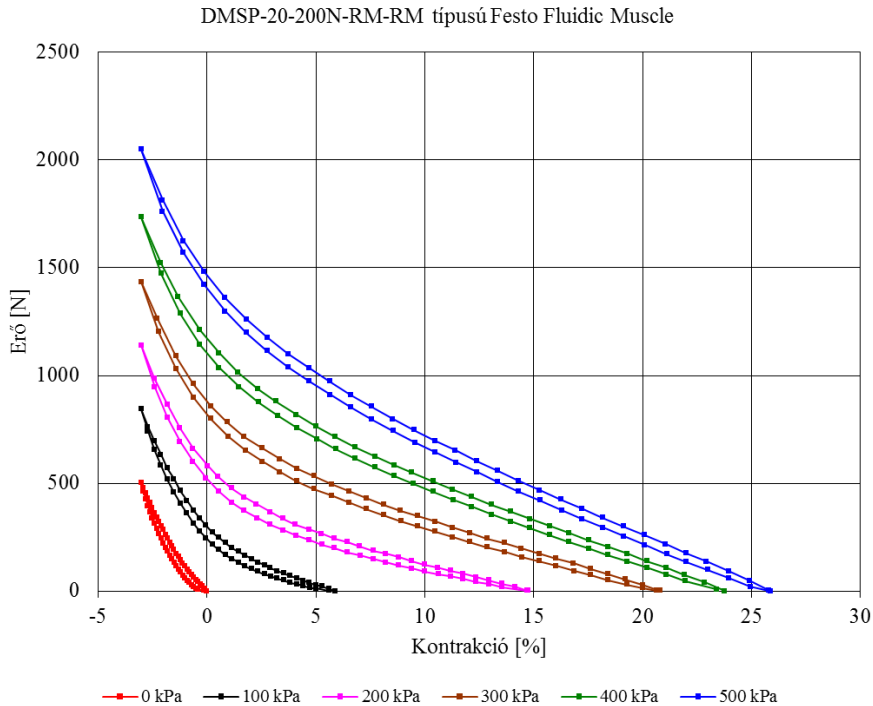
A továbbiakban a könnyebb áttekinthetőség érdekében csak a 0 kPa, 100 kPa, 200 kPa, 300 kPa, 400 kPa és 500 kPa nyomáson kapott jelleggörbéket mutatom.

A 4-3. ábra azt mutatja, hogy noha a gyártó ugyanolyan erővel számol a hosszúságtól függetlenül - azaz a geometriai paraméterek közül csak az átmérőtől teszi függővé a kifejtett erőt -, eltérést tapasztaltam az ugyanolyan (20 mm) belső átmérőjű 400 mm és 200 mm hosszúságú izom esetén a nyomás növelésével. A folytonos kék görbe a 400 mm, míg a szaggatott piros görbe a 200 mm hosszúságú izom mért eredményeit mutatja. Az előbb említettekkel szemben a 400 mm hosszúságú izom esetében 500 kPa nyomáson 2060,44 N maximális erőt mértem, illetve 27,18 %-os maximális kontrakciót tapasztaltam, míg a legkisebb maximális erő 0 kPa nyomáson adódott, értéke 482,69 N. A tapasztalt eltérésből arra következtetek, hogy a szakirodalmat feltáró 2.4. fejezetben említett „aktív” hosszúság befolyásolja ilyen mértékben az eredményeket.



4-3. ábra: A 400 mm és a 200 mm belső átmérőjű izmok által kifejtett erők összevetése állandó nyomásokon

A CHOU-HANNAFORD (1996) által leírt hiszterézist az erő-kontrakció függvénykapcsolatban a Fluidic Muscle esetén a 4-4. ábrán látható módon tapasztaltam.



4-4. ábra: A hiszterézis jelensége állandó nyomásokon

A hiszterézis hatását a pozicionálás pontosságára vonatkozóan a 4.4.2. fejezet tárgyalja.

A DMSP-20-400-RM-RM és DMSP-10-250-RM-RM típusú PMI-kre vonatkozó további mérési eredmények megtalálhatók a 4.2. fejezetben és az M4. mellékletben.

4.2. Statikus erő közelítése

Az ebben a fejezetben szereplő mérésekhez DMSP-20-400-RM-RM típusú Fluidic Muscle-t használtam és a 4.1. fejezetben leírtakhoz hasonlóan végeztem vizsgálatomat.

A 2.4. fejezetből és a 3.3. fejezetből a következő összefüggéseket használom fel a kifejtett erő közelítésére:

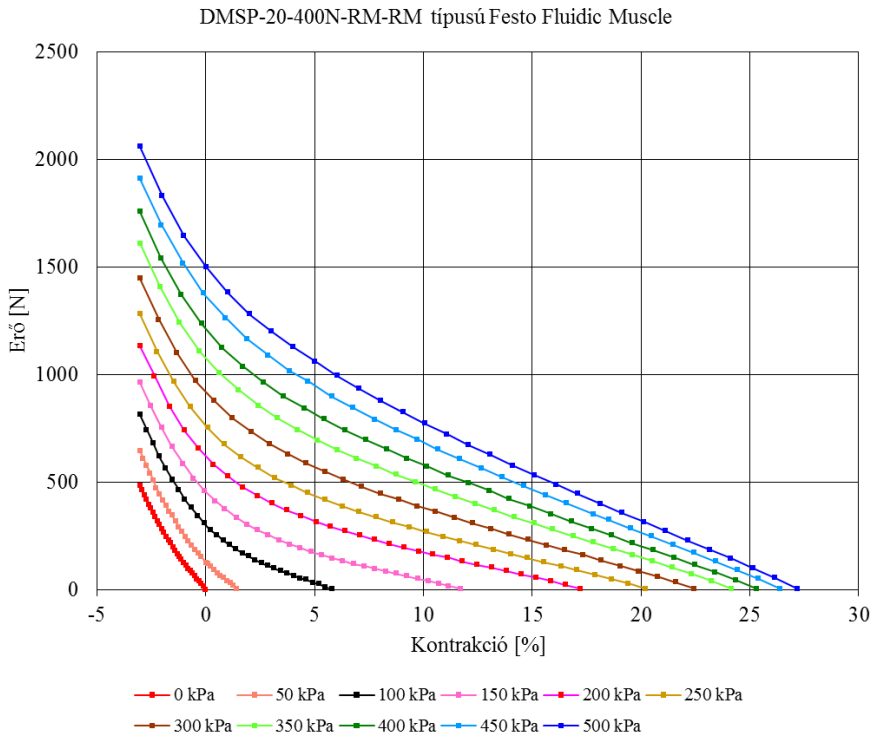
$$F(p, \kappa) = r_0^2 \cdot \pi \cdot p \cdot (a \cdot (1 - \kappa)^2 - b), \quad (2.42)$$

$$F(p, \kappa) = \mu \cdot r_0^2 \cdot \pi \cdot p \cdot (a \cdot (1 - \varepsilon \cdot \kappa)^2 - b), \quad (2.50)$$

$$F(p, \kappa) = (a_1 \cdot p + a_2) \cdot \exp^{a_3 \cdot \kappa} + a_4 \cdot \kappa \cdot p + a_5 \cdot p + a_6 \text{ és} \quad (3.6)$$

$$F(p, \kappa) = (p + a_2) \cdot \exp^{a_3 \cdot \kappa} + a_4 \cdot \kappa \cdot p + a_5 \cdot p + a_6. \quad (3.7)$$

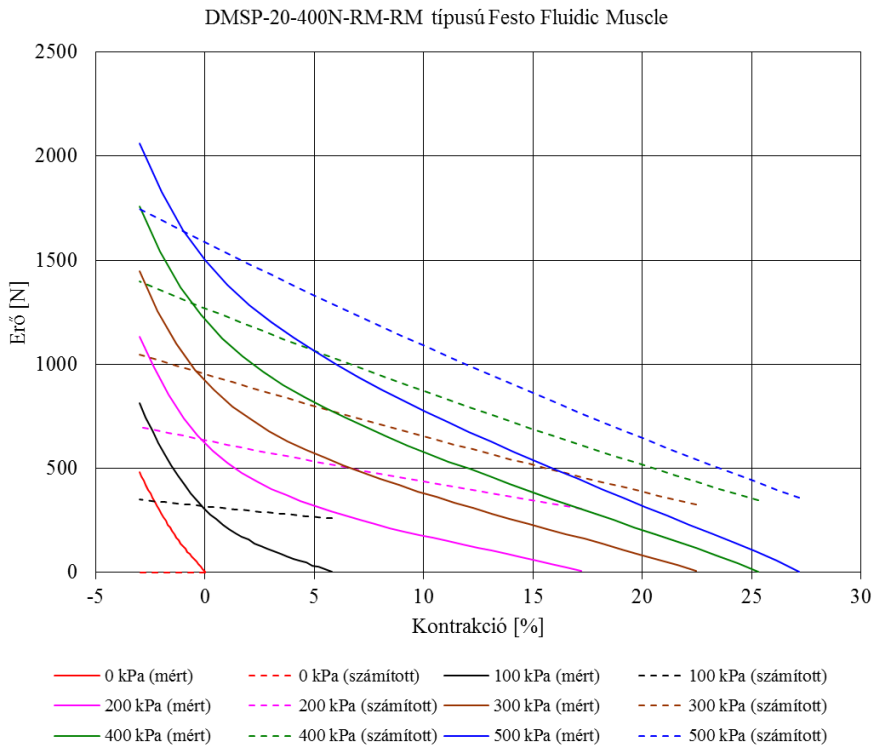
A 0-500 kPa között 50 kPa-onként növelt nyomásértékeken kapott jelleggörbét a 4-5. ábra szemlélteti. Ahogy az előző fejezetben szerepelt, 500 kPa nyomáson 2060,44 N maximális erőt mértem, illetve 27,18 %-os maximális kontrakciót tapasztaltam. A legkisebb maximális erő itt is 0 kPa nyomáson adódott, értéke 482,69 N.



4-5. ábra: Izobár statikus erő-kontrakció jelleggörbék 0-500 kPa nyomáson 50 kPa-onként

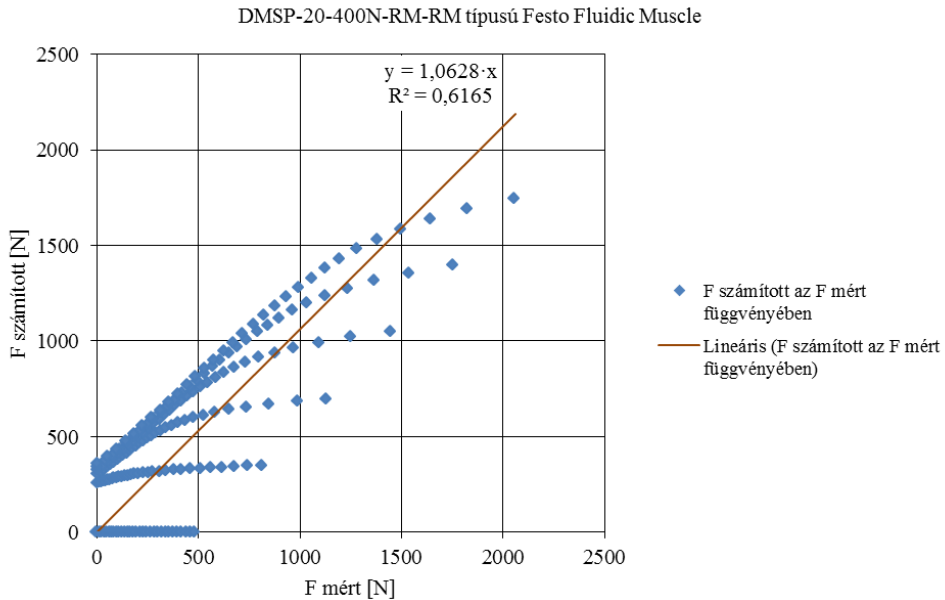
A továbbiakban a könnyebb áttekinthetőség érdekében itt is - a legtöbb szakirodalomhoz hasonlóan - csak a 0 kPa, 100 kPa, 200 kPa, 300 kPa, 400 kPa és 500 kPa nyomáson kapott jelleggörbét mutatom, valamint a csak mérési eredményt tartalmazó diagramon használok jelölőket.

A 3.3. fejezetben említettekkel megegyezően, először a szakirodalmak által legtöbbit hivatkozott (2.42) és (2.50) összefüggések kerültek összehasonlításra a mért értékekkel. A bennük szereplő α_0 -ra a Fluidic Muscle szétvágásával általam megmért 23°-os szöget használtam fel. Az elvégzett kísérletek és a (2.42) összefüggés eredményei összehasonlíthatók a 4-6. ábrán.



4-6. ábra: A mért és a (2.42) összefüggéssel számított értékek összehasonlítása állandó nyomásokon

A 4-6. ábrából jól látható a szignifikáns különbség a mérésekkel meghatározott értékek, valamint a (2.42) összefüggés eredményei között: a folytonos vonallal jelölt, méréssel nyert görbéknek, valamint a szaggatott vonallal jelölt, (2.42) összefüggés által meghatározott egyeneseknek csupán egyetlen metszéspontja adódott valamennyi nyomásértéken az elvárt illeszkedés helyett. A korreláció és regresszió analízis eredményét a 4-7. ábra szemlélteti. Az $R^2 = 0,6165 \rightarrow R = 0,7852$, valamint az egyenes meredekségét megadó 1,0628 értékek igazolják a számított értékek mért értékektől való jelentős eltérését.



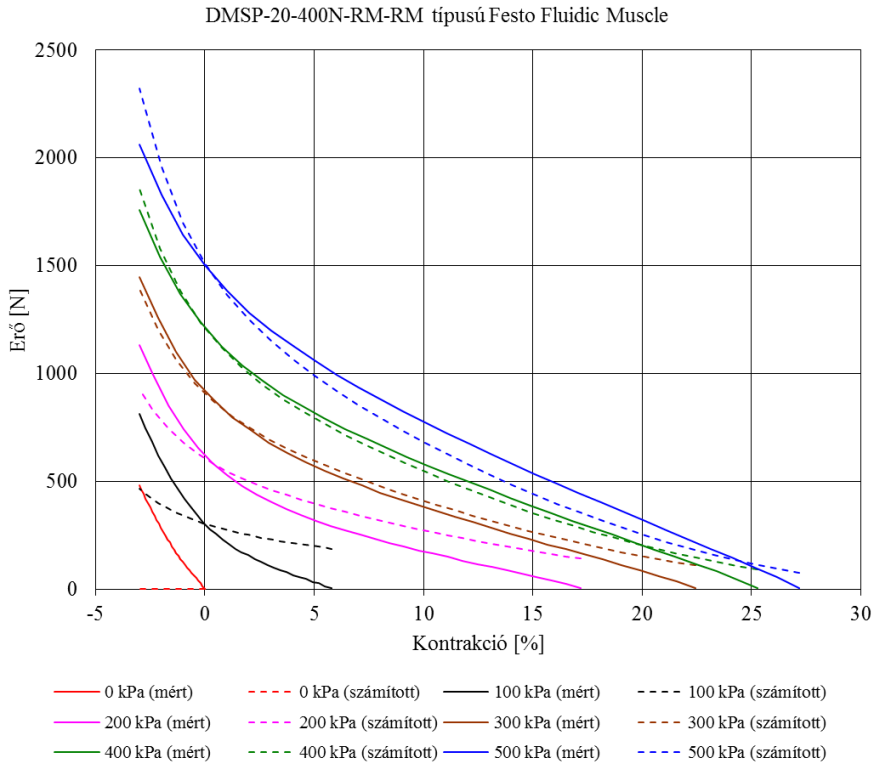
4-7. ábra: Korreláció és regresszió analízis MS Excel 2010 környezetben a mért és a (2.42) összefüggéssel számított eredmények között állandó nyomásokon

Az összehasonlítást megismételtem ugyanazon kísérleti adatsorokkal és a (2.50) összefüggéssel. Az optimalizáció révén kapott konstansértékeket a 4-1. táblázat tartalmazza.

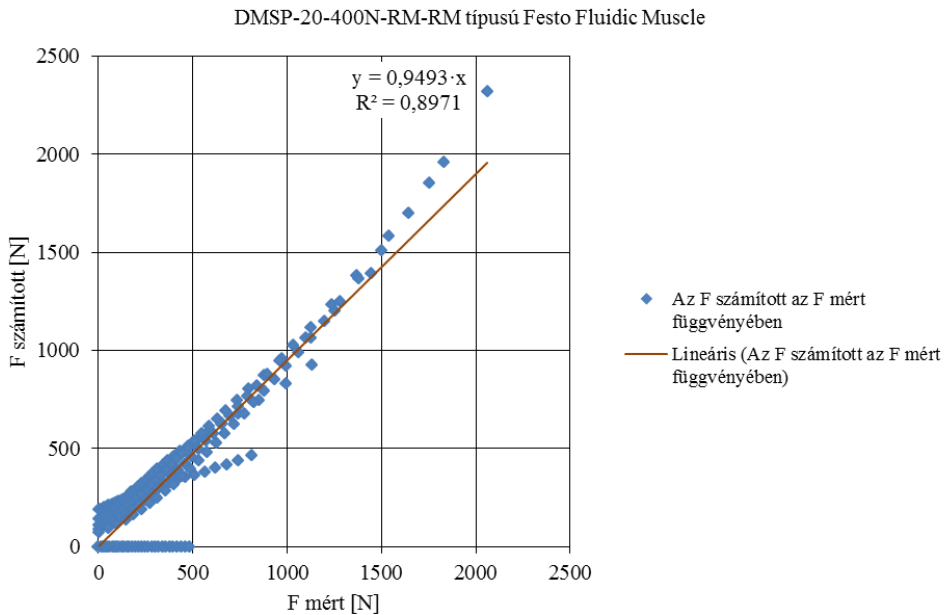
4-1. táblázat: A (2.50) összefüggésben szereplő a_k , b_k , a_e és b_e , konstansok értéke

Paraméterek	Értékek
a_k	0,076042885
b_k	-0,502357905
a_e	9,74938E+28
b_e	-2,801103661

Az összehasonlítás eredményét, az erők közötti kisebb eltérést szemlélteti a 4-8. ábra. Ebből kitűnik, hogy a mért és számított értékek továbbra sem illeszkednek. Ennek számszerűségét kifejező korreláció és regresszió analízis eredménye a 4-9. ábrán látható. Az $R^2 = 0,8971 \rightarrow R = 0,9471$, valamint az egyenes meredekségét megadó 0,9493 értékek itt is igazolják a számított értékek mért értékektől való jelentős eltérését.



4-8. ábra: A mért és a (2.50) összefüggéssel számított értékek összehasonlítása állandó nyomásokon

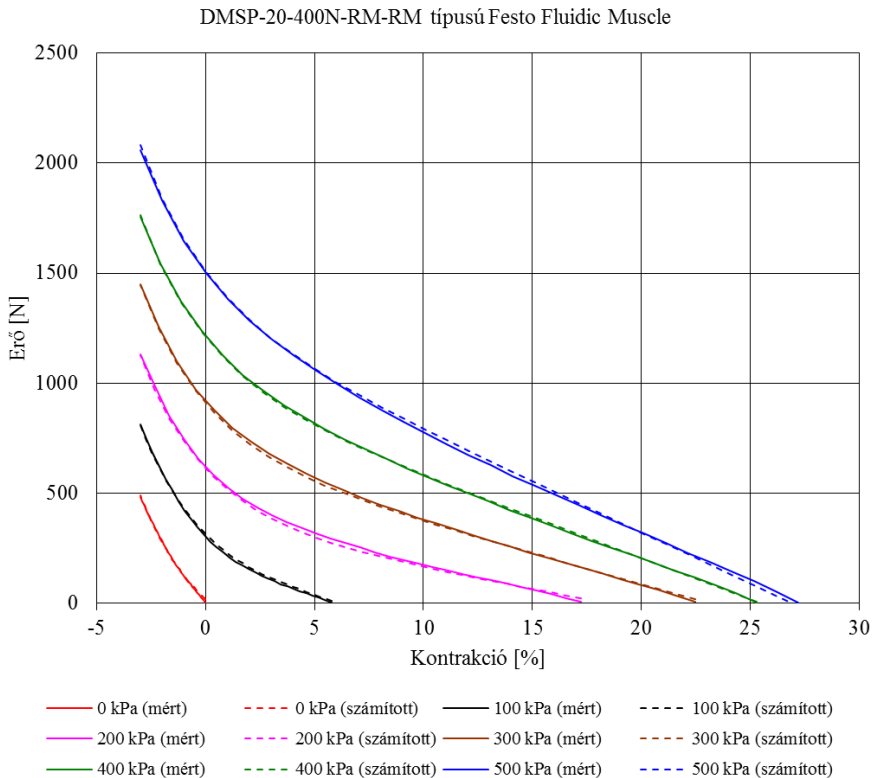


4-9. ábra: Korreláció és regresszió analízis MS Excel 2010 környezetben a mért és a (2.50) összefüggéssel számított eredmények között állandó nyomásokon

Kedvező illeszthetőséget mutat a 4-10. ábra, ahol a mért és a (3.6) összefüggés által megállapított értékek kerülnek összevetésre. Látható, hogy még 0 kPa nyomáson is illeszkedik a számítással nyert görbe a mért adatokra. Az optimalizáció révén kapott konstansértékeket a 4-2. táblázat tartalmazza.

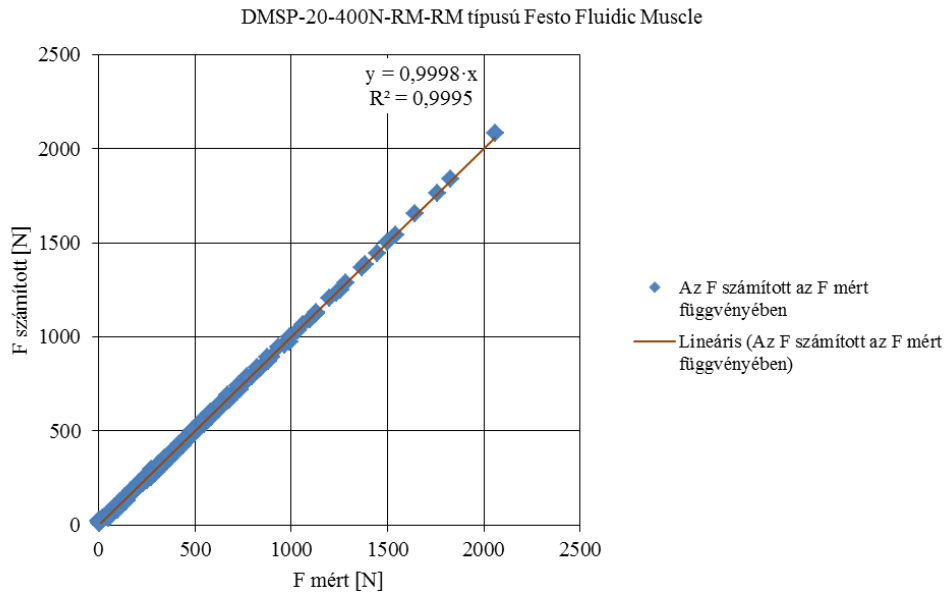
4-2. táblázat: A (3.6) összefüggésben szereplő a_1 , a_2 , a_3 , a_4 , a_5 és a_6 konstansok értéke, illetve konfidencia intervalluma

Paraméterek	Értékek	Konfidencia intervallumok	
a_1	-4,35572689	-5,775448554	-2,936005225
a_2	281,2237983	278,065759	284,3818376
a_3	-0,32866293	-0,335236188	-0,322089671
a_4	-9,27034945	-9,348917301	-9,191781595
a_5	302,2010663	300,3018044	304,1003281
a_6	-263,691854	-268,3566557	-259,0270514



4-10. ábra: A mért és a (3.6) összefüggéssel számított értékek összehasonlítása állandó nyomásokon

A 4-11. ábra igazolja a kedvező illeszthetőséget ($R^2 = 0,9995 \rightarrow R = 0,9997$, valamint $0,9998$ meredekség értékek).

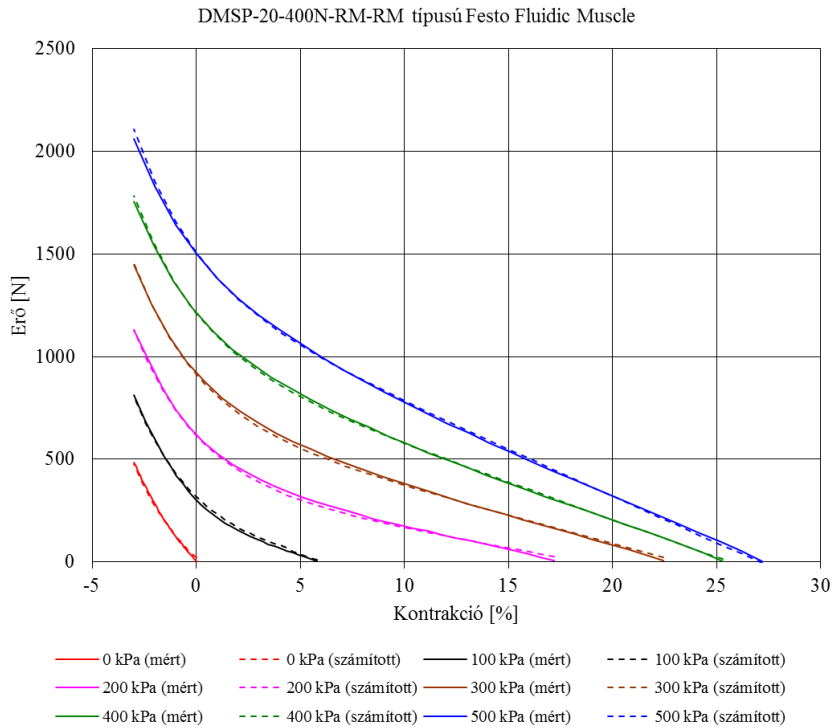


4-11. ábra: Korreláció és regresszió analízis MS Excel 2010 környezetben a mért és a (3.6) összefüggéssel számított eredmények között állandó nyomásokon

A 20 mm-es átmérőjű izom esetében a (3.6) összefüggés ismeretlen konstansainak számát sikerült lecsökkenteni ötre. A mért és a (3.7) összefüggés által megállapított értékek összevetését a 4-12. ábra mutatja. Az optimalizáció révén kapott konstansértékeket a 4-3. táblázat tartalmazza.

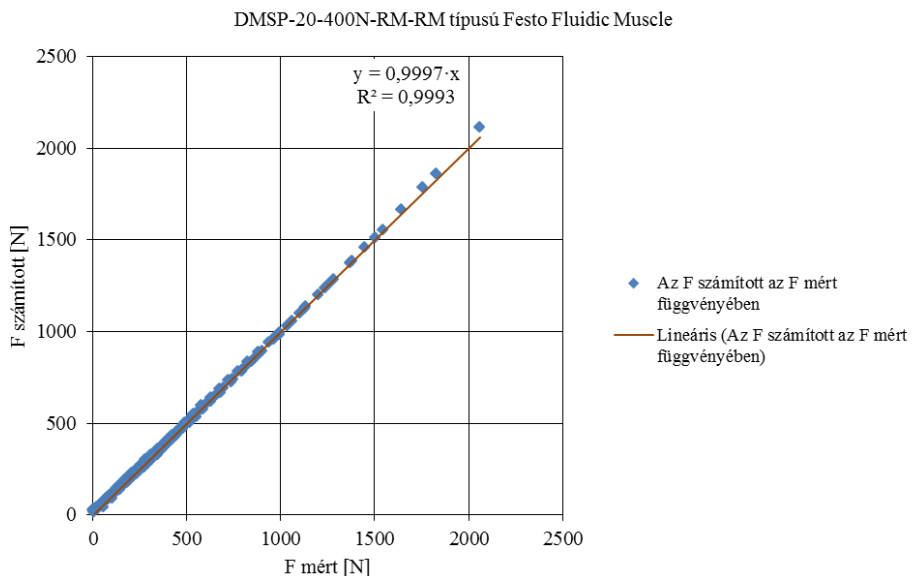
4-3. táblázat: A (3.7) összefüggésben szereplő a_2 , a_3 , a_4 , a_5 és a_6 konstansok értéke, illetve konfidencia intervalluma

Paraméterek	Értékek	Konfidencia intervallumok	
a_2	274,7944784	272,1272088	277,4617479
a_3	-0,32623809	-0,332762853	-0,319713329
a_4	-9,07369264	-9,145062408	-9,002322881
a_5	296,3161465	295,0282572	297,6040357
a_6	-254,042387	-258,4145412	-249,6702329



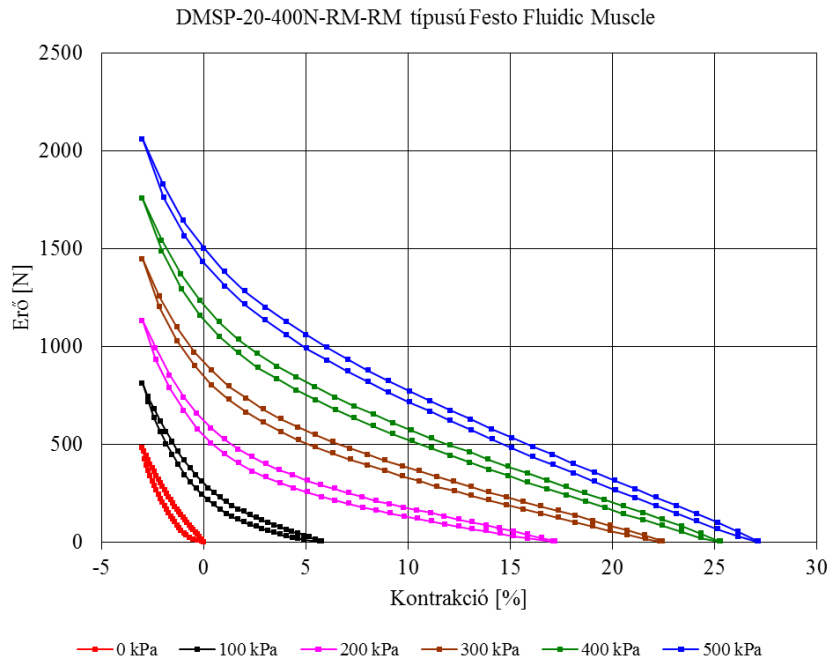
4-12. ábra: A mért és a (3.7) összefüggéssel számított értékek összehasonlítása állandó nyomásokon

A 4-13. ábra továbbra is helyes illeszthetőséget bizonyít ($R^2 = 0,9993 \rightarrow R = 0,9996$, valamint $0,9997$ meredekség értékek).



4-13. ábra: Korreláció és regresszió analízis MS Excel 2010 környezetben a mért és a (3.7) összefüggéssel számított eredmények között állandó nyomásokon

A méréseim során tapasztalt hiszterézist a 4-14. ábra mutatja.



4-14. ábra: A hiszterézis jelensége állandó nyomásokon

A hiszterézis görbéire történő illeszthetőség érdekében az alsó ágakra újabb optimalizációt kellett elvégezni a (3.6) és (3.7) összefüggésekkel, melyek révén kapott konstansértékeket a 4-4. táblázat és az 4-5. táblázat tartalmazza.

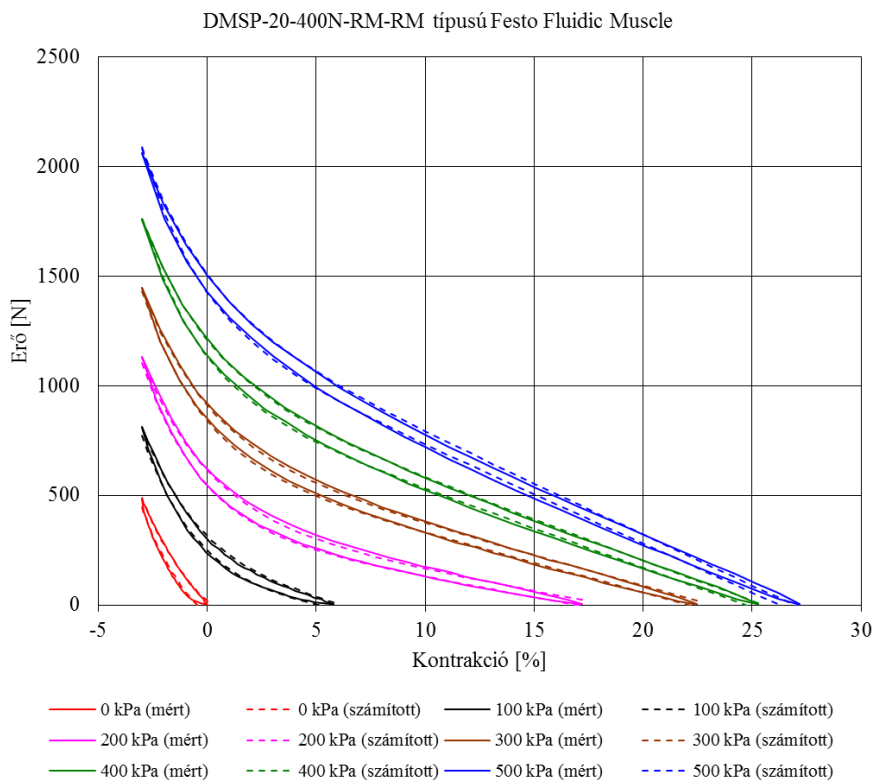
4-4. táblázat: A (3.6) összefüggésben szereplő a_1 , a_2 , a_3 , a_4 , a_5 és a_6 konstansok értéke, illetve konfidencia intervalluma a hiszterézis alsó ágaira

Paraméterek	Értékek	Konfidencia intervallumok	
a_1	3,655651085	2,152385824	5,158916347
a_2	232,279843	228,8650613	235,6946246
a_3	-0,37854602	-0,386116944	-0,370975103
a_4	-8,95540229	-9,047786294	-8,863018288
a_5	290,6816367	288,4151565	292,9481169
a_6	-277,502216	-283,2535136	-271,7509179

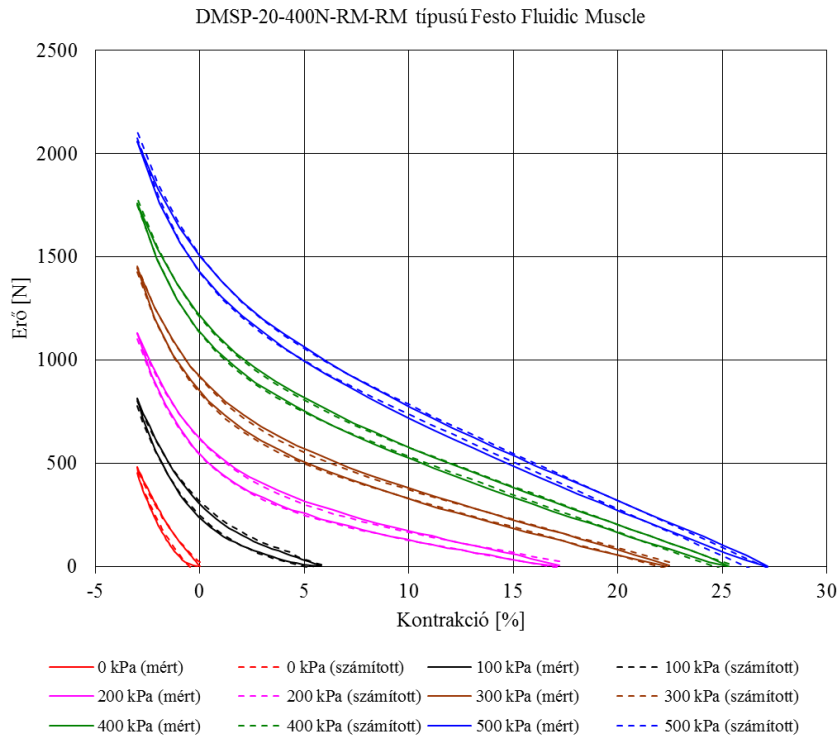
4-5. táblázat: A (3.7) összefüggésben szereplő a_2 , a_3 , a_4 , a_5 és a_6 konstansok értéke, illetve konfidencia intervalluma a hiszterézis alsó ágaira

Paraméterek	Értékek	Konfidencia intervallumok	
a_2	235,1833076	232,6743468	237,6922685
a_3	-0,3803548	-0,387961901	-0,372747709
a_4	-9,06122161	-9,138078841	-8,984364383
a_5	293,7931528	292,3386004	295,2477051
a_6	-282,570119	-287,388902	-277,7513354

A hiszterézis mért és számított értékeit szemlélteti a 4-15. ábra és 4-16. ábra.

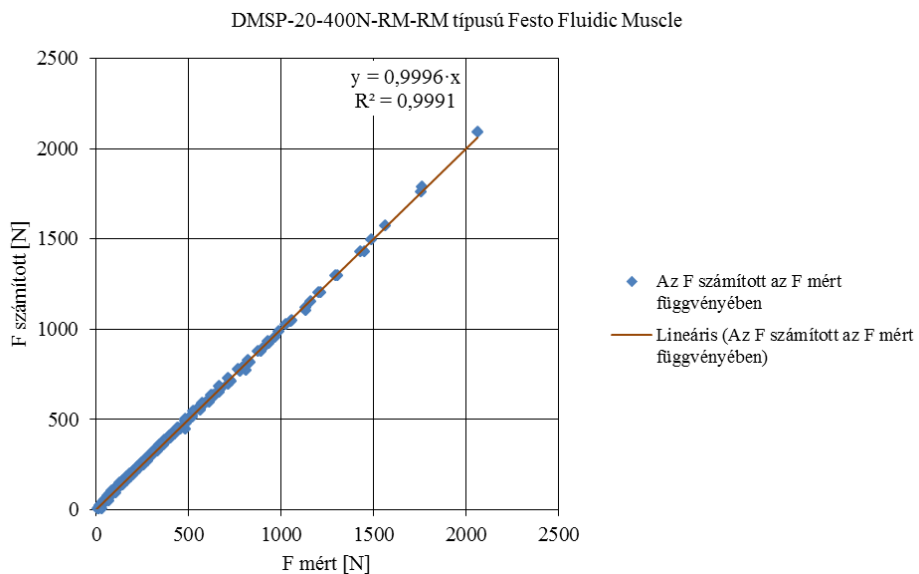


4-15. ábra: A hiszterézis közelítése a (3.6) összefüggéssel állandó nyomásokon

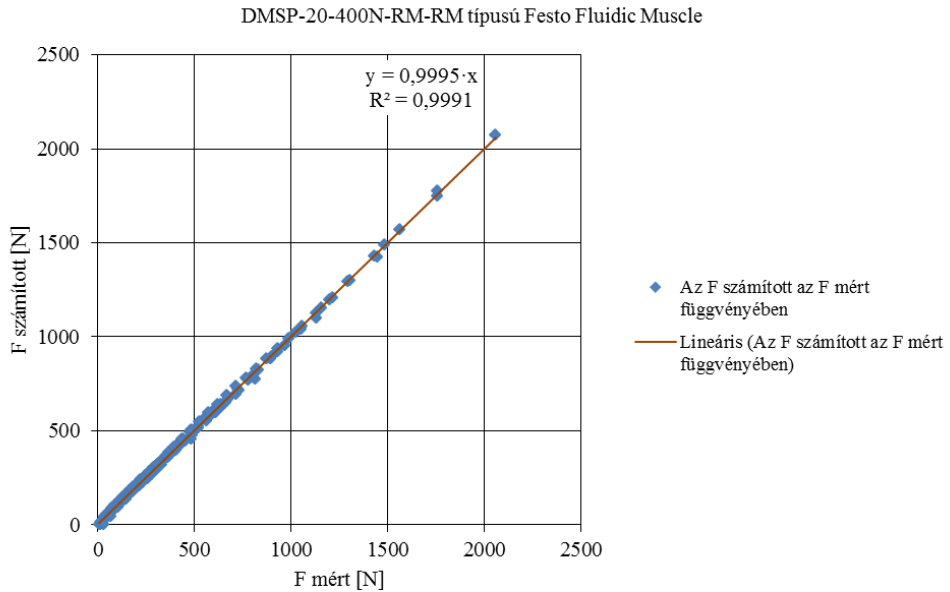


4-16. ábra: A hiszterézis közelítése a (3.7) összefüggéssel állandó nyomásokon

Az illeszthetőség pontosságát a hiszterézis alsó ágaira a 4-17. ábra és a 4-18. ábra mutatja.



4-17. ábra: Korreláció és regresszió analízis MS Excel 2010 környezetben a mért és a (3.6) összefüggéssel számított eredmények között a hiszterézis alsó ágaira állandó nyomásokon



4-18. ábra: Korreláció és regresszió analízis MS Excel 2010 környezetben a mért és a (3.7) összefüggéssel számított eredmények között a hiszterézis alsó ágaira állandó nyomásokon

A függvényközelítési vizsgálatok eredményei a DMSP-20-200N-RM-RM és a DMSP-10-250N-RM-RM típusú Fluidic Muscle-okra vonatkozóan az M4. mellékletben található meg.

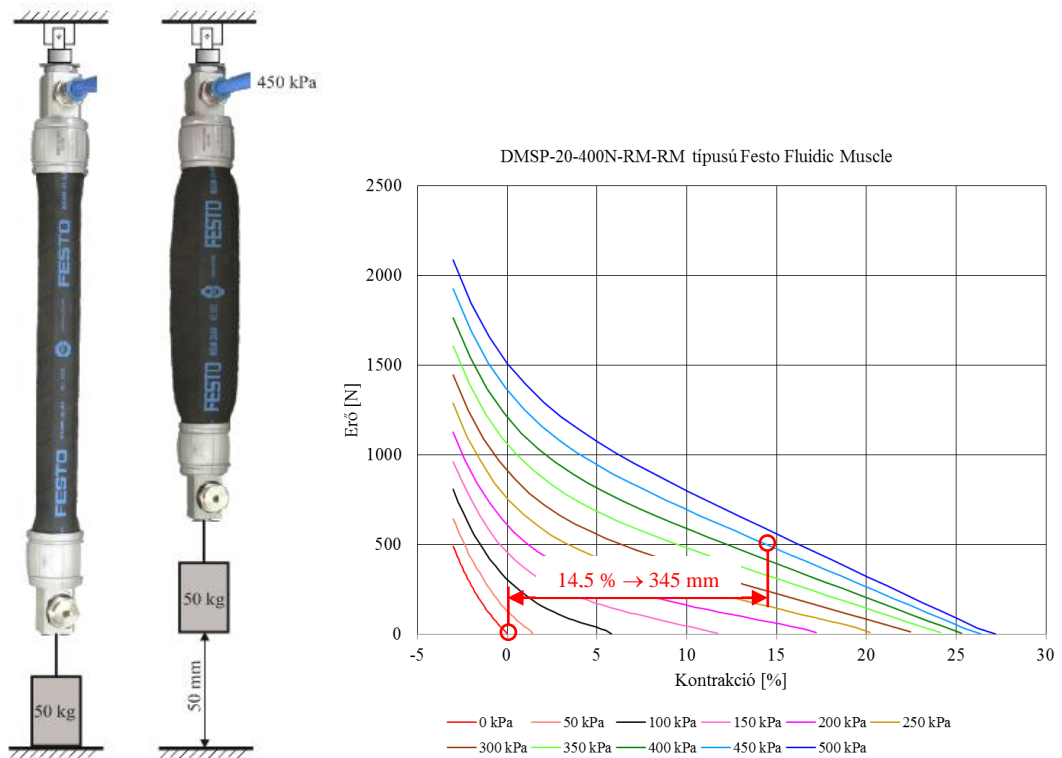
A 4-6. táblázat a korreláció és regresszió analízis eredményeinek összefoglalását tartalmazza. A táblázatból kitűnik, hogy a legkedvezőbb illeszkedés a (3.6) modell segítségével valósul meg, de hasonlóan jó eredményt mutat a (3.7) modell is.

4-6. táblázat: A korreláció és regresszió analízis eredményeinek összefoglalása

A PMI típusa	Modellek			
	(2.42)	(2.50)	(3.6)	(3.7)
DMSP-20-400N-RM-RM	$y = 1,0628 \cdot x$	$y = 0,9493 \cdot x$	$y = 0,9998 \cdot x$	$y = 0,9997 \cdot x$
	$R^2 = 0,6165$	$R^2 = 0,8971$	$R^2 = 0,9995$	$R^2 = 0,9993$
	$R = 0,7852$	$R = 0,9471$	$R = 0,9997$	$R = 0,9996$
			$*y = 0,9996 \cdot x$	$*y = 0,9995 \cdot x$
			$*R^2 = 0,9991$	$*R^2 = 0,9991$
			$*R = 0,9995$	$*R = 0,9995$
DMSP-20-200N-RM-RM	$y = 1,0883 \cdot x$	$y = 0,9448 \cdot x$	$y = 0,9998 \cdot x$	$y = 0,9998 \cdot x$
	$R^2 = 0,5397$	$R^2 = 0,8888$	$R^2 = 0,9995$	$R^2 = 0,9994$
	$R = 0,7346$	$R = 0,9428$	$R = 0,9997$	$R = 0,9997$
			$*y = 0,9995 \cdot x$	$*y = 0,9995 \cdot x$
			$*R^2 = 0,999$	$*R^2 = 0,9989$
			$*R = 0,9995$	$*R = 0,9994$
DMSP-10-250N-RM-RM	$y = 0,4593 \cdot x$	$y = 0,7925 \cdot x$	$y = 0,999 \cdot x$	$y = 0,9975 \cdot x$
	$R^2 = 0,413$	$R^2 = 0,6278$	$R^2 = 0,9978$	$R^2 = 0,9939$
	$R = 0,6427$	$R = 0,7923$	$R = 0,9989$	$R = 0,9969$
			$*y = 0,9992 \cdot x$	$*y = 0,9987 \cdot x$
			$*R^2 = 0,9983$	$*R^2 = 0,997$
			$*R = 0,9991$	$*R = 0,9985$

A * -gal jelölt eredmények a hiszterézis alsó ágaira vonatkoznak.

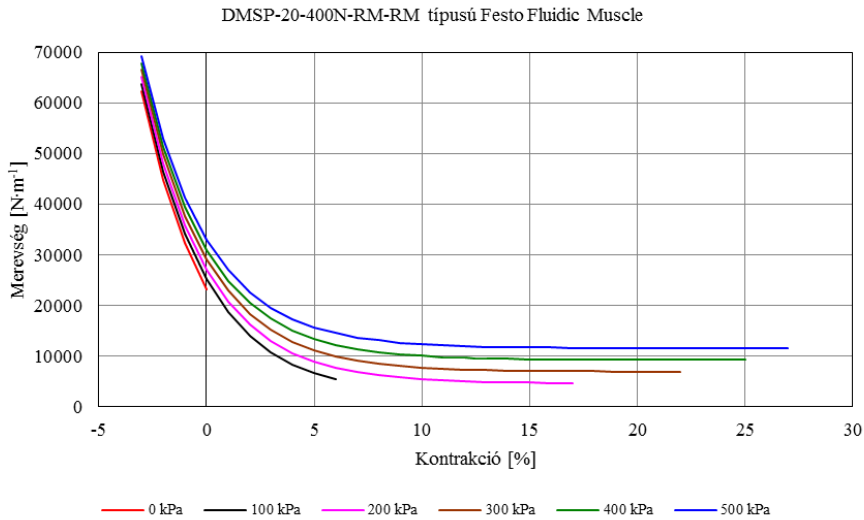
Amint a 4-6. táblázatból kitűnik, a (3.6) összefüggés átmérőtől és hosszúságtól függetlenül nagy pontossággal illeszthető - tetszőleges nagyságú nyomás (0-500 kPa) alkalmazása esetén - a mérési eredményekre. Ennek gyakorlati hasznosíthatóságát szemlélteti a 4-19. ábra, mely egy PMI méretezését/kiválasztását vázolja a (3.6) összefüggéssel megrajzolt jelleggörbék alapján a következők szerint: egy 50 kg tömegű terhet kell megemelni 50 mm-t úgy, hogy a kezdeti erőigény 0 N. Ez megvalósítható pl. 450 kPa működtető nyomás alkalmazásával. Ekkor az ábrán feltüntetett 14,5 %-os kontrakció és az 50 mm-es elmozdulás megadja az izom hosszúságát: 345 mm. Ha a rendelkezésre álló 400 mm-es Fluidic Muscle-t szeretnénk felhasználni e célra, akkor kisebb, 12,5 %-os kontrakcióval valósul meg az 50 mm-es lökethosszúság. Ebben az esetben 400 kPa nyomás is elegendő. Az alacsonyabb nyomás és kontrakció pozitívan befolyásolja a PMI élettartamát. A dinamikus vizsgálathoz - e példa alapján - a 400 mm hosszúságú izmot fogom felhasználni, mint pneumatikus emelőt.



4-19. ábra: PMI méretezése a (3.6) összefüggés alkalmazásával

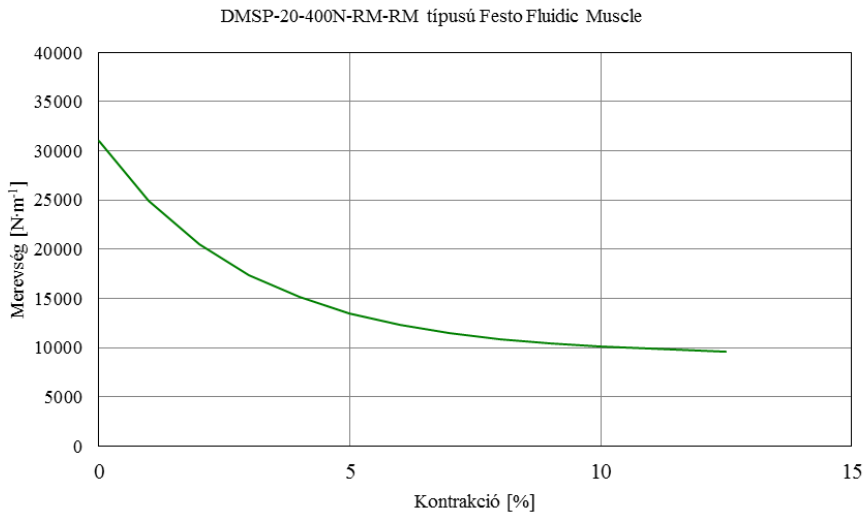
4.3. Dinamikus viselkedés

Az M5. mellékletben elhelyezett, M5-1. ábrán látható MATLAB Simulink modell segítségével meghatároztam - a (3.16) összefüggés alapján - a 400 mm hosszúságú PMI merevségét 0-500 kPa között 100 kPa-onként növelt nyomásértékeken a kontrakció függvényében (4-20. ábra). Az ehhez szükséges a_1 , a_2 , a_3 és a_4 értékét a 4-2. táblázat tartalmazza. Mint látható a pneumatikus mesterséges izom változó merevségű és a nyomás növelésével a merevség is növekszik. A minimális kontrakciónál tapasztalt igen magas merevség érték meredeken csökken a kontrakció növekedésével, majd állandósul.



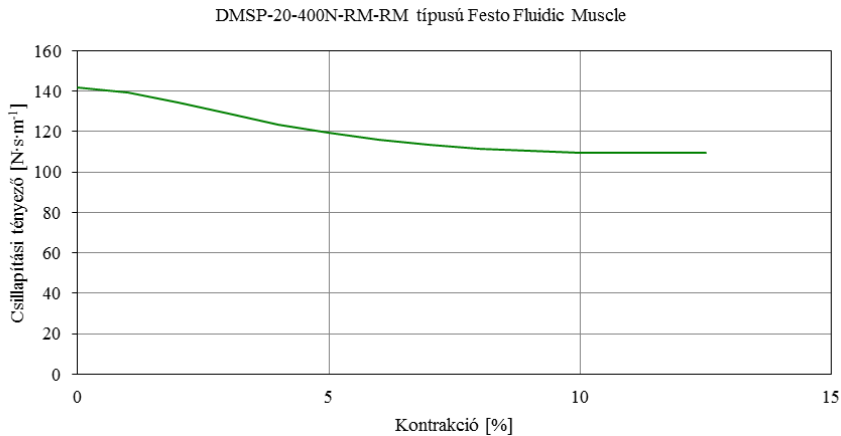
4-20. ábra: A 20 mm átmérőjű és 400 mm hosszúságú PMI merevségének változása a kontrakció függvényében különböző nyomásokon

A 3-7. ábrán és a - konkrét adatokat tartalmazó - 4-19. ábrán ismertetett pneumatikus emelőként használt 400 mm hosszúságú PMI merevsége 400 kPa nyomáson 0-12,5 % kontrakció tartományban a 4-21. ábra szerint változik.



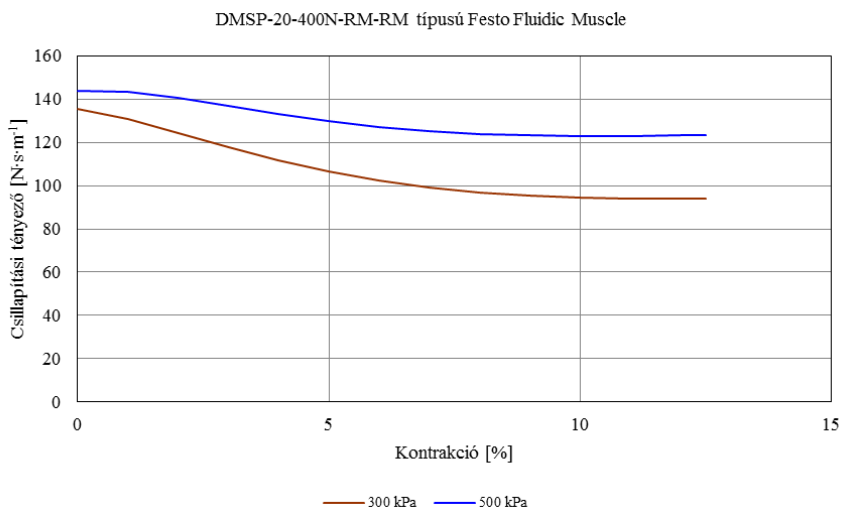
4-21. ábra: A merevség változása a kontrakció függvényében 400 kPa nyomáson

A (3.10)-(3.17) összefüggéseket felhasználó, az M5-1. ábrán látható MATLAB Simulink modell segítségével vizsgálható a csillapítás változása is. A 400 mm hosszúságú PMI-vel 400 kPa nyomáson végrehajtott 50 mm-es emelés során változó csillapítást a 4-22. ábra mutatja ($m = 50$ kg). Ennek felvételéhez a hiszterézis hurok alsó és felső ágára meghatározott a_1 , a_2 , a_3 , a_4 , a_5 és a_6 konstansok értékét a 4-2. táblázat és a 4-4. táblázat tartalmazza.



4-22. ábra: A csillapítás változása a kontrakció függvényében 400 kPa nyomáson, 50 kg terhelés mellett

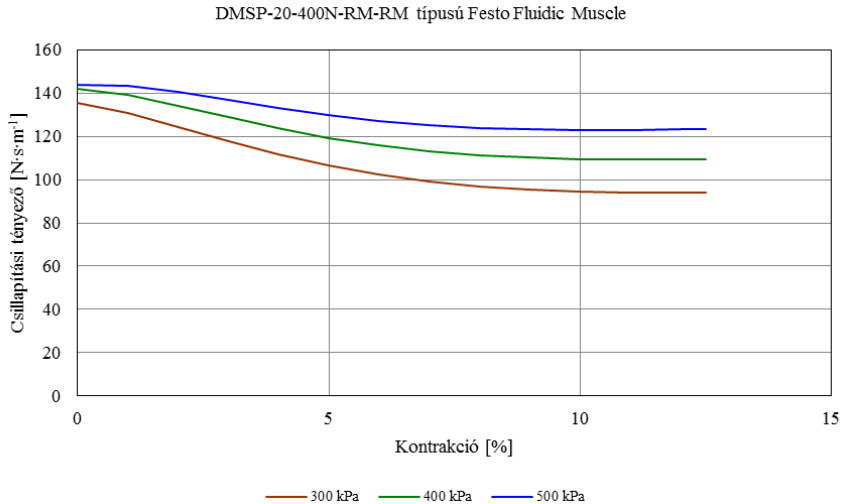
Ha továbbra is 50 mm-es elmozdulást szeretnénk elérni a rendelkezésre álló 400 mm hosszúságú izommal, de 70 kg, illetve 30 kg megemelésével, akkor sorrendben 500 kPa, illetve 300 kPa működtető nyomás szükséges a 4-19. ábra szerint. Az ide vonatkozó, kézzel és a barnával jelölt merevség a 0-12,5 % kontrakció tartományban leolvasható a 4-20. ábráról. A csillapítás alakulását a kontrakció függvényében az alkalmazott 300 kPa és 500 kPa nyomás esetén a 4-23. ábra jeleníti meg.



4-23. ábra: A csillapítás változása a kontrakció függvényében 300 kPa és 500 kPa nyomáson, 30 kg, illetve 70 kg terhelés mellett

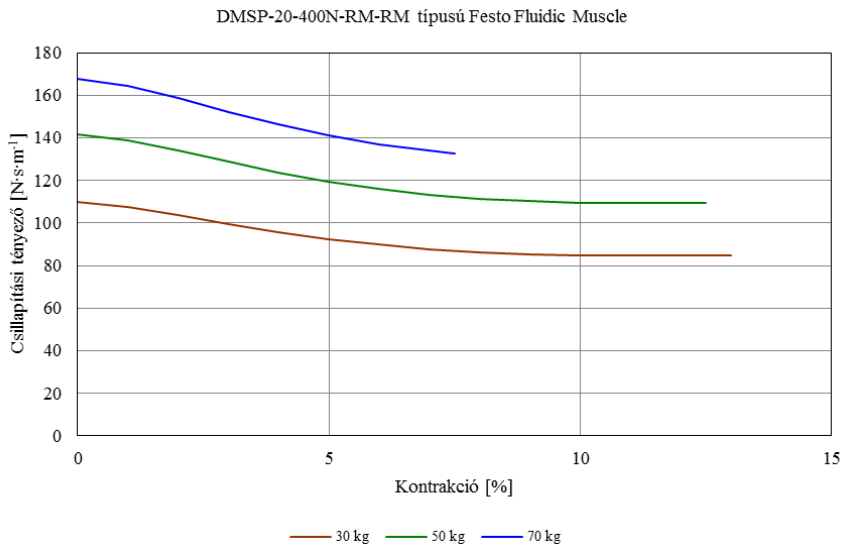
A három különböző tömeg értékre alkalmazott 300 kPa, 400 kPa és 500 kPa esetén kapott csillapításokat együtt szemlélteti a 4-24. ábra. Látható, hogy 30 kg, 50 kg és

70 kg terhelés is megemelhető 50 mm-re, de ez csak a nyomás változtatásával érhető el, melynek függvényében viszont a csillapítás is változik.



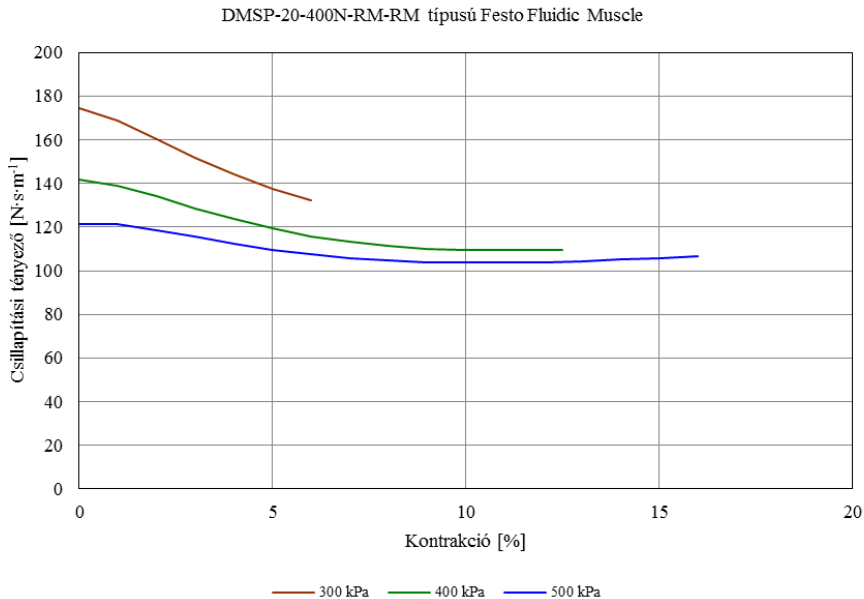
4-24. ábra: A csillapítások összevetése állandó elmozdulás (50 mm), de változó terhelés és nyomás esetén

A következő vizsgálat a 30 kg, 50 kg és 70 kg tömeg állandó nyomáson (400 kPa) történő megemelését írja le. Ez sorrendben 17,5 %, 12,5 % és 7,5 % kontrakció értékkel, azaz a 400 mm hosszúságú PMI esetén 70 mm-es, 50 mm-es és 30 mm-es összehúzódással lehetséges. A merevség (lásd 4-20. ábra) a tömegtől független, míg a csillapítási tényező a 4-25. ábra szerint változik: a terhelés növelésével a csillapítás is nő a kontrakció függvényében.



4-25. ábra: A csillapítás változása a kontrakció függvényében állandó nyomáson (400 kPa) 30 kg, 50 kg és 70 kg terhelés mellett

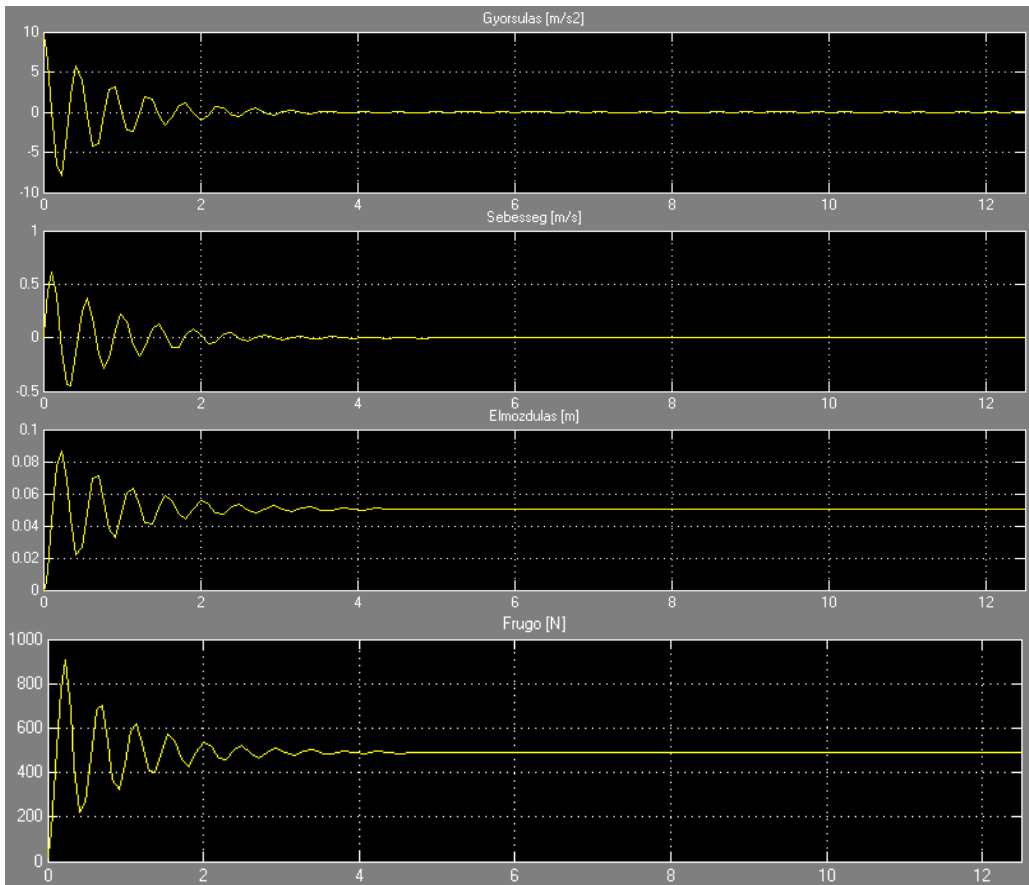
Eddig megvizsgáltam, hogy állandó elmozdulás (50 mm), illetve állandó nyomás (400 kPa) esetén hogyan változik a csillapítás. Végezetül a tömeg legyen állandó és működtessük a PMI-t 300 kPa, 400 kPa és 500 kPa nyomással. A csillapítási tényező-kontrakció függvényeket a 4-26. ábra illusztrálja. Látható, hogy állandó terhelés ($m = 50 \text{ kg}$) esetén a nyomás növelésével a csillapítás csökken a kontrakció függvényében.



4-26. ábra: A csillapítás változása a kontrakció függvényében 300 kPa, 400 kPa és 500 kPa nyomáson állandó terhelés (50 kg) mellett

A 20 mm átmérőjű és 200 mm hosszúságú, valamint a 10 mm átmérőjű és 250 mm hosszúságú izomra vonatkozó merevség-kontrakció diagramokat az M5. melléklet tartalmazza.

A dinamikus viselkedést leíró MATLAB Simulink modell alkalmas a 3-7. ábrán és 4-19. ábrán vázolt teljes lengő rendszer elemzésére is. Az 50 kg terhelés 400 mm hosszúságú PMI-vel - 400 kPa túlnyomás alkalmazásával - 50 mm-rel történő megemelése során kialakuló gyorsulás, sebesség, elmozdulás és $F_{\text{rugó}}$ időfüggvényeket illusztrálja a 4-27. ábra. A lefuttatott szimulációval 493 N $F_{\text{rugó}}$ erőt és 49,8 mm elmozdulást kaptam, mely eredmények igazolják a dinamikus modellre kidolgozott módszer, valamint a statikus erő modell pontosságát.



4-27. ábra: 400 mm hosszúságú PMI-t tartalmazó lengő rendszer dinamikus viselkedése: gyorsulás, sebesség, elmozdulás és $F_{\text{rugó}}$ időfüggvények (400 kPa túlnyomás, 50 mm elmozdulás és 50 kg terhelés esetén)

A bemutatott eredményekből kitűnik, hogy az általam kidolgozott módszer alapján megépített MATLAB Simulink modell alkalmas a merevség és a csillapítás, valamint a teljes lengő rendszer viselkedésének leírására is. Tetszőleges működtető nyomás (0-500 kPa) mellett a PMI-k tetszőleges átmérőjűek és hosszúságúak lehetnek.

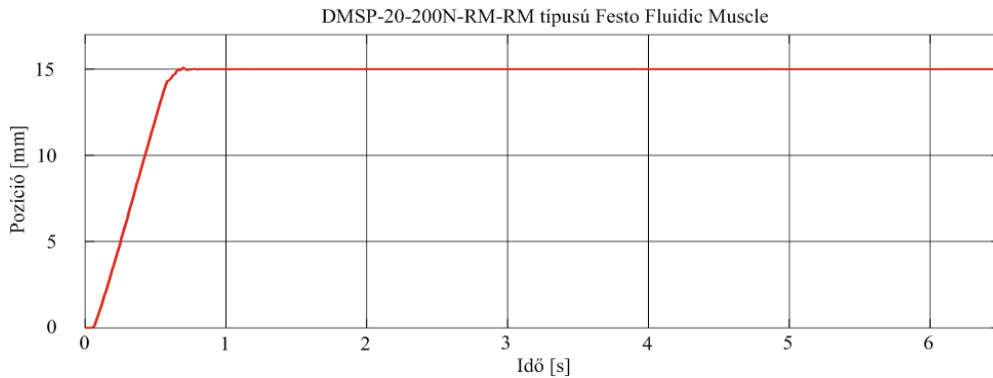
4.4. Pozicionálás

4.4.1. Lineáris pozicionálás

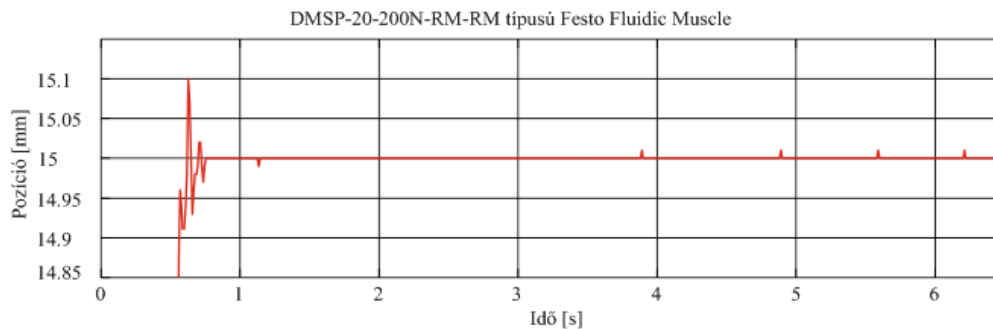
A lineáris elmozdulással kapcsolatosan elvégzett pozicionálási kísérletek során két DMSP-20-200-RM-RM típusú Fluidic Muscle-t építettem be a 3-9. ábra szerinti elrendezésbe. A nyomás értéke 600 kPa, a mintavételezési idő pedig 10 ms volt. A kísérleti eredmények valós idejű gyűjtésére a 3-10. ábrán bemutatott LabVIEW programot használtam. A szabályozás minősége (túllendülés, állandósult állapotbeli hiba) a csúszóegyes meredekségével befolyásolható. A 3-10. ábrán látható pa-

raméterek közül - a kutatásaim során szerzett tapasztalatok alapján - a csúszóegyes meredekségére 0,35-ös értéket, míg az arányos útváltó szelepet vezérlő feszültségre a következő értékeket állítottam be: „Hátra gyors” = 4 V, „Hátra lassú” = 4,65 V, „Pozícióban” = 5 V, „Előre lassú” = 5,35 V és „Előre gyors” = 6 V.

A 4-28. ábrán és a 4-29. ábrán a 15 mm-es alapjellel (kívánt pozícióval) végzett pozicionálás eredményét láthatjuk. Megfigyelhetjük, hogy a túllendülés (0,1 mm) és az állandósult állapotbeli hiba értéke (0,01 mm) is igen kedvező. A kívánt pozíciót 0,8 s alatt sikerült elérni.



4-28. ábra: A pozíció időfüggvénye



4-29. ábra: A pozíció időfüggvénye (nagyított)

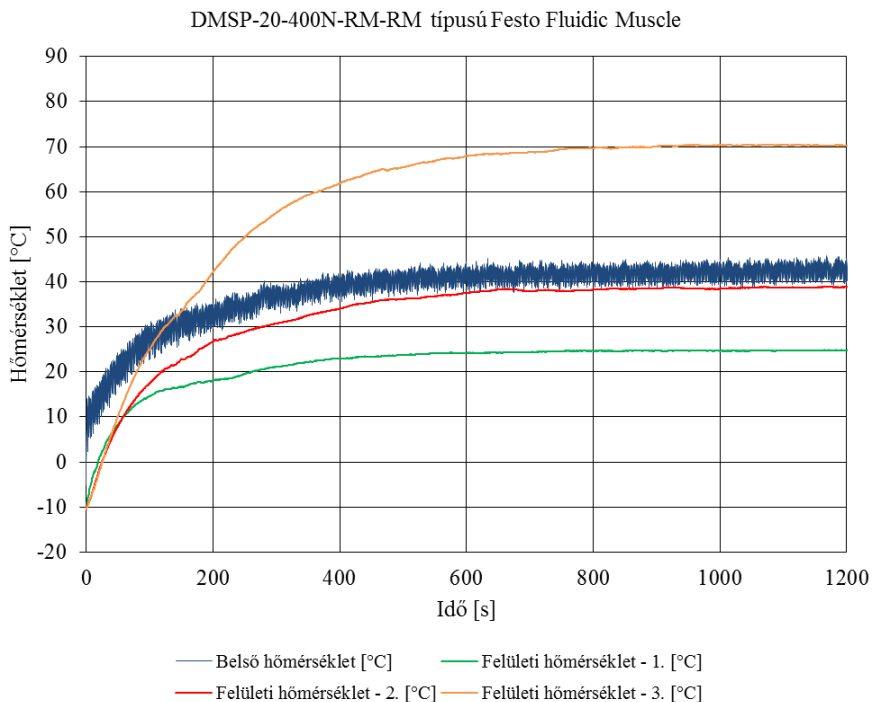
A 2 mm, 5 mm és 20 mm-es pozicionálásra vonatkozó mérési eredmények fellelhetők az M6. mellékletben. A pneumatikus mesterséges izmok lineáris pozicionálásáról közöl eredményeket a következő fejezet is.

4.4.2. Megváltozó hőmérséklet és a hiszterézis hatása

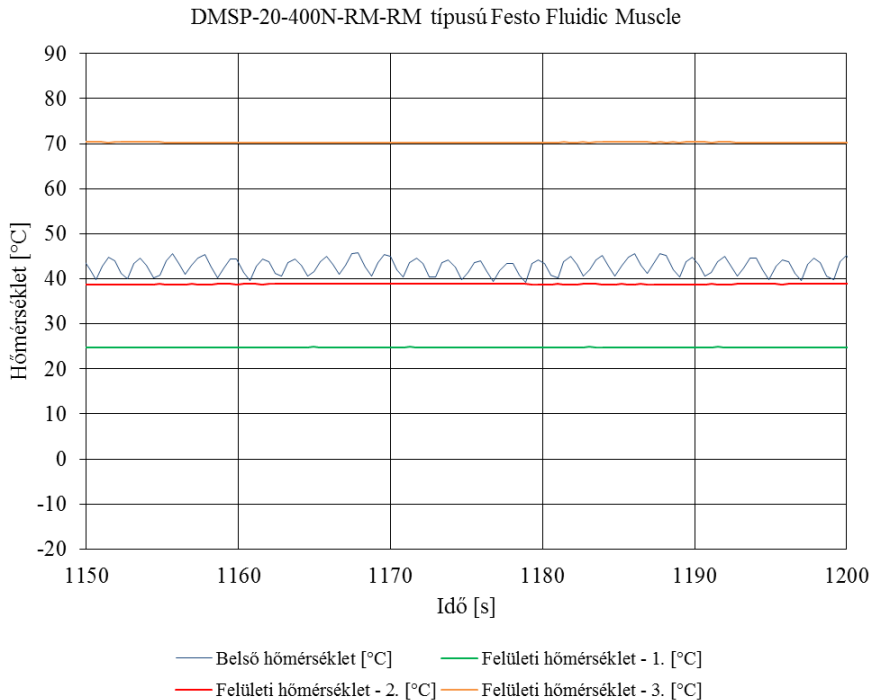
A pozicionálás hőmérsékletfüggésének vizsgálatát DMSP-20-400-RM-RM típusú Fluidic Muscle alkalmazásával mutatom be. Mivel a kísérleti berendezésbe csak egyetlen 400 mm hosszúságú izom helyezhető el, ezért a 3-13. ábrán látható beállí-

tást alkalmaztam ($m = 20$ kg). A PMI-t különböző frekvenciával (0,1 Hz, 0,25 Hz, 0,5 Hz, 0,75 Hz és 1 Hz) működtettem a 3-2. ábrán szemléltetett program segítségével és mértem az izom belsejében és felületén megváltozó hőmérsékleteket. Az izom felületén három darab hőmérséklet-érzékelő került elhelyezésre, míg a PMI belsejébe egy darab érzékelőt vezettem. Valamennyi frekvencián azonos kiindulási állapotot (-10 °C) állítottam elő a PMI lehűtésével. A kompresszorból érkező (az izomba belépő) levegő hőmérséklete 24 °C, a nyomás 600 kPa, a mintavételezési idő 250 ms, míg a mérés ideje 1200 s volt.

A 4-30. ábrán és a 4-31. ábrán a $0,5$ Hz frekvenciájú szinuszos jellel végzett periodikus működtetés során tapasztalt hőmérséklet-változást láthatjuk. Megfigyelhető, hogy minél távolabb helyeztem el a hőmérséklet-érzékelőt a pneumatikus csatlakozástól, azaz a levegő be-, illetve kieresztésének helyétől, annál magasabb felületi hőmérséklet alakult ki, továbbá, amíg a külső felület hőmérséklete az egyes pontokon állandósult, addig a levegő be-, illetve kijuttatásától függően a hőmérséklet változott az izom belső terében.



4-30. ábra: A belső és a felületi hőmérséklet változása $0,5$ Hz-es működtető jel esetén



4-31. ábra: A belső és a felületi hőmérséklet változása 0,5 Hz-es működtető jel esetén (nagyított)

A 0,1 Hz, 0,25 Hz, 0,75 Hz és 1 Hz frekvenciájú jel esetén kapott hőmérsékleti eredményeket az M7. melléklet tartalmazza. A mérési eredményeket a 4-7. táblázat foglalja össze.

4-7. táblázat: Különböző frekvenciával működtetett Fluidic Muscle belsejében és felületén kialakuló állandósult hőmérsékleti értékek

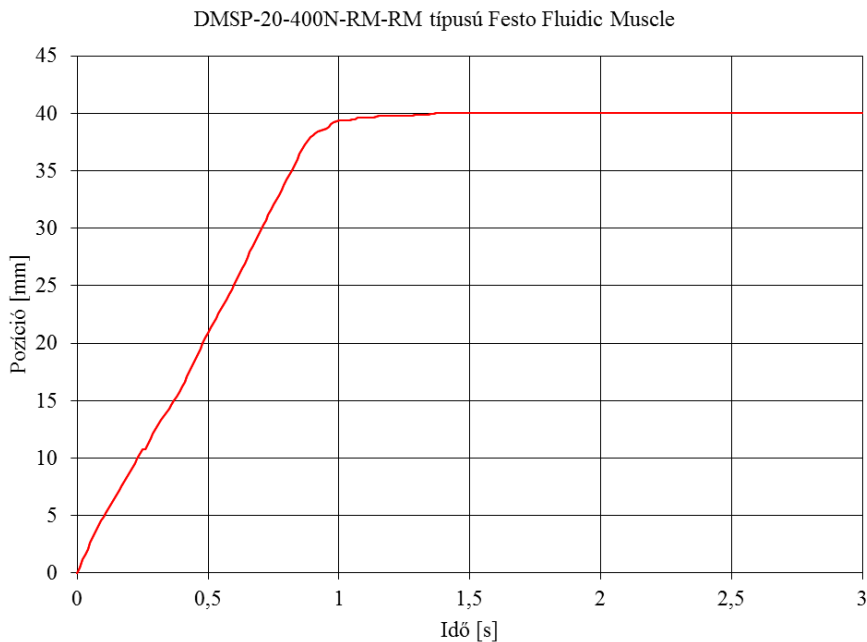
Frekvencia [Hz]	Hőmérséklet [°C]			
	Belső	Felületi - 1.	Felületi - 2.	Felületi - 3.
0,1	30-42	24	33	50
0,25	35-43	24	37	63
0,5	40-45	24	39	70
0,75	45-50	24	38	61
1	45-50	24	38	52

A táblázatból kitűnik, hogy a frekvencia növelésével az izom belsejében kialakult állandósult hőmérséklet is növekedett. A pneumatikus csatlakozáshoz legközelebb elhelyezett külső érzékelő valamennyi frekvencián azonos értéket mért, a középső érzékelők közel azonos, míg a legtávolabbi érzékelők a legmagasabb hőmérsékleti értékeket szolgáltatták. Ez utóbbihoz tartozó hőmérsékleti trend 0,5 Hz-nél fordult meg. Megfigyelhető, hogy a 0,5 Hz frekvenciával történő működtetés igen magas,

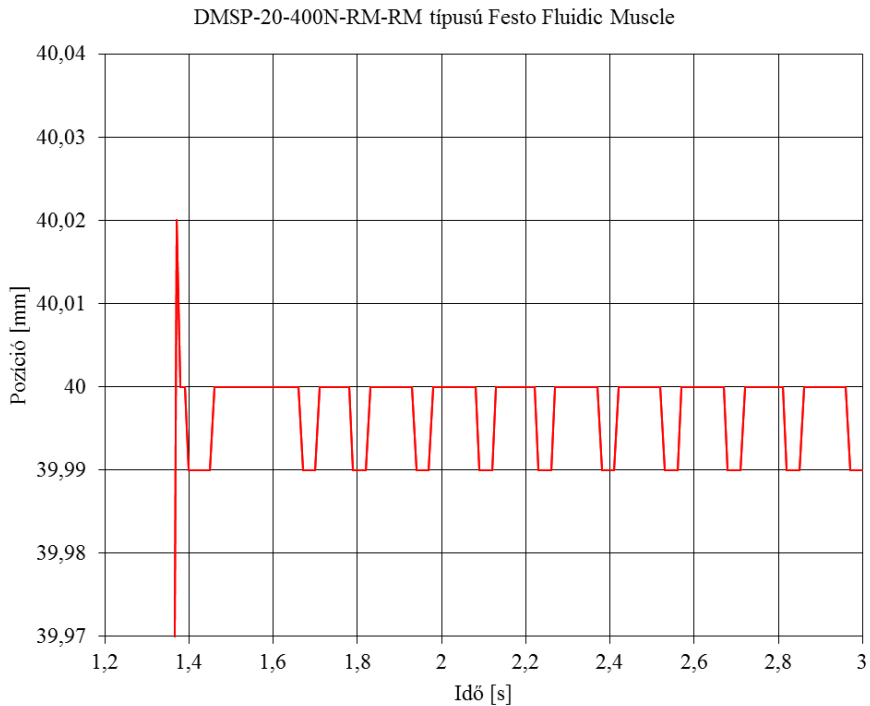
70 °C-os hőmérsékletet eredményezett, ami az izom élettartamára negatív kihatással lehet. A felületi hőmérsékletek tekintetében az alkalmazott 0,1 Hz és 1 Hz, valamint a 0,25 Hz és 0,75 Hz frekvenciához tartozó eredmények közel esnek egymáshoz.

A különböző hőmérsékleten elvégzett pozicionálási kísérletekhez az előző fejezetben ismertetett nyomás, csúszóegyenes meredekség, vezérlő feszültség és mintavételezési idő beállításokat használtam. A hőmérsékleti pontok felvételéhez a középső érzékelő által szolgáltatott értékeket vettem figyelembe, így 10 °C-os lépésközzel -10 °C, 0 °C, 10 °C, 20 °C, 30 °C és a maximális 39 °C esetén végeztem pozicionálást.

A 4-32. ábrán és a 4-33. ábrán látható, hogy a -10 °C-ra lehűtött izommal a 40 mm-es kívánt pozíció elérése kb. 1,4 s-ot igényelt, a túllendülés nagysága 0,02 mm volt, míg az állandósult állapotbeli hiba értéke 0,01 mm-en belül maradt.



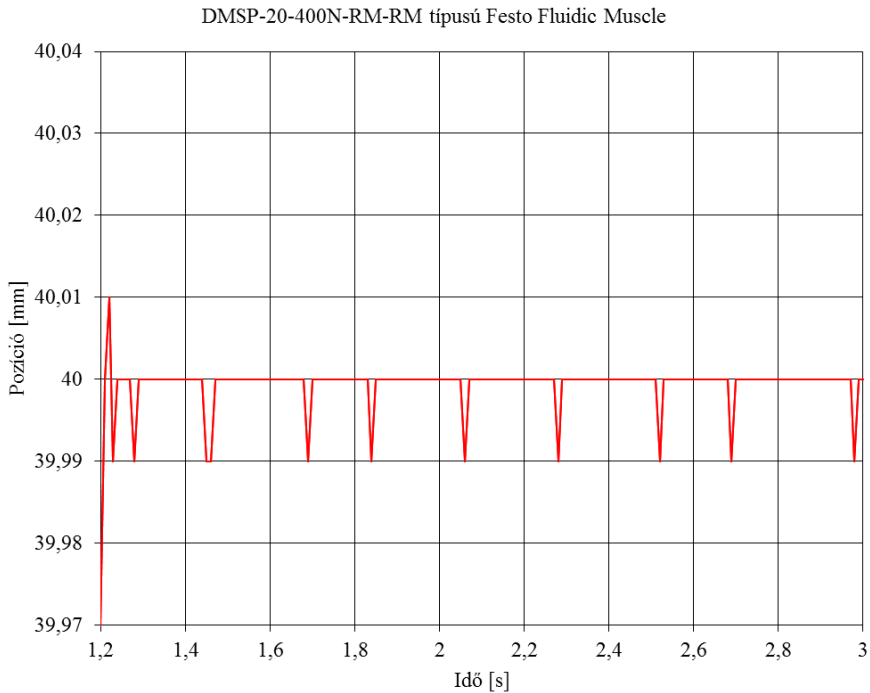
4-32. ábra: Pozicionálás -10 °C-ra lehűtött PMI-vel



4-33. ábra: Pozicionálás $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ -ra lehűtött PMI-vel (nagyított)

A $0\text{ }^{\circ}\text{C}$, $10\text{ }^{\circ}\text{C}$, $20\text{ }^{\circ}\text{C}$, $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ hőmérsékletű izommal elvégzett kísérletek eredményeit az M7. melléklet tartalmazza.

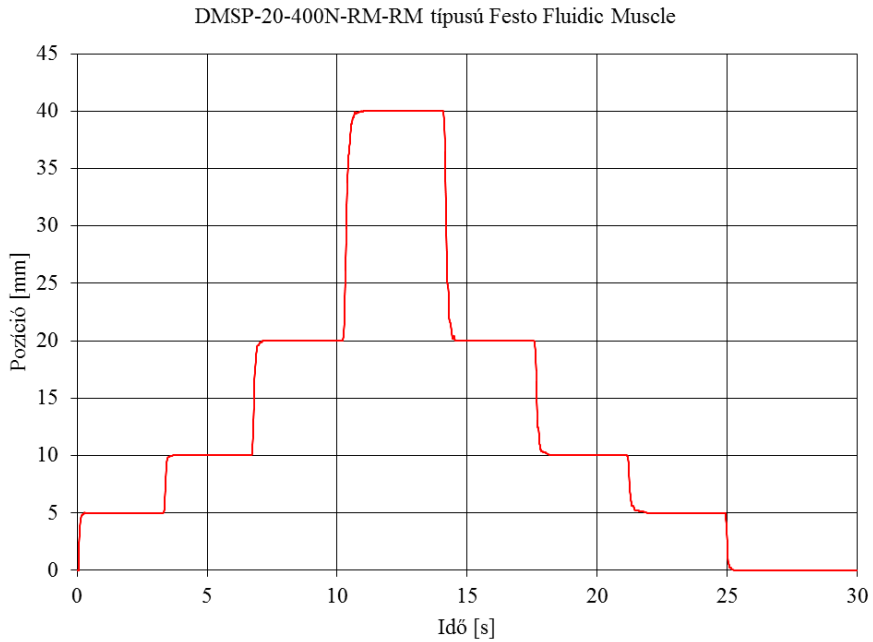
A 4-34. ábrán a periodikus működtetés révén legmagasabb hőmérsékletű, $39\text{ }^{\circ}\text{C}$ -os izom pozicionálásának idődiagramja látható. Jelen esetben a 40 mm -es kívánt pozíció elérése kb. $1,2\text{ s}$ -ot igényelt, az állandósult állapotbeli hiba értéke $0,01\text{ mm}$ -en belül maradt.



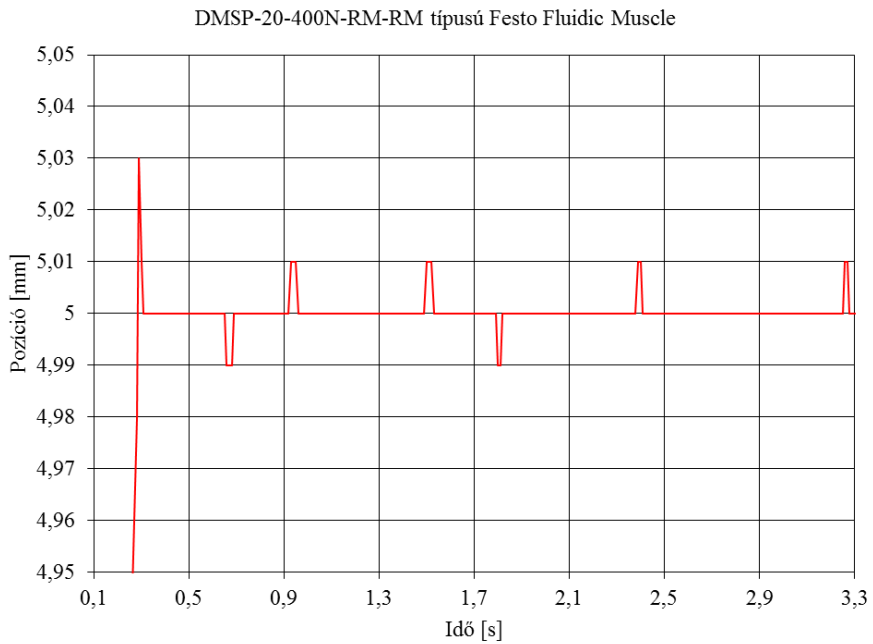
4-34. ábra: Pozicionálás 39 °C-os PMI-vel (nagyított)

Az eredményekből kitűnik, hogy a pozicionálás valamennyi hőmérsékleti értéken 0,01 mm határértékű hibával valósult meg. Az is látható, hogy a hőmérséklet emelkedésével a pozicionálás ideje csökkent. A szakirodalmak tanulmányozásakor nem talákoztam olyan szerzővel, aki a pozicionálás hőmérsékletfüggését ilyen megközelítésben és részletességgel vizsgálta volna.

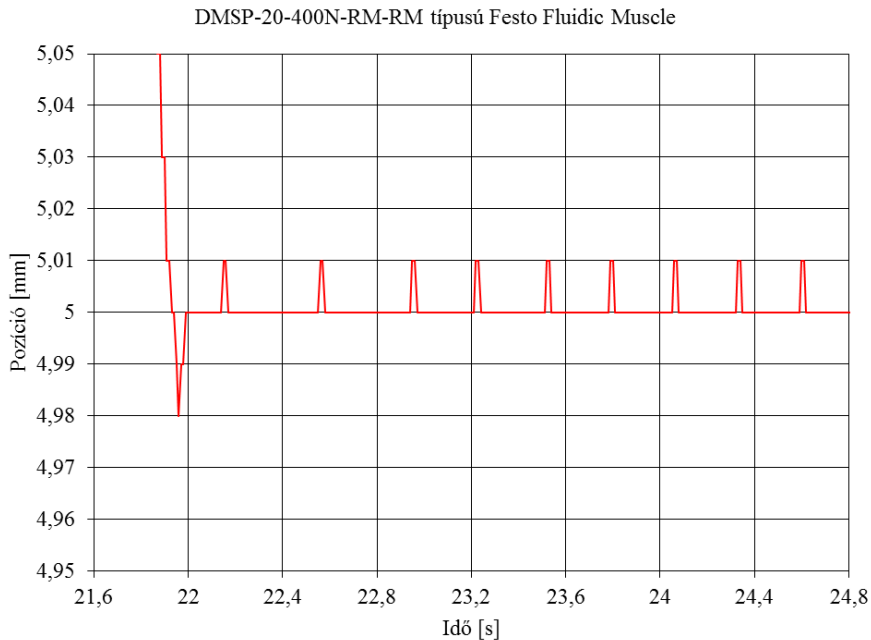
A megváltozó hőmérséklet mellett a hiszterézis hatását is elemeztem a pozicionálás pontosságára vonatkozóan a 3-13. ábrán látható kísérleti elrendezéssel ($m = 20$ kg). A csúszóegyes meredeksége, illetve a vezérlő feszültség értékei megegyeztek az előző kísérleteknél említettekkel. A szobahőmérsékleten elvégzett vizsgálat során 600 kPa nyomást és 10 ms mintavételezési időt alkalmaztam. A következő kívánt pozícióértékeket állítottam be egymás után: 0 mm (kiindulási állapot) → 5 mm → 10 mm → 20 mm → 40 mm → 20 mm → 10 mm → 5 mm → 0 mm (visszatérés a kiindulási állapotba). Ahogy a 4-35. ábra, 4-36. ábra és 4-37. ábra mutatja, az általam megtervezett szabályozó a megközelítés irányától függetlenül képes a kívánt pozíciót 0,01 mm állandósult állapotbeli hibával tartani. Ezt tapasztaltam valamennyi beállított pozíció esetén is, így kijelenthető, hogy a pozicionálás pontosságát nem befolyásolja a tapasztalt hiszterézis. A lineáris pozicionálás során elvégzett kísérletek alapján az is kijelenthető, hogy a 0,01 mm felbontású jeladó behatárolja a pozicionálás pontosságát.



4-35. ábra: Pozicionálás a hiszterézis hatásának vizsgálatához



4-36. ábra: Az 5 mm-es pozíció elérése és tartása a pozíció növelésével (nagyított)



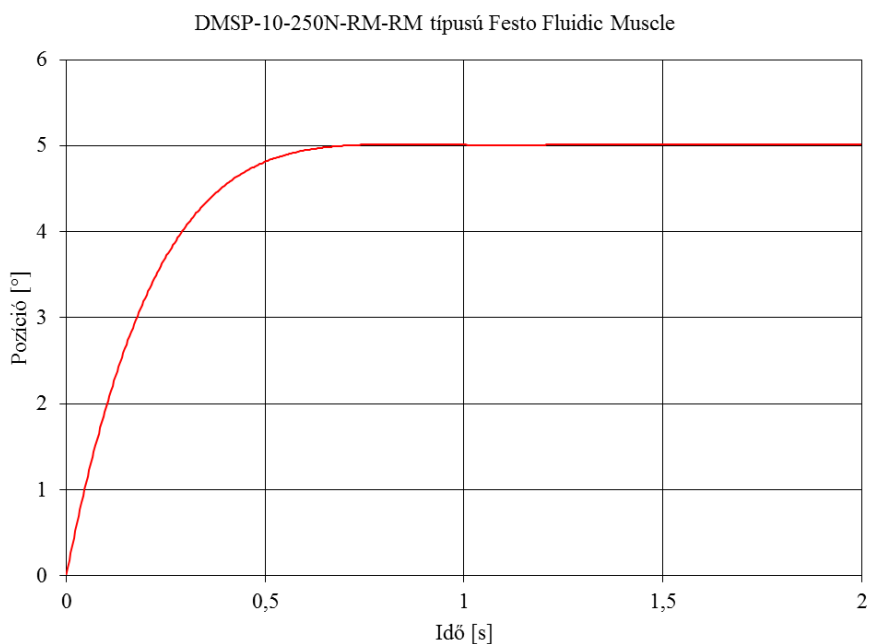
4-37. ábra: Az 5 mm-es pozíció elérése és tartása a pozíció csökkentésével (nagyított)

4.4.3. Pozicionálás forgójeladóval

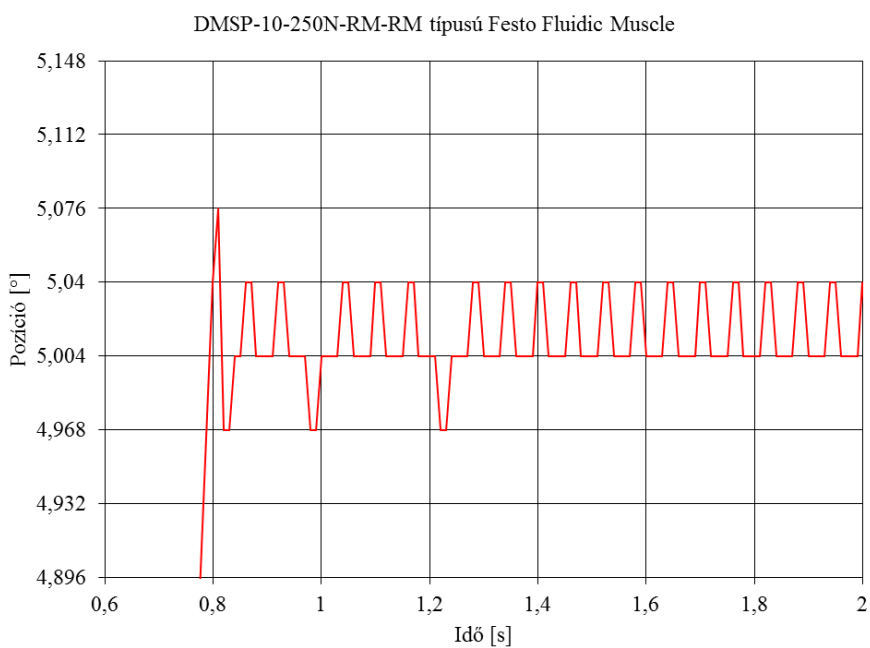
A pozicionálással kapcsolatos utolsó kísérletsorozathoz a 3-14. ábrán bemutatott összeállítást alkalmaztam, azaz itt nem a lineáris elmozdulással, hanem az elfordulással elérhető pontosságot vizsgáltam, amihez DMSP-10-250-RM-RM típusú Fluidic Muscle-okat használtam.

A pozicionálás szobahőmérsékleten történt, 600 kPa nyomáson, 10 ms mintavételezési idővel. A csúszóegyenes meredekségére 0,3-es értéket, míg az arányos útváltó szelepet vezérlő feszültségre a korábban említett értékeket állítottam be.

Az 5,004°-os kívánt pozíció elérése kb. 0,8 s alatt megtörtént, a túllendülés értéke 0,072° volt, továbbá az állandósult állapotbeli hiba értéke 0,036°-on belül maradt (4-38. ábra és 4-39. ábra). Ahogy a lineáris pozicionálásnál megállapítottam, úgy itt is elmondható, hogy a 0,036° felbontású jeladó behatárolja a pozicionálási pontosságot.



4-38. ábra: Pozicionálás szögjeladóval



4-39. ábra: Pozicionálás szögjeladóval (nagyított)

A $10,008^\circ$ és $15,012^\circ$ pozícióértékekre vonatkozó mérési eredmények megtalálhatók az M8. mellékletben.

4.5. Új tudományos eredmények

1. Megterveztem és megépítettem egy olyan univerzális mérőberendezést, mely alkalmas a pneumatikus mesterséges izmok működését leíró és meghatározó legfontosabb jellemzők,
 - az erő,
 - a nyomás,
 - a pozíció (lineáris elmozdulás és szögelfordulás), valamint
 - a hőmérséklet vizsgálatára.

Az általam kidolgozott, általánosan alkalmazható mérési és adatgyűjtési lehetőségeket biztosító módszerekkel egyetlen készülékként alkalmas a pneumatikus mesterséges izmok jelleggörbéinek felvételére, illetve a PMI-k nagypontosságú pozicionálásának kivitelezésére. A készülékkel egyetlen izom, illetve két izom viselkedésének tanulmányozása is elvégezhető. A berendezés mind új tudományos eredményeket hozó kutatási, mind oktatási feladatokra is felhasználható.

2. Kidolgoztam és bevezettem egy hat paramétert tartalmazó új modellt a statikus erőre, mely általánosan alkalmazható tetszőleges átmérőjű és hosszúságú (10 mm átmérőjű és 250 mm hosszúságú, 20 mm átmérőjű és 200 mm hosszúságú, valamint 20 mm átmérőjű és 400 mm hosszúságú) izmokra, tetszőleges nyomáson (0-500 kPa):

$$F(p, \kappa) = (a_1 \cdot p + a_2) \cdot \exp^{a_3 \cdot \kappa} + a_4 \cdot \kappa \cdot p + a_5 \cdot p + a_6,$$

ahol $a_1, a_2, a_3, a_4, a_5, a_6$: ismeretlen konstansok.

Igazoltam az illeszthetőség pontosságát (korreláció: $R = 0,9989-0,9997$).

3. Kidolgoztam és bevezettem egy módszert a PMI-k dinamikus igénybevételének vizsgálatára. A másodrendű differenciálegyenlet megoldására kifejlesztett modell alkalmas a PMI-k merevségének és csillapításának meghatározására, továbbá PMI-t tartalmazó teljes rendszer viselkedésének leírására. Tetszőleges működtető nyomás (0-500 kPa) mellett a PMI-k tetszőleges átmérőjűek és hosszúságúak lehetnek (10 mm átmérő/250 mm hosszúság, 20 mm átmérő/200 mm hosszúság, valamint 20 mm átmérő/400 mm hosszúság).
4. A dinamikus viselkedést leíró modellel futtatott szimulációkkal igazoltam, hogy a PMI változó merevségű és a nyomás növelésével a merevség is növekszik a kontrakció függvényében. A minimális kontrakciónál tapasztalt merevség érték meredeken csökkent a kontrakció növekedésével, majd állandósult. Igazoltam továbbá, hogy állandó kontrakció, állandó nyomás és állandó terhelés esetén a csillapítás változik:
 - állandó kontrakció esetén a növekvő terhelés csak növekvő nyomással volt mozgatható, melynek függvényében a csillapítás is nőtt,

- állandó nyomáson a terhelés növelésével a csillapítás is nőtt a kontrakció függvényében,
 - állandó terhelés esetén a nyomás növelésével a csillapítás csökkent a kontrakció függvényében.
5. Csattogásmentesen megvalósítottam a pneumatikus mesterséges izmok nagypontosságú pozíciószabályozását csúszómód szabályozóval. Az általam megtervezett, egyetlen csúszóegyenes mentén történő pozicionálással lineáris elmozdulás során 0,01 mm, míg szögelfordulás során 0,036° pontossági határértéket értem el. Ezek az értékek megegyeznek az alkalmazott inkrementális jelek felbontásával, azaz tovább ezekkel az útdókkal nem javíthatók. A csúszómód szabályozás egyik legnagyobb hátránya az előírt pálya körüli nagyfrekvenciás lengések okozta csattogás. A csattogás kiküszöbölésére határteget (pontossági sávot) alakítottam ki a csúszóegyenes mentén.
6. Kísérletileg igazoltam, hogy a megtervezett szabályozó képes a megváltozó hőmérséklet és a hiszterézis hatását is kiküszöbölni. Bebizonyítottam, hogy a PMI-k pozicionálása rövidebb szabályozási idő alatt és ugyanolyan (0,01 mm) pontossággal biztosítható a működtetés során kialakuló magasabb hőmérsékleten.
7. Igazoltam, hogy a PMI működtetési frekvenciája befolyásolja az izom felületén és belsejében kialakuló hőmérsékletet. Igazoltam, hogy a 0,1-1 Hz tartományban elvégzett kísérletek során a frekvencia növelésével az izom belsejében kialakult állandósult hőmérséklet is növekedett. A pneumatikus csatlakozáshoz legközelebb elhelyezett külső érzékelő valamennyi frekvencián azonos értéket mért, a középső érzékelők közel azonos, míg a legtávolabbi érzékelők a legmagasabb hőmérsékleti értékeket szolgáltatták. Ez utóbbihoz tartozó hőmérsékleti trend 0,5 Hz-nél megfordult. Megfigyeltem, hogy a 0,5 Hz frekvenciával történő működtetés igen magas, 70 °C-os hőmérsékletet eredményezett, ami az izom élettartamára negatív kihatással lehet. A felületi hőmérsékletek tekintetében az alkalmazott 0,1 Hz és 1 Hz, valamint a 0,25 Hz és 0,75 Hz frekvenciához tartozó eredmények közel estek egymáshoz.

5. KÖVETKEZTETÉSEK ÉS JAVASLATOK

Laboratóriumi kísérletekkel igazoltam, hogy az általam tervezett és megépített többfunkciós tesztberendezés megfelel a kitűzött céloknak és elvárásoknak, azaz a PMI-k működését leíró legfontosabb paraméterek meghatározhatók a kifejlesztett készülékkel. A LabVIEW környezetben elkészített programok általánosan alkalmazható mérési és adatgyűjtési lehetőségeket biztosítanak az erő, a nyomás, a pozíció és a hőmérséklet mérésére, valamint a nagy pontosságú pozicionálásra mind lineáris elmozdulás, mind szögelfordulás esetén.

Mérésekkel igazoltam, hogy az azonos átmérőjű, de eltérő hosszúságú izmok által kifejtett erő - a szakirodalomban említettekkel ellentétben - nem egyezik meg, ami az eltérő „aktív” hosszúsággal magyarázható. Szintén kísérleti eredményekkel igazoltam egy lényeges eltérést a dugattyús munkahengerekhez képest: amíg ez utóbbinál az erő csak a nyomástól és a dugattyú felületétől függ, azaz állandó nyomáson az erő nem változik az elmozdulással, addig a PMI esetében az erő nagyságát a nyomás mellett az elmozdulás is befolyásolja.

Az új függvénykapcsolatok a pneumatikus mesterséges izmok által kifejtett statikus erőre vonatkozóan alkalmasak arra, hogy mérések nélkül megadhatjuk pl. tetszőleges nyomás és kontrakció esetén mekkora húzóerő kifejtésére lesz alkalmas az izom, míg a kifejlesztett, dinamikus viselkedést leíró modellel PMI-t tartalmazó rendszereket vizsgálhatunk.

Sikerült megvalósítani a precíz pozíciószabályozást is - a PMI nemlinearitása, időben változó tulajdonsága ellenére -, így a PMI olyan alkalmazásoknál is felhasználható végrehajtóként, ahol alapvető elvárásként mutatkozik a nagy pontosságú pozicionálás (pl. robotok megfogó szerkezetei).

Az elvégzett kísérletek alapján elmondható, hogy a PMI használható egyirányú végrehajtónak, illetve pneumatikus rugónak is. Kétirányú működésre pl. az izom belsejébe épített rugó segítségével lehet képes. Erre vonatkozó kutatásaim jelenleg is folynak.

A pozicionálásra vonatkozó vizsgálataim egy Balluff gyártmányú, 0,001 mm felbontású útheadval, valamint egy National Instruments gyártmányú, nagyteljesítményű, grafikus rendszertervezéssel támogatott beágyazott adatgyűjtő és vezérlőfelületet jelentő CompactRIO-val tervezem folytatni. Így egy nagyságrenddel kisebb tartományban is végezhetek méréseket. Vizsgálataim kiterjesztem a 40 mm belső átmérőjű Fluidic Muscle-okra is, melyekkel mind a függvényközelítési, mind a pozicionálási kísérleteim megismétlem.

6. ÖSSZEFOGLALÁS

PNEUMATIKUS MESTERSÉGES IZMOK MŰKÖDÉSÉNEK STATIKUS ÉS DINAMIKUS MODELLEZÉSE, NAGYPON- TOSSÁGÚ POZICIONÁLÁSA

Doktori értekezésemben a pneumatikus mesterséges izmok (PMI-k) vizsgálatával foglalkoztam. A vizsgálatokat a Szegedi Tudományegyetem Mérnöki Kar Műszaki Intézetében, illetve annak jogelőd, Gépészeti és Folyamatmérnöki Intézetében végeztem.

A Bevezetés, célkitűzések c. fejezetben összefoglaltam az értekezés fő célkitűzéseit, megfogalmaztam a téma aktualitását.

A Szakirodalmi áttekintés c. fejezetben a témához kapcsolódó legfontosabb alapgyenletek ismertetése után áttekintést adtam a pneumatikus rendszerekről. Részletesen leírtam a pneumatikus mesterséges izmok jellemzőit, típusait és alkalmazási lehetőségeit, statikus és dinamikus modelljeit, végezetül pedig a pneumatikus rendszerek szabályozási lehetőségeit tártam fel. Vázoltam a csúszómód szabályozás tervezésének lépéseit, illetve megadtam a pneumatikus rendszerek pozicionálási pontosságára vonatkozó szakirodalmi értékeket.

Az Anyag és módszer c. fejezetben bemutattam az általam tervezett és megépített kísérleti berendezést. A hozzá kapcsolódó szoftveres környezet LabVIEW-ban került kialakításra. Ismertettem a statikus és dinamikus modelleket, melyeket a PMI viselkedésének leírására dolgoztam ki. Megadtam továbbá a PMI-k csúszómód szabályozóval történő precíz pozicionálásának lehetőségeit is.

Az Eredmények c. fejezetben bemutatásra kerültek a PMI-k erő-kontrakció jellegű görbéi egyetlen izom esetén, valamint részletesen kifejtettem a függvényközelítés eredményeit, külön hangsúlyt fektetve az illeszthetőség pontosságának igazolására. A dinamikus modellel megvizsgáltam a PMI merevségét, csillapítását és egy PMI-t tartalmazó lengő rendszert. Ezt követően a nagy pontosságú pozicionálás eredményeit ismertettem mind lineáris elmozdulás, mind elfordulás esetén. Megvizsgáltam a hiszterézis és a változó hőmérséklet hatását a pozicionálás pontosságára vonatkozóan. *Az Új tudományos eredmények* c. alfejezetben tézisszerűen összefoglaltam a kutatómunkám során elért új tudományos eredményeket.

A Következtetések és javaslatok c. fejezetben kivonatot készítettem a Doktori értekezésben elvégzett munkámról, a munkám révén levonható következtetésekről és javaslatot tettem a kutatás folytatásának irányaira.

7. SUMMARY

MODELLING THE STATIC AND DYNAMIC OPERATION OF PNEUMATIC ARTIFICIAL MUSCLES AND THEIR ACCURATE POSITIONING

In my Dissertation I dealt with different investigations of pneumatic artificial muscles (PAMs). These investigations were carried out in the laboratory of Technical Institute (beforehand Department of Technical and Process Engineering), Faculty of Engineering, University of Szeged.

Firstly, the most important aims of this Dissertation were summarized in chapter *Introduction, Objectives*.

Secondly, the basic equations of theme and the outline of general pneumatic systems were presented in chapter *Professional Literature Review*. The characteristics, types, applications, static and dynamic models of pneumatic artificial muscles were given in this section, too and of course, the possibilities to control pneumatic systems and design of sliding-mode controller were shown here. On the basis of professional literature some experimental results for the positioning were demonstrated.

This is followed by chapter *Material and Method* with the next topics. An experimental setup was developed to investigate PAMs. The software components were designed in LabVIEW. New static and dynamic models were introduced here. Finally, the LabVIEW-based sliding-mode controller for accurate positioning was described.

In chapter *Results*, the results of my investigations were illustrated such as force-contraction characteristics, secondly, accurate fittings of my new models for the force were proven, next, stiffness, damping and a system using PAM were analysed with the dynamic model. Precise positioning of PAMs with 0,01 mm and 0,036° accuracies without chattering using sliding-mode control was showed. Some effects (e.g. temperature, hysteresis) on the accuracy of positioning were investigated. In subchapter *New Scientific Results* the theses summary of my research work was described.

Finally, chapter *Conclusions and Proposals* is a brief abstract of my Dissertation and some conclusions and proposals on the grounds of my work were given here. Also, directions of this research were designated.

8. MELLÉKLETEK

M1. Irodalomjegyzék

1. AHN K. K., THANH T. D. C., YANG S. Y. (2004): Improvement of Control Performance of Pneumatic Artificial Muscle Manipulator Using Intelligent Switching Control. [1593-1598. p.] In: Proceedings. SICE 2004 Annual Conference, Sapporo, Japan, 4-6 August, 2004
2. ALEZ G. (2012): Introduction to Electric Motors: Categorization of Electric Motors, Motor Types, Induction and Electrostatic Motors, DC and AC Motors, Feeding and Windings, Efficiency, and More. Webster's Digital Services, 268 p.
3. ÁLMOS A., GYŐRY S., HORVÁTH G., VÁRKONYINÉ K. A. (2002): Genetikus algoritmusok. Typotex Kiadó, Budapest, 255 p.
4. ARMAN T., MAXIME V. (2008): Design of a Below-Knee Prosthesis Powered by Electric Drives. Master's thesis submitted in partial fulfilment of the requirements for the degree of Electro-Mechanical engineer, Vrije Universiteit Brussel, Faculty of Engineering, Department of Mechanical Engineering, 200 p.
5. ASCHEMANN H., SCHINDELE D. (2008): Control of a High-Speed Linear Axis Driven by Pneumatic Muscle Actuators. *IEEE Transaction on Industrial Electronics*, 55 (11), 3855-3864. p.
6. BAKOS F. (1986): Idegen szavak és kifejezések szótára. Akadémia Kiadó, Budapest, 949 p.
7. BALARA M., PETÍK A. (2004): The Properties of the Actuators with Pneumatic Artificial Muscles. *Journal of Cybernetics and Informatics*, 4, 1-15. p.
8. BALASUBRAMANIAN S., RATTAN K. S. (2003): Feedforward Control of a Non-linear Pneumatic Muscle System Using Fuzzy Logic. [272-277. p.] In: Proceedings. The 12th IEEE International Conference on Fuzzy Systems, 2003 (FUZZ'03), St. Louis, MO, USA, 25-28 May, 2003
9. BALASUBRAMANIAN S., RATTAN K. S. (2005): Trajectory Tracking Control of a Pneumatic Muscle System Using Fuzzy Logic. [472-477. p.] In: Proceedings. Annual Meeting of the North American Fuzzy Information Processing Society, 2005 (NAFIPS 2005), Ann Arbor, MI, USA, 26-28 June, 2005
10. BALASUBRAMANIAN S., WEI R., PEREZ M., SHEPARD B., KOENEMAN E., KOENEMAN J., HE J. (2008): RUPERT: An Exoskeleton Robot for Assisting Rehabilitation of Arm Functions. [163-167. p.] In: Proceedings. Virtual Rehabilitation 2008, Vancouver, Canada, 25-27 August, 2008
11. BAUGHMAN R. H., SHACKLETTE L. W., ELSENBAUMER R. L., PLICHTA E. J., BECHT C. (1991): Micro Electromechanical Actuators Based on Conducting Polymers. *Molecular Electronics*, 267-289. p.

12. BEATER P. (2007): Pneumatic Drives. System Design, Modelling and Control. Springer, Berlin, 323 p.
13. BENDEKOVITS Z., KÓBOR J., PINTÉR J. (2006): Gépipari automatizálás. Széchenyi István Egyetem, jegyzet, Győr, 220 p.
14. BERGAMASCO M., SALSEDO F., DARIO P. (1989): Shape Memory Alloy Micromotors for Direct-drive Activation of Dexterous Artificial Hands. *Sensors and Actuators*, 17, 115-119. p.
15. BORZIKOVA J., BALARA M., PITEL J. (2007): The Mathematical Model of Contraction Characteristic $k = (F, p)$ of the Pneumatic Artificial Muscle. [21-25. p.] In: Proceedings. XXXII. Seminar ASR '2007 „Instruments and Control”, Farana, Smutný, Kočí & Babiuch, Ostrava, Czech Republic, 27 April, 2007
16. BOZÓ E., CSANAK T. (1975): Pneumatikus berendezések üzemeltetése és karbantartása. Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 271 p.
17. BHARADWAJ K., HOLLANDER K. W., MATHIS C. A., SUGAR T. G. (2004): Spring Over Muscle Actuator for Rehabilitation Devices. [2726-2729. p.] In: Proceedings. 26th Annual International Conference of the IEEE EMBS, San Francisco, CA, USA, 1-5 September, 2004
18. BRANEBJERG J., GRAVESEN P. (1992): A New Electrostatic Actuator Providing Improved Stroke Length and Force. [6-11. p.] In: Proceedings. Micro Electro Mechanical Systems (MEMS'92), An Investigation of Micro Structures, Sensors Actuators, Machines and Robot, Travemünde, Germany, 4-7 February, 1992
19. CALDWELL D. G., MEDRANO-CERDA G. A., GOODWIN M. (1995): Control of Pneumatic Muscle Actuators. *IEEE Control Systems Magazine*, 15 (1), 40-48. p.
20. CALDWELL D. G., RAZAK A., GOODWIN M. J. (1993): Braided Pneumatic Muscle Actuators. [507-512. p.] In: Proceedings. IFAC Conference on Intelligent Autonomous Vehicles, Southampton, United Kingdom, 18-21 April, 1993
21. CALDWELL D. G., TSAGARAKIS N., ARTRIT J., CANDLERLE J., DAVIS S., MEDRANO-CERDA G. A. (2001): Biomimetic and Smart Technology Principles of Humanoid Design. [965-970. p.] In: Proceedings. 2001 IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics, Como, Italy, 8-12 July, 2001
22. CARBONELL P., JIANG Z. P., REPPERGER D. W. (2001): Nonlinear Control of a Pneumatic Muscle Actuator: Backstepping vs. Sliding-mode. [167-172. p.] In: Proceedings. 2001 IEEE International Conference on Control Application, Mexico City, Mexico, 5-7 September, 2001
23. CHAN S. W., LILLY J. H., REPPERGER D. W., BERLIN J. E. (2003): Fuzzy PD+I Learning Control for a Pneumatic Muscle. [278-283. p.] In: Proceedings. The 12th IEEE International Conference on Fuzzy Systems, 2003 (FUZZ '03), St. Louis, MO, USA, 25-28 May, 2003

24. CHANG L. C., READ T. A. (1951): Plastic Deformation and Diffusionless Phase Changes In Metals - The Gold-Cadmium Beta Phase. *Journal of Metals. Transactions AIME*. 189, 47-52. p.
25. CHANG M. K., YEN P. L., YUAN T. H. (2006): Angle Control of a One-Dimension Pneumatic Muscle Arm using Self-Organizing Fuzzy Control. [3834-3838. p.] In: Proceedings. IEEE International Conference on Systems, Man and Cybernetics, 2006 (SMC '06), Taipei, Taiwan, 8-11 October, 2006
26. CHOI T. Y., KIM J. J., LEE J. J. (2006): An Artificial Pneumatic Muscle Control Method on the Limited Space. [4738-4743. p.] In: Proceedings. International Joint Conference 2006 (SICE-ICASE), Bexco, Busan, Korea, 18-21 October, 2006
27. CHOI T. Y., KIM J. J., LEE J. J. (2008): Study on the Effect of Stiffness Modification at Pneumatic Muscle Actuated Manipulator. [2007-2012. p.] In: Proceedings. SICE Annual Conference 2008, Tokyo, Japan, 20-22 August, 2008
28. CHOU C. P., HANNAFORD B. (1994): Static and Dynamic Characteristics of McKibben Pneumatic Artificial Muscles. [281-286. p.] In: Proceedings. International Conference on Robotics and Automation, 1994, San Diego, CA, USA, 8-13 May, 1994
29. CHOU C. P., HANNAFORD B. (1996): Measurement and Modelling of McKibben Pneumatic Artificial Muscles. *IEEE Transactions on Robotics and Automation*, 12 (1), 90-102. p.
30. CLARK A. E. (1980): Magnetostrictive Rare Earth-Fe₂ Compounds. *Ferromagnetic Materials*, 1, 531-589. p.
31. COLBRUNN R. W., NELSON G. M., QUINN R. D. (2001): Modeling of Braided Pneumatic Actuators for Robotic Control. [1964-1970. p.] In: Proceedings. International Conference on Intelligent Robots and Systems (2001 IEEE/RSJ), Maui, HI, USA, 29 October - 03 November, 2001
32. CSÍK J., VÁRADI GY. (2003): Irányítástechnikai gyakorlatok. Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 340 p.
33. DAERDEN F. (1999): Conception and Realization of Pleated Artificial Muscles and Their Use as Compliant Actuation Elements. PhD Dissertation, Vrije Universiteit Brussel, Faculteit Toegepaste Wetenschappen Vakgroep Werktuigkunde, 176 p.
34. DAERDEN F., LEFEBER D. (2002): Pneumatic Artificial Muscles: Actuator for Robotics and Automation. *European Journal of Mechanical and Environmental Engineering*, 47 (1), 11-21. p.
35. DAERDEN F., LEFEBER D., VERRELST B., VAN HAM R. (2001): Pleated Pneumatic Artificial Muscles: Compliant Robotic Actuators. [1958-1963. p.] In: Proceedings. International Conference on Intelligent Robots and Systems (2001 IEEE/RSJ), Maui, HI, USA, 29 October - 03 November, 2001
36. DAVIS S., CANDLERLE J., ARTRIT P., TSAGARAKIS N., CALDWELL D. G. (2002): Enhanced Dynamic Performance in Pneumatic Muscle Actua-

- tors. [2836-2841. p.] In: Proceedings. 2002 IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA '02), Washington, USA, 11-15 May, 2002
37. DOBRÁNSZKY J., MAGASDI A. (2001): Az alakemlékező ötvözetek alkalmazása. *Bányászati és Kohászati Lapok Kohászat*, 134 (11-12), 411-418. p.
 38. DJOUADI S. M., REPPERGER D. W., BERLIN J. E. (2001): Gain-scheduling H^∞ Control of a Pneumatic Muscle Using Wireless MEMS Sensors. [734-737. p.] In: Proceedings. 44th IEEE 2001 Midwest Symposium on Circuits and Systems, 2001 (MWSCAS 2001), Dayton, OH, USA, 14-17 August, 2001
 39. DRAGAN L. (2010): Theoretical and Experimental Research about the Linear Pneumatic Actuators with Cylindrical Membrane and Braided Shell. [1-6. p.] In: Proceedings. IEEE, International Conference on Automation Quality and Testing Robotics (AQTR), Cluj-Napoca, Romania, 28-30 May, 2010
 40. DRAGAN L., CIOBANU H. (2007): Geometric Modelling of the Braided Shell. *Annals of the Oradea University. Fascicle of Management and Technological Engineering*, 6 (16), 967-970. p.
 41. DUYSINX P. (2010): Sliding Mode Controller. ULg - LTAS - Automotive Engineering Research Group, University of Liege, 15 p.
 42. FADALI S. (2012): Sliding Mode Control. Nonlinear Control Course (<http://wolfweb.unr.edu/~fadali/EE776/EE776Nonlinear.htm>), University of Nevada, 14 p.
 43. ELLIOTT B. S. (2006): Compressed Air Operations Manual. McGraw-Hill, New York, 407 p.
 44. ENOKA R. M. (2008): Neuromechanics of Human Movement. Human Kinetics, Champaign, 560 p.
 45. EVENSEN K., RUUD J. (2000): A pneumatika alapjai. Mannesmann Rexroth, Budapest, 213 p.
 46. FESTO (2001): Bevezetés a pneumatikába (P111). Festo tanfolyam tananyag, Budapest, 74 p.
 47. FESTO (2005): Fluidic Muscle DMSP, with Press-fitted Connections, Fluidic Muscle MAS, with Screwed Connections. Festo termékkatalógus, 39 p.
 48. FESTO (2007): Fluidic Muscle - IPT. Festo termékkatalógus, 14 p.
 49. FILIPCSEI G., CSETNEKI I., SZILÁGY A., ZRÍNYI M. (2007): Magnetic Field-Responsive Smart Polymer Composites. *Advances in Polymer Science*, 206, 137-189. p.
 50. GYEVIKI J. (2007): Szervopneumatikus pozicionálás pontosságának növelése DSP alapú csúszómód szabályozással. PhD értekezés, Debreceni Egyetem, Agrár- és Műszaki Tudományok Centruma, Mezőgazdaság-tudományi Kar, Agrár Műszaki Tanszék, Interdiszciplináris Agrár- és Természettudományok Doktori Iskola, 115 p.
 51. HANNAFORD B., WINTERS J. M. (1990): Actuator Properties and Movement Control: Biological and Technological Models. *Multiple Muscle*

- System: Biomechanics and Movement Organization*, Springer, New York, 101-120. p.
52. HANNAFORD B., WINTERS J. M., CHOU C. P., MARBOT P. H. (1995): The Anthroform Biorobotic Arm: A System for the Study of Spinal Circuits. *Annals of Biomedical Engineering*, 23, 399-408. p.
 53. HASHIMOTO M., TAKEDA M., SAGAWA H., CHIBA I., SATO K. (1985): Application of Shape Memory Alloy to Robotic Actuator. *Journal of Robotic System*, 2 (1), 3-25. p.
 54. HESSE S. (2003): The Fluidic Muscle in Application, 150 Practical Examples Using the Pneumatic Muscle, Blue Digest on Automation, Festo, Esslingen, 144 p.
 55. HESSELROTH T., SARKAR K., VAN DER SMAGT P. P., SCHULTEN K. (1994): Neural Network Control of a Pneumatic Robot Arm. *IEEE Transactions on Systems, Man and Cybernetics*, 24 (1), 28-38. p.
 56. HIROSE S., IKUTA K., SATO K. (1989): Development of a Shape Memory Alloy Actuator. Improvement of Output Performance by the Introduction of a S-mechanism. *Advanced Robotics*, 3, 89-108. p.
 57. HOSODA K., NARIOKA K. (2007): Synergistic 3D Limit Cycle Walking of an Anthropomorphic Biped Robot. [470-475. p.] In: Proceedings. Conference on Intelligent Robots and Systems, San Diego, CA, USA, 29 October - 2 November, 2007
 58. ISO 6358:1989: Pneumatic Fluid Power - Components Using Compressible Fluids - Determination of Flow-rate Characteristics
 59. ISO 1219-1:1991: Fluid Power Systems and Components - Graphic Symbols and Circuit Diagrams
 60. JEFIMENKO O. D., WALKER D. K. (1971): Electrostatic Motors. *The Physics Teacher*, 9, 121-129. p.
 61. KAWASHIMA K., SASAKI T., OHKUBO A., MIYATA T., KAGAWA T. (2004): Application of Robot Arm Using Fiber Knitted Type Pneumatic Artificial Rubber Muscles. [4937-4942. p.] In: Proceedings. 2004 IEEE International Conference on Robotics and Automation, New Orleans, LA, USA, 26 April - 1 May, 2004
 62. KERSCHER T., ALBIEZ J., BERNS K. (2002): Joint Control of the Six-Legged robot AirBug Driven by Fluidic Muscle. [27-32. p.] In: Proceedings. Third International Workshop on Robot Motion and Control (RoMoCo '02), Bukowy Dworek, Poland, 9-11 November, 2002
 63. KERSCHER T., ALBIEZ J., ZÖLLNER J. M., DILLMANN R. (2005): FLUMUT - Dynamic Modelling of Fluidic Muscles using Quick-Release. [1-6. p.] In: Proceedings. 3rd International Symposium on Adaptive Motion in Animals and Machines, Ilmenau, Germany, 25-30 September, 2005
 64. KIESEWETTER L. (1988): The Application of Terfenol in Linear Motors. [1-18. p.] In: Proceedings. Second International Conference on Giant Magnetostrictive and Amorphous Alloys for Sensors and Actuators, Marbella, Spain, 12-14 October, 1988

65. KIM K. J., PARK J. B., CHOI Y. H. (2006): Chattering Free Sliding Mode Control. [732-735. p.] In: Proceedings. International Joint Conference 2006 (SICE-ICASE), Bexco, Busan, Korea, 18-21 October, 2006
66. KIM W. J., SADIGHI A. (2010): Novel Low-Power Linear Magnetostrictive Actuator with Local Three-Phase Excitation. *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, 15 (2), 299-307 p.
67. KOBAYASHI H., HIRAMATSU K. (2004): Development of Muscle Suit for Upper Limb. [2480-2485. p.] In: Proceedings. IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA '04), New Orleans, LA, USA, 26 April - 1 May, 2004
68. KOENEMAN E. J., SCHULTZ R. S., WOLF S. L., HERRING D. E., KOENEMAN J. B. (2004): A Pneumatic Muscle Hand Therapy Device. [2711-2713. p.] In: Proceedings. 26th Annual International Conference of the IEEE EMBS, San Francisco, CA, USA, 1-5 September, 2004
69. KUHN W., HARGITAY B., KATCHALSKY A., EISENBERG H. (1950): Reversible Dilation and Contraction by Changing the State of Ionization of High-Polymer Acid Networks. *Nature*, 165, 514-516. p.
70. LAKSANACHAROEN S. (2004): Artificial Muscle Construction Using Natural Rubber Latex in Thailand. [1-3 p.] In: Proceedings. 3rd Thailand and Material Science and Technology Conference, Bangkok, Thailand, 10-11 August, 2004
71. LEONARD C. H. (1997): *The Concise Gray's Anatomy*. Wordsworth Editions, Ware, 304 p.
72. LILLY J. H. (2003): Adaptive Tracking for Pneumatic Muscle Actuators in Bicep and Tricep Configurations. *IEEE Transactions on Neural Systems and Rehabilitation Engineering*, 11 (3), 333-339. p.
73. LILLY J. H., QUESADA P. M. (2003): A Two-input Sliding-mode Controller for a Planar Arm Actuated by Four Pneumatic Muscle Groups. *IEEE Transactions on Neural Systems and Rehabilitation Engineering*, 12 (3), 349-359. p.
74. LILLY J. H., YANG L. (2005): Sliding-mode Tracking for Pneumatic Muscle Actuators in Opposing Pair Configuration. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 13 (4), 550-558. p.
75. LIGHTNER S., LINCOLN R. (2002): The Fluidic Muscle: A „New” Development. *The International Journal of Modern Engineering*, 2 (2), 1-8. p.
76. LOVINGER A. J. (1983): Ferroelectric Polymers. *Science*, 220, 1115-1121. p.
77. MARUTA H., NORITSUGU T., SASAKI D., TAKAIWA M. (2007): Development of Wearable Master-slave Training Device Constructed with Pneumatic Rubber Muscle. [424-429. p.] In: Proceedings. International Symposium on Micro-NanoMechatronics and Human Science, Nagoya, Japan, 11-14 November, 2007

78. McCORMICK P. G. (1987): On the Practical Efficiency of Shape Memory Engines. *Scripta Metallurgica*, 21, 99-101. p.
79. McMAHON T. A. (1984): Muscles, Reflexes, and Locomotion. Princeton University Press, Princeton, 354 p.
80. MONSEES G. (2002): Discrete-Time Sliding Mode Control. PhD Dissertation, Technische Universiteit Delft, 182 p.
81. NIINO T., EGAWA S., NISHIGUCHI N., HIGUCHI T. (1992): Development of an Electrostatic Actuator Exceeding 10 N Propulsive Force. [122-127. p.] In: Proceedings. Micro Electro Mechanical Systems (MEMS'92), An Investigation of Micro Structures, Sensors Actuators, Machines and Robot, Travemünde, Germany, 4-7 February, 1992
82. NIYAMA R., NAGAKUBO A., KUNIYOSHI Y. (2007): Mowgli: A Bipedal Jumping and Landing Robot with an Artificial Musculoskeletal System. [2546-2551. p.] In: Proceedings. 2007 IEEE International Conference on Robotics and Automation, Roma, Italy, 10-14 April, 2007
83. OTSUKA K., SAWAMURA T., SHIMIZU K. (1971): Crystal Structure and Internal Defects of Equiatomic TiNi Martensite. *Physica Status Solidi*, 5 (2), 457-470. p.
84. PAICE A., GALLESTEY E. (2009): Sliding Mode Control. Nonlinear Systems and Control Lectures (<http://control.ee.ethz.ch/~apnoco/lectures.php>), Automatic Control Laboratory, Zurich, 6 p.
85. PARR A. (2011): Hydraulics and Pneumatics: A Technician's and Engineer's Guide. Butterworth-Heinemann (Elsevier), Oxford, 238 p.
86. PAYNTER H. M. (1988): Hyperboloid of Revolution Fluid-driven Tension Actuators and Methods Making. *US Patent*, 4 721 030, 1-15. p.
87. PERRUQUETTI W., BARBOT J. P. (2002): Sliding Mode Control in Engineering. Marcel Dekker, New York, Basel, 416 p.
88. PLETTENBURG D. H. (2005): Pneumatic Actuators: a Comparison of Energy-to-Mass Ratio's. [545-549. p.] In: Proceedings. 2005 IEEE 9th International Conference on Rehabilitation Robotics, Chicago, IL, USA, 28 Jun - 1 July, 2005
89. PUJANA-ARRESE A., ARENAS J., RETOLAZA I., LANDALUZE J. (2007): Modelling in Modelica of a Pneumatic Muscle: Application to model an Experimental Set-up. [1-7. p.] In: Proceedings. 21st European Conference on Modelling and Simulation (ECMS 2007), Prague, Czech Republic, 4-6 June, 2007
90. RAMASARY R., JUHARI M. R., MAMAT M. R., YAACOB S., MOHD NASIR N. F., SUGISAKA M. (2005): An Application of Finite Modelling to Pneumatic Artificial Muscle. *American Journal of Applied Sciences*, 2 (11), 1504-1508. p.
91. REYNOLDS D. B., REPPERGER D. W., PHILLIPS C. A., BANDRY G. (2003): Modeling the Dynamic Characteristics of Pneumatic Muscle. *Annals of Biomedical Engineering*, 31, 310-317. p.

92. SATO K., SHIKIDA M. (1992): Electrostatic Film Actuator with a Large Vertical Displacement. [1-15. p.] In: Proceedings. Micro Electro Mechanical Systems (MEMS'92), An Investigation of Micro Structures, Sensors Actuators, Machines and Robot, Travemünde, Germany, 4-7 February, 1992
93. SCHWENZER R. (1983): Entwurf und Auslegung servopneumatischer Antriebsregelungen. PhD Dissertation, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, Institut für hydraulische und pneumatische Antriebe und Steuerungen, 29-42. p.
94. SHADOW AIR MUSCLE: <http://www.shadowrobot.com/airmuscles/> (2013. 06. 10.)
95. SHIH M. C., PAI K. R. (2003): Nanoaccuracy Position Control of a Pneumatic Cylinder Driven Table. *International Journal of JSME*, 46 (3), 1062-1068. p.
96. SITKEI GY. (szerk.) (2004): Mezőgazdasági Műszaki ismeretek. Szaktudás Kiadó Ház, Budapest, 360 p.
97. SITUM Z., HERCEG S. (2008): Design and Control of a Manipulator Arm Driven by Pneumatic Muscle Actuators. [926-931. p.] In: Proceedings. 16th Mediterranean Conference on Control and Automation, Ajaccio, France, 25-27 June, 2008
98. SUGAR T. G., HE J., KOENEMAN E. J., KOENEMAN J. B., HERMAN R., HUANG H., SCHULTZ R. S., HERRING D. E., WANBERG J., BALASUBRAMANIAN S., SWENSON P., WARD J. A. (2007): Design and Control of RUPERT: Robotic Upper Extremity Repetitive Therapy. *IEEE Transaction on Neural Systems and Rehabilitation Engineering*, 15 (3), 336-346. p.
99. SZABÓ G., PÉTER SZABÓ I. (2003): Alkalmazott műszaki hőtán. Szegedi Tudományegyetem Szegedi Élelmiszeripari Főiskolai Kar, jegyzet, Szeged (2005. 02. 14-i változat), 190 p.
100. TABAR A. F., KHOOGAR A. R., VALI A. R. (2007): Neural Network Control of a New Biped Robot Model with Back Propagation Algorithm. [1191-1196. p.] In: Proceedings. The 16th IEEE International Symposium on Robot and Human Interactive Communication, 2007 (RO-MAN 2007), Jeju Island, Korea, 26-29 August, 2007
101. TATARA Y. (1987): Mechanochemical Actuators. *Advanced Robotics*, 2, 69-85. p.
102. TIAN S., DING G., YAN D., LIN L., SHI M. (2004): Nonlinear Controlling of Artificial Muscle System with Neural Networks. [56-59. p.] In: Proceedings. IEEE International Conference on Robotics and Biomimetics (ROBIO 2004), Shenyang, China, 22-26 August, 2004
103. TICHY J., ERHART J., KITTINGER E., PRÍVRATSKÁ J. (2010): Fundamentals of Piezoelectric Sensorics: Mechanical, Dielectric, and Thermodynamical Properties of Piezoelectric Materials, Springer, Berlin, 219 p.

104. TONIETTI G., BICCHI A. (2002): Adaptive Simultaneous Position and Stiffness Control for a Soft Robot Arm. [1992-1997. p.] In: Proceedings. IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and System, 2002, Lausanne, Switzerland, 30 September - 4 October, 2002
105. TONDU B., BOITIER V., LOPEZ P. (1994): Naturally Compliant Robot-Arms Actuated By McKibben Artificial Muscles. [2635-2640. p.] In: Proceedings. IEEE International Conference on Systems, Man, and Cybernetics, „Humans, Information and Technology”, San Antonio, TX, USA, 2-5 October, 1994
106. TONDU B., LOPEZ P. (2000): Modelling and Control of McKibben Artificial Muscle Robot Actuator. *IEEE Control System Magazine*, 20 (2), 15-38. p.
107. TSAGARAKIS N., CALDWELL D. G. (2000): Improved Modelling and Assessment of Pneumatic Muscle Actuators. [3641-3646. p.] In: Proceedings. IEEE International Conference on Robotics and Automation, San Francisco, CA, USA, 24-28 April, 2000
108. UCHINO K. (1986): Electrostrictive Actuators: Materials and Application. *Ceramic Bulletin*, 65, 647-652. p.
109. UDAWATTA L., PRIYADARSHANA P. G. S., WITHARANA S. (2007): Control of Pneumatic Artificial Muscle for Bicep Configuration Using IBC. [35-39. p.] In: Proceedings. Third International Conference on Information and Automation for Sustainability, 2007 (ICIASF 2007), Melbourne, Australia, 4-6 December, 2007
110. UEDA J., DING M., MATSUGASHITA M., OYA R., OGASAWARA T. (2007): Pinpointed Control of Muscles by Using Power-assisting Device. [3621-3626. p.] In: Proceedings. 2007 IEEE International Conference on Robotics and Automation, Roma, Italy, 10-14 April, 2007
111. UTKIN V. I. (1993). Sliding Mode Control Design Principles and Applications to Electric Drives. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 40 (1), 23–36. p.
112. VAN DAMME M., BEYL P., VANDERBORGHT B., VAN HAM R., VANDERNIEPEN I., VERSLUYS R., DAERDEN F., LEFEBER D. (2008): Modeling Hysteresis in Pleated Pneumatic Artificial Muscles. [471-476. p.] In: Proceedings. 2008 IEEE Conference on Robotics, Automation and Mechatronics, Chengdu, China, 21-24 September, 2008
113. VANDERBORGHT B. (2007): Dynamic Stabilisation of the Biped Lucy Powered by Actuators with Controllable Stiffness. PhD Dissertation, Vrije Universiteit Brussel, Faculteit Ingenieurswetenschappen Vakgroep Toegepaste Mechanica, 304 p.
114. VARGA Z., MOUČKA M. (2009): Mechanism of Pneumatic Artificial Muscle. *Journal of Applied Science in the Thermodynamics and Fluid Mechanics*. 3 (2), 1-6. p.

115. VECCHIO C. (2008): Sliding Mode Control: Theoretical Developments and Applications to Uncertain Mechanical Systems. Università degli Studi di Pavia, 242 p.
116. WICKRAMATUNGE K. C., LEEPHAKPREEDA T. (2009): Empirical Modeling of Pneumatic Artificial Muscle. [1726-1730. p.] In: Proceedings. International MultiConference of Engineers and Computer Scientists 2009, (IMECS 2009), Kowloon, Hong Kong, 18-20 March, 2009
117. WONGSIRI S., LAKSANACHAROEN S. (2003): Design and Construction of an Artificial Limb Driven by Artificial Muscles for Amputees. [1-4. p.] In: Proceedings. PSU-UNS International Conference 2003: Energy and the Environment, Songkhla, Thailand, 11-12 December, 2003
118. ZHANG L., XIE J., LU D. (2007): Adaptive Robust Control of One-Link Joint Actuated by Pneumatic Artificial Muscles. [1185-1189. p.] In: Proceedings. The 1st International Conference on Bioinformatics and Biomedical Engineering, 2007 (ICBBE 2007), Wuhan, China, 6-8 July 2007
119. ZHU X., TAO G., YAO B., CAO J. (2008): Adaptive Robust Posture Control of Parallel Manipulator Driven by Pneumatic Muscles. *Automatica*, 44, 2248-2257. p.

M2. Az értekezés témaköréhez kapcsolódó publikációk listája*Lektorált cikk világnyelven:*

1. Toman P., Gyevik J., Endrődy T., Sárosi J., Véha A. (2009): Design and Fabrication of a Test-bed Aimed for Experiment with Pneumatic Artificial Muscle. *International Journal of Engineering, Annals of Faculty of Engineering Hunedoara*, 7 (4), pp. 91-94.
2. Sárosi J., Gyevik J., Szabó G., Szendrő P. (2010): Laboratory Investigations of Fluid Muscles. *International Journal of Engineering, Annals of Faculty of Engineering Hunedoara*, 8 (1), pp. 137-142.
3. Sárosi J., Szabó G., Gyevik J. (2010): Investigation and Application of Pneumatic Artificial Muscles. *Biomechanica Hungarica*, 3 (1), pp. 208-214.
4. Sárosi J., Gyevik J. (2010): Experimental Setup for the Positioning of Humanoid Upper Arm. *Analecta Technica Szegedinensia, Review of Faculty of Engineering*, 2010/2-3, pp. 222-226.
5. Sárosi J. (2011): Accurate Positioning of Humanoid Upper Arm. *International Journal of Engineering, Annals of Faculty of Engineering Hunedoara*, 9 (Extra), pp. 33-36.
6. Sárosi J. (2011): Investigation of Positioning of Fluid Muscle Actuator Under Variable Temperature. *Acta Technica Corviniensis, Bulletin of Engineering*, 4 (3), pp. 105-107.
7. Sárosi J. (2012): Newest Approach to Modeling Hysteresis in the Force-Contraction Cycle of Pneumatic Artificial Muscle. *Acta Technica Corviniensis, Bulletin of Engineering*, 5 (4), pp. 63-66.
8. Sárosi J., Keszthelyi-Szabó G., Szendrő P. (2012): The Influence of Temperature Conditions on Position Control of Fluidic Muscle. *Progress in Agricultural Engineering Sciences*, 8, pp. 65-73.
9. Sárosi J. (2012): New Force Functions for the Force Generated by Different Fluidic Muscles. *Transactions on Automatic Control and Computer Science, Scientific Bulletin of the „POLITEHNICA” University of Timisoara*, 57 (71) (3), pp. 135-140.

Lektorált cikk magyar nyelven:

10. Sárosi J., Gyevik J., Szabó G., Szendrő P. (2009): Pneumatikus izmok pozícionálása csúszómód szabályozással. *Gép*, 60 (8), 45-48. o.
11. Sárosi J., Gyevik J., Csikós S. (2010): Mesterséges pneumatikus izomelemek modellezése és paramétereinek szimulációja MATLAB környezetben. *Jelenkori Társadalmi és Gazdasági Folyamatok*, 5 (1-2), 273-277. o.
12. Sárosi J., Fabulya Z. (2013): A Fluidic Muscle által kifejtett erő közelítésének vizsgálata MS Excel környezetben. *Jelenkori Társadalmi és Gazdasági Folyamatok*, 8 (1-2), 70-76. o.

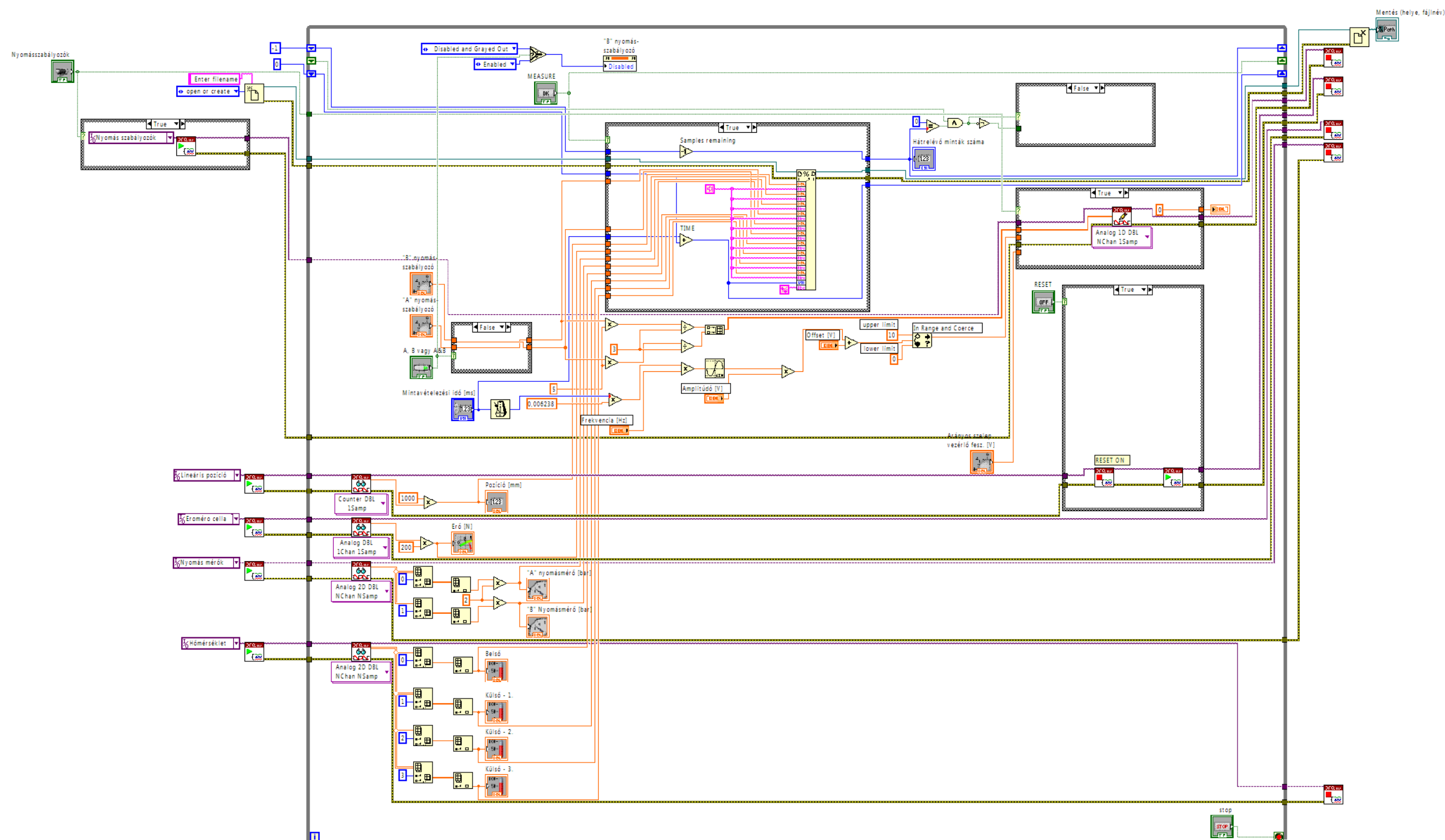
Nemzetközi konferencia kiadvány:

13. Sárosi J., Gyeviki J., Endrődy T., Szabó G., Szendrő P. (2009): Characteristics of the Pneumatic Artificial Muscles. International Conferences in Agricultural Engineering “Synergy and Technical Development”, Gödöllő, Hungary, 30 August - 03 September, 2009, CD-ROM, pp. 1-6.
14. Sárosi J., Gyeviki J., Véha A., Toman P. (2009): Accurate Position Control of PAM Actuator in LabVIEW Environment. 7th IEEE International Symposium on Intelligent Systems and Informatics, Subotica, Serbia, 25-26 September, 2009, CD-ROM, pp. 301-305.
15. Sárosi J. (2010): Accurate Temperature Independent Positioning Control of Fluid Muscle Actuator. XIIth International Symposium “Young People and Multidisciplinary Research”, Timisoara, Romania, 11-12 November, 2010, pp. 38-43.
16. Sárosi J. (2012): New Model for the Force of Fluidic Muscles. Factory Automation 2012, Veszprém, Hungary, 21-22 May, 2012, pp. 102-107.
17. Sárosi J., Fabulya Z. (2012): New Mathematical Analysis of the Newest Model for the Force Generated by Fluidic Muscles. The 13th International Conference on Mathematics and its Applications (ICMA 2012), Timisoara, Romania, 1-3 November, 2012, pp. 345-350.

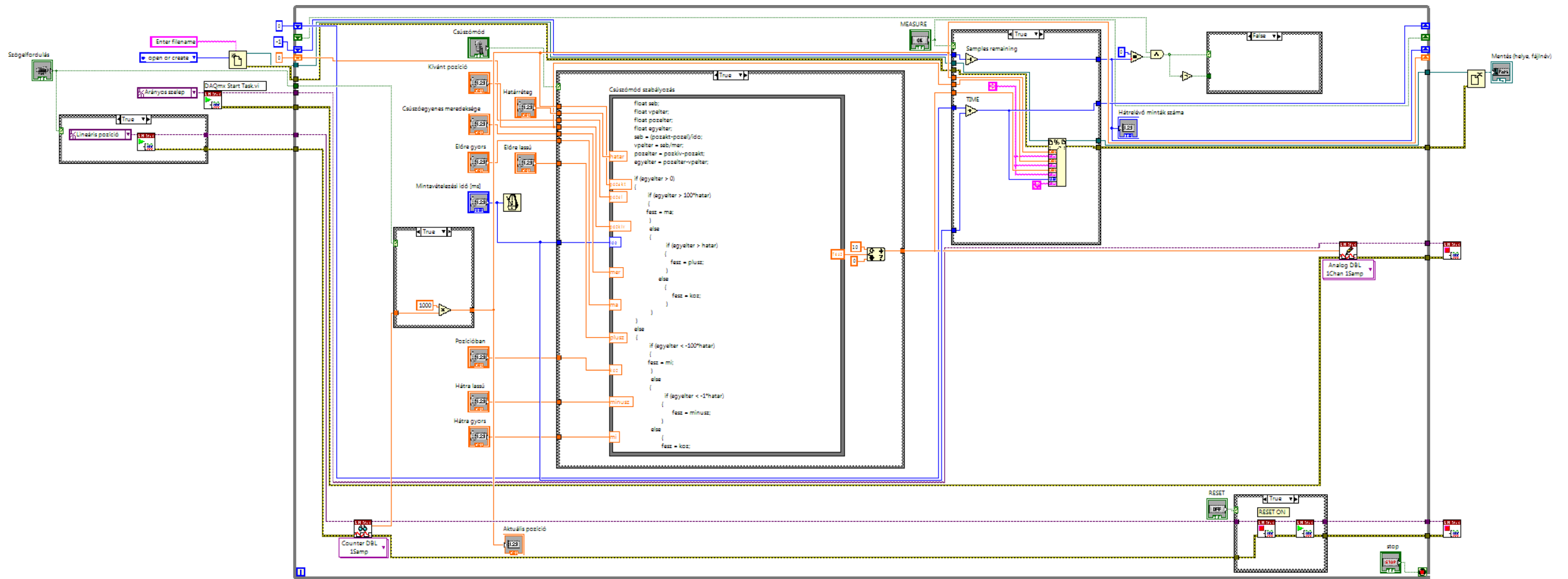
Magyar nyelvű konferencia kiadvány:

18. Sárosi J. (2011): Változó hőmérsékletű pneumatikus mesterséges izmok nagy pontosságú pozicionálása. Erdei Ferenc VI. Tudományos Konferencia, Kecskemét, 2011. augusztus 25-26., 462-466. o.

M3. LabVIEW programok



M3-1. ábra: A LabVIEW program blokk diagramja a nyomás, az erő és a pozíció méréséhez, valamint a pozicionálás hőmérsékletfüggésének vizsgálatához



M3-2. ábra: A LabVIEW program blokk diagramja a pozicionálás vizsgálatához

A csúszómód szabályozó definiálása Formula Node-ban:

```

float seb;
float vpelter;
float pozelter;
float egyelter;
seb = (pozakt-pozel)/ido;
vpelter = seb/mer;
pozelter = pozkiv-pozakt;
egyelter = pozelter-vpelter;

if (egyelter > 0)
{
    if (egyelter > 100*kuszob)
    {
        fesz = ma;
    }
    else
    {
        if (egyelter > kuszob)
        {
            fesz = plusz;
        }
        else
        {
            fesz = koz;
        }
    }
}
else
{
    if (egyelter < -100* kuszob)
    {
        fesz = mi;
    }
    else
    {
        if (egyelter < -1* kuszob)
        {
            fesz = minusz;
        }
        else
        {
            fesz = koz;
        }
    }
}
}

```

Ahol:

pozakt: aktuális pozíció,

pozvel: az előző mintavételezéskor mért pozíció,

ido: mintavételezési idő,

seb: sebesség,

pozktiv: kívánt pozíció,

vpelter: az aktuális sebességhez tartozó ideális pozíció eltérése a kívánt pozíciótól (pozktiv),

pozelter: a kívánt pozíció (pozktiv) és az aktuális pozíció (pozakt) eltérése,

egyelter: az aktuális pozíció (pozakt) távolsága a csúszóegyenestől,

mer: a csúszóegyenes meredeksége,

kuszob: küszöbérték,

fesz: az arányos útváltó szelepet vezérlő feszültség,

fesz = ma: „Előre gyors”,

fesz = plusz: „Előre lassú”,

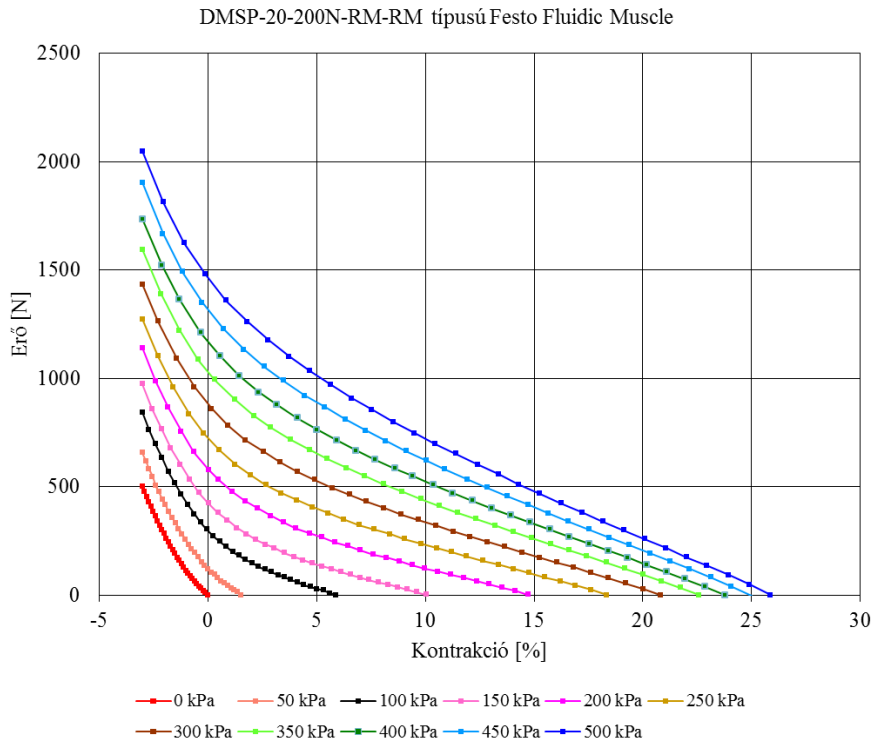
fesz = koz: „Pozícióban”,

fesz = minusz: „Hátra lassú”,

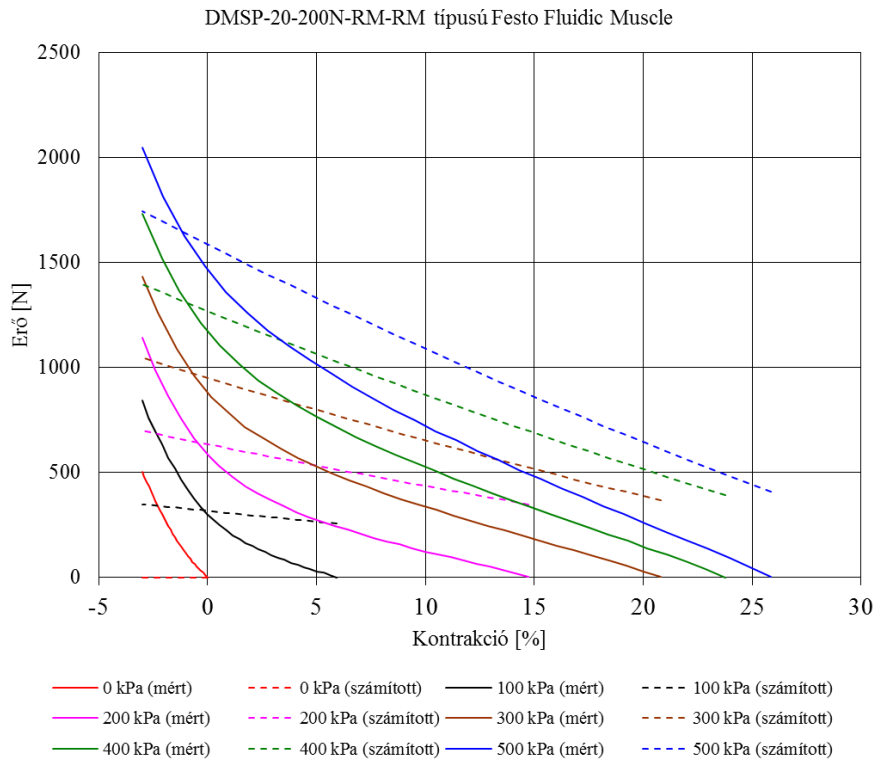
fesz = mi: „Hátra gyors”.

M4. Statikus erő közelítésének további eredményei

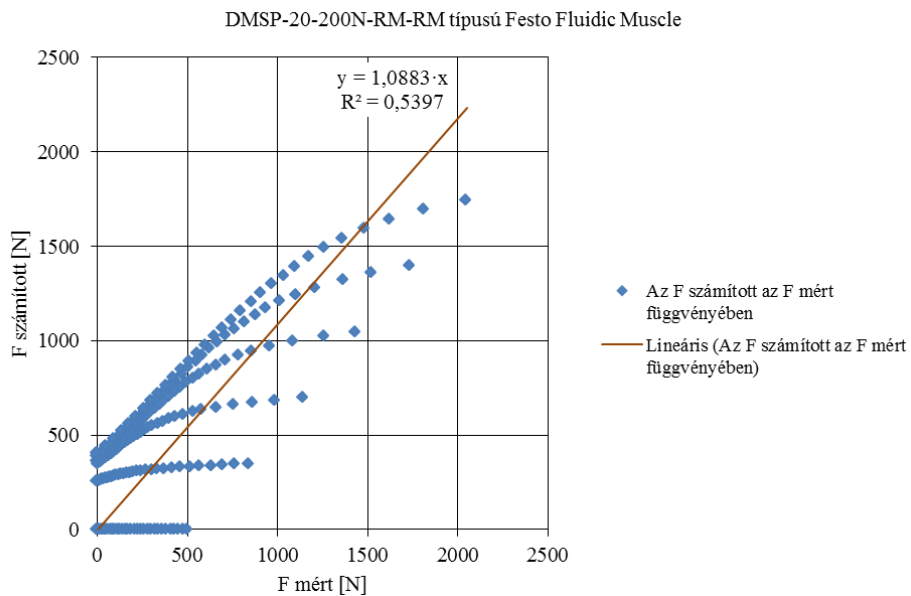
A, DMSP-20-200N-RM-RM típusú Festo Fluidic Muscle esetén



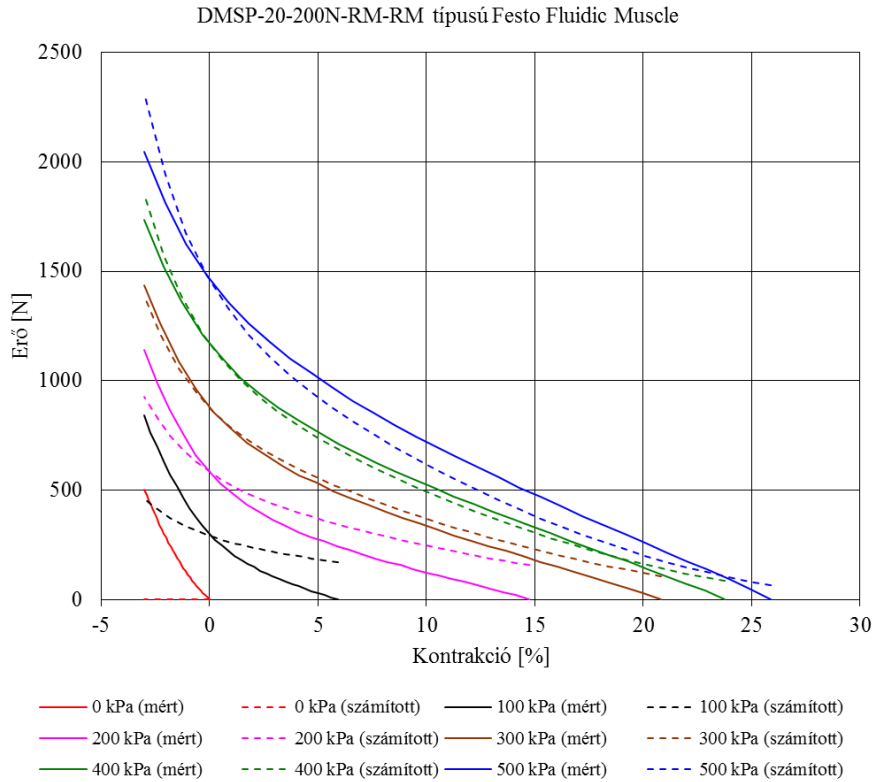
M4-1. ábra: Izobár statikus erő-kontrakció jelleggörbék 0-500 kPa nyomáson 50 kPa-onként



M4-2. ábra: A mért és a (2.42) összefüggéssel számított értékek összehasonlítása állandó nyomásokon



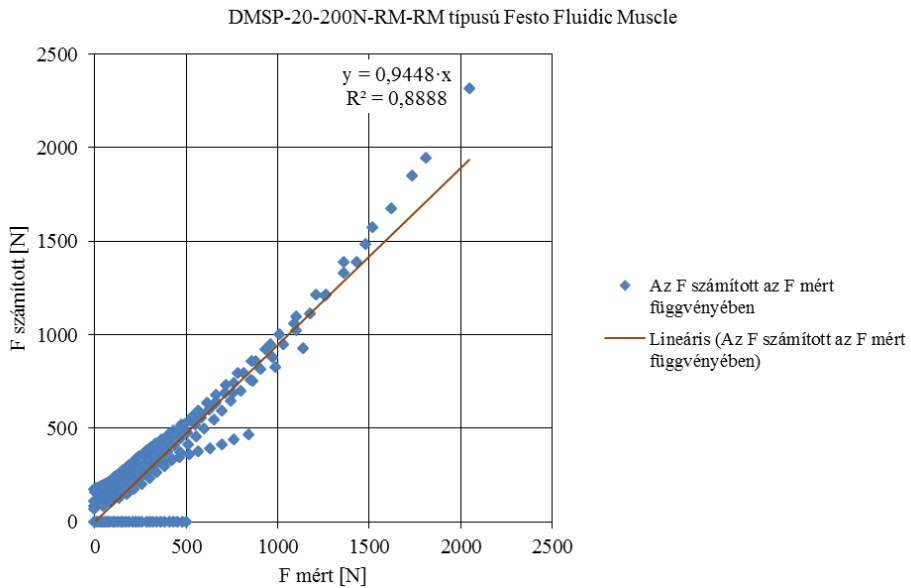
M4-3. ábra: Korreláció és regresszió analízis MS Excel 2010 környezetben a mért és a (2.42) összefüggéssel számított eredmények között állandó nyomásokon



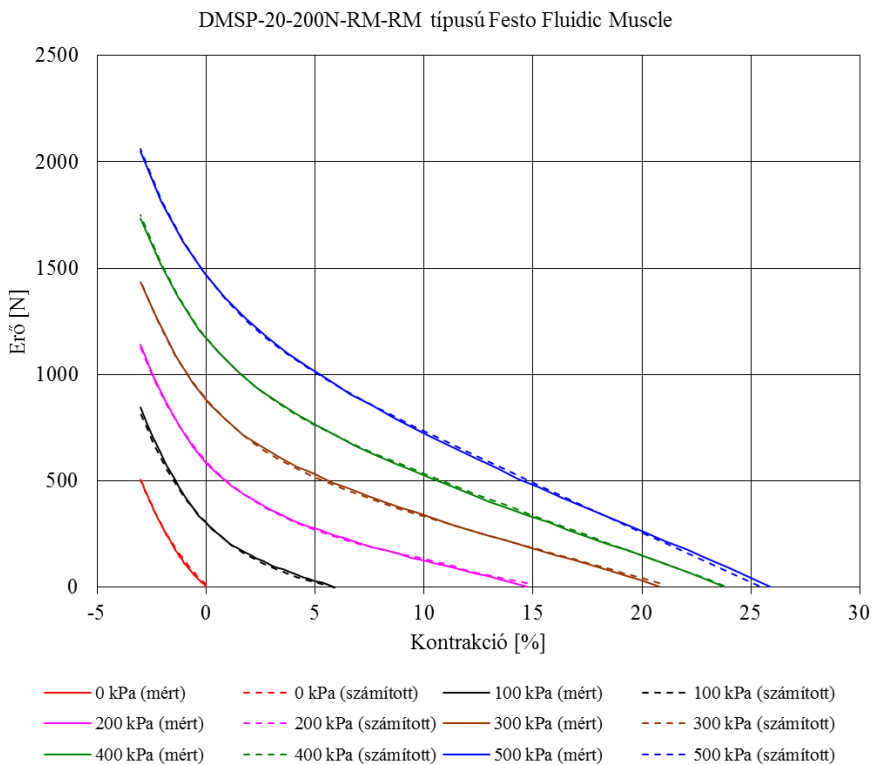
M4-4. ábra: A mért és a (2.50) összefüggéssel számított értékek összehasonlítása állandó nyomásokon

M4-1. táblázat: A (2.50) összefüggésben szereplő a_K , b_K , a_ϵ és b_ϵ , konstansok értéke

Paraméterek	Értékek
a_K	0,080573521
b_K	-0,477752148
a_ϵ	1,85074E+28
b_ϵ	-2,979923658



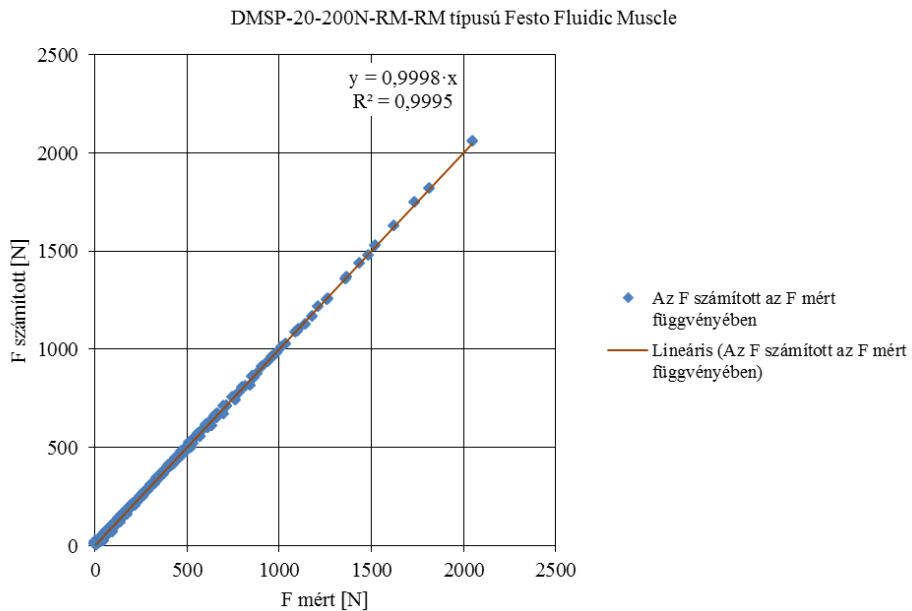
M4-5. ábra: Korreláció és regresszió analízis MS Excel 2010 környezetben a mért és a (2.50) összefüggéssel számított eredmények között állandó nyomásokon



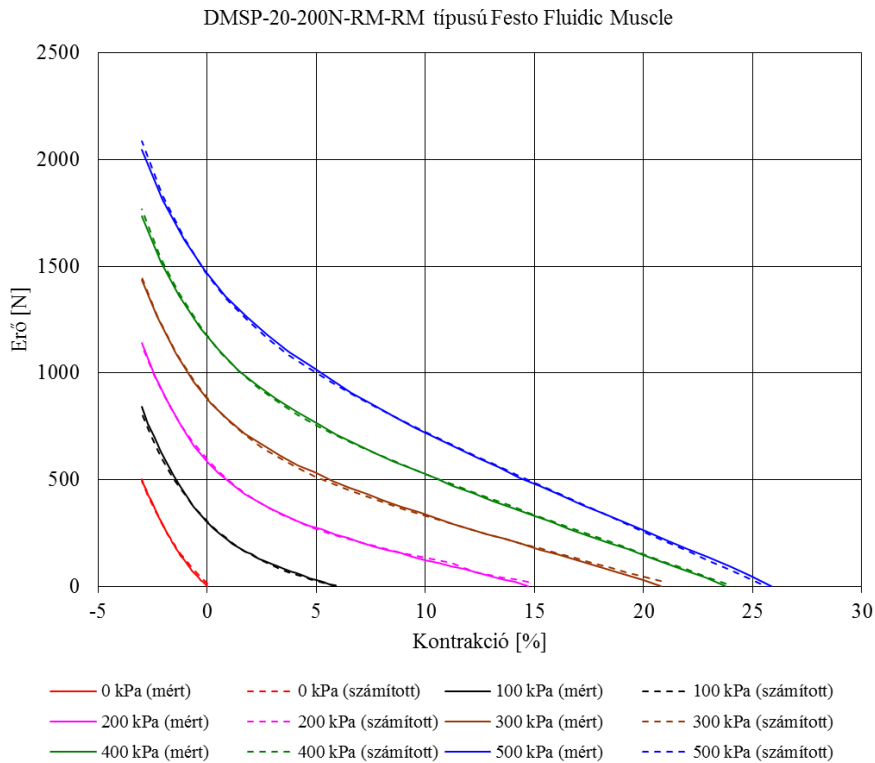
M4-6. ábra: A mért és a (3.6) összefüggéssel számított értékek összehasonlítása állandó nyomásokon

M4-2. táblázat: A (3.6) összefüggésben szereplő a_1 , a_2 , a_3 , a_4 , a_5 és a_6 konstansok értéke, illetve konfidencia intervalluma

Paraméterek	Értékek	Konfidencia intervallumok	
a_1	-4,00180705	-5,402763706	-2,600850394
a_2	292,4620246	289,3515324	295,5725168
a_3	-0,32930845	-0,335894619	-0,322722281
a_4	-9,33564098	-9,418066883	-9,253215077
a_5	294,0538256	292,1612417	295,9464095
a_6	-280,498151	-285,110275	-275,886027



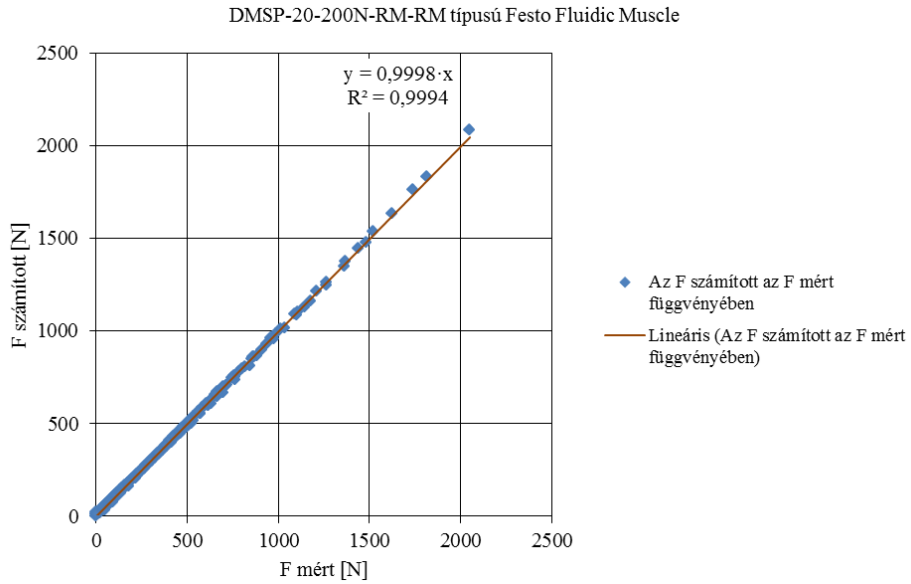
M4-7. ábra: Korreláció és regresszió analízis MS Excel 2010 környezetben a mért és a (3.6) összefüggéssel számított eredmények között állandó nyomásokon



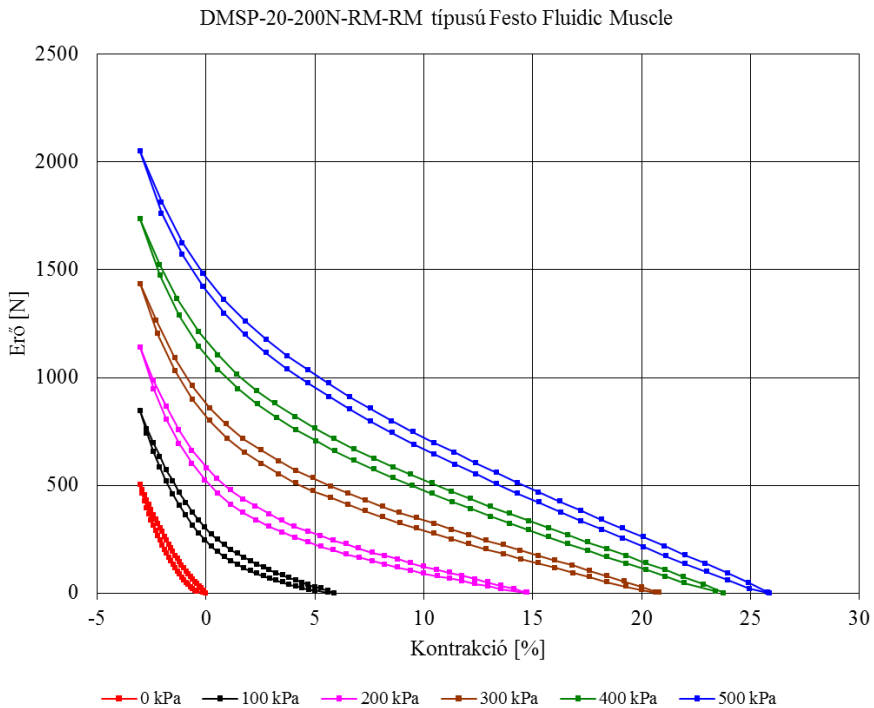
M4-8. ábra: A mért és a (3.7) összefüggéssel számított értékek összehasonlítása állandó nyomásokon

M4-3. táblázat: A (3.7) összefüggésben szereplő a_2 , a_3 , a_4 , a_5 és a_6 konstansok értéke, illetve konfidencia intervalluma

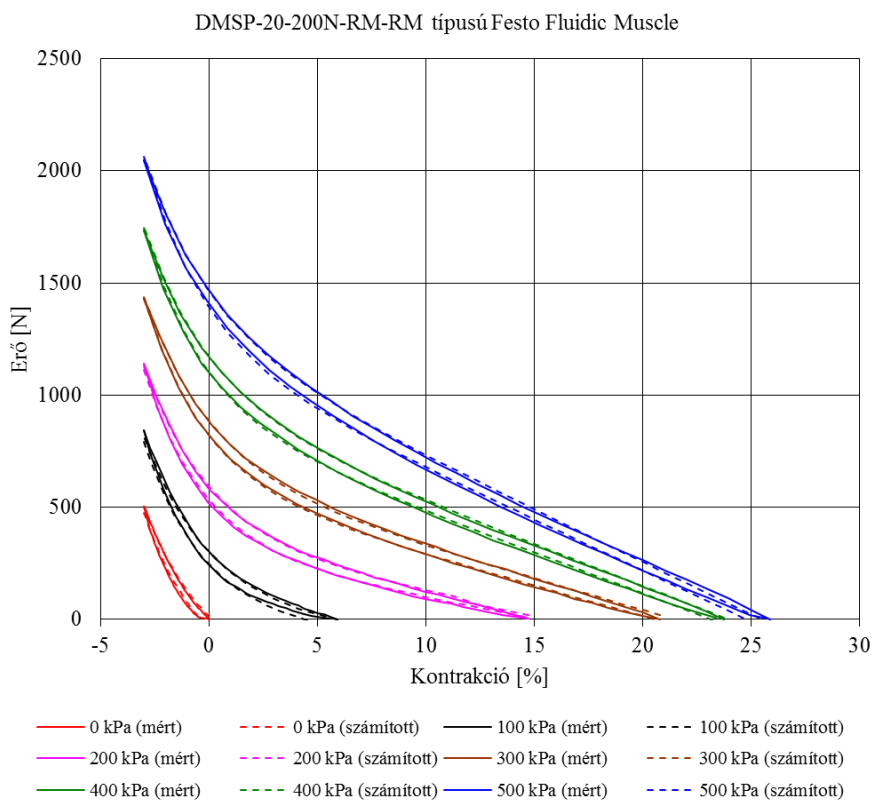
Paraméterek	Értékek	Konfidencia intervallumok	
a_2	286,1714546	283,5949964	288,7479128
a_3	-0,327523456	-0,33407392	-0,32097299
a_4	-9,135794264	-9,20890254	-9,06268599
a_5	288,4720479	287,2292925	289,7148034
a_6	-271,3462159	-275,588211	-267,104221



M4-9. ábra: Korreláció és regresszió analízis MS Excel 2010 környezetben a mért és a (3.7) összefüggéssel számított eredmények között állandó nyomásokon



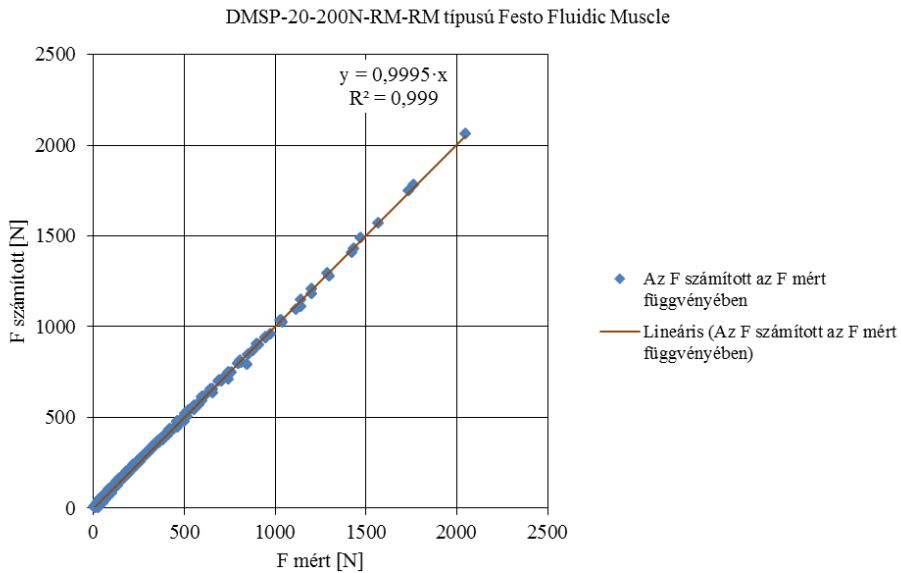
M4-10. ábra: A hiszterézis jelensége állandó nyomásokon



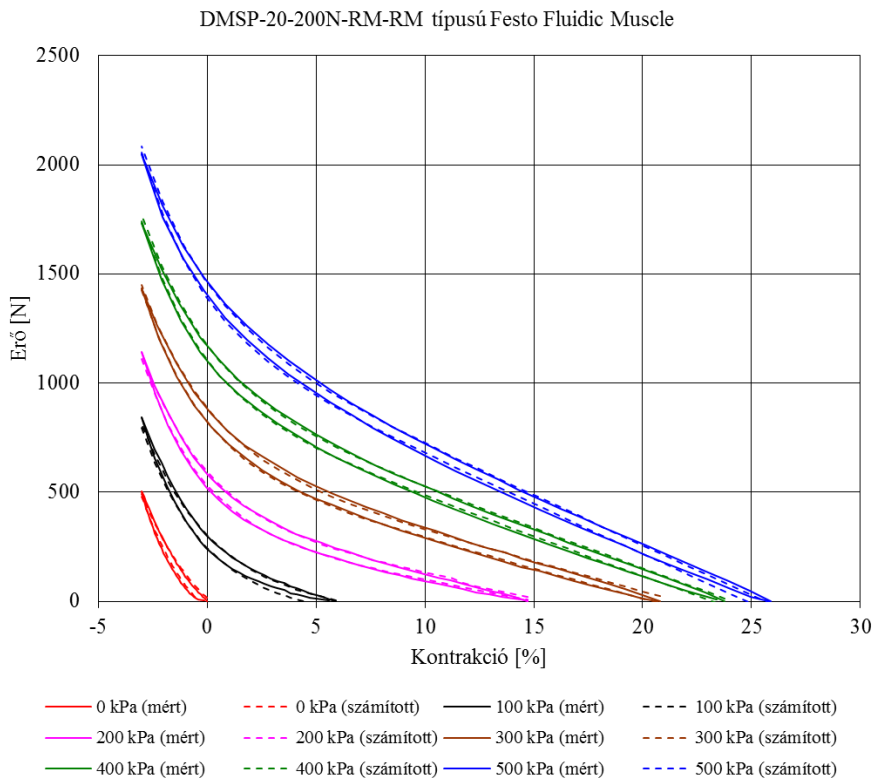
M4-11. ábra: A hiszterézis közelítése a (3.6) összefüggéssel állandó nyomásokon

M4-4. táblázat: A (3.6) összefüggésben szereplő a_1 , a_2 , a_3 , a_4 , a_5 és a_6 konstansok értéke, illetve konfidencia intervalluma a hiszterézis alsó ágaira

Paraméterek	Értékek	Konfidencia intervallumok	
a_1	2,284535474	0,587078765	3,981992183
a_2	252,5264487	248,6851462	256,3677512
a_3	-0,37044151	-0,377850341	-0,363032681
a_4	-9,0783217	-9,18830311	-8,968340289
a_5	283,544241	281,0135797	286,0749023
a_6	-291,480878	-297,8212262	-285,1405304



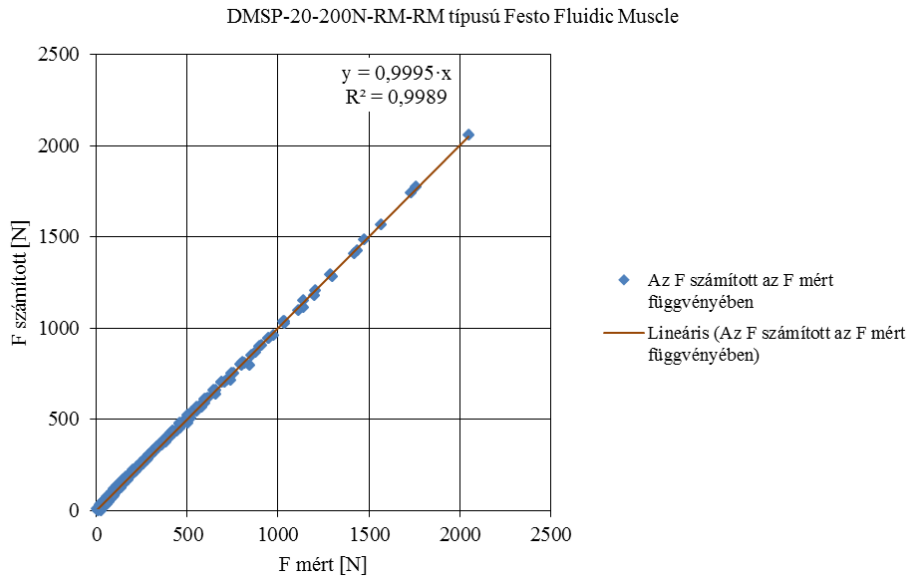
M4-12. ábra: Korreláció és regresszió analízis MS Excel 2010 környezetben a mért és a (3.6) összefüggéssel számított eredmények között a hiszterézis alsó ágaira állandó nyomásokon



M4-13. ábra: A hiszterézis közelítése a (3.7) összefüggéssel állandó nyomásokon

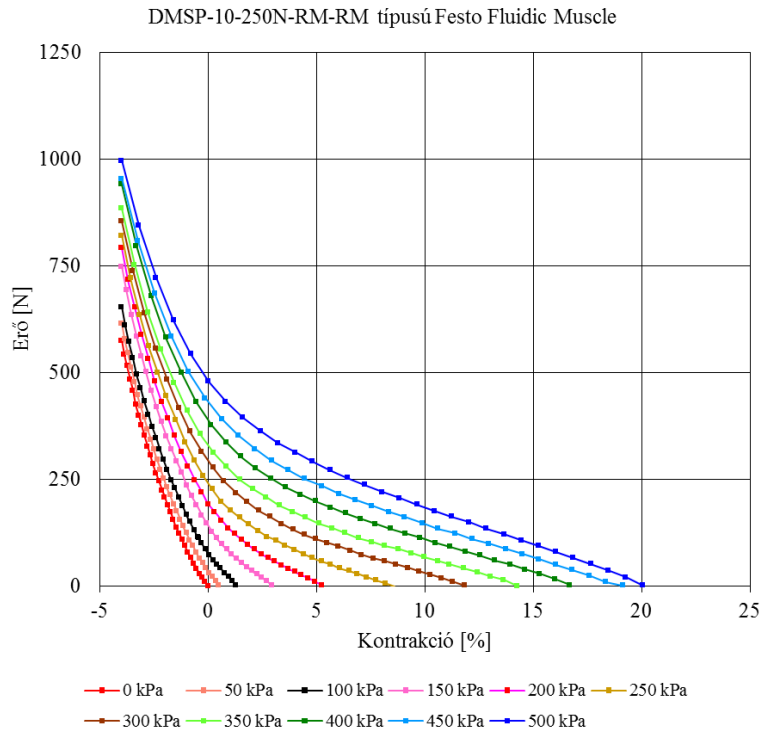
M4-5. táblázat: A (3.7) összefüggésben szereplő a_2 , a_3 , a_4 , a_5 és a_6 konstansok értéke, illetve konfidencia intervalluma a hiszterézis alsó ágaira

Paraméterek	Értékek	Konfidencia intervallumok	
a_2	253,9380417	251,2047213	256,6713621
a_3	-0,37124186	-0,378666697	-0,363817023
a_4	-9,134202084	-9,221488439	-9,046915729
a_5	285,0660676	283,5449838	286,5871513
a_6	-293,9189474	-299,0196425	-288,8182524

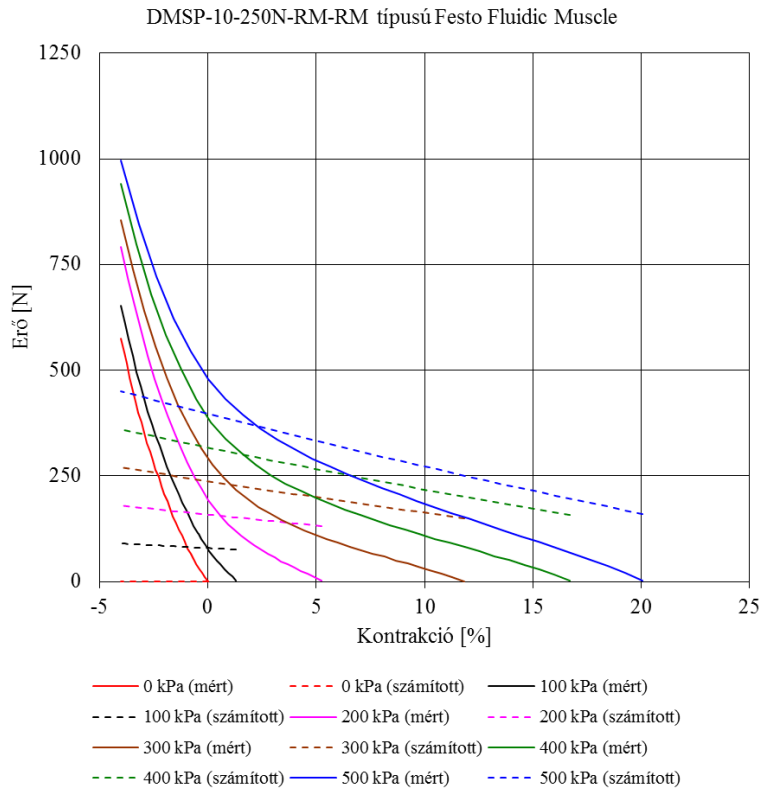


M4-14. ábra: Korreláció és regresszió analízis MS Excel 2010 környezetben a mért és a (3.7) összefüggéssel számított eredmények között a hiszterézis alsó ágaira állandó nyomásokon

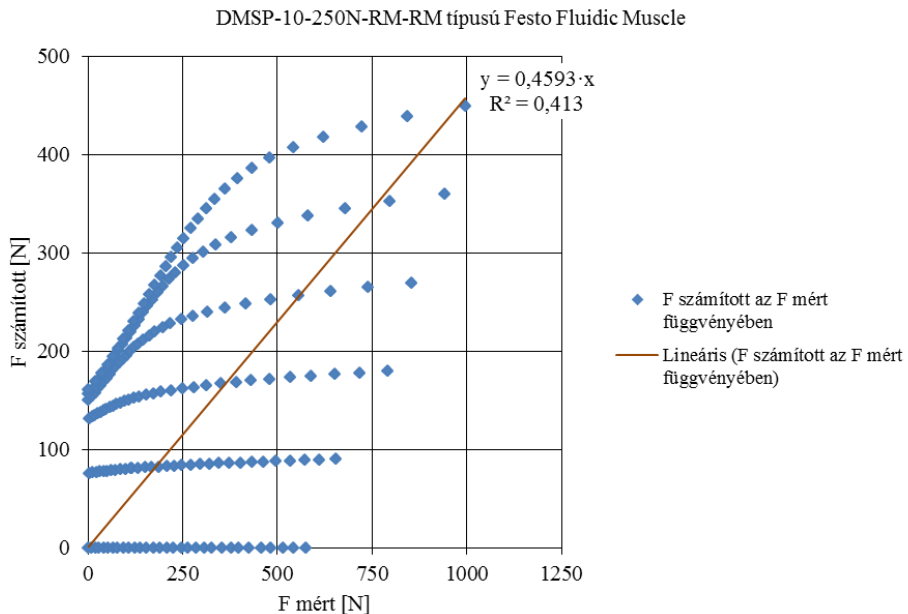
B, DMSP-10-250N-RM-RM típusú Festo Fluidic Muscle esetén



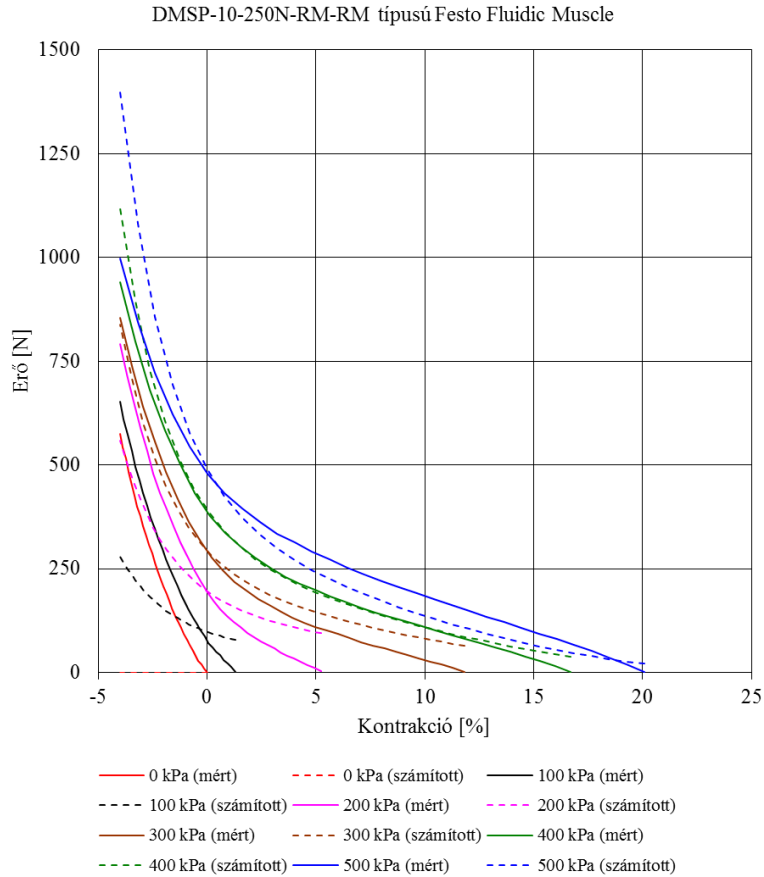
M4-15. ábra: Izobár statikus erő-kontrakció jelleggörbék 0-500 kPa nyomáson 50 kPa-onként



M4-16. ábra: A mért és a (2.42) összefüggéssel számított értékek összehasonlítása állandó nyomásokon



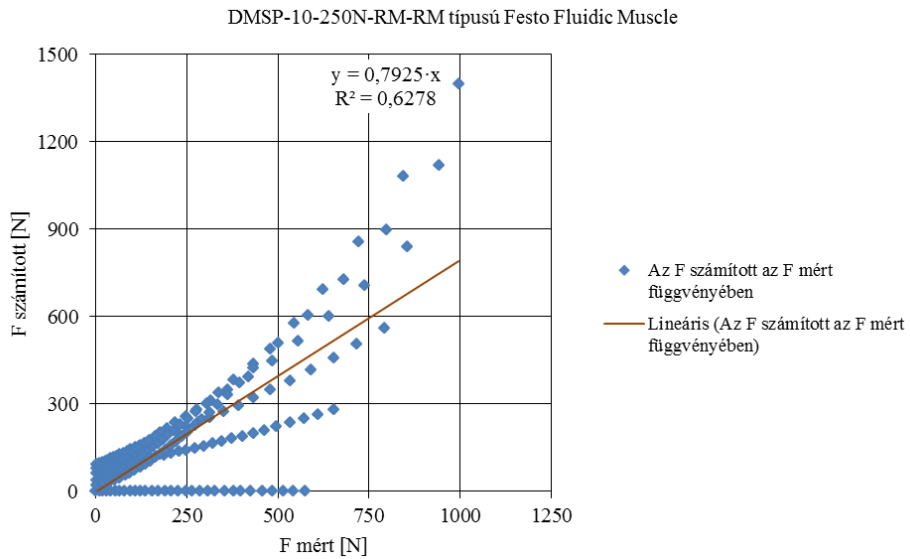
M4-17. ábra: Korreláció és regresszió analízis MS Excel 2010 környezetben a mért és a (2.42) összefüggéssel számított eredmények között állandó nyomásokon



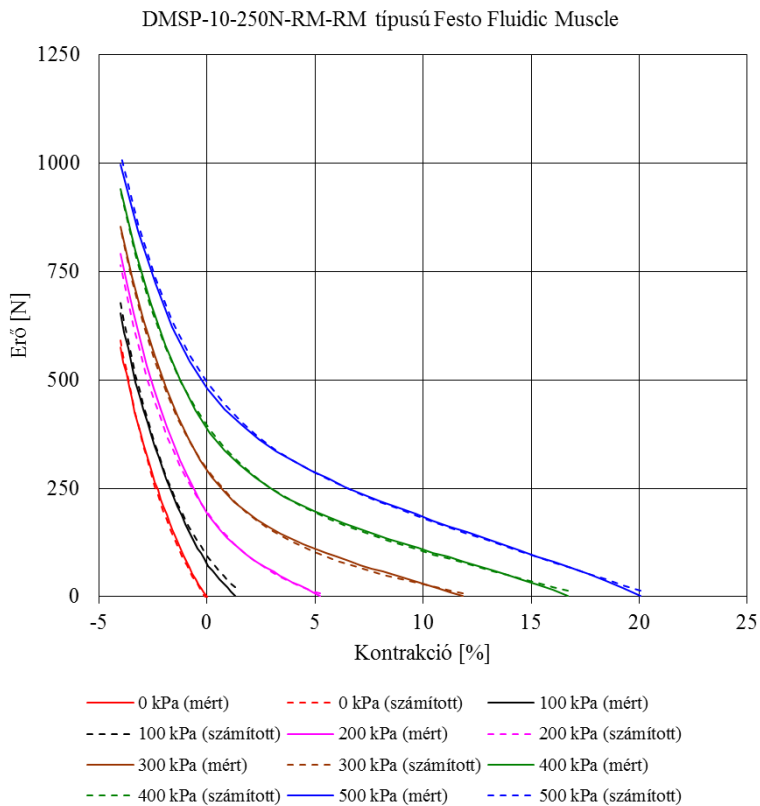
M4-18. ábra: A mért és a (2.50) összefüggéssel számított értékek összehasonlítása állandó nyomásokon

M4-6. táblázat: A (2.50) összefüggésben szereplő a_K , b_K , a_ε és b_ε konstansok értéke

Paraméterek	Értékek
a_K	0,219201983
b_K	-0,530552613
a_ε	5,22351E+29
b_ε	-3,754278241



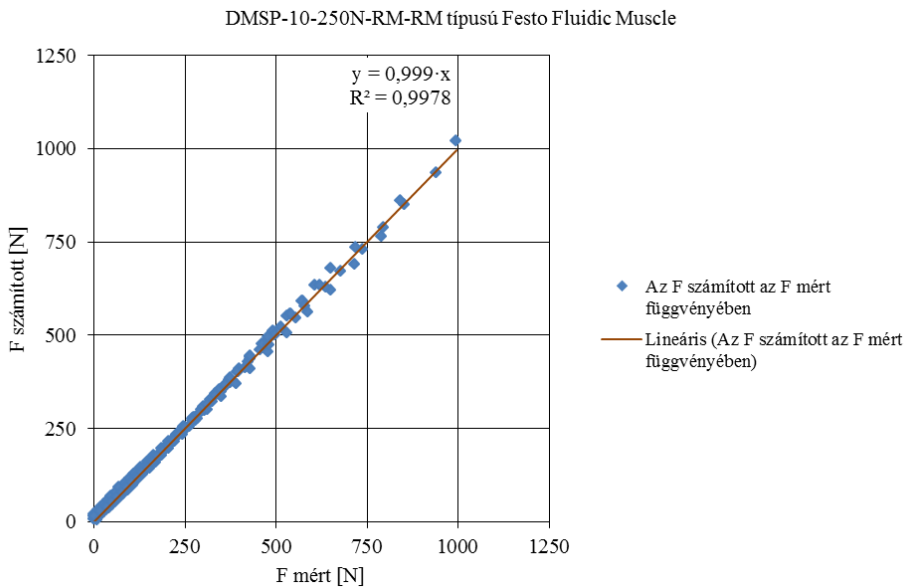
M4-19. ábra: Korreláció és regresszió analízis MS Excel 2010 környezetben a mért és a (2.50) összefüggéssel számított eredmények között állandó nyomásokon



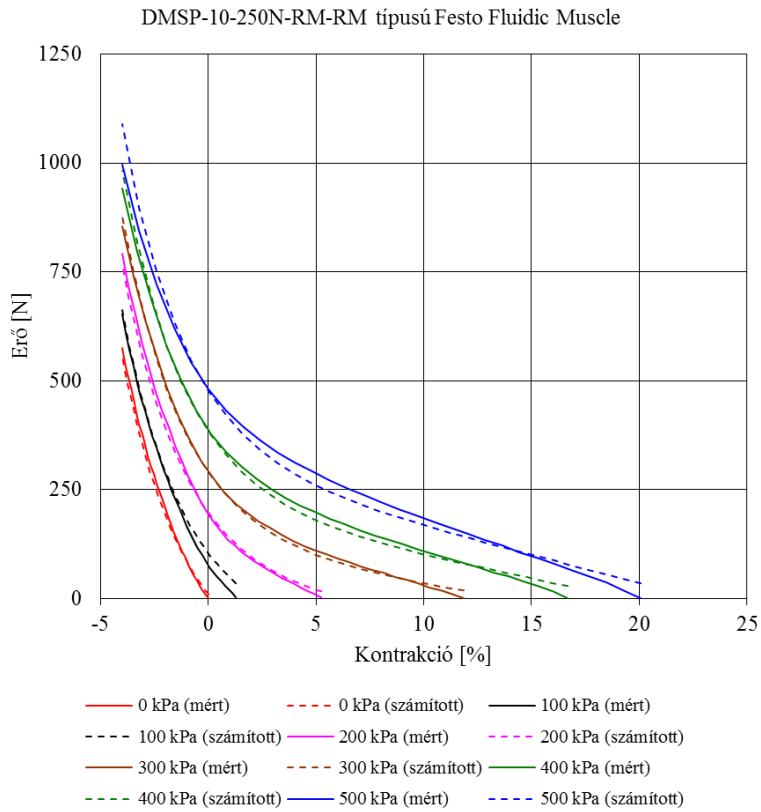
M4-20. ábra: A mért és a (3.6) összefüggéssel számított értékek összehasonlítása állandó nyomásokon

M4-7. táblázat: A (3.6) összefüggésben szereplő a_1 , a_2 , a_3 , a_4 , a_5 és a_6 konstansok értéke, illetve konfidencia intervalluma

Paraméterek	Értékek	Konfidencia intervallumok	
a_1	-9,2194029	-10,35468804	-8,084117763
a_2	203,7012413	201,0385447	206,3639378
a_3	-0,34221042	-0,349054629	-0,335366212
a_4	-3,2255991	-3,344086226	-3,107111973
a_5	109,2038216	107,0552958	111,3523473
a_6	-208,372034	-214,024777	-202,7192912



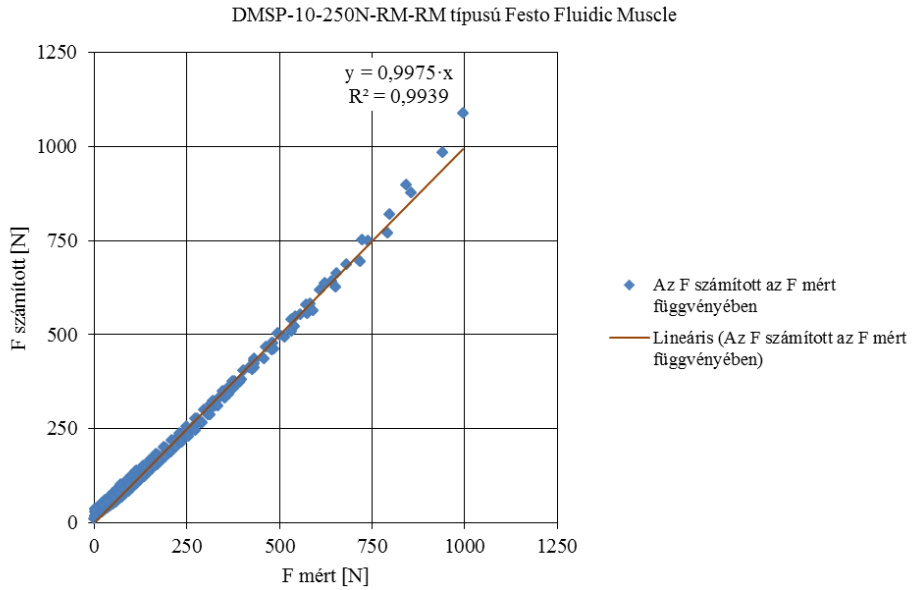
M4-21. ábra: Korreláció és regresszió analízis MS Excel 2010 környezetben a mért és a (3.6) összefüggéssel számított eredmények között állandó nyomásokon



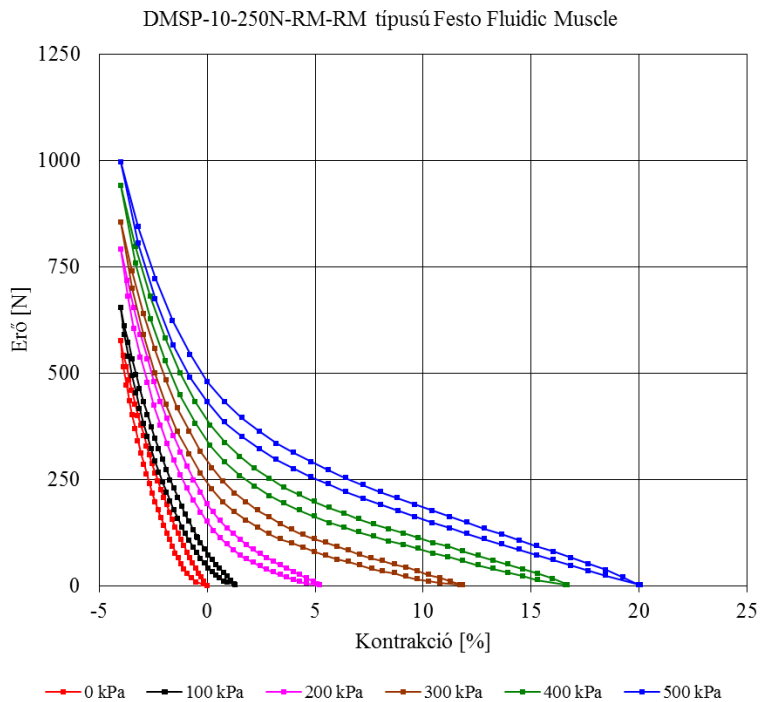
M4-22. ábra: A mért és a (3.7) összefüggéssel számított értékek összehasonlítása állandó nyomásokon

M4-8. táblázat: A (3.7) összefüggésben szereplő a_2 , a_3 , a_4 , a_5 és a_6 konstansok értéke, illetve konfidencia intervalluma

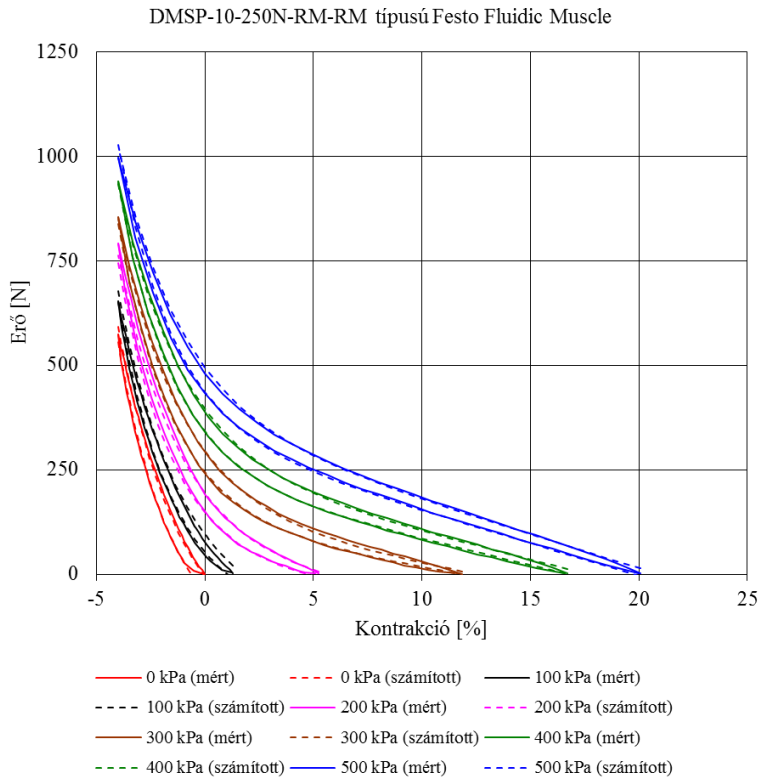
Paraméterek	Értékek	Konfidencia intervallumok	
a_2	182,6553859	179,8177599	185,4930119
a_3	-0,345724082	-0,352638564	-0,338809601
a_4	-2,546345475	-2,691318982	-2,401371969
a_5	92,47900453	90,65145392	94,30655515
a_6	-171,7352511	-178,667139	-164,8033631



M4-23. ábra: Korreláció és regresszió analízis MS Excel 2010 környezetben a mért és a (3.7) összefüggéssel számított eredmények között állandó nyomásokon



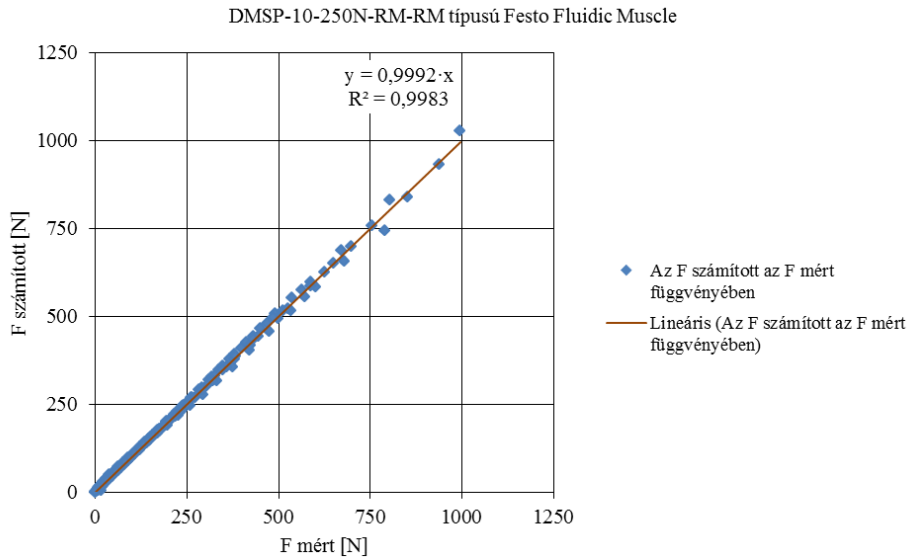
M4-24. ábra: A hiszterézis jelensége állandó nyomásokon



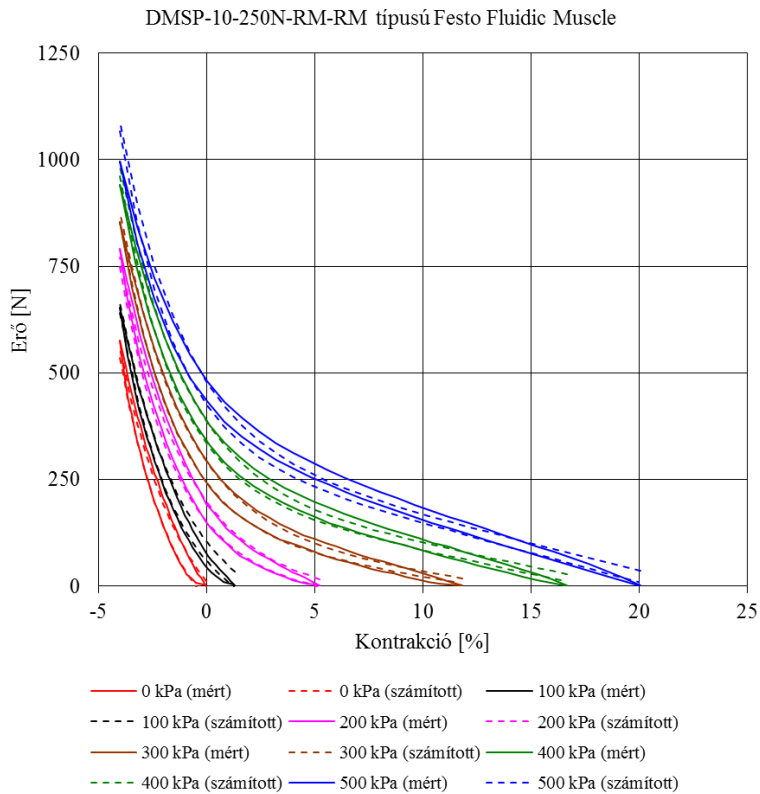
M4-25. ábra: A hiszterézis közelítése a (3.6) összefüggéssel állandó nyomásokon

M4-9. táblázat: A (3.6) összefüggésben szereplő a_1 , a_2 , a_3 , a_4 , a_5 és a_6 konstansok értéke, illetve konfidencia intervalluma a hiszterézis alsó ágaira

Paraméterek	Értékek	Konfidencia intervallumok	
a_1	-3,3417773	-4,086319311	-2,597235289
a_2	146,2806275	144,5080882	148,0531668
a_3	-0,40697055	-0,415109961	-0,398831139
a_4	-3,092400929	-3,192309845	-2,992492013
a_5	99,01617653	97,26333867	100,7690144
a_6	-188,4934707	-193,2171312	-183,7698101



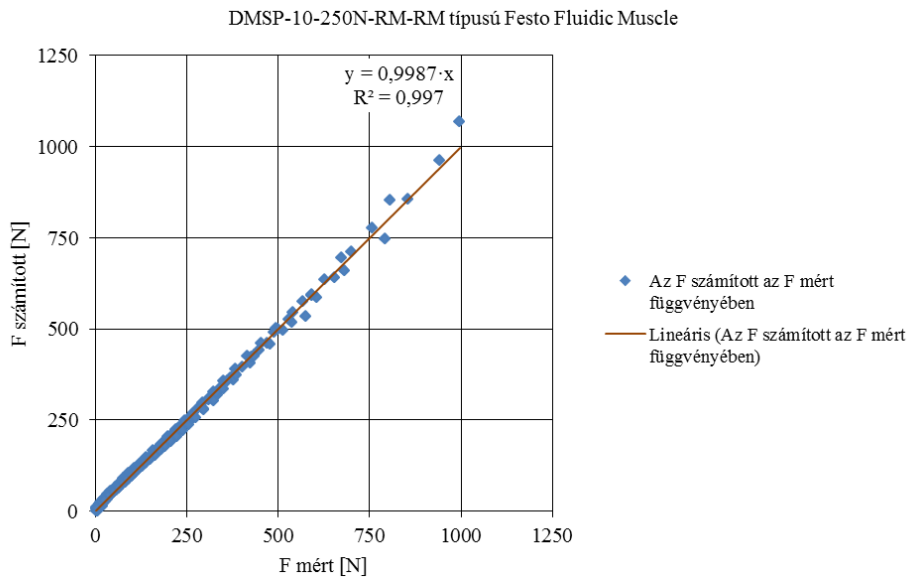
M4-26. ábra: Korreláció és regresszió analízis MS Excel 2010 környezetben a mért és a (3.6) összefüggéssel számított eredmények között a hiszterézis alsó ágaira állandó nyomásokon



M4-27. ábra: A hiszterézis közelítése a (3.7) összefüggéssel állandó nyomásokon

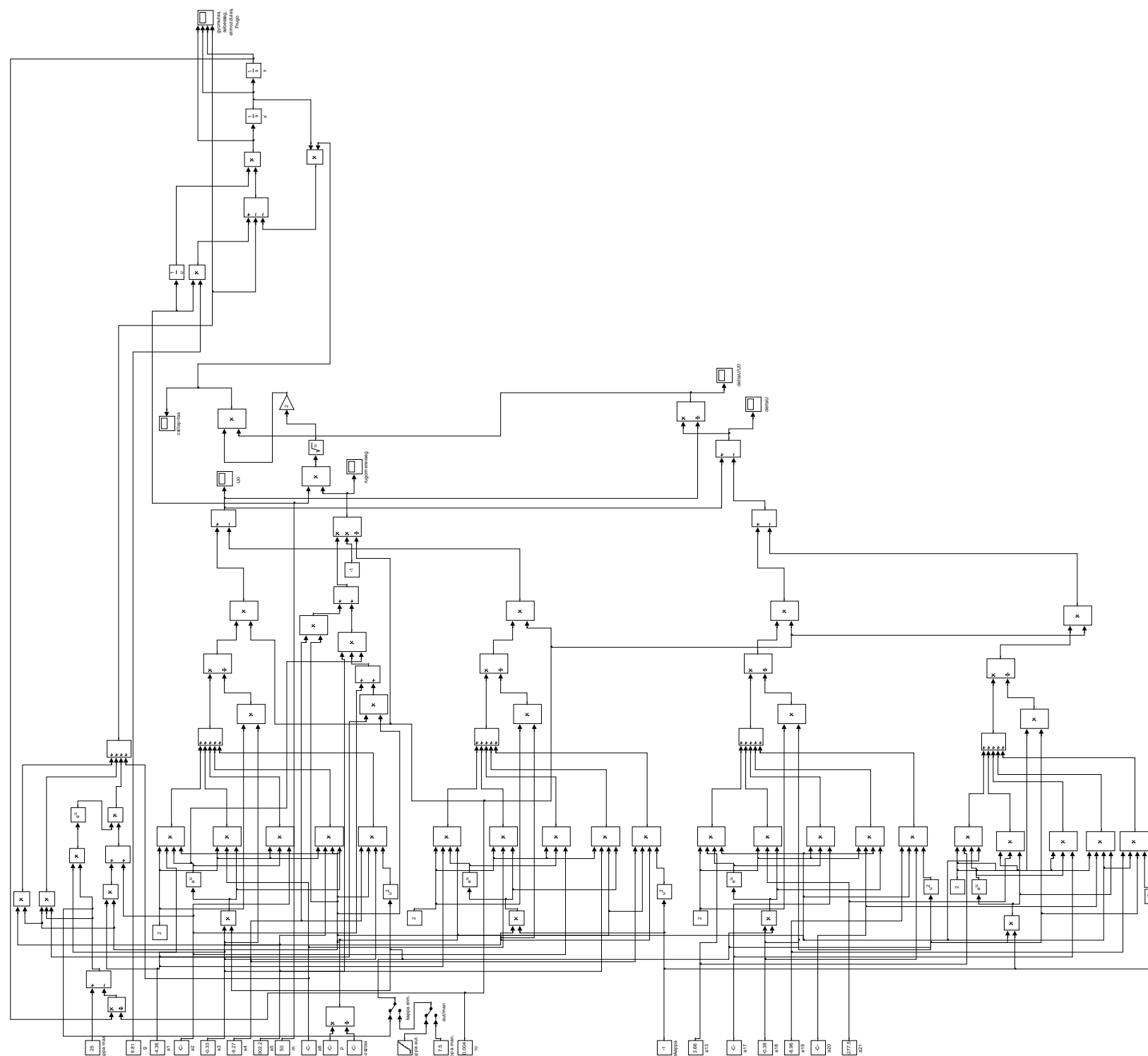
M4-10. táblázat: A (3.7) összefüggésben szereplő a_2 , a_3 , a_4 , a_5 és a_6 konstansok értéke, illetve konfidencia intervalluma a hiszterézis alsó ágaira

Paraméterek	Értékek	Konfidencia intervallumok	
a_2	137,9001673	136,3750859	139,4252487
a_3	-0,40785296	-0,416010015	-0,399695897
a_4	-2,72775473	-2,829922524	-2,625586938
a_5	90,50057189	89,20159647	91,79954732
a_6	-169,951286	-174,6888992	-165,213672

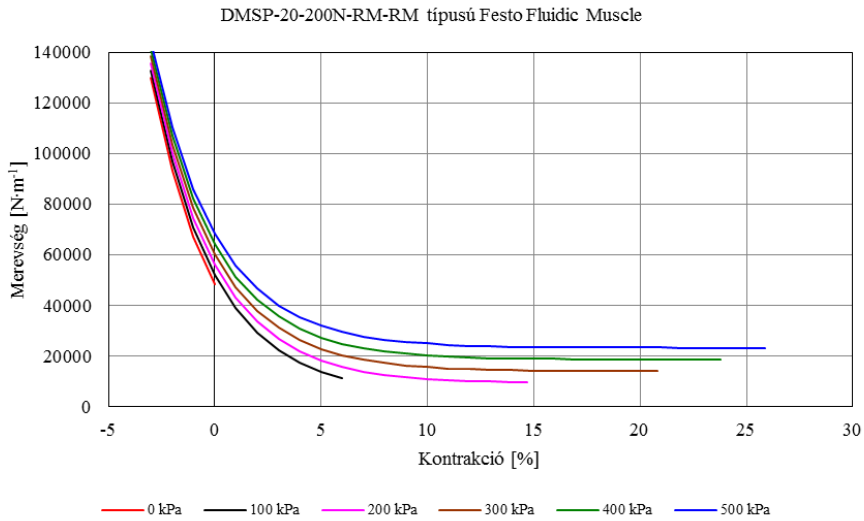


M4-28. ábra: Korreláció és regresszió analízis MS Excel 2010 környezetben a mért és a (3.7) összefüggéssel számított eredmények között a hiszterézis alsó ágaira állandó nyomásokon

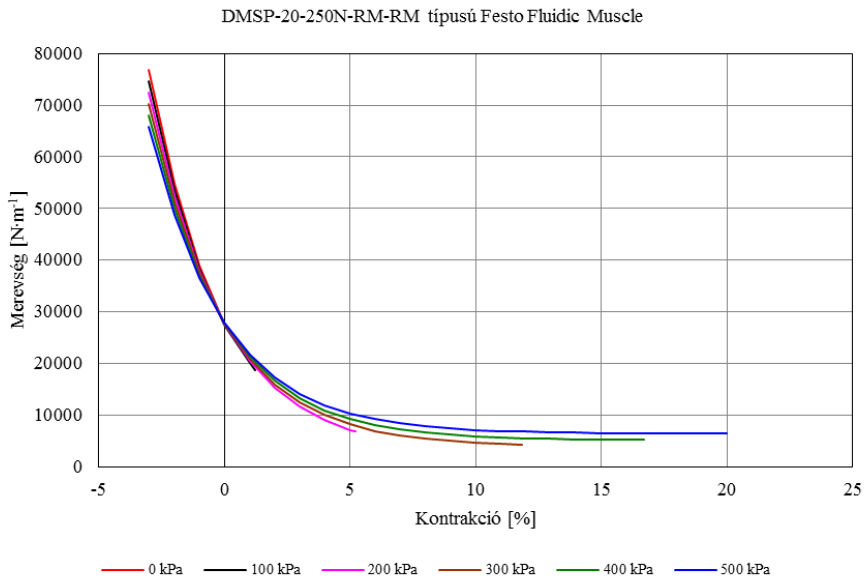
M5. MATLAB Simulink modell és a dinamikus viselkedés további eredményei



M5-1. ábra: MATLAB Simulink modell a PMI, illetve PMI-t tartalmazó lengő rendszer dinamikus vizsgálatához

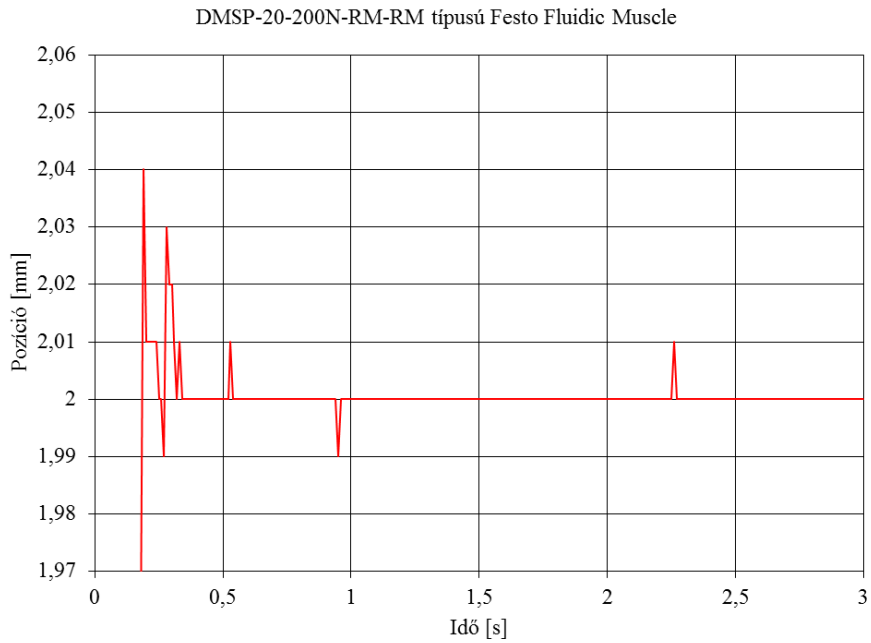


M5-2. ábra: A 20 mm átmérőjű és 200 mm hosszúságú PMI merevségének változása a kontrakció függvényében különböző nyomásokon

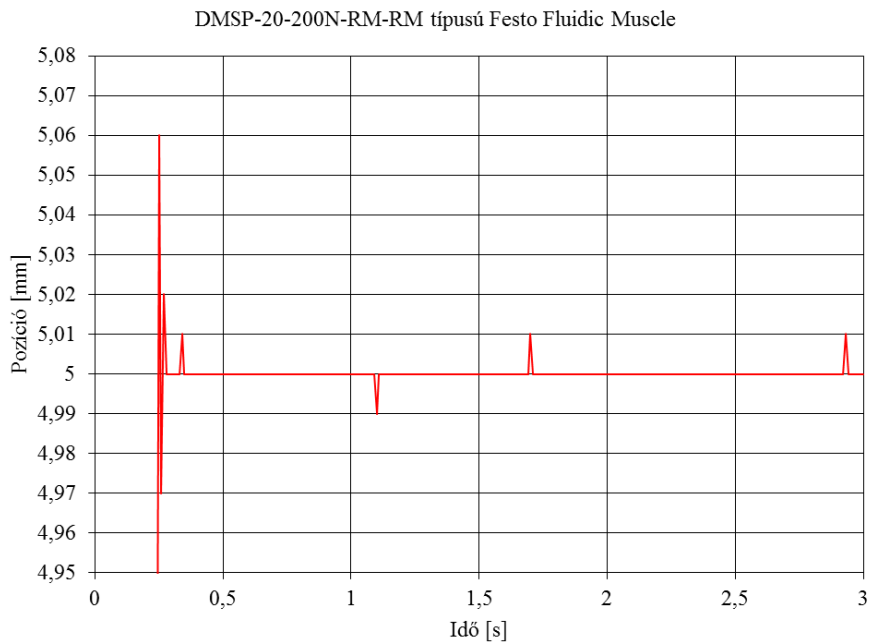


M5-3. ábra: A 10 mm átmérőjű és 250 mm hosszúságú PMI merevségének változása a kontrakció függvényében különböző nyomásokon

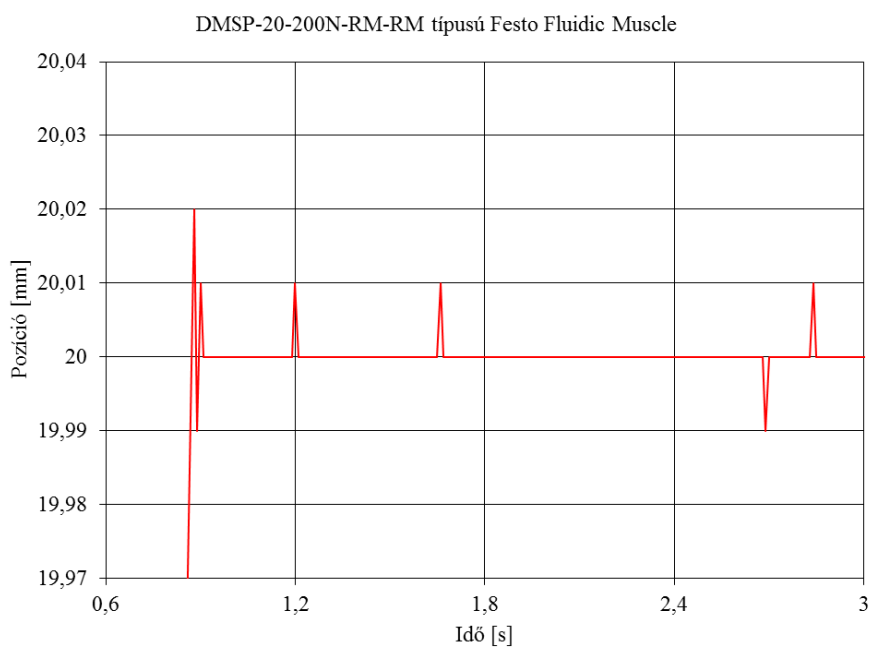
M6. Lineáris pozicionálás további eredményei



M6-1. ábra: Lineáris pozicionálás (2 mm, nagyított)

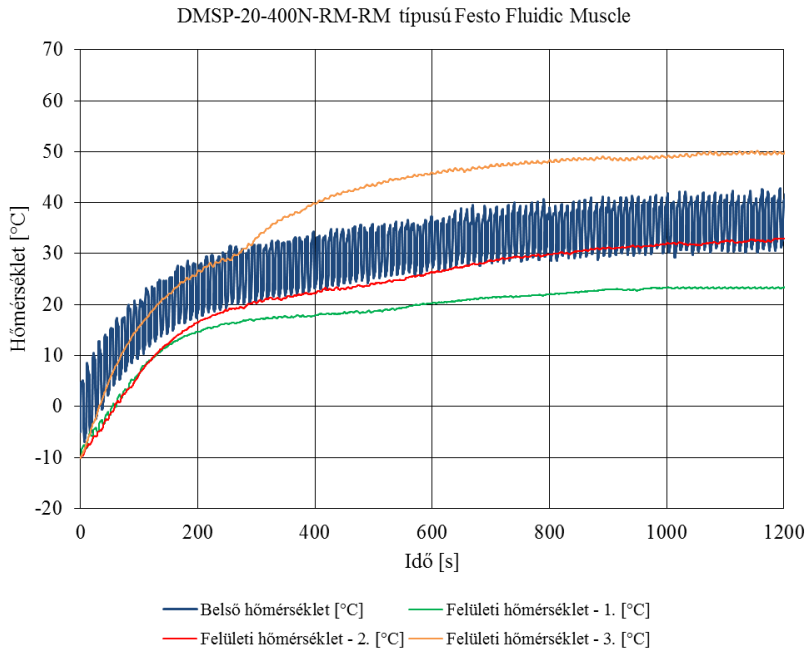


M6-2. ábra: Lineáris pozicionálás (5 mm, nagyított)

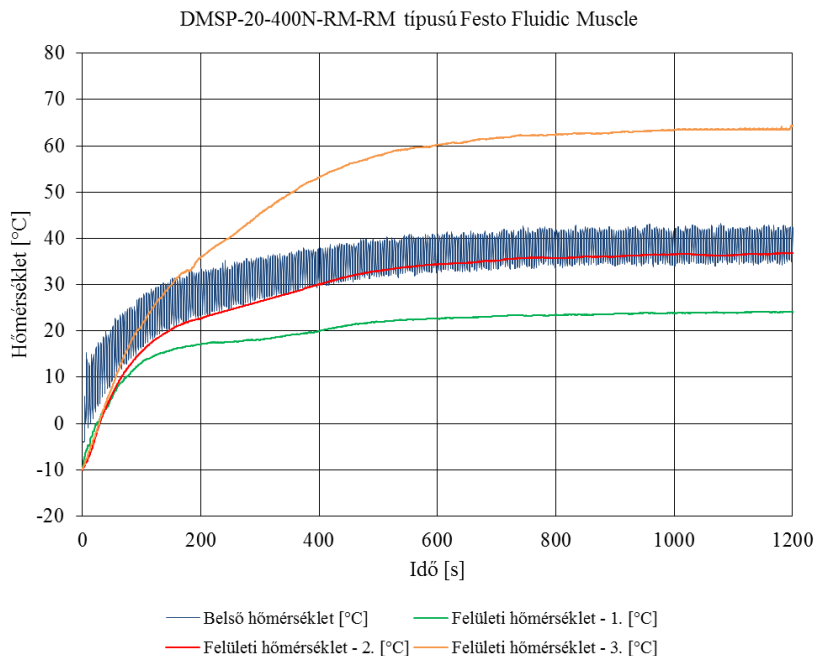


M6-3. ábra: Lineáris pozicionálás (20 mm, nagyított)

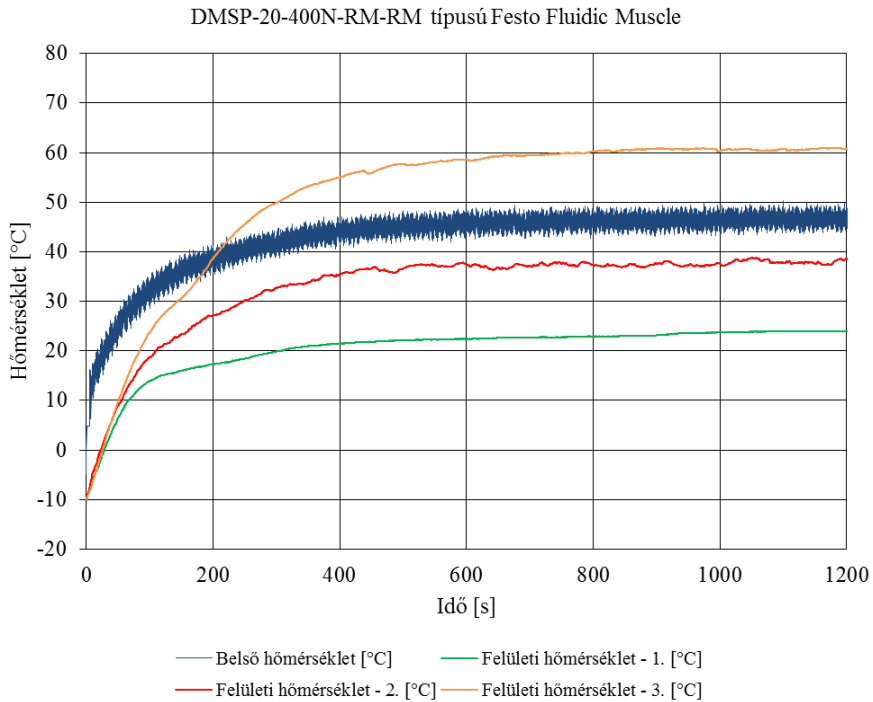
M7. Megváltozó hőmérséklet hatásának vizsgálata a pozicionálás pontosságára vonatkozóan



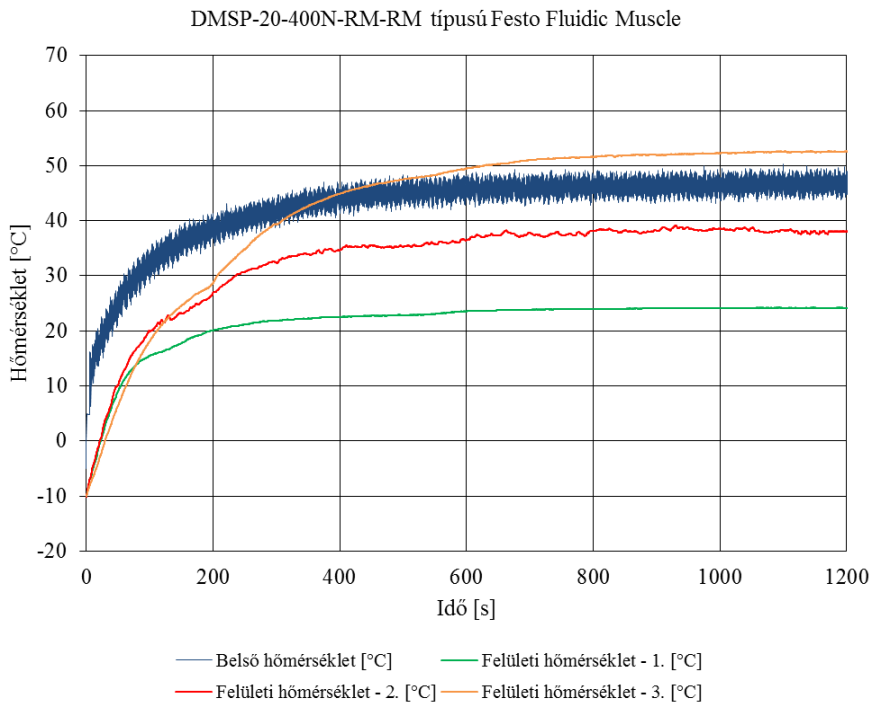
M7-1. ábra: A belső és a felületi hőmérséklet változása 0,1 Hz-es működtető jel esetén



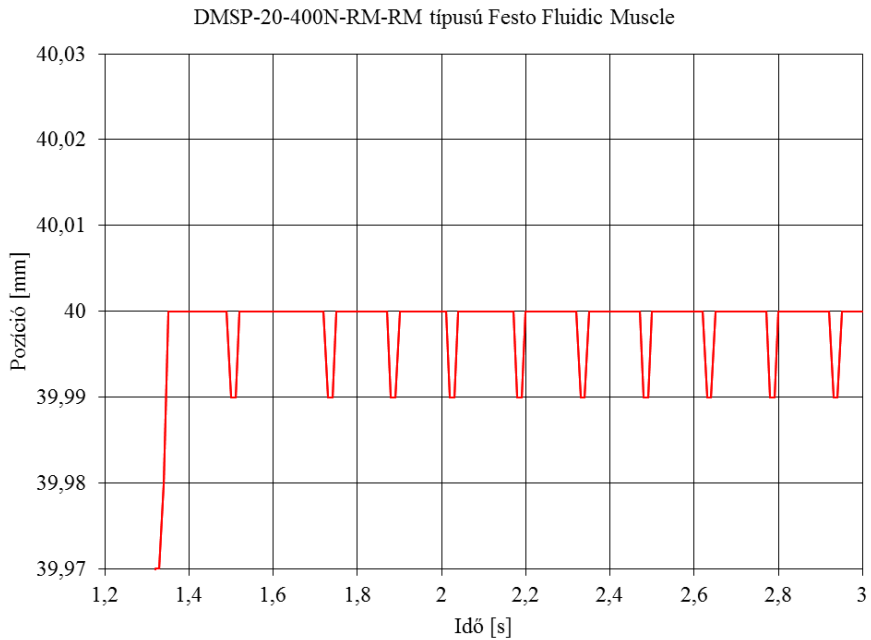
M7-2. ábra: A belső és a felületi hőmérséklet változása 0,25 Hz-es működtető jel esetén



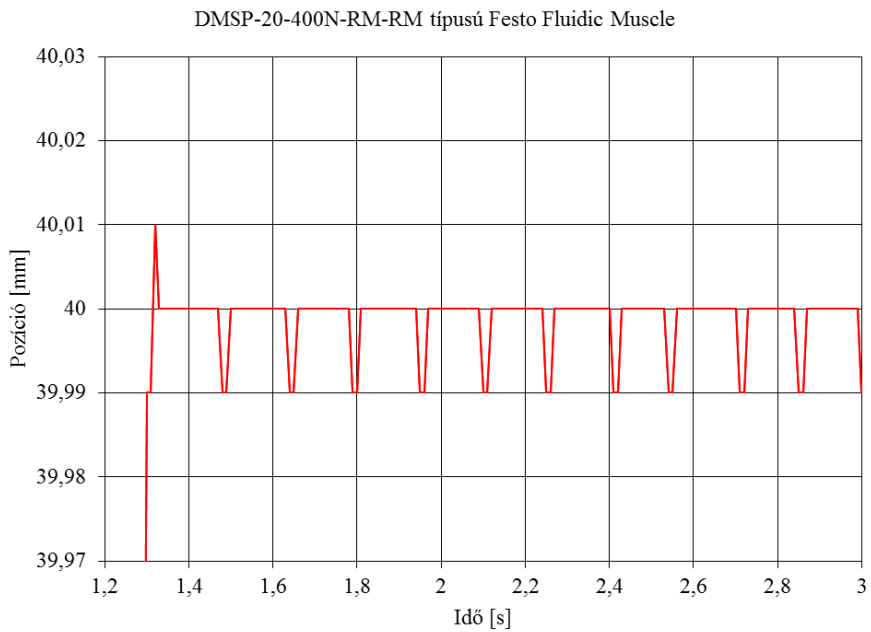
M7-3. ábra: A belső és a felületi hőmérséklet változása 0,75 Hz-es működtető jel esetén



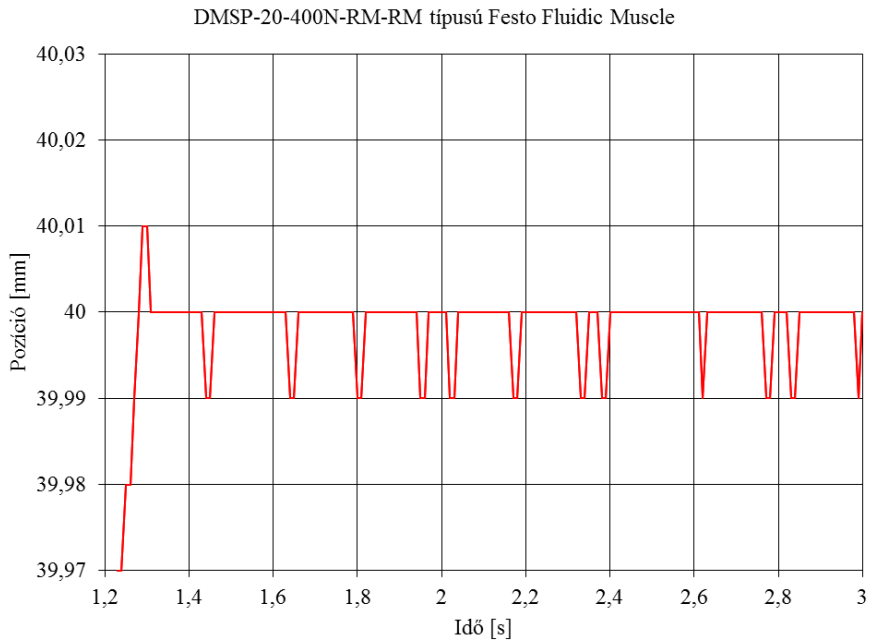
M7-4. ábra: A belső és a felületi hőmérséklet változása 1 Hz-es működtető jel esetén



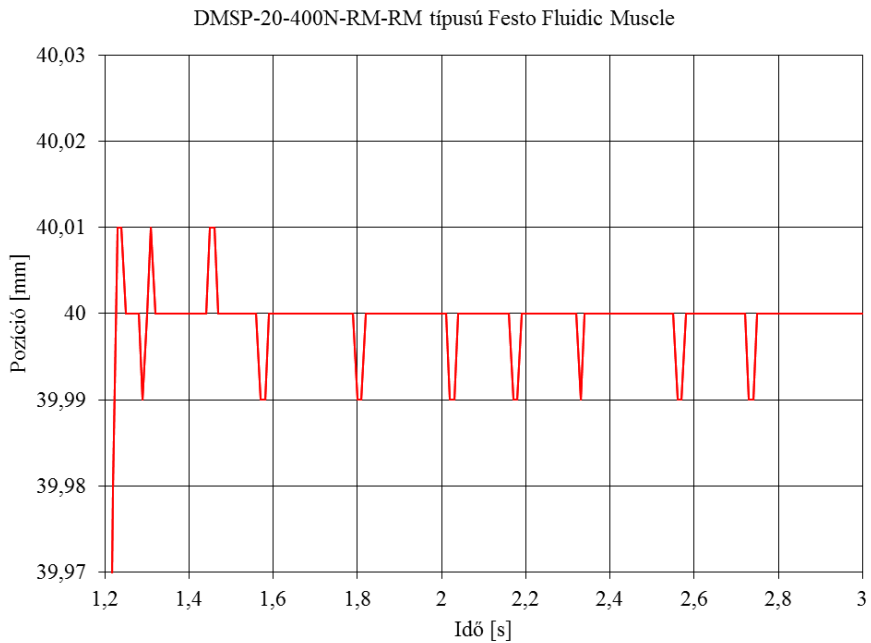
M7-5. ábra: Pozicionálás 0 °C-os PMI-vel (nagyított)



M7-6. ábra: Pozicionálás 10 °C-os PMI-vel (nagyított)

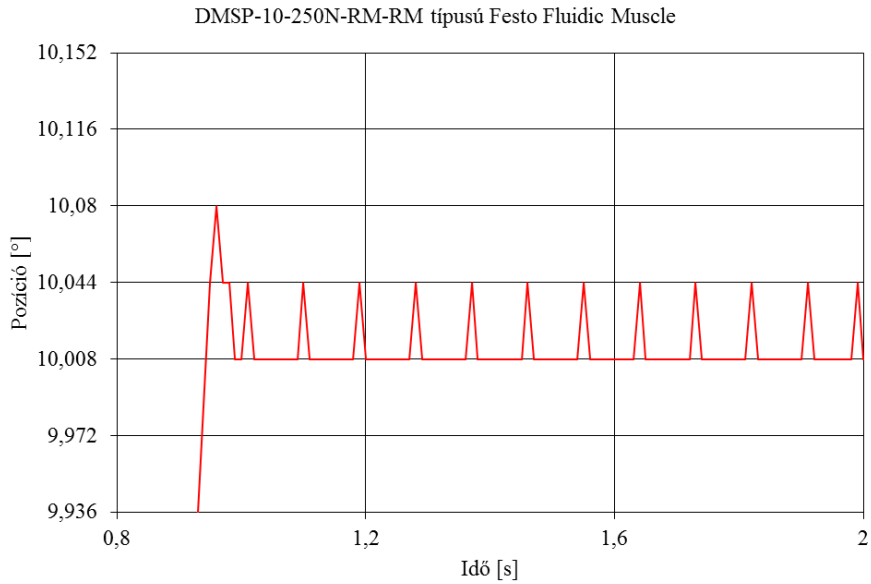


M7-7. ábra: Pozicionálás 20 °C-os PMI-vel (nagyított)

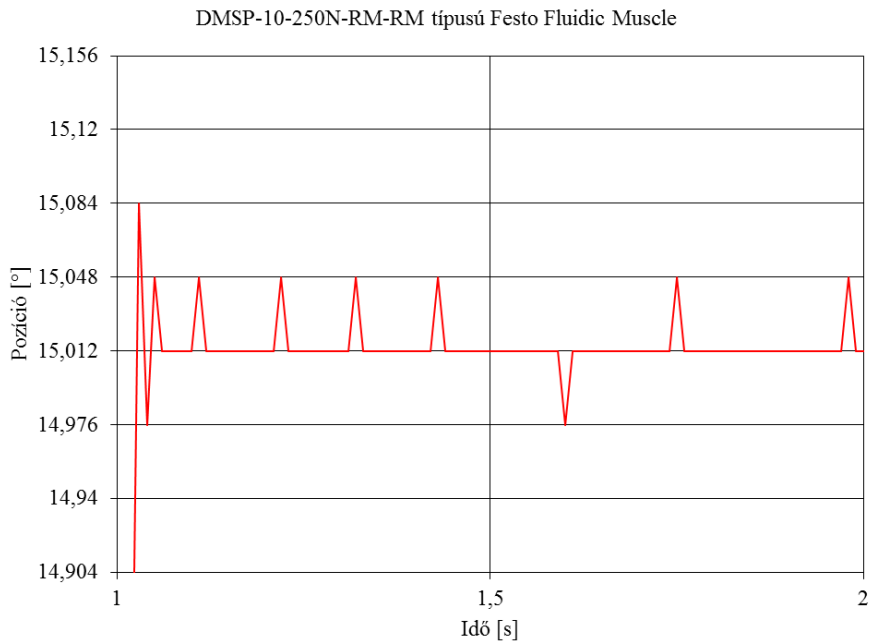


M7-8. ábra: Pozicionálás 30 °C-os PMI-vel (nagyított)

M8. Forgójeladóval történő pozicionálás további eredményei



M8-1. ábra: Pozicionálás szögjeladóval ($10,008^\circ$, nagyított)



M8-2. ábra: Pozicionálás szögjeladóval ($15,012^\circ$ nagyított)

KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

Először is szeretnék köszönetet mondani témavezetőmnek, Szendrő Péter professzor úrnak és társtémavezetőmnek, a Szegedi Tudományegyetem Mérnöki Kar jelenlegi dékánjának, Keszthelyi-Szabó Gábor professzor úrnak, akik a Doktori értekezésem elkészítésében nyújtottak rendkívüli segítséget.

A Doktori értekezéshez szükséges kutatómunkát a Szegedi Tudományegyetem Mérnöki Kar Műszaki Intézetében, illetve annak jogelőd, Gépészeti és Folyamatmérnöki Intézetében végeztem. Köszönöm a kutatási lehetőséget és a munka feltételeinek biztosítását. Név szerint szeretném kiemelni Véha Antal professzor urat, aki a Mérnöki Kar előző dékánja, Bíró István egyetemi docenst, aki a Műszaki Intézet vezetője, Gyevis János tudományos főmunkatársat, aki a pneumatikus rendszerek pozicionálásában és a publikációs tevékenység elindításában segítette munkám, Fabulya Zoltán főiskolai docenst, akinek a matematikai statisztika terén nyújtott tanácsaiért vagyok hálás, valamint Csikós Sándor tanársegédet, aki a LabVIEW programozásában adott hasznos instrukciókat. És Mindenkinek jár a köszönet, aki a kutatómunkám elősegítette.

Természetesen köszönettel tartozom Édesanyámnak és Menyasszonyomnak, akik mindvégig mellettem voltak és segítettek az évek során a holtponatokon keresztül jutnom.

Végül, de nem utolsósorban köszönöm Mindenkinek, aki akár egyetlen buzdító szóval is támogatott vagy csak szorított e munka elkészültéhez.