



ТЕХНИЧЕСКИ УНИВЕРСИТЕТ – ГАБРОВО

Факултет „Машиностроене и уредостроене“

маг. инж. Дочо Светлозаров Димитров

„ ИЗСЛЕДВАНЕ НА ДИНАМИЧНИ ПРОЦЕСИ ПРИ УПРАВЛЕНИЕ С ШИРОЧИННО-ИМПУЛСНА МОДУЛАЦИЯ НА ПНЕВМАТИЧНИ ДВИГАТЕЛИ“

АВТОРЕФЕРАТ

на дисертационен труд

за придобиване на образователна и научна степен „доктор“

Област на висше образование: 5 „Технически науки“

Професионално направление: 5.1 „Машинно инженерство“

Докторска програма: „Хидравлични и пневматични задвижващи системи“

Габрово, 2026 г.

Дисертационният труд е обсъден и насочен за официална защита на заседание на Разширен катедрен съвет на катедра „Енергийна техника” към факултет „Машиностроене и уредостроене“ на Технически университет – Габрово, проведен на 07.04.2026 г.

Дисертационният труд съдържа 164 страници. Научното съдържание е представено в увод, 5 глави и заключение, като включва 103 фигури и 6 таблици.

Цитирани са 140 литературни източника от страната и чужбина.

Изследванията по дисертационния труд са извършени в катедра „Енергийна техника” към факултет „Машиностроене и уредостроене” на Технически университет – Габрово.

Официалната защита на дисертационния труд ще се състои на 09.07.2026 г. от 13:00 ч. В зала 1300 на Технически университет – Габрово.



ТЕХНИЧЕСКИ УНИВЕРСИТЕТ – ГАБРОВО

Факултет „Машиностроене и уредостроене“

маг. инж. Дочо Светлозаров Димитров

ТЕМА: ИЗСЛЕДВАНЕ НА ДИНАМИЧНИ ПРОЦЕСИ ПРИ УПРАВЛЕНИЕ С ШИРОЧИННО-ИМПУЛСНА МОДУЛАЦИЯ НА ПНЕВМАТИЧНИ ДВИГАТЕЛИ

АВТОРЕФЕРАТ

на дисертационен труд

за придобиване на образователна и научна степен „доктор“

Област на висше образование: 5 „Технически науки“

Професионално направление: 5.1 „Машинно инженерство“

Докторска програма: „Хидравлични и пневматични задвижващи системи“

Научен ръководител: Доц. д-р инж. Христо Недев Христов

Рецензенти: Проф. дн инж. Димитър Андонов Дичев

Проф. д-р инж. Генчо Стойков Попов

Габрово, 2026 г.

Използвани символи и съкращения

A	площ
A_2	напречно сечение на дросел;
A_r	площ на отвора на плунжера;
A_t	площ на сечението на тръбата (пневматична линия);
A_b	площ на буталото на пневматичен цилиндър;
a	коефициент на налягане;
a_s	скорост на звука
b	критично отношение на налягането;
C_d	коефициент на дебита;
C_V	коефициент на проводимост;
C_a	звуков коефициент на проводимост;
c_p	скорост на буталото на цилиндъра;
d	вътрешен диаметър;
D	външен диаметър;
F_{mp}	сила на триене;
H	единична функция на Хевисайд;
I	Големина на електрически ток;
k	показател на адиабатата;
k_k	коефициент на усилване на регулатора;
k'_{OB}	коефициент на обратната връзка;
L	дължина;
L_t	дължина на тръба;

M	масов дебит;
M_t	теоретичен масов дебит
M_{b1}	масов дебит -лява страна на пневматичния цилиндър;
M_{b2}	масов дебит -дясна страна на пневматичния цилиндър;
m	маса на флуида;
P	налягане;
P_{at}	атмосферно налягане;
P_{in}	налягане към системата (вх. разпределителя);
P_{out}	изходящо налягане от клапан;
P_r	налягане в ресивера;
P_c	налягане на компресора;
Q	обемен дебит;
Q_{kor}	коригиран обемен дебит;
Q_{SCFM}	обемен дебит по модела на NFPA;
R	газова константа на въздуха;
s	оператор на Лаплас
$T_I; T_D$	времеконстанти на интегриране и диференциране на регулатора;
$T_u; k_u$	времеконстанта и коефициент на усилване на ел.мех. преобразовател;
$T_v; \xi_v$	времеконстанта, коефициент на демпфериране;
T_{air}	температура на въздуха;
t	време;

t_v	стъпка на винтовете на компресора;
U	изходно напрежение на регулатора;
U_3	задаващо напрежение;
U_{OB}	напрежение на обратната връзка;
ΔU	входно напрежение;
U_{pc1}	напрежение от преобразователя на налягане лява камера;
U_{pc2}	напрежение от преобразователя на налягане дясна камера;
U_a	напрежение от датчик на ускорение;
U_{q1}	напрежение от преобразователя на дебит лява камера;
U_{q2}	напрежение от преобразователя на дебит дясна камера;
V	обем на флуида;
W_b	обем на цилиндъра, без този на буталото;
x_x	пространствена променлива;
x_s	преместване на плунжера;
X	отношения на наляганията;
X_T	критичен пад на налягането;
y	преместване на буталния прът;
y_1, y_2	положение на буталото;
Δy	разлика от началното и крайно положение на буталото;
β^*	критичното отношение на налягането;
δ	дозвуков коефициент;
μ	коефициент на дебита на дросела

ρ	плътност на газа;
ϑ	коэффициент на напълване;
\oint	интегрален оператор
ω	ъглова скорост;
Ψ	функция на дебита;
Ψ_{\max}	максимум на функцията на дебита;
АЦП	аналогово-цифров преобразувател
ЕР	електронен регулатор;
ЕУ	електронен усилвател;
ЗУ	задаващо устройство;
СУ	сравняващо устройство;
СЕ	сравняващ елемент;
ТП	терминална платка;
ЦАП	цифрово-аналогов преобразувател
ШИМ	широчинно импулсна модулация

АКТУАЛНОСТ НА ПРОБЛЕМА

Пневматичните задвижващи системи намират широко приложение в съвременната индустрия, поради опростените си конструкции, надеждност и възможност за реализиране на бързи работни цикли. Те се използват в автоматизирани производствени линии, роботизирани системи, транспортни механизми и различни позициониращи устройства.

С развитието на индустриалната автоматизация нарастват и изискванията към точността, енергийната ефективност и динамичните характеристики на тези системи. Особено актуален е проблемът при електропневматичните задвижвания, използващи бързодействащи електромагнитни клапани, при които управлението често се реализира чрез широчинно-импулсна модулация (ШИМ).

При този тип управление възникват редица специфични динамични процеси, свързани с характеристиките на клапаните, компресията на въздуха и нелинейните свойства на пневматичните елементи. Тези процеси оказват съществено влияние върху точността на позициониране, стабилността на системата и нейната енергийна ефективност.

Въпреки значителния брой изследвания в областта на пневматичните задвижвания, редица аспекти, свързани с динамиката на системите с ШИМ управление и използването на бързодействащи 2/2 клапани, остават недостатъчно изследвани.

Това определя актуалността на настоящата дисертационна работа, насочена към изследване на динамичните процеси при управление с широчинно-импулсна модулация на пневматични двигатели. Мотивацията за разработването на дисертационния труд е свързана с необходимостта от по-задълбочено изследване на процесите, протичащи в електропневматични системи, използващи бързодействащи 2/2 електромагнитни клапани. Провеждането на подобни изследвания създава предпоставки за усъвършенстване на математическите модели и методите за управление на такива системи, както и за развитието на по-ефективни и енергийно оптимизирани пневматични задвижвания.

ГЛАВА I

СЪСТОЯНИЕ НА ПРОБЛЕМА

1.1. Проведен анализ на съществуващите научни разработки по настоящия проблем.

Електропневматичните системи за управление намират широко приложение и играят все по-важна роля в съвременната индустрия. Например в областта на роботиката, при автоматичните обработващи машини, позиционирането на астрономически и военни антени и при космическите технологии. В електропневматичните системи чрез управляващият клапан се извършва позициониране на положението на буталото на цилиндъра. За постигане на прецизно позициониране е изключително важно правилното конфигуриране на управляващите клапани. В проучванията най-често се използват два вида управляващи клапани: сервоклапани и електромагнитни клапани. Към електромагнитните спадат бързодействащите двупозиционни двупътни (2/2) клапани [3], [4], [5], [6]. Сервоклапаните се използват често поради техните работни предимствата – устойчиви линейни параметри и висока прецизност. Въпреки, че при бързодействащите електромагнитни 2/2 клапани съществуват нелинейни отклонения в работните характеристики, те се използват широко поради ниската цена, опростена структура и лесната поддръжка.

1.2. Изводи и констатации от анализа:

В резултат на извършения анализ на съществуващите електропневматични системи и методи за управление могат да бъдат направени следните основни изводи:

1. Пневматичните задвижващи системи намират широко приложение в съвременната индустрия поради своята конструктивна простота, надеждност и възможност за реализиране на бързи работни цикли.
2. За управление на пневматични изпълнителни механизми се използват различни типове клапани - пропорционални, сервоклапани и бързодействащи електромагнитни клапани.

3. Използването на пропорционални клапани позволява реализиране на плавно управление, но тези решения се характеризират с по-висока цена и по-сложна конструкция.
4. Поради това в редица практически приложения се използват бързодействащи електромагнитни клапани тип 2/2, управлявани чрез широчинно-импулсна модулация (PWM).
5. Управлението чрез PWM позволява реализиране на ефективно регулиране на дебита и налягането, но води до възникване на специфични динамични процеси в пневматичната система.
6. Съществуващите математически модели на електропневматични системи често не отчитат в достатъчна степен динамичните характеристики на бързодействащите клапани и тяхното влияние върху работата на системата.
7. Това налага необходимостта от по-задълбочено изследване на динамичните процеси в пневматични системи, използващи бързодействащи 2/2 електромагнитни клапани и PWM управление.

Извършеният анализ показва, че въпреки широкото приложение на електропневматичните системи, използващи бързодействащи електромагнитни клапани, динамичните процеси при управление чрез широчинно-импулсна модулация не са достатъчно изследвани. Това води до затруднения при създаването на адекватни математически модели и при разработването на ефективни алгоритми за управление на такива системи.

ЦЕЛ И ОСНОВНИ ЗАДАЧИ НА ДИСЕРТАЦИЯТА

Цел на дисертацията:

Целта на дисертационния труд е да се изследват динамичните процеси в електропневматични системи, използващи бързодействащи електромагнитни клапани тип 2/2, управлявани чрез широчинно-импулсна модулация, и да се

разработят математически модели, позволяващи по-точно описание и анализ на работните характеристики на такива системи.

Основни задачи на дисертацията:

На база на направеното литературно проучване и с оглед изпълнението на целта на дисертацията, са формирани следните основни задачи:

1. Анализ на съществуващите методи за управление на електропневматични задвижващи системи.
2. Изследване на конструктивните и динамичните характеристики на бързодействащи електромагнитни клапани тип 2/2.
3. Разработване на математически модел на реалната дебитна характеристика на бързодействащ електромагнитен клапан.
4. Създаване на математически модел на електропневматична позиционираща система.
5. Провеждане на експериментални изследвания за определяне на параметрите на модела.
6. Извършване на симулационни изследвания и верификация на разработените математически модели.

ГЛАВА II

РАЗРАБОТВАНЕ НА МОДЕЛ НА ДЕБИТНАТА ХАРАКТЕРИСТИКА НА БЪРЗОДЕЙСТВАЩ ПНЕВМАТИЧЕН 2/2 КЛАПАН

2.1. Теоретични и експериментални модели на статичната характеристика на бързодействащи 2/2.

За експерименталното определяне на дебитните характеристики на използваните клапани е използван моделът ISA за дебита през клапан включващ не само проводимостта на клапана, а също и фактора за критичния пад на налягането, който се определя експериментално.

Този модел е разработен, за да се отчете фактът, че през два клапана с идентичен коефициент на проводимост C_V могат да преминат дебита с различни стойности при идентични налягания. Във всеки клапан сложността на геометрията на пътя на флуида има X_T , като по-сложната геометрия води до по-високи стойности.

За обемния дебит на въздух, уравнението за изтичане ISA е:

$$Q = \begin{cases} 22.67 C_V p_{in} \left(1 - \frac{X}{3X_T}\right) \sqrt{\frac{X}{T_{air}}} & \text{ако } X < X_T \\ 15.11 C_V p_{in} \sqrt{\frac{X_T}{T_{air}}} & \text{ако } X \geq X_T \end{cases}, \quad (1.37)$$

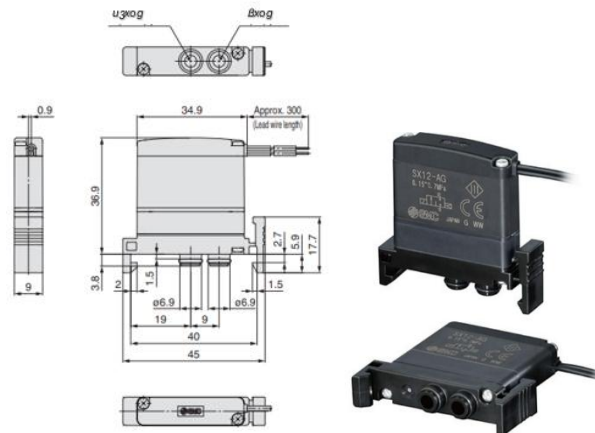
където:

$$X = \frac{p_{in} - p_{out}}{p_{in}} = 1 - \left(\frac{p_{out}}{p_{in}}\right) \quad (1.38)$$

2.1.1. Създаване на математически модел на реалната дебитна характеристика на бързодействащ пневматичен клапан 2/2 (On/Off).

За изпълнение на поставените задачи е необходимо да се определи точен математичен модел, който да описва реалния статичен дебит през пневматичните бързодействащи клапани - 2 порта, при промяната на захранващото налягане, входното и изходно налягане и геометрията на пътя на флуида. Това може да се реализира чрез експериментално определяне на дебитната функция и след това да се избере най-близкия от представените математически модели или да се създаде нов такъв.

За експериментите се използва пневматичните бързи клапани - модел SX12F-AH; SX12F-EH; SX12F-JH; на SMC Japan.



Фиг. 2.1. Схема и илюстративна снимка на бързодействащ 2/2 клапан SX 12 F.

Затворният елемент на този тип клапани се състои от пластина, изработена от магнитен материал с определена геометрия. По време на работа електромагнитна привлича пластината, а когато се деактивира, тя се връща в първоначалното си положение под действието на налягането (в работата на клапата не участва пружина). Затворният елемент на този тип клапани се състои от пластина, изработена от магнитен материал с определена геометрия. По време на работа електромагнитна привлича пластината, а когато се деактивира, тя се връща в първоначалното си положение под действието на налягането (в работата на клапата не участва пружина).

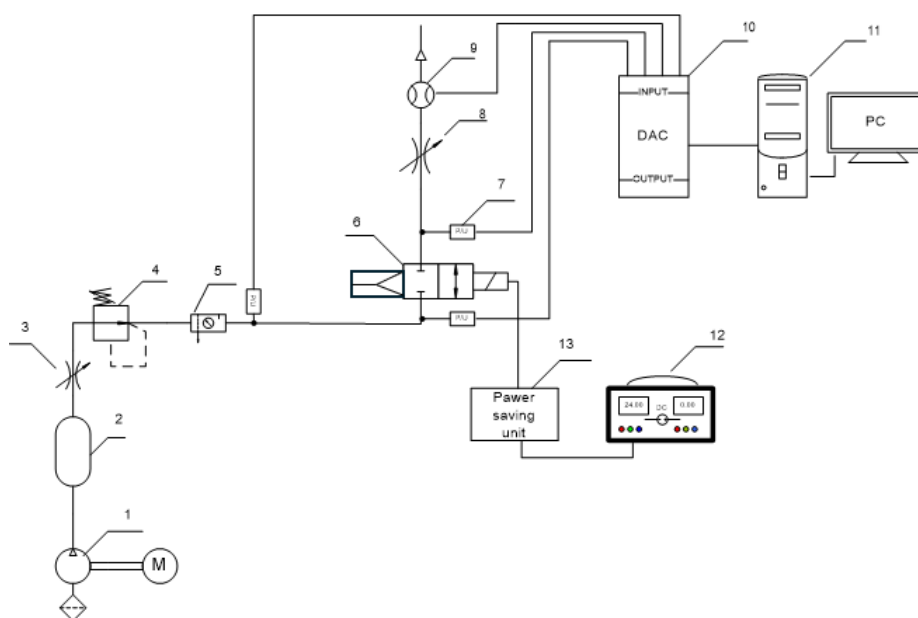
Този тип електропневматични клапани са проектирани за получаване на по-съкратено време за реакция. Параметрите им достигат до времена за: включване - 0.45 ms, изключване - 0.4 ms. Клапаните от този тип са с ниска консумация на енергия 4W и висока работна честота до 120 Hz.

Математическият модел на дебита е сложна функция на много променливи, като например: налягане на подаване, налягане на входа, температура и др. Известни са различни математически модели. При съставянето на математическите модели на характеристиката на дебита на пневматичния високоскоростен двупортов клапан трябва да се приемат атмосферните условия, както е описано в ISO 6358: 1989 (E). Моделът предполага, че температурата на

въздуха не се различава от атмосферната температура, докато бързодействащия 2/2 клапан работи.

2.1.2. Определяне на параметрите на математическия модел на дебитната характеристика на бързодействащ 2/2 клапан чрез експериментално изследване.

За експерименталното определяне на проводимостта на бързодействащ 2/2 клапан и коефициента за критичния пад на налягането които определят конкретната дебитна характеристика на пневматичните бързодействащи клапани с 2 порта е създадена експериментална система (стенд) показана на фиг. 2.2.



Фиг.2.2. Схематично представяне на пневматично задвижване с измервателна система.

1 - винтов компресор; 2 - ресивер; 3 - дросел (спирателен кран); 4 - предпазен клапан; 5 – въздухоподготвителна група; 6 - бързодействащ 2/2 клапан за включване/изключване; 7 – преобразувател на налягане, 8 – дросел; 9 – дебитомер; 10 - терминална платка; 11 - компютър; 12 - измервателен блок; 13 - енергоспестяващ блок;

Необходимото налягане в ресивера на компресора (1) трябва да достигне 8 bar. Измерва се входното налягане от въздухоподготвителната група с датчика за налягане (p/u). Измерват се налягането на входа на бързодействащия клапан и налягането на изхода на клапана. Измерва се дебитът, преминаващ през бързодействащия клапан с дебитомери (9). Експериментът се провежда с

управляващо напрежение от 24V от захранващ блок (12) и работни налягания 2, 3, 4, 5, 6 и 7 bar. Дроселът (8) се отваря от нулев дебит до пълно отваряне със стъпка през ~ 10 l/min. Записват се данните от измерванията.

Извършено е предварително тариране на уредите. Следващата функция е преминаването в натурални единици на всеки един от измерваните канали.

Измерените манометрични налягания се превръщат в абсолютно налягане, като за построяването на статичната характеристика се използва отношението:

$$\frac{P_{out}}{P_{in}} = \beta \quad (2.5)$$

Тъй като всички математически модели, описващи дебита през клапана са пропорционални на пада на налягане е необходимо коригираният дебит да се определи, като се умножи отношението на налягането при нулев дебит към измереното захранващо налягане при преминаващ дебит:

$$Q_{kor} = Q \frac{P_{noflow}}{P_{in}} \quad (2.6)$$

Построяват се експерименталните графики в отношение на зависимостта за трите модела използвани клани:

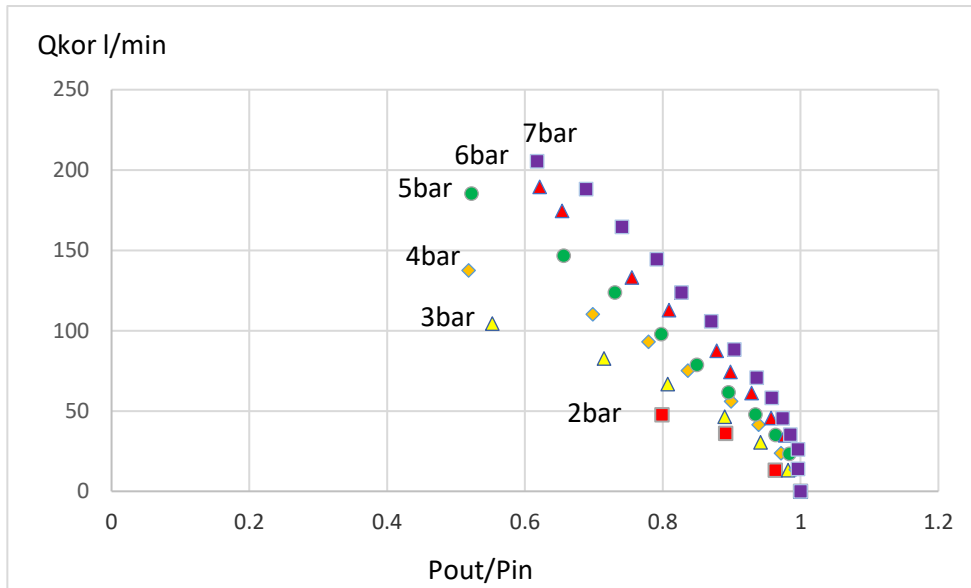
$$\frac{P_{out}}{P_{in}} \text{ КЪМ } Q_{kor} \quad (2.7)$$

P_{noflow} - налягане при нулев дебит;

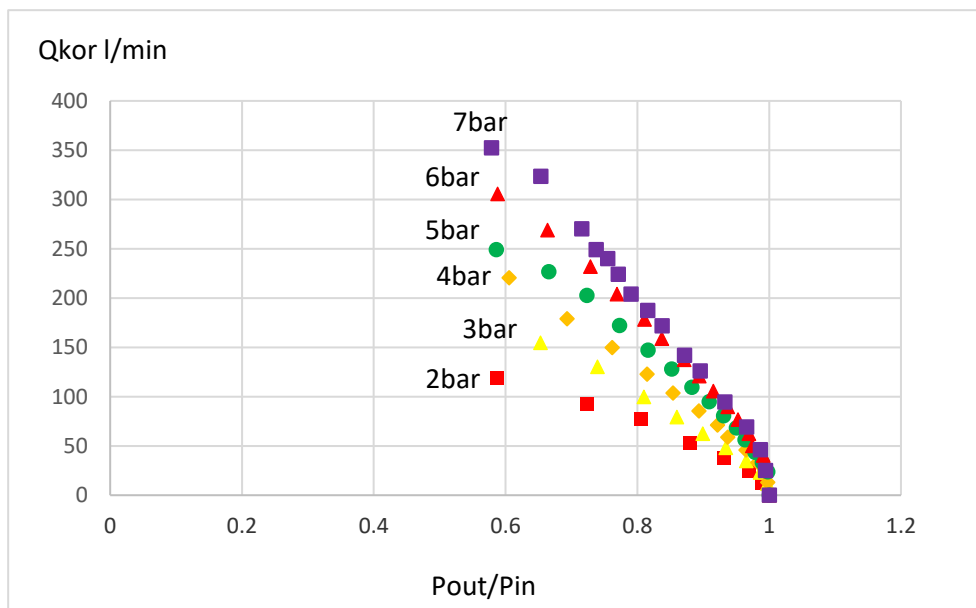
P_{in} - налягане на входа на клапана;

P_{out} - налягане на изхода на клапана.

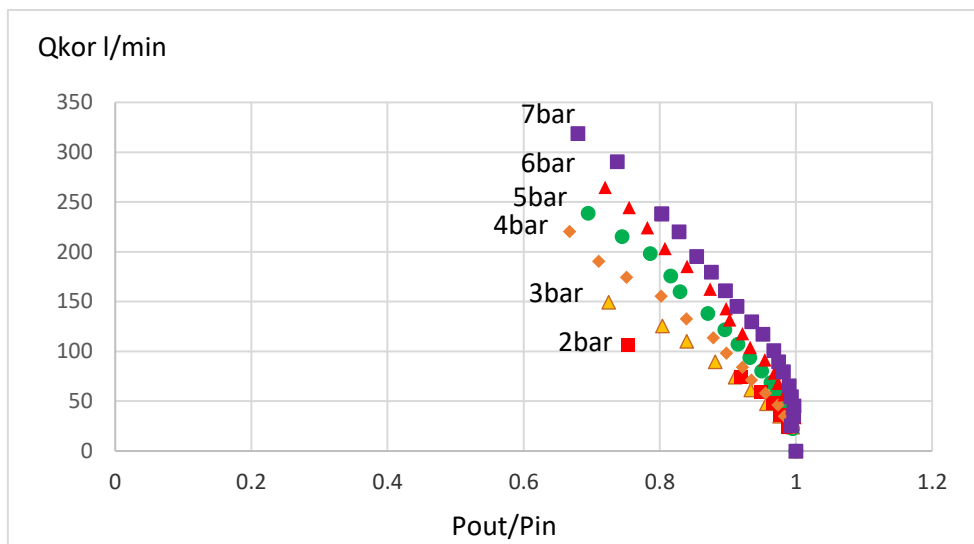
Графиката (фиг. 2.7.) представя фамилия статични дебитни характеристики на пневматичен бързодействащ 2/2 клапан модел АН.



Фиг. 2.3. *Експериментална фамилия статични дебитни характеристики на пневматичен бързодействащ 2/2 клапан SX12F-AH на SMC Япон от 2 до 7 bar.*

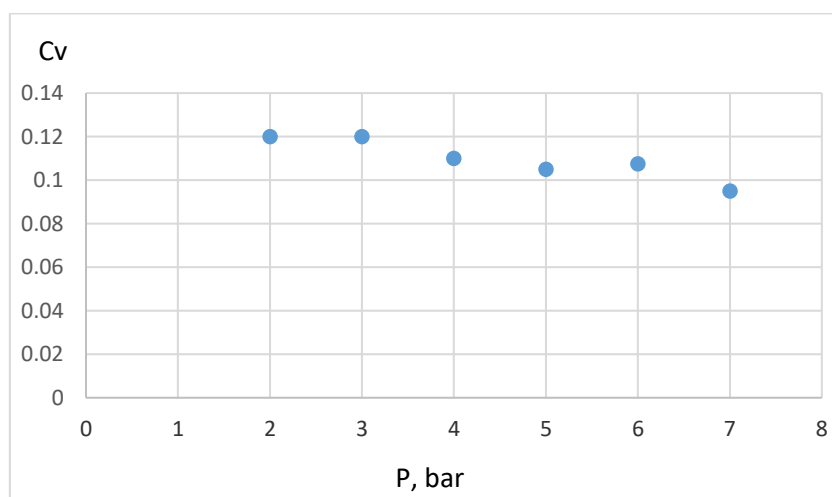


Фиг.2.4. *Експериментална фамилия статични дебитни характеристики на пневматичен бързодействащ 2/2 клапан SX12F-EH на SMC Япон от 2 до 7 bar.*

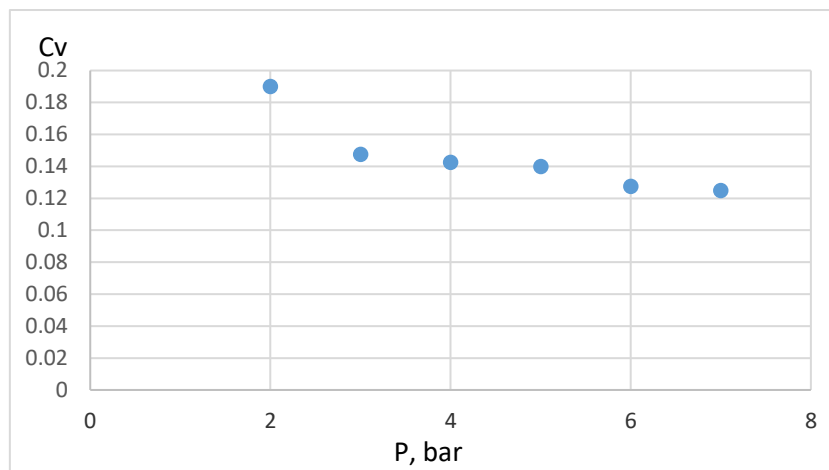


Фиг.2.5. *Експериментална фамилия статични дебитни характеристики на пневматичен бързодействащ 2/2 клапан SX12F-ЈН на SMC Јапан от 2 до 7 bar*

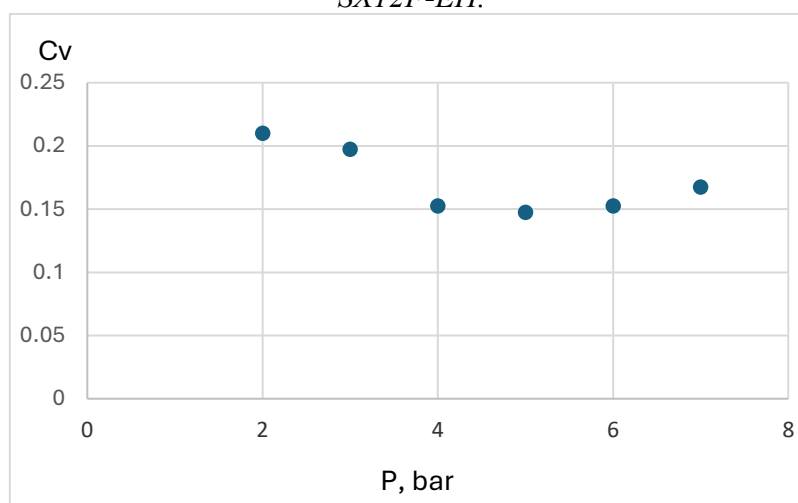
Графиките фиг. 2.3 – 2.5. представят експериментално получените фамилии статични дебитни характеристики на пневматичен бързодействащ 2/2 клапан за съответните модели ЈН. Като характеристиките установяват при зададено входно налягане какъв е дебита и какви загуби на налягане се получават, като колкото съотношението на входното към изходното налягане е по-близо до 1, толкова по-ниски са загубите. Най-висок дебит около 210 литра за минута се достига при налягане от 7 bar.



Фиг. 2.6. *Коефициент за проводимост C_v за бързодействащ пневматичен клапан SX12F-АН.*



Фиг. 2.7. Коефициент за проводимост C_v за бързодействащ пневматичен клапан SX12F-EH.



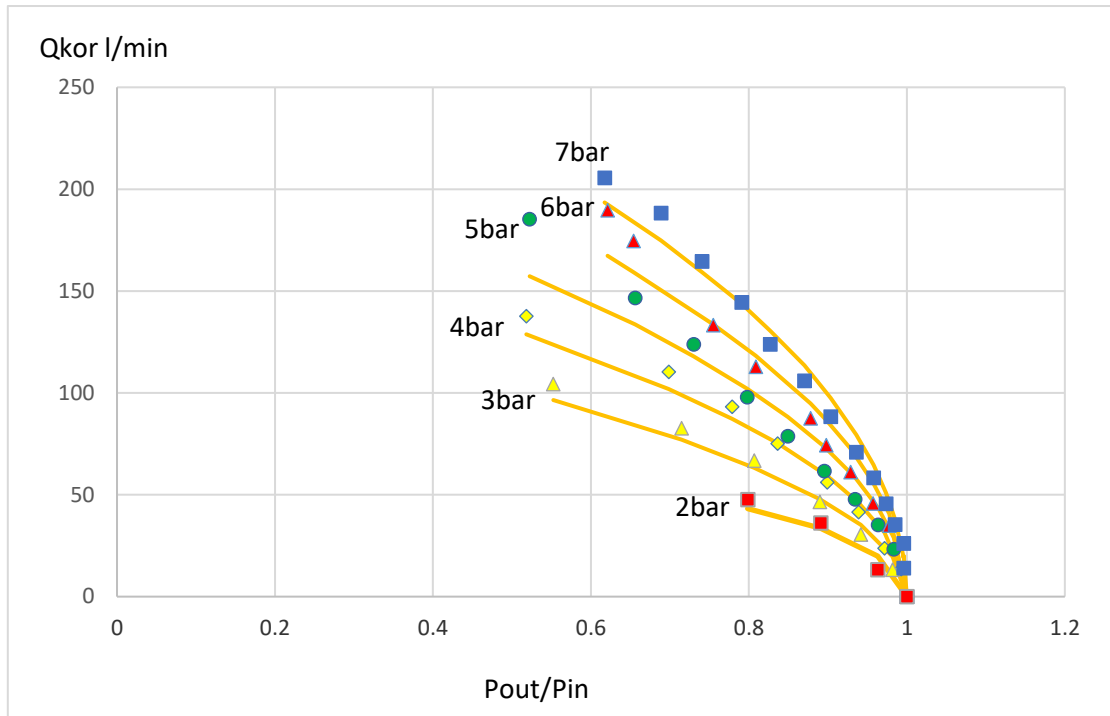
Фиг. 2.8. Коефициент за проводимост C_v за бързодействащ пневматичен клапан SX12F-JH.

Графиките фиг.2.6. – 2.8. дават изменението на коефициента на проводимост C_v за различните модели клапани с увеличаването на входящото работно налягане от 2 до 7 bar.

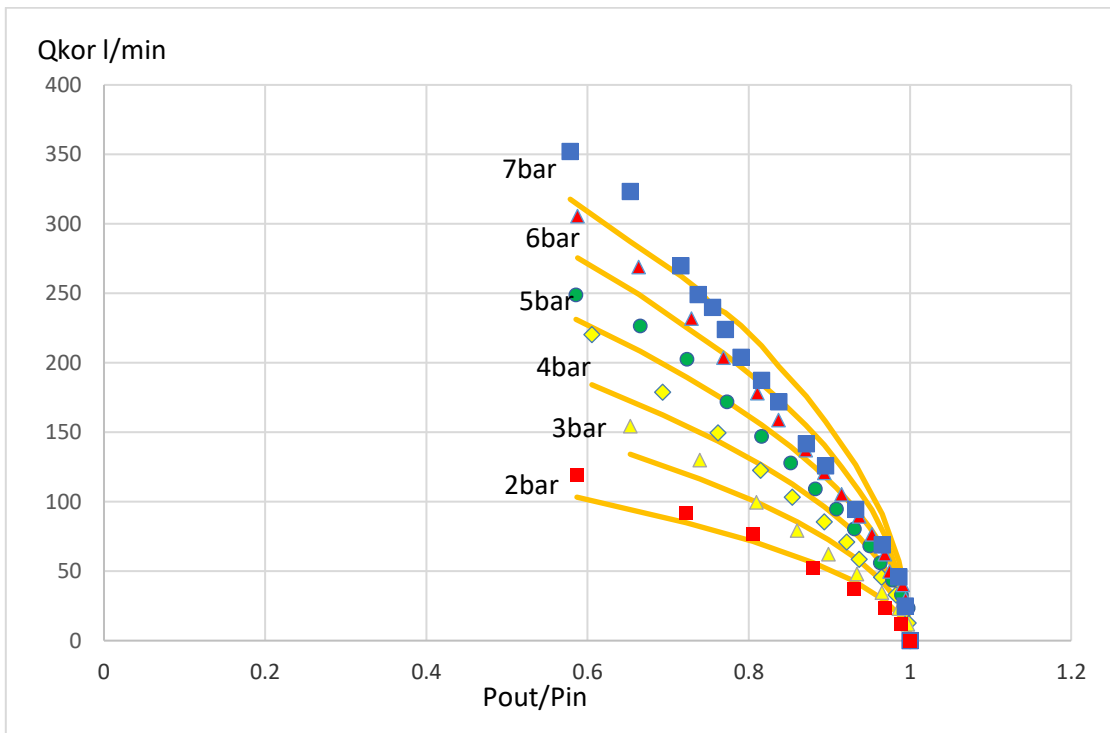
Чрез намаляване на RMS грешката (средно квадратично отклонение) между данните и модела получаваме стойности за C_v :

Таблица 2.1. Средни стойности за C_v .

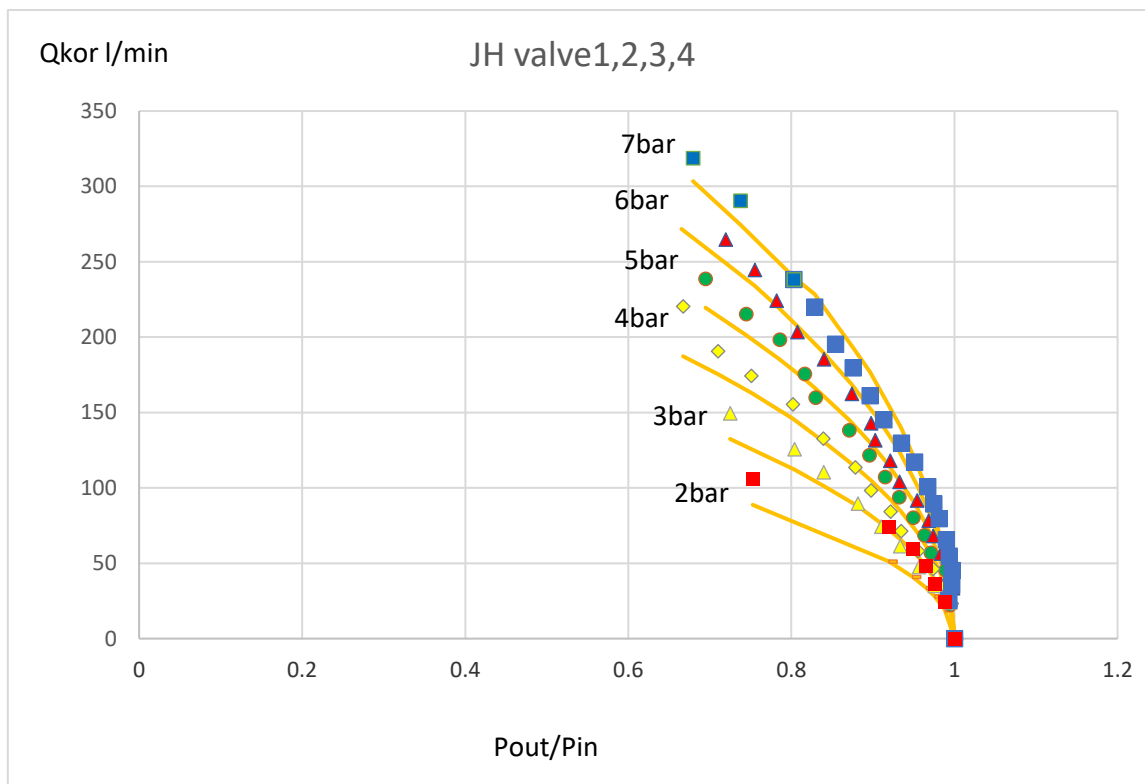
Модел клапан	C_v	X_T
SX12F-AH	0.115	1
SX12F-EH	0.150	1
SX12F-JH	0.175	1



Фиг. 2.9. Статична дебитна характеристика при налягане 2,3,4,5,6 и 7 bar, напрежение от 24V, модел ISA - $C_v=0,115$; $X_T=1$ за бързодействащ пневматичен клапан SX12F-AH.



Фиг.2.10. Статична дебитна характеристика при налягане 2, 3, 4, 5, 6 и 7 bar, напрежение от 24V, модел ISA - $C_v=0,150$; $X_T=1$ за бързодействащ пневматичен клапан SX12F-EH.



Фиг.2.11. Статична дебитна характеристика при налягане 2, 3, 4, 5, 6 и 7 bar, напрежение от 24V, модел ISA - $C_v=0,175$; $X_T=1$ за бързодействащ пневматичен клапан SX12F-JH.

Представените графики, на фиг. 2.9 – 2.11., показват до каква степен получените експериментални данни се припокриват или доближават до теоретичните данни от математическите модели за съответните модели клапани. Тук данните от математическите модели са изобразени с плътна линия, а експерименталните данни са изобразени с различни фигурки за различните работни налягания.

ИЗВОДИ И АНАЛИЗ НА РЕЗУЛТАТИТЕ:

В резултат на проведените теоретични и експериментални изследвания в настоящата глава могат да бъдат направени следните изводи:

1. Анализът на съществуващите математически модели за описание на дебитната характеристика на пневматични клапани показва, че широко използваните модели (St. Venant–Wantzel, NFPA и ISA) позволяват описание на

процесите на изтичане на газ, но изискват адаптация при приложение към конкретни конструктивни решения на бързодействащи клапани.

2. За дефиниране на дебитната характеристика на изследваните бързодействащи пневматични клапани тип 2/2 е избран моделът ISA, който е адаптиран към използваната система от единици и към особеностите на конкретните клапани.

3. Разработен е експериментален стенд за определяне на статичните дебитни характеристики на бързодействащи пневматични клапани SX12F на фирмата SMC, позволяващ измерване на налягането и дебита при различни работни режими.

4. Чрез проведените експериментални изследвания са получени фамилии от статични дебитни характеристики при работни налягания от 2 до 7 bar за различни модели клапани.

5. Чрез минимизиране на RMS грешката между експерименталните данни и математическия модел са определени параметрите на модела:

$C_v = 0.115$ за клапан SX12F-AH

$C_v = 0.150$ за клапан SX12F-EH

$C_v = 0.175$ за клапан SX12F-JH

6. Полученият математически модел описва с висока точност експериментално определените статични дебитни характеристики и може да бъде използван при изграждането на математически модел на електропневматичната система в следващите глави на дисертационния труд.

ГЛАВА III

РАЗРАБОТВАНЕ НА МАТЕМАТИЧЕН МОДЕЛ НА ЕЛЕКТРОПНЕВМАТИЧНА ПОЗИЦИОНИРАЩА СИСТЕМА С ШИМ

3.1. Математичен модел на електрическата и електромагнитната характеристика на бързодействащ 2/2 клапан.

Математичния модел на бързодействащ 2/2 пневматичен клапан може да се разгледа като три вида основни характеристики: електрическа, електромагнитна и механична характеристика.

Електрическата характеристика може да се запише по следния начин:

$$U = RI + L \frac{dI}{dt} + I \frac{dL}{dt} \quad (3.1)$$

където:

U - управляващо напрежение;

R - еквивалентно съпротивление;

I - ток на намотката на бобината;

L - еквивалентната индуктивност.

Взема се предвид, че въздушната междина реално е пренебрежимо малка. Следователно *електромагнитната характеристика* може да се запише като:

$$IN = H_c l_c + H_g l_g = H_c \left(l_c \frac{H_g}{H_c} l_g \right) \quad (3.2)$$

$$L = \frac{N\phi}{I} = \frac{N^2}{Rm} \quad (3.3)$$

$$F_m = \frac{\lambda\phi^2}{2\mu_0 S} \quad (3.4)$$

където:

N - брой намотки на бобината;

H_c, H_g - са еквивалентният интензитет на магнитното поле в сърцевината и в работната въздушна междина;

l_c, l_g - са еквивалентната дължина на магнитната верига в сърцевината и в работната въздушна междина;

ϕ - магнитният поток;

R_m - еквивалентното съпротивление;

λ - константа, свързана с изтичащия магнитен поток;

μ_0 - въздушната проницаемост;

S - площта на напречното сечение на плунжера.

Комбинирането на следните уравнения:

$$H_c = \frac{\phi}{S_e \mu_c} \quad (3.5)$$

$$l_g = \chi_i - \chi \quad (3.6)$$

където:

S_e - ефективната площ на напречното сечение на пътя на дебита в сърцевината;

μ_c - проницаемостта на сърцевината;

χ - преместването на плунжера;

χ_i - началното преместване на плунжера;

$\chi = \chi_{\max}$ - променливата индуктивност на магнитната верига може да се опише като функция на положението на плунжера:

$$L = \frac{N^2 S_e \mu_c}{l_c + \frac{H_g}{H_c} l_g} \quad (3.7)$$

Тъй като въздушните междини са достатъчно малки, така че периферията на магнитния кръг може да бъде пренебрегната:

$$L = \frac{N^2 S_e \mu_c}{l_c + \frac{\mu_c}{\mu_0} (\chi_i - \chi)} \quad (3.8)$$

Динамичната характеристика на бързодействащ пневматичен клапан може да се запише по следния начин:

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} = F_m - (F_t - F_s) - k \frac{dx}{dt} P_s A \quad (3.9)$$

$$\int_0^{t_{mon}} \frac{dx}{dt} = d \quad (3.10)$$

$$\int_0^{t_{moff}} \frac{dx}{dt} = -d \quad (3.11)$$

където:

F_t -силата на преходния дебит;

F_s -силата на постоянния дебит;

k -коэффициентът на силата на триене;

P_s -налягането на входа;

A -площта на напречното сечение на входния отвор;

t_{mon} -времето за отваряне на клапана;

t_{moff} - времето за затваряне на клапана;

d - ход на плунжера.

Силата на преходния дебит и силата F_i на постоянния дебит F_s могат да бъдат записани като:

При нестационарен режим на изтичане:

$$F_i = C_d \omega L_d \sqrt{2\rho\Delta P} \frac{dx}{dt} \quad (3.12)$$

При стационарен режим на изтичане:

$$F_s = 2C_v C_d A_0 \Delta P \cos \Theta \quad (3.13)$$

където:

C_v - коефициентът проводимост флуида;

C_d - коефициентът на дебита;

A_0 - площ на светлото сечение в клапана;

ΔP - разликата в налягането в светлото сечение в клапана;

Θ - ъгълът на дебита,

ω - ъглова скорост;

ρ - плътност на флуида.

При достигане на критичния режим на изтичане, членовете $\frac{dx^2}{dt}$ и $\frac{dx}{dt}$ са равни на нула. Следователно критичната електромагнитна сила F_{cm} може да се запише по следния начин:

$$F_{cm} = P_s A \pm F_s \quad (3.14)$$

Когато бързодействащия пневматичен клапан работи в критичния режим на изтичане от изключено състояние към включено състояние, силата

на дебита е в противоположна посока на налягането, така че уравнение (3.14) може да се запише:

$$F_{cm} = P_s A - 2C_v C_d A_0 P_{AB} \cos \Theta \quad (3.15)$$

P_{AB} -разлика в налягането от входа и изхода бързодействащия пневматичен клапан.

И обратното, когато бързодействащия пневматичен клапан работи в критичния режим на изтичане от включено към изключено състояние, силата на дебита и налягане са в една и съща посока, така че уравнението (3.15) може да се запише:

$$F_{cm} = P_s A + 2C_v C_d A_0 P_{BA} \cos \Theta \quad (3.38)$$

P_{BA} -разлика в налягането от изхода и входа бързодействащия пневматичен клапан.

Чрез комбиниране на уравнения (3.2 – 3.5) (3.15) и (3.16) критичният ток в момента на включване I_{on} и изключване I_{off} може да се запише по следния начин:

$$I_{on} = \frac{N}{L_{off}} \sqrt{\frac{2\mu_0 S (P_s A - 2C_v C_d A_0 P_{AB} \cos \Theta)}{\lambda}} \quad (3.17)$$

$$I_{off} = \frac{N}{L_{on}} \sqrt{\frac{2\mu_0 S (P_s A + 2C_v C_d A_0 P_{BA} \cos \Theta)}{\lambda}} \quad (3.18)$$

L_{on} и L_{off} -еквивалентните индуктивности при превключване.

когато бързодействащия пневматичен клапан работи съответно в изключено и включено състояние, които са константи, които могат да бъдат определени чрез уравнение (3.30). И в двете уравнения (3.39) и (3.40.) налягането е основен фактор, който оказва голямо влияние върху критичния ток. При статично състояние, включено състояние или изключено състояние, еквивалентната индуктивност може да се разглежда като константа, така че

преходният процес на тока на намотката може да се запише по следния начин:

$$I = I_i + \left(\frac{U}{R} - I_i \right) \left(1 - e^{-\frac{tR}{L}} \right) \quad (3.19)$$

където

I_i началният ток на намотката.

По този начин времето на закъснение може да се запише като:

$$t_d = \frac{L}{R} \ln \frac{U - I_i R}{U - IR} \quad (3.20)$$

където t_d е времето на закъснение.

Следователно времената на закъснение в момента на отваряне t_{don} и затваряне t_{doff} на клапана могат да се запишат по следния начин:

$$t_{don} = \frac{L_{off}}{R} \ln \frac{U - I_i R}{U - \frac{NR}{L_{off}}} \sqrt{\frac{2\mu_0 S (P_s A - 2C_v C_d A_0 P_{AB} \cos \Theta)}{\lambda}} \quad (3.21)$$

$$t_{doff} = \frac{L_{on}}{R} \ln \frac{U - I_i R}{U - \frac{NR}{L_{on}}} \sqrt{\frac{2\mu_0 S (P_s A + 2C_v C_d A_0 P_{BA} \cos \Theta)}{\lambda}} \quad (3.22)$$

Съгласно уравнения (3.42), (3.43) и (3.44), е лесно да се намери:

А) По време на момента на отваряне управляващото напрежение има положителна стойност, за да увеличи тока, така, че времето за закъснение на отварянето се увеличава, когато налягане е по-голямо.

Б) Управляващото напрежение има нулева стойност или дори отрицателна стойност по време на процеса на затваряне, което означава, че по-голямото налягане спомага за намаляване на времето за закъснение на затварянето.

В) Големият пусков ток е полезен за намаляване на t_{don} на етапа на отваряне, но малкият пусков ток е полезен за намаляване на t_{doff} на етапа на затваряне.

Г) Голямото управляващо напрежение е ефективно за намаляване на t_{don} , но малкото, дори отрицателното, е ефективно за намаляване на t_{doff} в процеса на затваряне.

Следователно налягането оказва голямо влияние върху динамичните характеристики на бързодействащия пневматичен клапан, но в комбинация с ефективен алгоритъм за управление, токът, който определя работното състояние на бързодействащия пневматичен клапан, може да се контролира на желаната стойност, за да се намали ефектът на налягане върху динамичните характеристики. Поради тези причини се използва енергоспестяващ блок, описан в глава 4 (фиг. 4.4.), за управлението на работата на бързодействащия пневматичен клапан.

$$F_m = \frac{\lambda \phi^2}{2\mu_0 A_v} \quad (3.23)$$

където: F_m е електромагнитната сила, λ е константа, свързана с изтичащия магнитен дебит, μ_0 е пропускливостта на въздуха, а A_v е площта на напречното сечение на магнитния дебит на котвата ϕ .[65],[66]

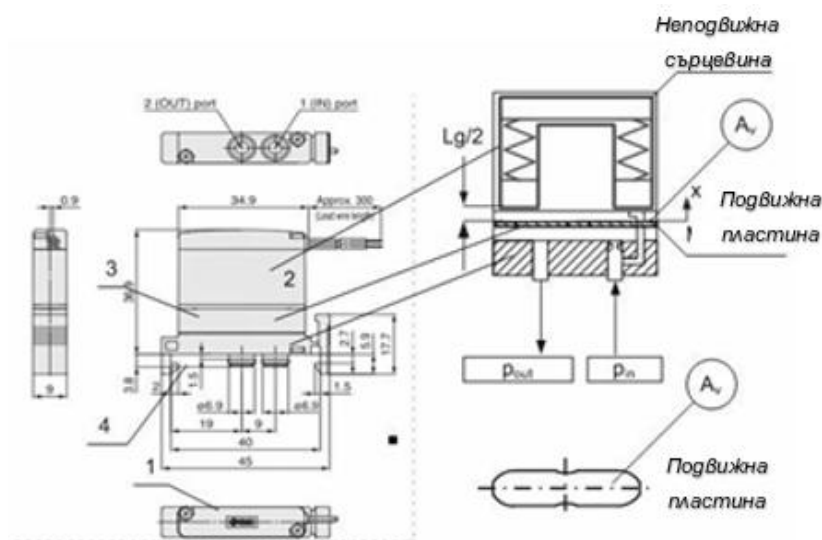
Механичната характеристика на движещите се части може да се опише по следния начин:

$$F_{p2} = (p_{v2} - p_{v1})A_v \quad (3.24)$$

$$p_{v1} = k_{d1}p_{in} \quad (3.25)$$

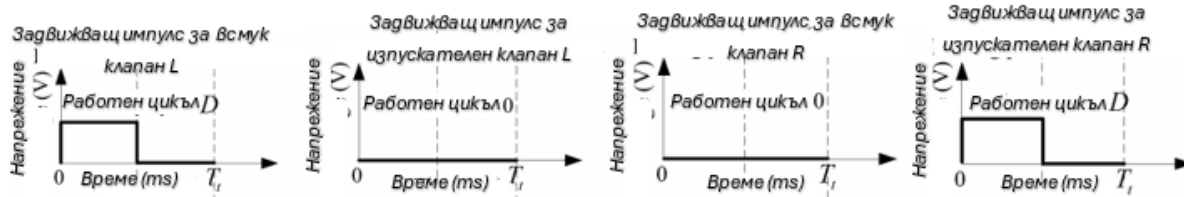
$$p_{v2} = k_{d2}p_{in} \quad (3.26)$$

$$m \frac{d^2 x(t)}{dt^2} + \frac{b dx(t)}{dt} + F_{p2} + mg = F_m \quad (3.27)$$



Фиг.3.1. Принципна схема на бързодействащ пневматичен 2/2 клапан SMC SX.

3.2. Конвенционален метод за ШИМ управление на две двойки бързодействащи 2/2 клапана:



Фиг.3.2. Конвенционален метод за ШИМ управление с бързодействащ 2/2 клапан SMC SX.

Методът на работа за управление на четири броя бързодействащи 2/2 клапана в електропневматична следяща система с ШИМ е следната: След подаване на сигнал от сигнал генератора първоначално работят първи и четвърти клапан, втори и трети са в покой. На следващия етап се разменят, като работят втори и трети клапан.

ИЗВОДИ И АНАЛИЗ НА РЕЗУЛТАТИТЕ:

В резултат на разработения математически модел на електропневматичната позиционираща система могат да бъдат направени следните изводи:

1. Разработен е разширен математически модел на електропневматична позиционираща система с ШИМ управление, който обединява математическите описания на основните елементи на реалната система - компресор, ресивер,

пневматични линии, пневматичен цилиндър и бързодействащи 2/2 електромагнитни клапани.

2. В разработения математически модел са отчетени основните физични процеси в системата, включително динамиката на масовия дебит на сгъстения въздух, изменението на налягането в ресивера и пневматичния цилиндър, както и влиянието на съпротивленията в пневматичните линии.

3. Разработен е математически модел на електромагнитната и механичната динамика на бързодействащ пневматичен клапан тип 2/2, позволяващ анализ на процесите на отваряне и затваряне на клапана и определяне на времената на закъснение при превключване.

4. От анализа на получените уравнения следва, че налягането на входа на клапана оказва съществено влияние върху динамичните характеристики на клапана и върху времената на включване и изключване.

5. Полученият математически модел позволява описание на динамиката на електропневматичната система и може да бъде използван при провеждане на симулационни изследвания и разработване на алгоритми за управление на системата.

ГЛАВА IV

УПРАВЛЕНИЕ НА СКОРОСТТА НА ПНЕВМАТИЧЕН ЦИЛИНДЪР ЧРЕЗ ИЗПОЛЗАНЕ НА БЪРЗОДЕЙСТВАЩИ 2/2 КЛАПАНИ С ШИМ И ОПРЕДЕЛЯНЕ НА СТАТИЧНИТЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ НА ДЕБИТА

С цел експериментална проверка и валидиране на разработения математически модел на електропневматичната позиционираща система са проведени експериментални изследвания върху реална система.

За управлението на скоростта, на различни видове пневматични цилиндри, с контролер използващ широчинно-импулсна модулация - ШИМ и получаването на статичните характеристики на дебита е използван електронен блок с ШИМ

генератор и енергоспестяващ усилвател за управление на бързодействащи 2/2 (ON/OFF) клапани.

За изследването се използват цифрово генерирани ШИМ сигнали, получени с помощта на специализиран софтуер и хардуер Lab View от NI. За управление на високоскоростните клапани се използва изходен драйвер, реализиран със специализирани електронни елементи. Използването на CMOS за директно управление на MOSFET транзистори е подходящо поради редица опростявания при избора на работната схема и захранването.

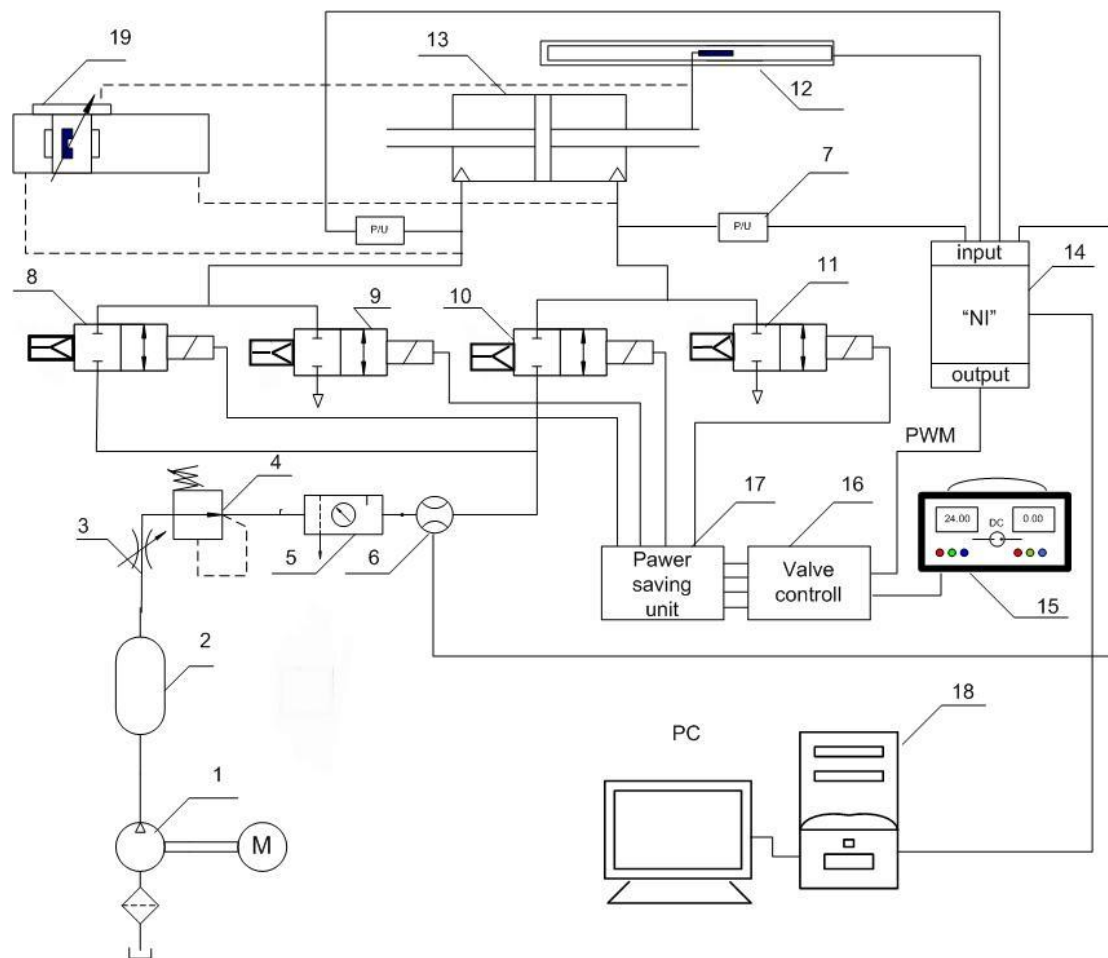
4.1. Разработване на експериментален стенд.

Разработен е специален стенд, показан на фиг. (4.1. и 4.2), за експериментални изследвания на динамични процеси в пневматични задвижващи системи.

Целта на изследването е да се определи скоростта на пневматичен цилиндър с регулатор с широчинно модулирано управление. Регулаторът се състои от бързодействащи пневматични 2/2 клапани на SMC Japan модели SX12F-АН, ЕН и JH, електронен блок за управление и блок за пестене на енергия.

Изследванията следва да се проведат на три етапа с по четири броя клапана, като се редуват от всеки модел, тъй като представените модели са с различни характеристики.

Управлението на положението на буталото в пневматичния цилиндър с двустранно изнесен прът модел "AIGNEP MJ0250125", в рамките на електропневматичната система се постига с помощта на четири бързодействащи 2/2 пневматични клапана.



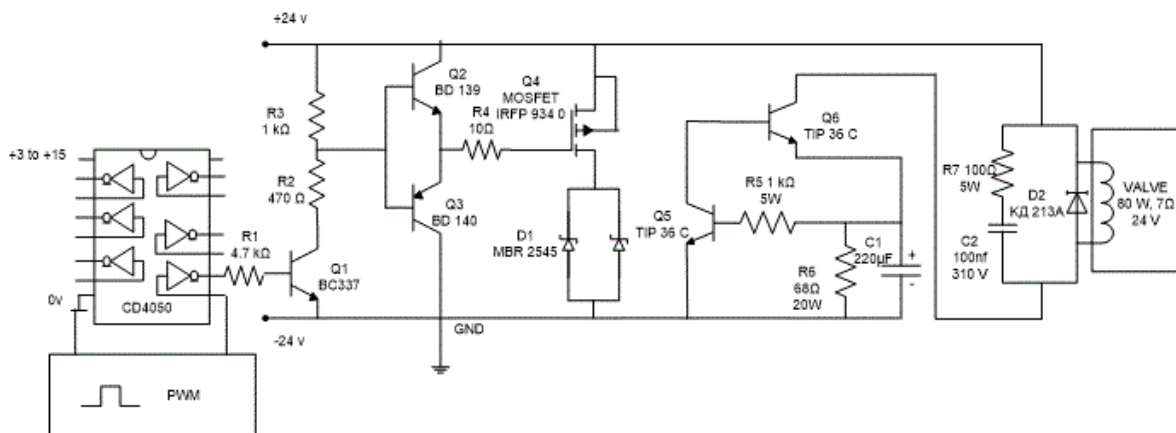
Фиг. 4.1. Схема на експериментален стенд с използван цилиндър с двустранно изнесен прът.

1 - винтов компресор; 2 - ресивер; 3 - спирателен кран; 4 - редуционен клапан; 5 – въздухоподготвителна група; 6 - дебитомер; 7 – преобразувател на налягане, 8, 9, 10, 11 – бързодействащи 2/2 клапана за включване/изключване; 12 - потенциометричен датчик, 13 - пневматичен цилиндър с двустранно изнесен прът; 14 - терминална платка; 15 - захранващ блок; 16 - регулатор, 17 - енергоспестяващ блок, 18 – компютър, 19 – пневматичен безпрътов цилиндър.

Принципът на работа на пневматичната система фиг. 4.1 е следния: Когато и четирите клапана са затворени, буталото остава в желаното положение. Когато клапан с номер 8 (по номера на елементи на схемата) и клапан 11 са отворени, буталото се движи напред. По същия начин, когато клапан 9 и клапан 10 са отворени, буталото се движи назад. Електромагнитите се задейства чрез управление с импулсно-широчинна модулация (ШИМ), реализирано чрез аналогови схеми.

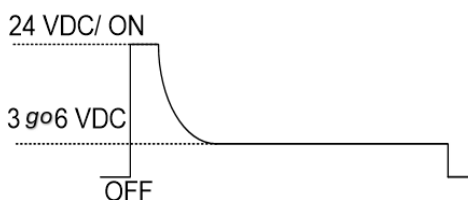
За да се реализира високоскоростната работа на клапана и изместването на бобината, се изисква висока мощност на управляваната бобина и висока консумация на електроенергия. Техническото решение за пневматичния

високоскоростен клапан да има мощна bobина 80 W; 24 VDC, която позволява бързо управление.



Фиг.4.2. Комбинирана схема за управление с ШИМ сигнал и MOSFET транзистори и блок за пестене на енергия за един клапан.

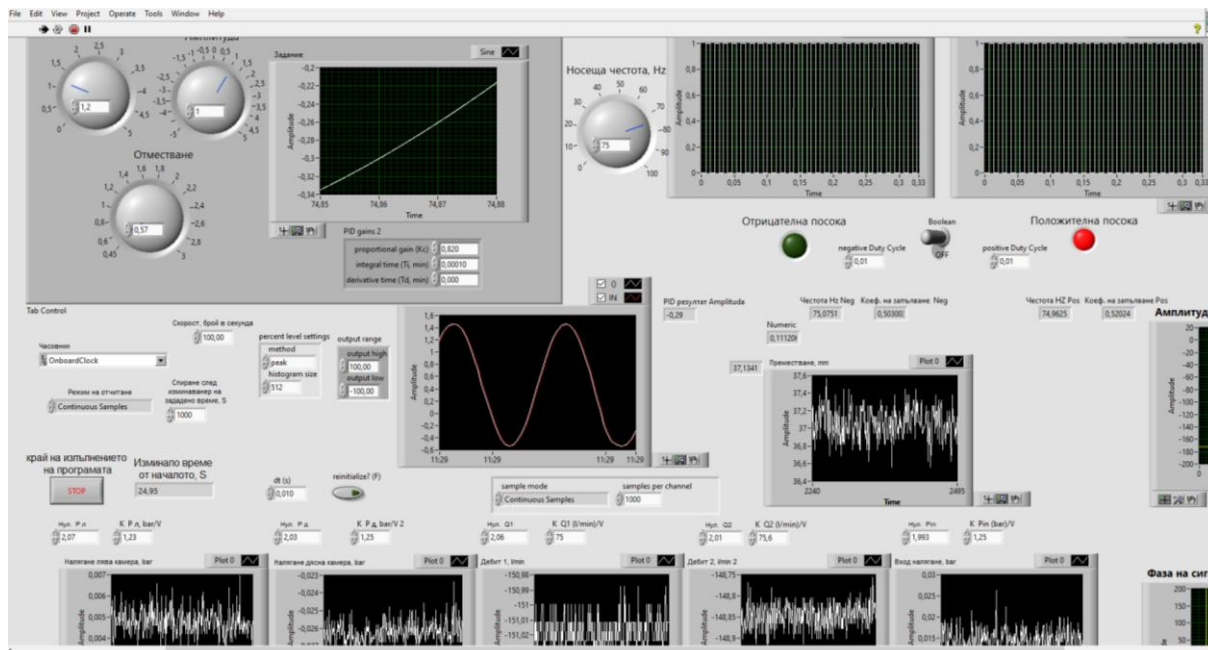
След като пневматичният клапан е захранен с 24 VDC, неговата шпула се премества, за да премине от положение "ИЗКЛ." в положение "ВКЛ.", но за задържането му в това положение обикновено не е необходима пълната мощност, а само част от нея, за да се задържи шпулата в работно положение, обикновено това е 70 до 75 % по-малка мощност от номиналната (фиг. 2.3).



Фиг.4.3. Пусково и работно напрежение на пневматичния високоскоростен клапан.

4.2. Виртуален инструмент за управление, събиране и обработка на данни в реално време.

Разработеният виртуален инструмент в средата LabVIEW представлява система за управление и измерване на електропневматична позиционираща система, реализирана чрез широчинно-импулсна модулация на бързодействащи електропневматични клапани фиг. 4.6. Инструментът е предназначен за експериментални изследвания и прецизно позиционно управление на пневматични задвижвания, като използва затворен контур на управление с обратна връзка по преместване и PID регулатор за формиране на управляващото въздействие [139].



Фиг.4.4. Общ интерфейс на виртуалния инструмент.

Виртуалният инструмент се състои от потребителски панел и блокова диаграма, които съвместно реализират измерването, обработката, управлението и визуализацията на измерваните и управляеми величини в реално време. Потребителският панел осигурява и интерфейс за въвеждане на зададени стойности фиг. 4.7, избор на режим на управление и настройка на параметрите на регулатора, както и графична визуализация на преместването на цилиндъра, наляганията, дебита и управляващите сигнали фиг. 4.9. Блоквата диаграма реализира логиката на управление, алгоритмите за тарирание на измервателните канали и формирането на ШИМ сигналите за електропневматичните клапани (фиг. 4.8).

4.3. Проведени експерименти и представяне на техните резултати.

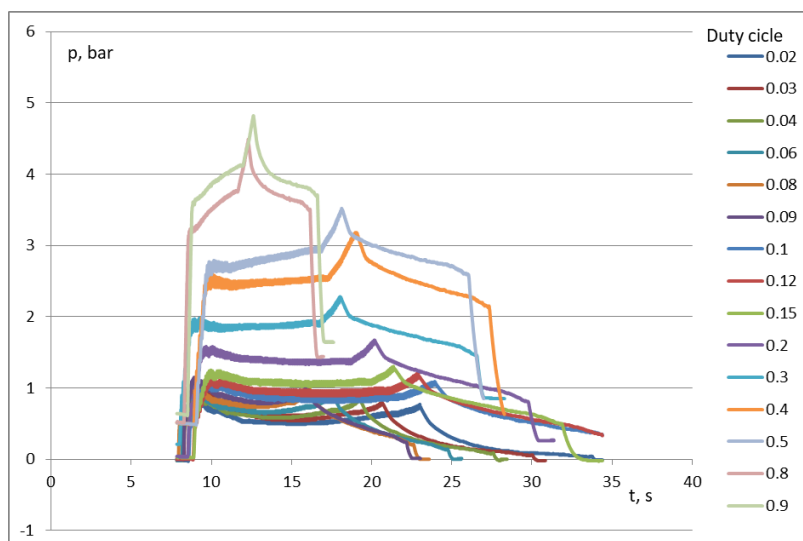
4.3.1. Експериментално изследване на регулирането на скоростта с пневматични бързодействащи клапани 2/2, енергоспестяващ блок и ШИМ управление.

В проведените експерименти се подава едностъпален входен сигнал, прътът на пневматичния цилиндър се премества на точно определено разстояние и спира в зададената позиция. Пневматичният цилиндър се управлява при различни ШИМ честоти и различни процентни работни запълвания.

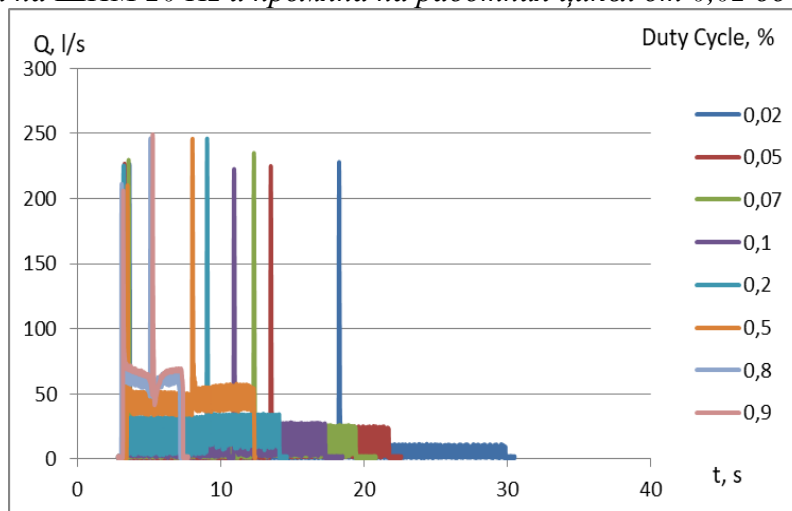
Целта е представяне на преместването на пръта на пневматичния цилиндър, наляганията в лявата, входящата в случая, камера на цилиндъра и дебита, влизаш

в електропневматичната система за позициониране по време на работа. Резултатите трябва да се представят графично. Избраното работно налягане за експериментите на електропневматичната система за позициониране е 5 bar.

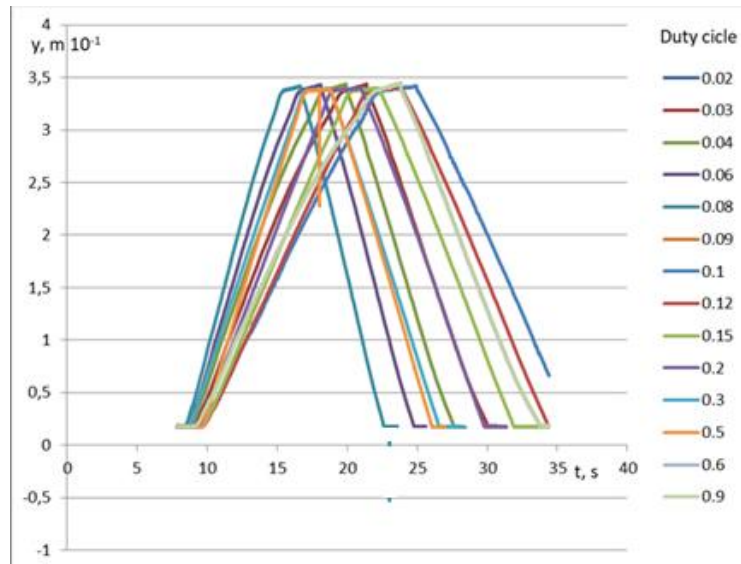
Графично представени резултати от проведените експерименти:



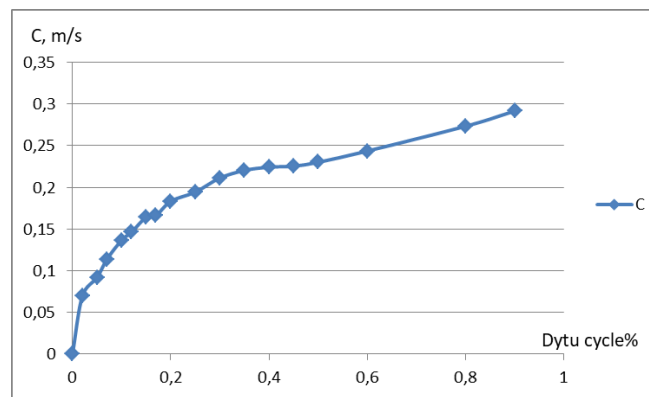
Фиг.4.5. Промяна на налягането в лявата камера на пневматичния цилиндър с амплитуда на ШИМ 20 Hz и промяна на работния цикъл от 0,02 до 0,9 (2-90%).



Фиг.4.6. Промяна на дебита при амплитуда на ШИМ 20 Hz и промяна на работния цикъл от 0,02 до 0,9(2-90%).

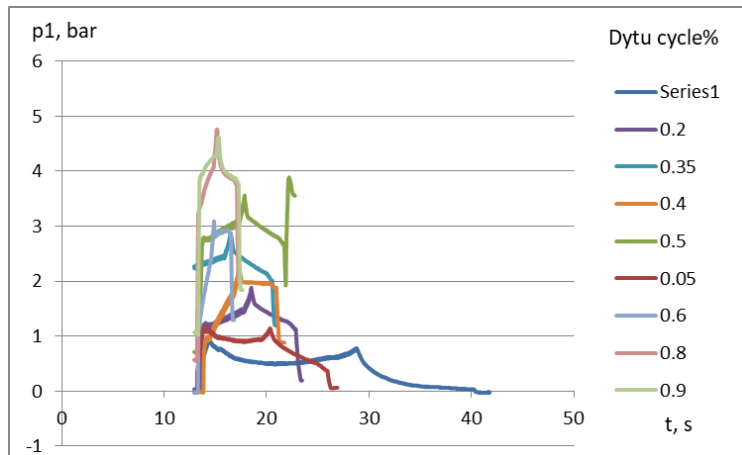


Фиг.4.7. Преместване на буталото на пневматичния цилиндър с амплитуда на ШИМ 20 Hz и промяна на работния цикъл от 0,02 до 0,9(2-90%).

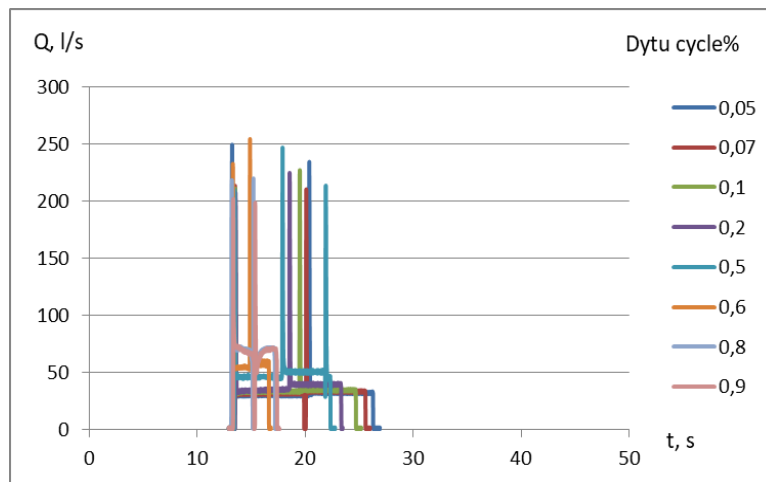


Фиг.4.8. Изменение на скоростта на буталото на пневматичен цилиндър с амплитуда на ШИМ 20 Hz и промяна на работния цикъл от 0,02 до 0,9(2-90%).

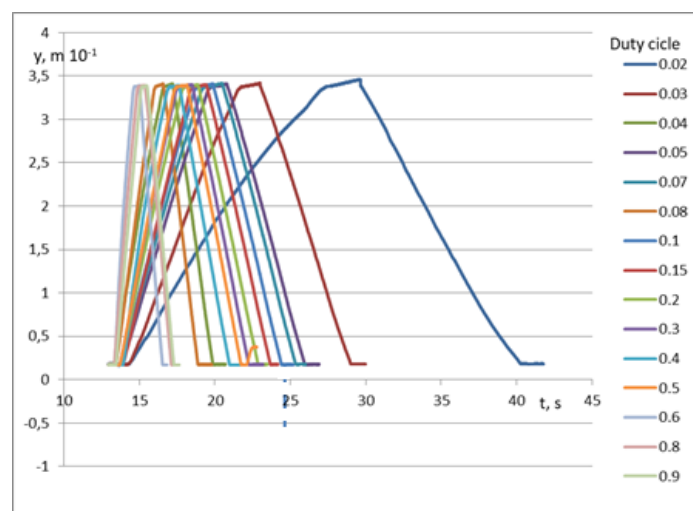
Графиките на фиг.4.5. – 4.8. представят данните за промяна на налягането в лявата камера на пневматичния цилиндър, изменянето на дебита, преместване на буталото на пневматичния цилиндър и изменението на скоростта от проведените експерименти за преместването на буталото на пневматичния цилиндър във времето при честота от 20 Hz и различни запълвания на работния цикъл в диапазона от 2 до 90 %.



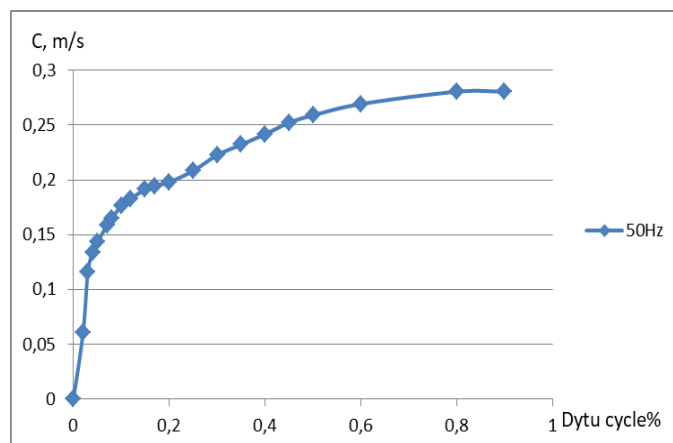
Фиг.4.9. Промяна на налягането в лявата камера на пневматичния цилиндър с амплитуда на ШИМ 50 Hz и промяна на работния цикъл от 0,02 до 0,9(2-90%).



Фиг.4.10. Промяна на дебита при амплитуда на ШИМ 50 Hz и промяна на работния цикъл от 0,02 до 0,9 %(2-90%).

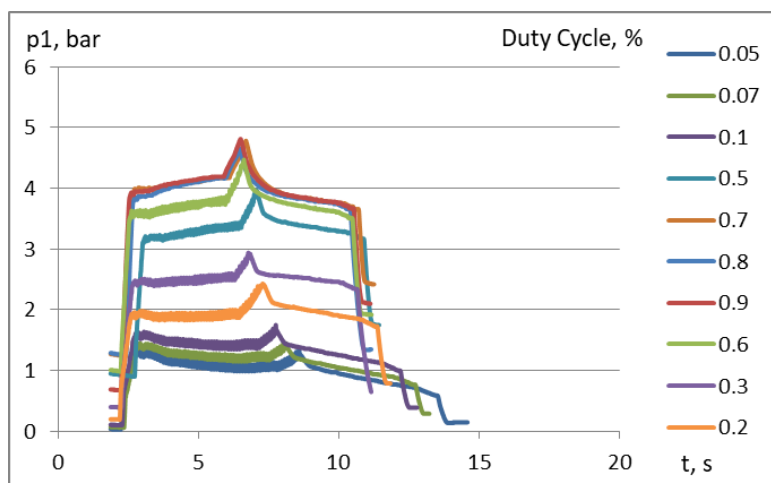


Фиг.4.11. Преместване на буталото на пневматичния цилиндър с амплитуда на ШИМ 50 Hz и промяна на работния цикъл от 0,02 до 0,9 (2-90%).

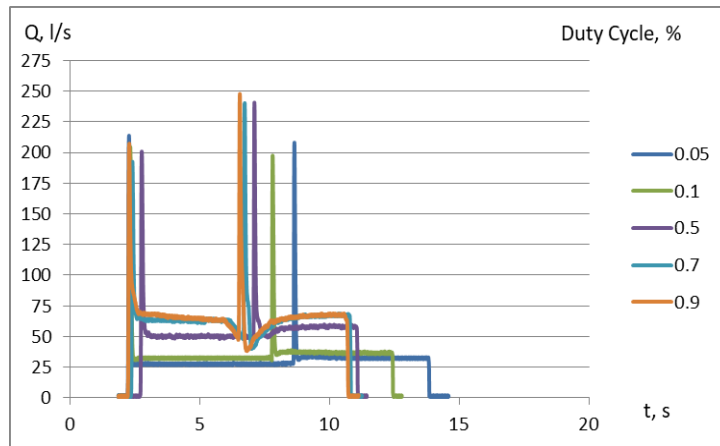


Фиг.4.12. Изменение на скоростта на буталото на пневматичен цилиндър с амплитуда на ШИМ 50 Hz и промяна на работния цикъл от 0,02 до 0,9 (2-90%).

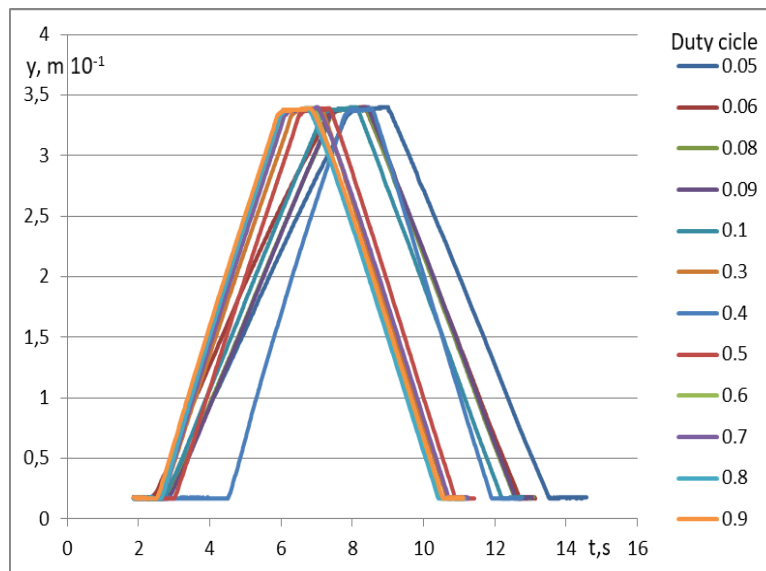
Графиките на фиг.4.9. – 4.12. представят данните за промяна на налягането в лявата камера на пневматичния цилиндър, изменянето на дебита, преместване на буталото на пневматичния цилиндър и изменението на скоростта от проведените експерименти за преместването на буталото на пневматичния цилиндър във времето при честота от 50 Hz и различни запълвания на работния цикъл в диапазона от 2 до 90 %.



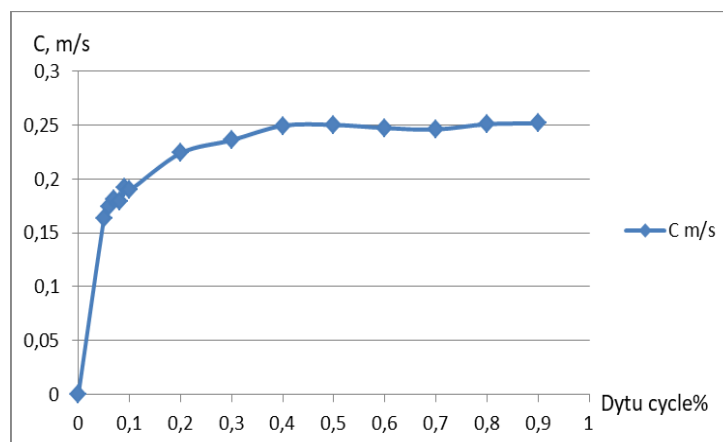
Фиг.4.13. Промяна на налягането в лявата камера на пневматичния цилиндър с амплитуда на ШИМ 70 Hz и промяна на работния цикъл от 0,02 до 0,9 (2-90%).



Фиг.4.14. Промяна на дебита при амплитуда на ШИМ 70 Hz и промяна на работния цикъл от 0,02 до 0,9 (2-90%).

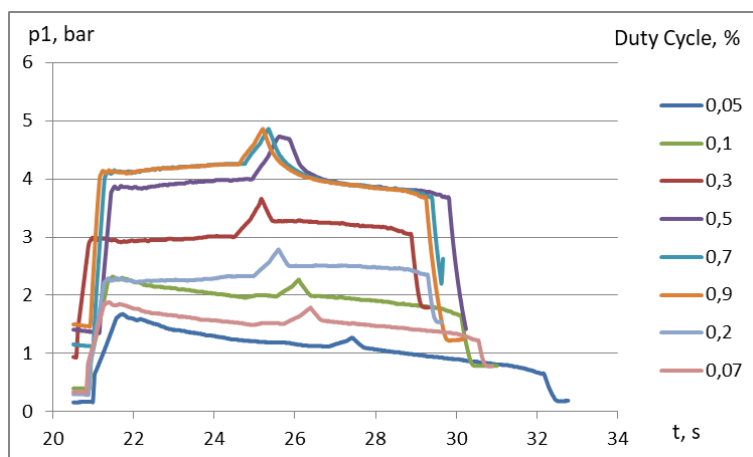


Фиг.4.15. Преместване на буталото на пневматичния безпрътов цилиндър с амплитуда на ШИМ 70 Hz и промяна на работния цикъл от 0,02 до 0,9 (2-90%).

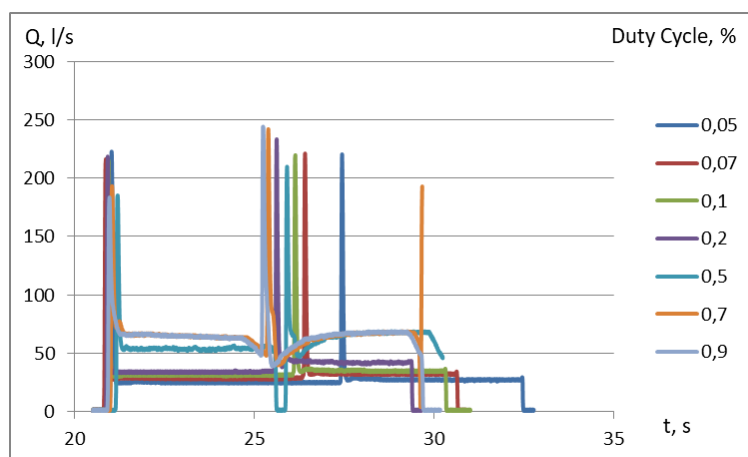


Фиг.4.16. Изменение на скоростта на буталото на пневматичен безпрътов цилиндър с амплитуда на ШИМ 70 Hz и промяна на работния цикъл от 0,02 до 0,9 (2-90%).

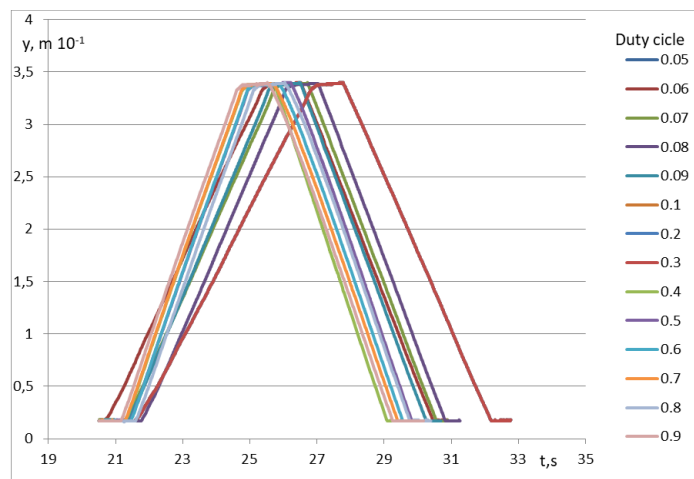
Графиките на фиг.4.13. – 4.16. представят данните за промяна на налягането в лявата камера на пневматичния цилиндър, изменянето на дебита, преместване на буталото на пневматичния цилиндър и изменението на скоростта от проведените експерименти за преместването на буталото на пневматичния цилиндър във времето при честота от 70 Hz и различни запълвания на работния цикъл в диапазона от 2 до 90 %.



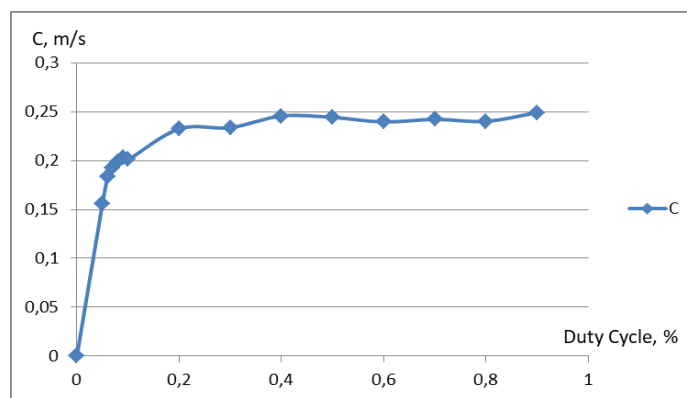
Фиг. 4.17. Промяна на налягането в лявата камера на пневматичния безпрътов цилиндър с амплитуда на ШИМ 100 Hz и промяна на работния цикъл от 0,02 до 0,9 (2-90%).



Фиг.4.18. Промяна на дебита при амплитуда на ШИМ 100 Hz и промяна на работния цикъл от 0,02 до 0,9 (2-90%).



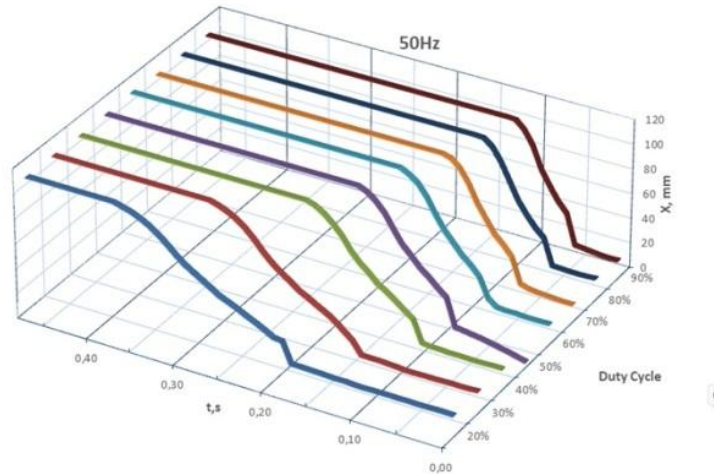
Фиг.4.19. Преместване на буталото на пневматичния безпрътов цилиндър с амплитуда на ШИМ 100 Hz и промяна на работния цикъл от 0,02 до 0,9 (2-90%).



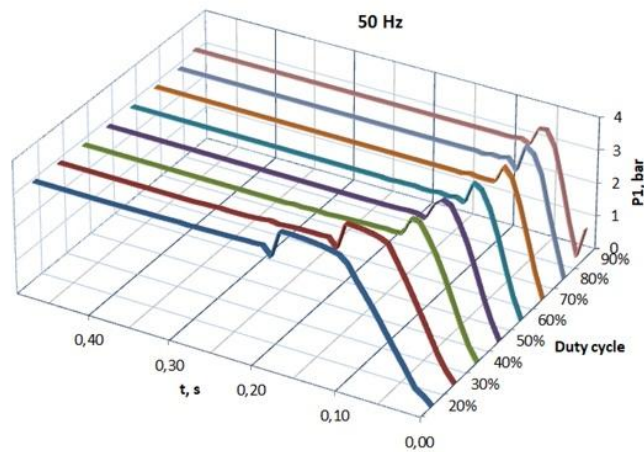
Фиг. 4.20. Изменение на скоростта на буталото на пневматичен безпрътов цилиндър с амплитуда на ШИМ 100 Hz и промяна на работния цикъл от 0,02 до 0,9 %.

Графиките на фиг.4.14. – 4.20. представят данните за промяна на налягането в лявата камера на пневматичния цилиндър, изменянето на дебита, преместване на буталото на пневматичния цилиндър и изменението на скоростта от проведените експерименти за преместването на буталото на пневматичния цилиндър във времето при честота от 100 Hz и различни запълвания на работния цикъл в диапазона от 2 до 90 %.

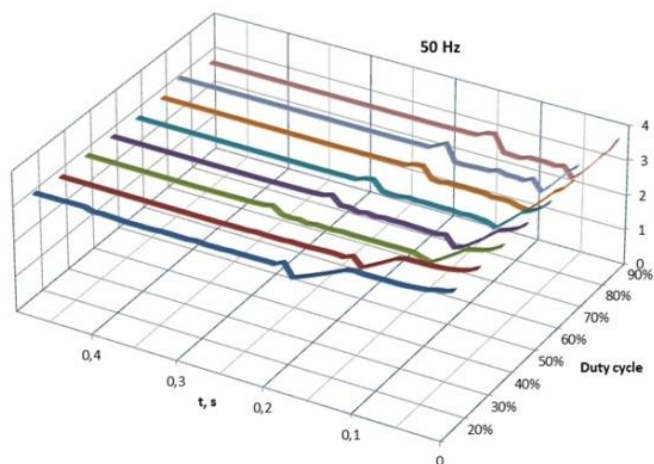
4.3.2. Експериментално изследване на динамични процеси в електропневматична система за позициониране с бързодействащи 2/2 клапани и ШИМ:



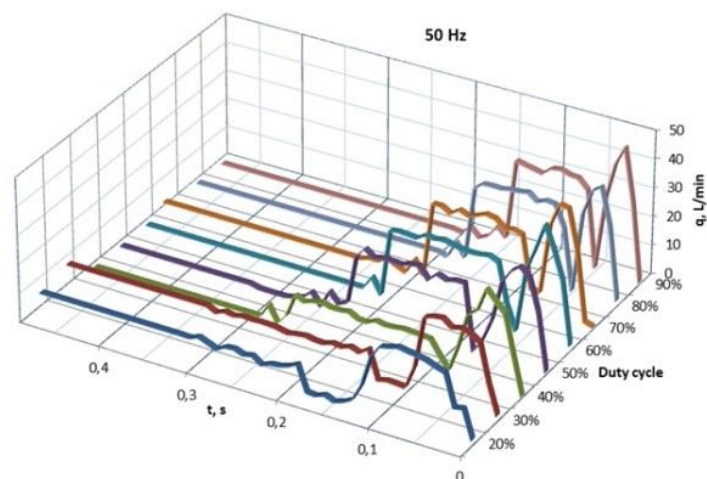
Фиг.4.21. Преместване на пръта на пневматичния цилиндър при честота 50 Hz и различно процентно запълване на работния цикъл



Фиг. 4.22. Налягане в лявата камера на пневматичния цилиндър при честота 50 Hz и различно процентно запълване на работния цикъл.



Фиг.4.23. Налягане в дясната камера на пневматичния цилиндър с честота 50 Hz и различно процентно запълване на работния цикъл.



Фиг.4.24. Изменение на дебита, постъпващ в електропневматичната позиционираща система, при честота от 50 Hz.

Линейните триизмерни графики на фиг. 4.21. - 4.24 показват измененията, във времето, на преместването на буталото на пневматичния цилиндър, наляганията в лявата и дясната камери и постъпващите дебити, в електропневматичната позиционираща система с последователно подреждане на стойностите при различни процентни запълвания на работния цикъл, съответно от 20 до 90 %. Като експериментално са изследвани при носещи честоти от 30, 50 и 90 Hz. В началото на работните процеси се наблюдава интензивно нарастване на дебитите последвано от спад с известни колебания породени от стремежа на ШИМ с ПИД да достигнат за максимално кратко време желаната позиция, но същевременно без отклонения. Най-висока пикова стойност на дебита е постигната при 90 % запълване на работния цикъл.

Експериментално изследвани са измененията, във времето, на преместването на буталото на пневматичния цилиндър, наляганията в лявата и дясната камери и постъпващите дебити, в електропневматичната позиционираща система при честоти от 30, 50 и 90 Hz. Тук данните от останалите изследвания се представят в табличен вид, останалите могат да се видят в дисертационният труд.

Табл.4.1. Експериментални резултати при 30 Hz.

Запълване, %	30 Hz			
	Време закъснение, s	Време за преместване, s	Разстояние, mm	C, m/s
20%	0.08	0.08-0.22	100	0.500
30%	0.07	0.07-0.19	100	0.583
40 %	0.06	0.06-0.17	100	0.636
50%	0.05	0.05-0.15	100	0.700
60%	0.04	0.04-0.13	100	0.707
70%	0.03	0.03-0.11	100	0.795
80%	0.03	0.03-0.10	100	1.000
90%	0.03	0.03-0.10	100	1.000

Табл.4.2. Експериментални резултати при 50 Hz.

Запълване, %	50 Hz			
	Време закъснение, s	Време за преместване, s	Разстояние, mm	C, m/s
20%	0.18	0.18-0.37	100	0.368
30%	0.14	0.14-0.29	100	0.467
40 %	0.10	0.13-0.24	100	0.636
50%	0.08	0.08-0.19	100	0.636
60%	0.07	0.07-0.17	100	0.700
70%	0.06	0.06-0.15	100	0.778
80%	0.05	0.05-0.13	100	0.875
90%	0.05	0.05-0.12	100	0.966

Табл.4.3. Експериментални резултати при 90 Hz.

Запълване, %	90 Hz			
	Време закъснение, s	Време за преместване, s	Разстояние, mm	C, m/s
20%	0.24	0.24-0.45	100	0.333
30%	0.17	0.17-0.36	100	0.368
40 %	0.13	0.13-0.28	100	0.467
50%	0.12	0.12-0.26	100	0.500
60%	0.10	0.10-0.23	100	0.538
70%	0.09	0.09-0.21	100	0.538
80%	0.08	0.08-0.18	100	0.700
90%	0.07	0.07-0.17	100	0.700

ИЗВОДИ И АНАЛИЗ НА РЕЗУЛТАТИТЕ:

В резултат на проведените експериментални изследвания на електропневматичната позиционираща система могат да бъдат направени следните изводи:

1. Разработен е експериментален стенд за изследване на динамиката на електропневматична позиционираща система с управление чрез широчинно-импулсна модулация.

2. Проведени са експериментални изследвания на реалната система при различни режими на работа, като са регистрирани основните параметри на системата - налягане, положение и динамика на движение на изпълнителния механизъм.

3. Получените експериментални резултати позволяват анализ на динамичните характеристики на електропневматичната система при управление с бързодействащи 2/2 електромагнитни клапани.

4. Сравнението между резултатите от математическото моделиране и експерименталните данни показва висока степен на съответствие, което потвърждава адекватността на разработения математически модел.

5. Разработеният математически модел може да бъде използван за симулационни изследвания, анализ на динамичните процеси и разработване на алгоритми за управление на електропневматични позициониращи системи.

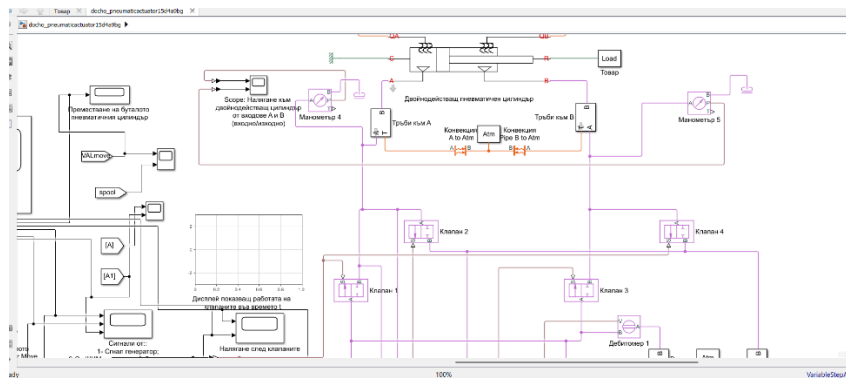
ГЛАВА V

СИМУЛИРАНЕ И ВЕРИФИЦИРАНЕ НА МАТЕМАТИЧНИЯ МОДЕЛ ЕЛЕКТРОПНЕВМАТИЧНА ПОЗИЦИОНИРАЩА СИСТЕМА ИЗПОЛЗВАЩА ШИМ УПРАВЛЕНИЕ И ЧЕТИРИ БРОЯ БЪРЗОДЕЙСТВАЩИ 2/2 КЛАПАНИ.

На базата на разработения математически модел на електропневматичната позиционираща система и проведените експериментални изследвания е реализирана система за управление, позволяваща изследване на динамичните характеристики и стабилността на работата на системата при управление с широчинно-импулсна модулация на бързодействащи 2/2 електромагнитни клапани.

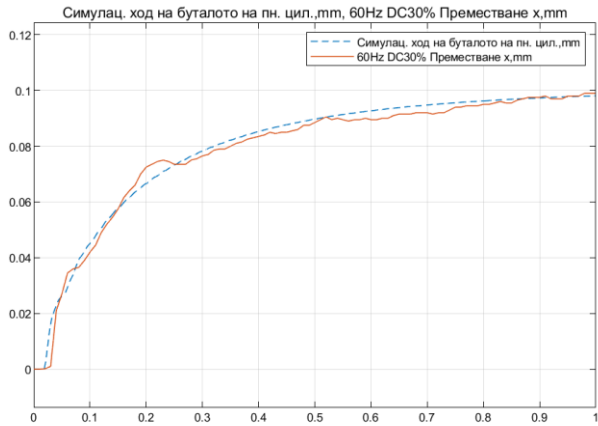
В програмната среда на Mat Lab Simulink е проектиран и изпълнен симулационен модел фиг. 5.1. на пневматична система с четири 2/2 клапана, двойнодействащ пневматичен цилиндър, сигнал генератор, генератор на ШИМ и ПИД контролер.

5.1. Подбор, конструиране и представяне елементите на симулационния модел в Simulink / Mat Lab.

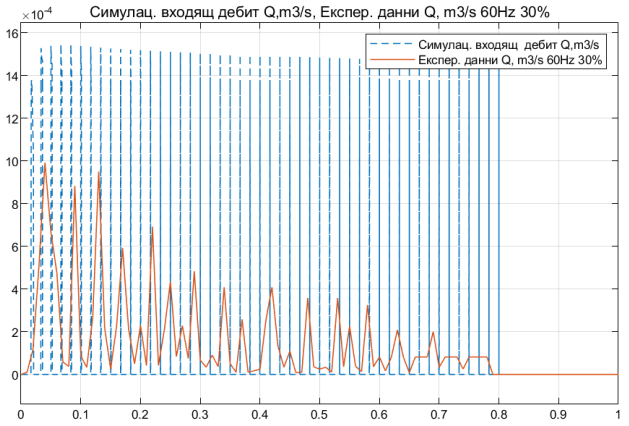


Фиг. 5.1. Схема на симулационен модел в Simulink Matlab.

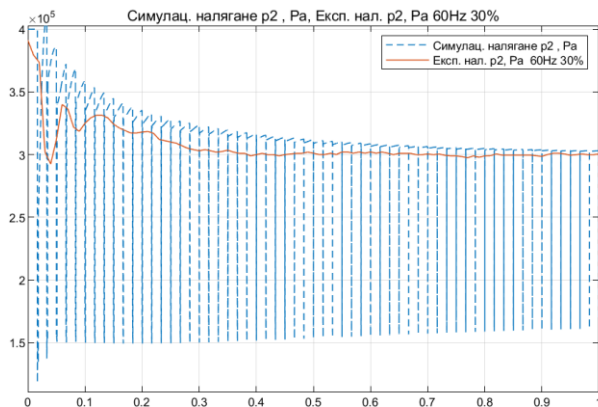
5.2. Данни от проведените симулации на система с четири пневматични клапана, ПИД контролер и ШИМ генератор в Mat Lab среда.



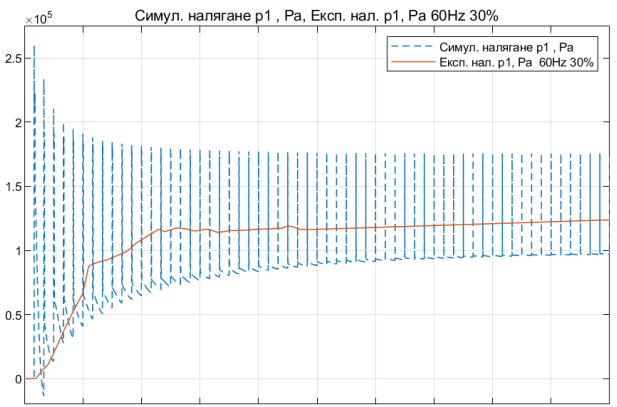
а) преместване буталото на пневматичния цилиндър (x, mm)



б) входящ дебит ($Q, m^3 / s$)



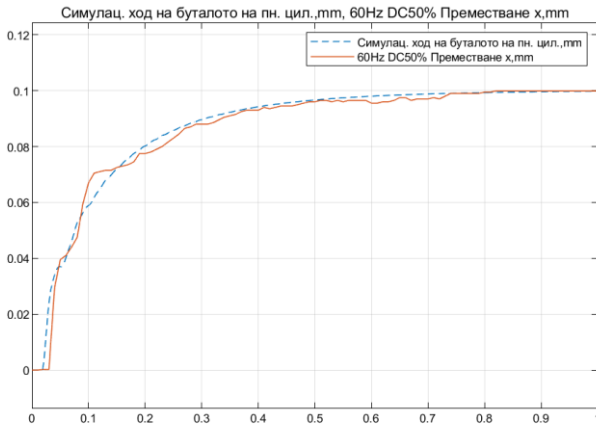
в) налягане p_2 (Pa)



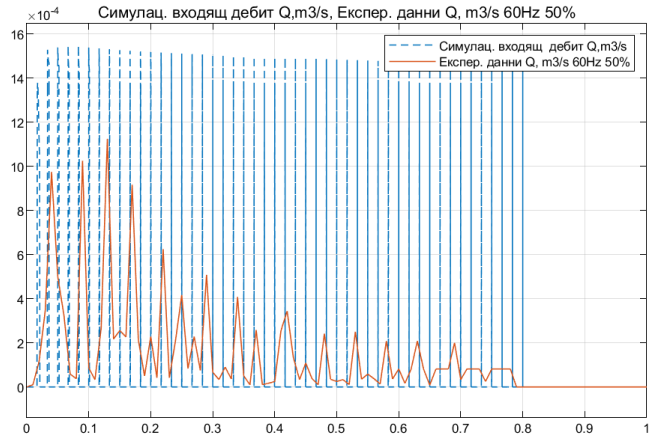
г) налягане p_1 (Pa)

Фиг.5.2. Експериментални и симулационни резултати от управление с ШИМ при 60Hz и запълване от 30% DC.

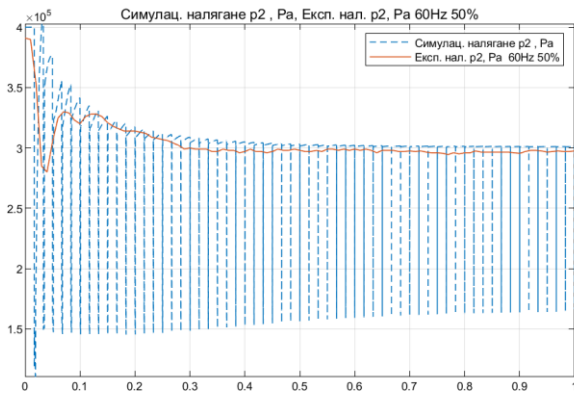
Проведени са симулации със съпоставяне на експерименталните данни и данните от симулационния модел на електропневматична позиционираща система при носещи честоти 30, 60 и 90 Hz, като останалите могат да се видят в дисертационният труд.



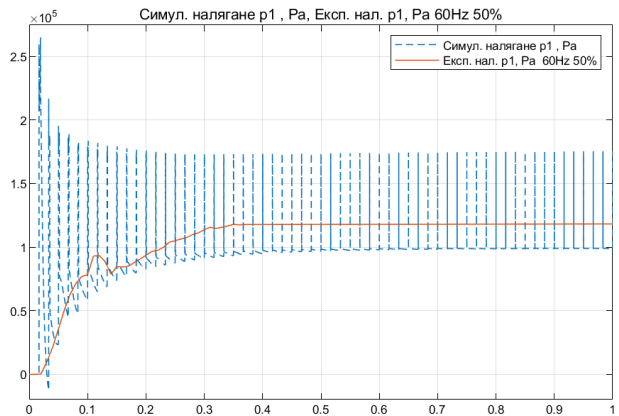
а) преместване буталото на пневматичния цилиндър (x, mm)



б) входящ дебит ($Q, m^3 / s$)

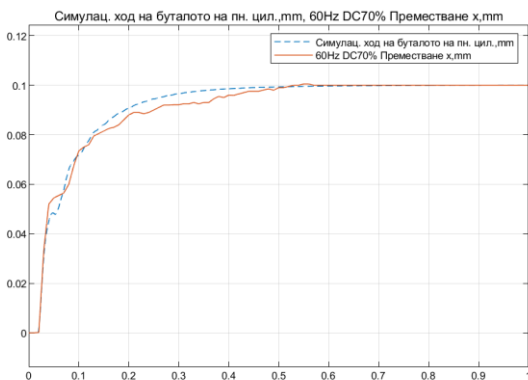


в) налягане p_2 (Pa)

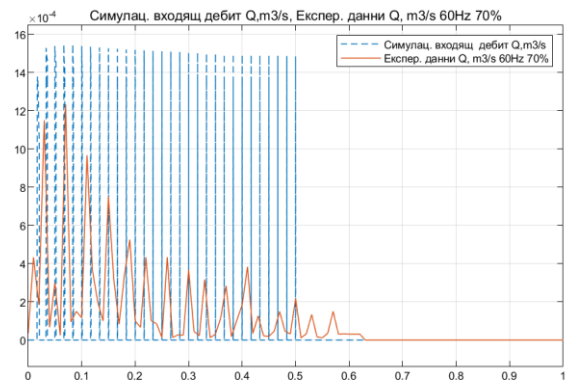


г) налягане p_1 (Pa)

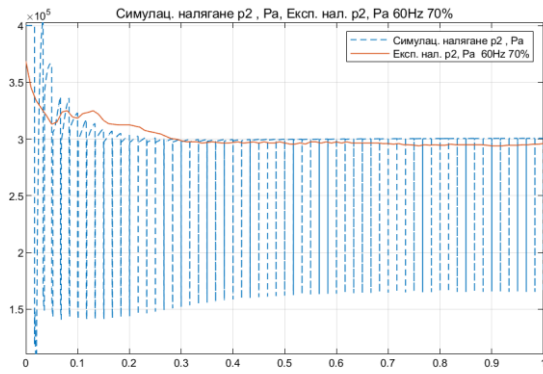
Фиг.5.3. Експериментални и симулационни резултати от управление с ШИМ при 60Hz и запълване от 50% DC.



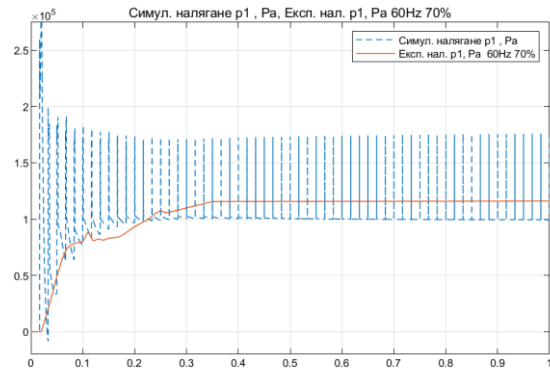
а) преместване буталото на пневматичния цилиндър (x, mm)



б) входящ дебит ($Q, m^3 / s$)

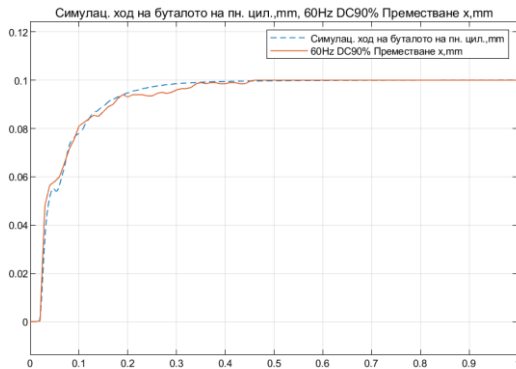


в) налягане p_2 (Pa)

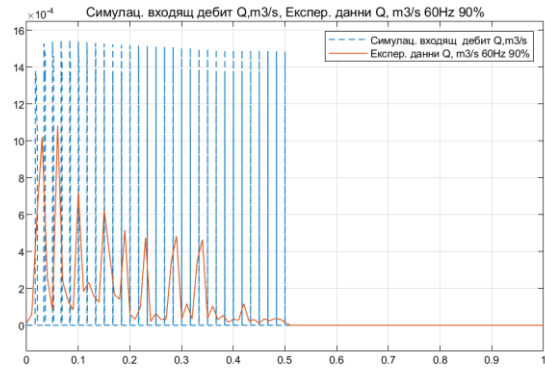


г) налягане p_1 (Pa)

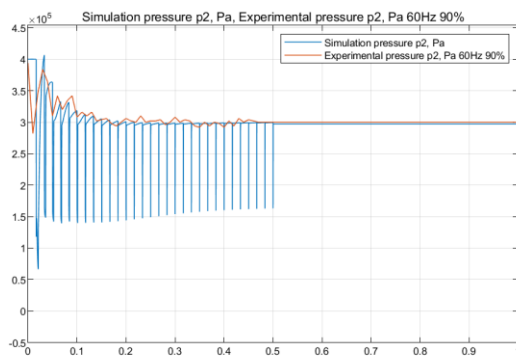
Фиг.5.4. Експериментални и симулационни резултати от управление с ШИМ при 60Hz и запълване от 70% DC.



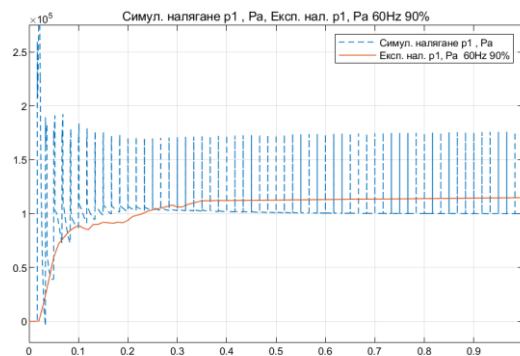
а) преместване буталото на пневматичния
цилиндър (x, mm)



б) входящ дебит ($Q, m^3 / s$)



в) налягане p_2 (Pa)



г) налягане p_1 (Pa)

Фиг.5.5. Експериментални и симулационни резултати от управление с ШИМ при 60Hz и запълване от 90% DC.

На фиг. 5.2. - 5.5. са представени в графичен вид сравнителните резултати от експериментите и симулациите за премесването на пневматичния цилиндър,

входящи дебити и съответните работни налягания при ШИМ управление с честота от 60Hz и запълване на работния цикъл (Duty Cycle - DC) от 30% до 90%. Проведените експерименти и симулации са извършени в пневматична система, използваща ШИМ с ПИД регулатор и заложена дължина на хода на буталото на пневматичния цилиндър 100 mm.

При честота от 90Hz се наблюдава най-доброто намаляване на пулсациите в графиките на преместването на буталото на пневматичния цилиндър.

При получените графики, за честота на управляващия сигнал 90Hz и 70% запълване на работния цикъл се наблюдават по-малко изразени пулсации в линията на преместването, както на симулационната линия – прекъснатата синя линия, така и на експерименталната линия – червената плътна линия. Процесът по изпълнение на преместването на буталото на пневматичния цилиндър завършва малко преди петстотната милисекунда, което се вижда по-добре при представените графики с отсечено време на процеса от шестстотин милисекунди.

ИЗВОДИ И АНАЛИЗ НА РЕЗУЛТАТИТЕ:

В резултат на разработването и изследването на системата за управление на електропневматичната позиционираща система могат да бъдат направени следните изводи:

1. На базата на разработения математически модел е реализирана система за управление на електропневматична позиционираща система с използване на широчинно-импулсна модулация на бързодействащи 2/2 електромагнитни клапани.

2. Разработен е алгоритъм за управление на системата, който позволява реализиране на позиционно управление на пневматичния изпълнителен механизъм.

3. Проведените експериментални изследвания показват, че системата за управление осигурява стабилна работа и подобрени динамични характеристики на електропневматичната позиционираща система.

4. Получените резултати потвърждават възможността за ефективно използване на широчинно-импулсна модулация за управление на електропневматични позициониращи системи.

5. Разработената система за управление показва възможности за приложение в системи за позициониране и автоматизация, използващи електропневматични задвижвания.

ОСНОВНИ РЕЗУЛТАТИ ОТ ДИСЕРТАЦИОННАТА РАБОТА

НАУЧНО-ПРИЛОЖНИ ПРИНОСИ

1. Разработен е математически модел на реалната дебитна характеристика на бързодействащи електромагнитни пневматични клапани тип 2/2, като моделът е верифициран чрез експериментално определени статични характеристики.

2. Разработен е математически модел на електромагнитната и механичната динамика на бързодействащи 2/2 пневматични клапани, позволяващ анализ на процесите на отваряне и затваряне на клапана и определяне на динамичните му характеристики.

3. Разработен е разширен математически модел на електропневматична позиционираща система с управление чрез широчинно-импулсна модулация, който обединява моделите на основните елементи на системата – хранящ пневматичен агрегат, пневматични линии, пневматичен цилиндър и бързодействащи електромагнитни клапани.

4. Създадени са симулационни модели в средата Matlab/Simulink за изследване на преходните процеси и динамичните характеристики на електропневматична позиционираща система с бързодействащи клапани и ШИМ управление.

ПРИЛОЖНИ ПРИНОСИ

1. Разработена е автоматизирана измервателна система с виртуални инструменти в средата LabVIEW за събиране, обработване и визуализация на

експериментални данни при статични и динамични изследвания на електропневматични системи.

2. Реализиран е експериментален стенд за изследване на динамиката на електропневматична позиционираща система с управление чрез широчинно-импулсна модулация.

3. Експериментално е изследвано влиянието на честотата на управляващия сигнал и коефициента на запълване на ШИМ сигнала върху динамичните характеристики на електропневматична позиционираща система.

4. Разработен е енергийно ефективен електронен блок за ШИМ управление на бързодействащи пневматични клапани, предназначен за приложение в електропневматични системи за управление и позициониране.

Списък с публикациите по дисертационния труд.

1. H. Hristov, G. Iliev, D. Dimitrov, "Speed control of pneumatic power transmission systems using ON-OFF valves with pulse width modulation", 62nd Science Conference of Ruse University - SSS, Bulgaria, 2023, volume 62, book 1.1;
2. H. Hristov, G. Iliev, D. Dimitrov, „Experimental static flow characteristics of high speed ON/OFF pneumatic valves. “, "Mechanics of Machines" Days of Mechanics in Varna, September 8 - 10, 2023;
3. Д. Димитров, К. Върбанов, „Пневматична система с ШИМ управление“, Студентска научна сесия 2024, Технически университет Габрово;
4. Д. Димитров, “Интелигентно управление на енергоефективна пневматична система“, Студентска научна сесия 2024, Технически университет Габрово;
5. Iliev, G.; Hristov, H., D. Dimitrov” Experimental Study of the Frequency Characteristics of an Electropneumatic Tracking System with High-Speed Pneumatic Valves and PWM Control”, Environment. Technology. Resources. Rezekne, Latvia, Proceedings of the 16th International Scientific and Practical Conference, 2025, Volume IV, 111-115. DOI: 10.17770/etr2025vol4.8427;