

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»

Факультет електроенерготехніки та автоматики

(повне найменування інституту, факультету)

Кафедра автоматизації електромеханічних систем та електроприводу

(повна назва кафедри)

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри

(підпис) Сергій КОВБАСА

“ ____ ” _____ 20__ р.

Дипломний проект

на здобуття ступеня бакалавра

за освітньо-професійною програмою «Електромеханічні системи
автоматизації, електропривод та електромобільність»
спеціальності 141 «Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка»
(код і назва)

на тему: «Система керування приводного двигуна турбокомпресора»

Виконав: студент 4 курсу, групи ЕП-01
(шифр групи)

Іваницький Павло Дмитрович
(прізвище, ім'я, по батькові) _____ (підпис)

Керівник к.т.н, проф. Волянський Роман Сергійович
(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище, ім'я, по-батькові) _____ (підпис)

Консультант _____
(назва розділу) (посада, вчене звання, науковий ступінь, прізвище, ім'я, по-батькові) _____ (підпис)

Рецензент _____
(посада, науковий ступінь, вчене звання, науковий ступінь, прізвище, ім'я, по-батькові) _____ (підпис)

Засвідчую, що у цьому дипломному
проекті немає запозичень з праць інших
авторів без відповідних посилань.

Студент _____
(підпис)

Київ – 2024 р.

ВІДОМІСТЬ ДИПЛОМНОГО ПРОЕКТУ

№ з/п	Формат	Позначення	Найменування	Кількість листів	Примітка
1	A4		Завдання на дипломний проект	2	
2	A4	141.XXXX.XXX.БР	Пояснювальна записка	100	
3	A4	141.XXXX.XXX.БР	Перелік елементів	1	
4	A1	141.XXXX.XXX.БР	Функціональна схема електроприводу з асинхронним двигуном	1	
5	A1	141.XXXX.XXX.БР	Модель системи керування приводним двигуном турбокомпресора у середовищі Simulink	1	
6	A1	141.XXXX.XXX.БР	Графіки перехідних процесів у досліджуваній системі керування приводним двигуном турбокомпресора при відсутності компенсації споживання мережі	1	
7		141.XXXX.XXX.БР	Графіки перехідних процесів у досліджуваній системі керування приводним двигуном турбокомпресора за наявності компенсації споживання мережі	1	

					141.XXXX.XXX.БР		
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Відомість дипломного проекту		
Розроб.		Іваницький П.Д.					
Перевір.		Волянський Р.С.					
Н. Контр.							
Затверд.		Ковбаса С.М.			Літ. Арк. Акрушів 2 105 НТУУ "КПІ ім. Ізгоря Сікорського", ФЕА, каф. АЕМС-ЕП, гр. ЕП-п11		

Пояснювальна записка до дипломного проекту

на тему: «Система керування приводного двигуна турбокомпресора»

Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»

Факультет електроенерготехніки та автоматики
(повна назва)

Кафедра автоматизації електромеханічних систем та електроприводу
(повна назва)

Рівень вищої освіти – перший (бакалаврський)

Спеціальність – 141 Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка
(код і назва)

Освітньо-професійна програма – Електромеханічні системи автоматизації, електропривод та електромобільність

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри
_____ Сергій КОВБАСА
(підпис)

«__» _____ 20__ р.

ЗАВДАННЯ
на дипломний проект студенту
Іваницькому Павлу Дмитровичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проекту: «Система керування приводного двигуна турбокомпресора»,
керівник проекту _____ к.т.н. проф. Волянський Роман Сергійович,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом по університету від «__» _____ 20__ р. № _____

2. Термін подання студентом проекту _____

3. Вихідні дані до проекту: параметри компресору: $\Psi_n = 2 \cdot 10^5$ ПА, $\Phi_n = 0.7$ м³/с, $B = 0.45$, $I_C = 4$ с; робочий газ – повітря: $k = 1.4$; споживач – навколишнє середовище

4. Зміст пояснювальної записки: 1. Аналітичний огляд систем керування приводними двигунами компресорів. 2. Розрахунок та вибір двигуна. Модель компресора. 3. Розробка та дослідження алгоритму керування. 4. Розробка та

дослідження керованої системи турбокомпресор-АДК. 5. Розрахунок та вибір деякого допоміжного обладнання.

5. Перелік графічного матеріалу (із зазначенням обов'язкових креслеників, плакатів, презентацій тощо): Перелік елементів. Функціональна схема електроприводу з асинхронним двигуном. Модель системи керування приводним двигуном турбокомпресора у середовищі Simulink. Графіки перехідних процесів у досліджуваній системі керування приводним двигуном турбокомпресора при відсутності компенсації споживання мережі. Графіки перехідних процесів у досліджуваній системі керування приводним двигуном турбокомпресора за наявності компенсації споживання мережі.

6. Консультанти розділів проекту*

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв

* Якщо визначені консультанти. Консультантом не може бути зазначено керівника дипломного проекту.

7. _____ Дата _____ видачі _____ завдання _____

Календарний план

№ з/п	Назва етапів виконання дипломного проекту	Термін виконання етапів проекту	Примітка
1	Вступ		
2	Аналітичний огляд систем керування приводними двигунами компресорів		
3	Розрахунок та вибір двигуна. Модель компресора.		
4	Розробка та дослідження алгоритму керування.		
5	Розробка та дослідження керованої системи турбокомпресор-АДК.		
6	Розрахунок та вибір деякого допоміжного обладнання.		
7	Оформлення дипломного проекту		

Студент _____
(підпис)

Павло ІВАНИЦЬКИЙ

Керівник проекту _____
(підпис)

Роман ВОЛЯНСЬКИЙ

РЕФЕРАТ

Дипломний проект містить: сторінок 105, рисунків 74, таблиць 4, графічну частину на 1 лист А4 та 4 листи А1.

Метою дипломного проекту є розробка системи керування приводним двигуном турбокомпресору.

Проведено аналітичний огляд існуючих компресорів, методів їх керування. Обрано метод керування даним турбокомпресором.

Розраховано потужність приводного двигуна. Проведено вибір двигуна, розраховано його параметри. Наведено модель турбокомпресора. Показано роботу компресора за відсутності керування.

Розроблено алгоритм керування даним турбокомпресором. Досліджено якість алгоритму керування за наявності та при відсутності компенсації споживання мережі.

Наведено алгоритм векторного керування двигуном з традиційним алгоритмом ослаблення поля. Розроблено систему керування приводного двигуна турбокомпресора шляхом поєднання двигуна, системи векторного керування, турбокомпресора та алгоритму керування турбокомпресором. Проведено дослідження якості керування у даній системі за наявності та при відсутності компенсації споживання мережі.

ТУРБОКОМПРЕСОР, МОДЕЛЬ МУРА-ГРЕЙТЦЕРА, ПОМПАЖ, ЛІНЕАРИЗАЦІЯ ЗВОРОТНИМИ ЗВ'ЯЗКАМИ, ВЕКТОРНЕ КЕРУВАННЯ, ЯКІСТЬ КЕРУВАННЯ.

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	<i>Система керування приводного двигуна турбокомпресора</i>		
Розроб.		Іваницький П.Д.					
Перевір.		Волянський Р.С.					
Н. Контр.							
Затверд.		Ковбаса С.М.					
					Літ.	Арк.	Акрушів
						6	105
					НТУУ "КПІ ім. Ігоря Сікорського", ФЕА, каф. АЕМС-ЕП, гр. ЕП-п11		

SUMMARY

Thesis contains: pages 105, figures 74, tables 4, graphic part of 1 A4 page and 4 A1 pages.

The purpose of the diploma project is to develop a control system for motor of a centrifugal compressor.

An analytical review of existing compressors and control strategies is made. Control strategy for the given centrifugal compressor is chosen accordingly.

Power rating of the motor is calculated and subsequently an appropriate motor is chosen. Required parameters of the chosen motor are calculated. A model of centrifugal compressor is shown. By means of modeling of the compressor model it is shown how the compressor behaves in the absence of control.

A control algorithm is developed for the given centrifugal compressor. Transient quality is studied both with and without compensation of consumption of the net.

An algorithm of indirect field oriented control with traditional field weakening algorithm is shown. A control system for the motor of the compressor is developed by means of combining the motor, field oriented control, the centrifugal compressor and the control algorithm for the compressor. Transient quality is studied both with and without compensation of consumption of the net.

CENTRIFUGAL COMPRESSOR, MOORE-GREITZER MODEL, SURGE, FEEDBACK LINEARIZATION, FIELD ORIENTED CONTROL, TRANSIENT QUALITY

	Letter	Nº of doc	Sing.	Date							
Devel.	P. Ivanytskyi				Control system for motor of a centrifugal compressor			L	Page	Pages	
Checked	R. Volyansiy									7	105
								NTUU "KPI them Igor Sikorsky", FEPEA, dep. ESA-ED, EP-p11			
N. Contr.											
Approvad.	S. Kovbasa										

ЗМІСТ

ВСТУП	10
1 АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД СИСТЕМ КЕРУВАННЯ ПРИВОДНИМИ ДВИГУНАМИ КОМПРЕСОРІВ.....	11
1.1 Область застосування та загальні відомості про компресори	11
1.2 Загальний принцип роботи компресора. Класифікація	13
1.3 Огляд різних видів компресорів	15
1.4 Вибір системи керування приводним двигуном компресора.....	18
1.5 Висновки за розділом.....	20
2 РОЗРАХУНОК ТА ВИБІР ДВИГУНА. МОДЕЛЬ КОМПРЕСОРА	21
2.1 Розрахунок та вибір електродвигуна компресора	21
2.2 Розробка математичної моделі компресора	29
2.3 Розробка моделі електромеханічної системи турбокомпресор-АДК	33
2.4 Висновки за розділом.....	40
3 РОЗРОБКА ТА ДОСЛІДЖЕННЯ АЛГОРИТМУ КЕРУВАННЯ.....	42
3.1 Синтез алгоритму керування турбокомпресора	42
3.2 Розв'язок газодинамічної характеристики відносно швидкості	45
3.3 Дослідження якості керування системи при відсутності компенсації Φ_T	46
3.4 Дослідження якості керування системи при компенсації Φ_T	53
3.5 Висновки за розділом.....	60
4 РОЗРОБКА ТА ДОСЛІДЖЕННЯ КЕРОВАНОЇ СИСТЕМИ ТУРБОКОМПРЕСОР-АДК	61
4.1 Задача векторного керування асинхронним двигуном	61
4.2 Алгоритм непрямого векторного керування з традиційним алгоритмом ослаблення поля	63
4.3 Модель керованої системи турбокомпресор-АДК у середовищі Simulink	66
4.4 Дослідження якості керування системи при відсутності компенсації Φ_T	69
4.5 Дослідження якості керування системи при компенсації Φ_T	80
4.6 Висновки за розділом.....	87

5 РОЗРАХУНОК ТА ВИБІР ДЕЯКОГО ДОПОМІЖНОГО ОБЛАДНАННЯ	88
5.1 Загальні відомості про перетворювачі та електропривод.....	88
5.2 Розрахунок елементів силової частини.....	92
5.3 Висновки за розділом.....	96
ВИСНОВОК.....	97
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	98

ВСТУП

Одним із найбільш розповсюджених механізмів у виробництві та повсякденному житті є компресор. В рамках багатьох технологічних процесів необхідно стискати гази, у тому числі повітря. Одним прикладом є траси для транспортування газу. Природний газ необхідно стиснути для ефективного його переміщення по трубах. Прикладом із повсякденного життя є холодильник, для роботи якого також необхідних компресор.

У багатьох областях промисловості розповсюдженими є динамічні компресори. До динамічних компресорів відносять осьові та турбокомпресори. Ці компресори дозволяють досягти найбільш оптимальних показників надійності та ефективності в умовах, де необхідно забезпечити високу продуктивність та/або плавність роботи системи.

Дана робота присвячена розробці системи керування приводного двигуна турбокомпресора. Даний компресор відрізняється відносною простотою конструкції та малими габаритами. Уся робота відбувається за рахунок обертання імпелера, тому кількість рухомих деталей є малою. Також турбокомпресор здатний забезпечувати велику швидкість потоку, та має відносно високі показники енергоефективності. Так, ККД турбокомпресора значно вище ККД поршневого чи гвинтового компресора.

Основною проблемою при використанні турбокомпресорів є так званий помпаж. Помпаж – це явище, що виникає у турбокомпресорі при малому споживанні мережі, яке характеризується великими коливаннями у системі. Помпаж є аварійним режимом роботи та часто призводить до фізичної руйнації компресора.

У даній роботі розроблено алгоритм керування компресором, який за виконання певних припущень дозволяє здійснювати керування турбокомпресором так, щоб уникнути помпажу. Проведено моделювання розробленої системи та аналіз якості перехідних процесів.

1 АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД СИСТЕМ КЕРУВАННЯ ПРИВОДНИМИ ДВИГУНАМИ КОМПРЕСОРІВ

У даному розділі проведено загальний аналітичний огляд компресорів, проведено вибір системи керування приводним двигуном. Даний розділ має за мету надати загальне уявлення про компресори, їх різновиди та області застосування, види приводних двигунів тощо.

1.1 Область застосування та загальні відомості про компресори

Компресор – це механічний пристрій, який збільшує тиск газу за рахунок зменшення його об'єму. Принциповою задачею компресора є збільшення густини газу. Наприклад, стиснений газ вигідніше транспортувати, а накоплену потенційну енергію можна застосовувати у різноманітних пристроях у якості джерела енергії.

Концептуально, компресор є дуже давнім пристроєм[1]. Найбільш помітним із перших компресорів є міх, використовуваний у металургії. Повітря, яке міх нагнітає, використовується для збагачення полум'я киснем та підвищення температури повітря. Ще до нашої ери було розроблено міх на базі поршневої системи двосторонньої дії. Пізніше, в XIII столітті для рішення цієї задачі було використано двигуни на базі вітру та води.

Загалом, відсутність масштабного попиту та стиснене повітря (чи інші гази) призвела до повільного розвитку технології. Проте починаючи з XVII століття, коли почався індустріальний розвиток світу, ситуація змінилася.

Першим механічним компресором можна вважати циліндричний насос для підкачки коліс. Дана ідея була розвинена у поршневих компресорах, у яких стиснення повітря відбувається за рахунок руху поршня, який свою чергу приводиться у дію через колінчастий вал, ведений двигуном. З розвитком технологій було розроблено багато інших видів компресорів, наприклад, гвинтові чи спіральні компресори.

При концептуальній простоті, компресори в основному розвивалися за рахунок ускладнення наявних систем на рівні реалізації. Так, навіть відносно

прості поршневі компресори можуть являти собою системи з декількома ступенями, додатковим охолодженням, високими вимогами до якості конструкції та керування.

На початку історії компресорів, вимоги формувалися в основному відносно малою та нерозвиненою металургією. З початку індустріальної революції коло застосувань значно розширилося.

Декілька популярних застосувань стисненого газу полягають у наступному. У трубопровідних магістралях для природного газу використовується компресор, який цей газ стискає, за рахунок чого ефективність транспортування значно підвищується[2]. На станціях обробки природного газу чи нафтопродуктів використання компресорів є частиною технологічного процесу[3][4]. Загальновідомим фактом також є використання компресорів у холодильних машинах.

Попри надзвичайно велику кількість застосувань компресорів взагалі, найчастіше доводиться мати справу із стисненим повітрям. Використання стисненого повітря є дуже розповсюдженим у сучасній індустрії[5], відповідні застосування наведені у наступних параграфах.

Продуктова індустрія. Стиснене повітря використовується для зневоднення, розливу, транспортування, очищення, вакуумного пакування, а також у деяких виконавчих механізмах.

Текстильна індустрія. Стиснене повітря використовується для перемішування рідин, ткацтва, прядіння тощо, а також у деяких виконавчих механізмах.

Деревинна індустрія. Стиснене повітря використовується для розпилювання, підйому, затискання, обробки тиском, а також у деяких виконавчих механізмах.

Індустрія пластмас. Стиснене повітря використовується для затискання, формування, живлення прес-форм, лиття під тиском тощо, а також у деяких виконавчих пристроях.

Індустрія каменю, глини та скла. Стиснене повітря використовується для транспортування, змішування, охолодження. Також використовується дуття та формування скла, також у деяких виконавчих пристроях.

Виробництво металів. Стиснене повітря використовується для живлення монтажних станцій та інструменту, у виконавчих пристроях, лиття під тиском, розпилення.

Окрім індустрій та виробництв, стиснене повітря має багато інших застосувань. Наприклад, пневматичні інструменти, помпи, гальма, виконавчі пристрої використовуються у транспортуванні, а також у шахтах.

У сільському господарстві стиснене повітря може застосовуватися у молочних машинах або для обприскування посівів. Навіть на базах відпочинку можна знайти застосування у вигляді снігових машин, ліфтів, тощо. Наприклад, для підводного плавання необхідно брати з собою резервуар із стисненим повітрям для тривалого перебування під водою.

1.2 Загальний принцип роботи компресора. Класифікація

На рис. 1.1 наведена класифікація компресорів за принципом дії[6].

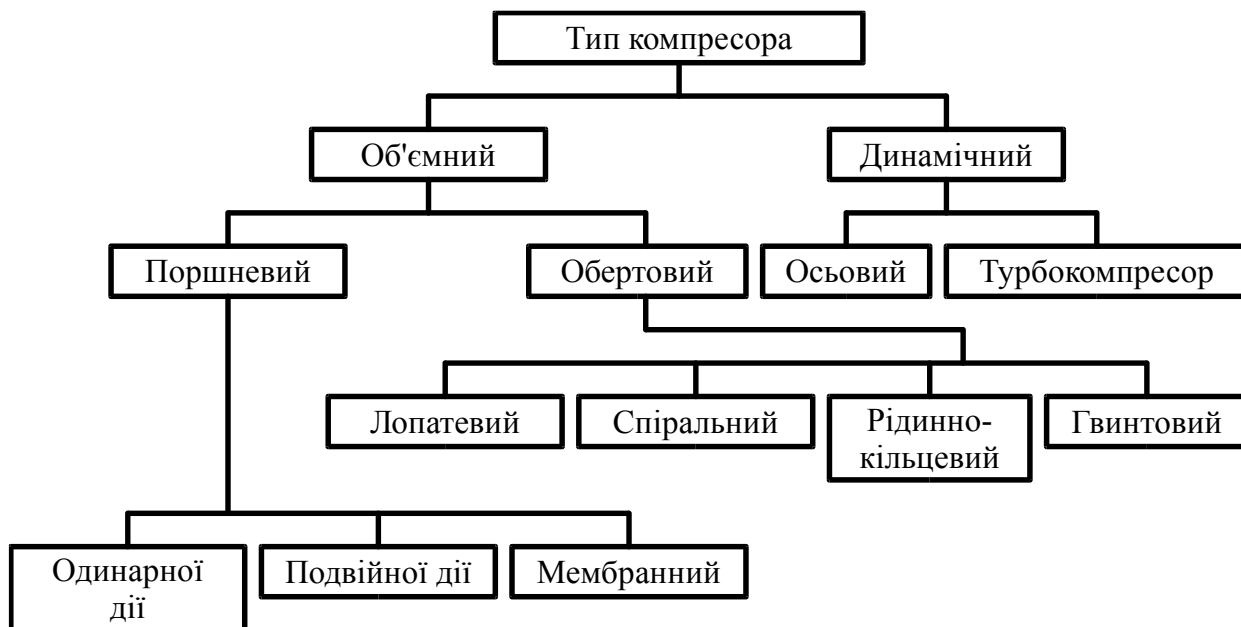


Рисунок 1.1 – класифікація компресорів за принципом дії

Найбільша принципова відмінність має місце у об'ємних та динамічних компресорах. Об'ємні компресори стискають газ наступним чином. Деяка

кількість газу малого тиску втягується у певний об'єм, а потім, за рахунок механічного руху частин компресора відбувається власне стискання газу. Найпростіше цей принцип можна пояснити на поршневому компресорі одинарної дії. За рахунок руху поршня газ втягується у робочу камеру, а потім за рахунок руху того ж поршня витискається у резервуар високого тиску.

Динамічні компресори принципово відрізняються тим, що стискання газу відбувається не за рахунок механічного руху частин компресора, а за рахунок перетворення кінетичної енергії газу у потенційну. Так, турбокомпресор працює наступним чином. Ротор або робоче колесо за рахунок обертання втягує газ та розганяє його до великої радіальної швидкості, проштовхуючи його при цьому до дифузора за рахунок відцентрових сил. Дифузор в свою чергу гальмує газ, перетворюючи кінетичну енергію в потенційну.

При використанні компресорів виникає проблема нагрівання газу. Оскільки в межах одного ступеню стиснення процес можна вважати адіабатичним, то вся робота, яка здійснюється над газом для його стискання, переходить у внутрішню енергію газу, тому компресор не тільки стискає газ, а і нагріває його. Введення системи охолодження стисненого газу призводить до підвищення ефективності роботи компресора[7]. Крім того, наприклад, у турбокомпресорах не рідко температура стисненого газу перевищує максимально допустиму з точки зору цілісності металевих деталей[8].

При роботі компресорів часто ставляться певні вимоги до чистоти стисненого повітря. Багато компресорів використовують мастила, які під час робочого тиску змішуються з повітрям. Крім того, повітря має певну кількість води, яку необхідно прибрати. Таким чином, більшість компресорів мають фільтри, які забезпечують необхідну якість повітря, яка встановлюється відповідними стандартами[9].

1.3 Огляд різних видів компресорів

На рис. 1.1 наведена класифікація компресорів за їх принципом дії. У попередньому підрозділі було описано лише принципову відмінність між об'ємними та динамічними компресорами. У даному підрозділі відмінності розглядаються більш детально.

Поршневий компресор. Популярний вид компресорів, частіше всього застосовуються на малих потужностях через мале значення ККД[6]. Принцип роботи простий – стиснення газу відбувається за рахунок руху поршня, який у свою чергу приводиться у рух колінчастим валом. Коли поршень рухається так, щоб об'єм робочої камери збільшувався, газ із навколишнього середовища втягується, а при русі у зворотному напрямку поршень витискає газ у камеру високого тиску. У порівнянні з іншими компресорами має погані масо-габаритні показники. Робота супроводжується вібрацією.

Поршневі компресори бувають одинарної та подвійної дії. У поршневому компресорі одинарної дії поршень виконує стискання газу лише одним боком, а у поршневому компресорі подвійної дії робота над разом виконується обома боками поршня.

Мембранний компресор. Працює за таким самим принципом, як і поршневий, проте замість поршня стоїть мембрана. Сама мембрана може бути металевою, або резиновою чи силіконовою, залежно від застосування, проте для більших значень тиску лише металеві мембрани мають достатню міцність. Основною перевагою над типовим поршневим компресором є повна відсутність мастила. Газ контактує лише з мембраною та робочою камерою[10]. Варто мати на увазі, що існує так званий поршневий компресор лабіринтного типу, який використовується у дуже відповідальних застосуваннях з високими вимогами до чистоти газу, і є конкурентом мембранних компресорів[11].

Гвинтовий компресор. Працює за рахунок взаємного обертання двох гвинтів. Існує багато різних профілів для гвинтів, багато з яких були розроблені для рішення специфічних задач[12]. Використовується в

основному на високих потужностях і витіснює поршневі компресори із багатьох застосувань за рахунок кращих просторових показників, більш плавної та тихої роботи, кращої ефективності та охолодження[6].

Рідинно-кільцевий компресор. Принцип роботи найкраще пояснюється візуально, як показано на рис. 1.2. За рахунок відцентрових сил рідина виштовхується на край робочої камери, і виступає в ролі бар'єру, який відділяє камеру високого тиску від вхідного отвору. Стискання газу відбувається за рахунок обертання ексцентричного ротору. Такі компресори можна безпечно застосовувати з потенційно небезпечними газами.[13].

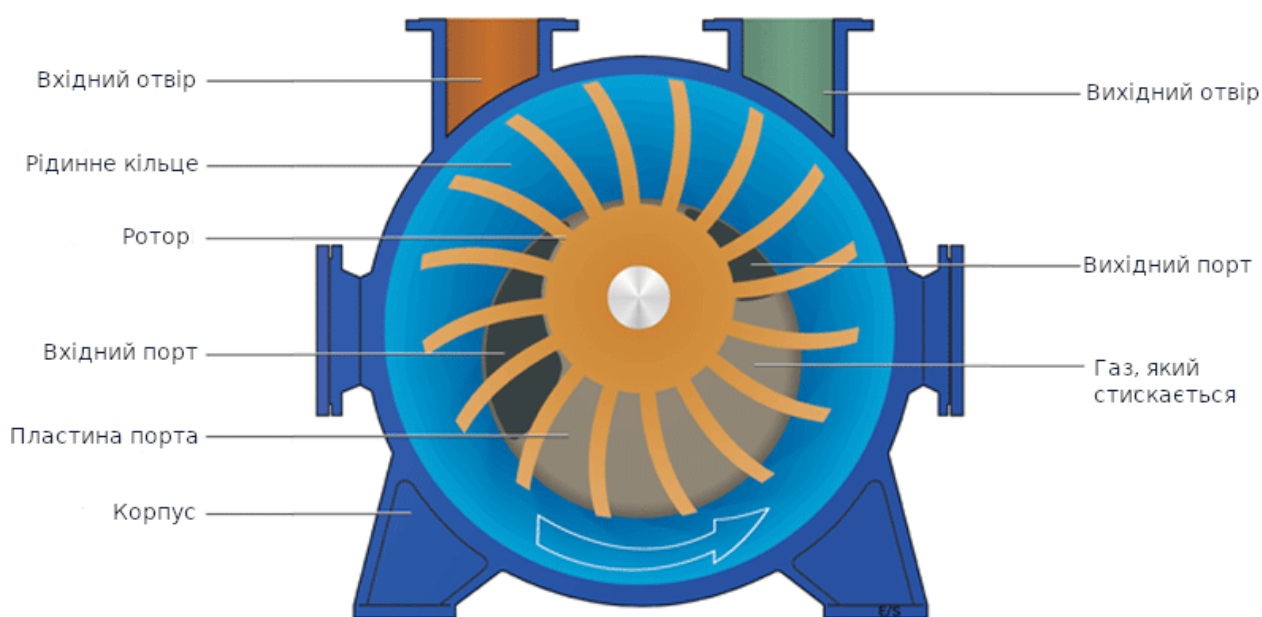


Рисунок 1.2 – Пояснювальне зображення принципу роботи рідинно-кільцевого компресора

Лопатевий компресор. Працює за таким самим принципом, як і рідинно-кільцевий компресор, але замість рідини використовуються два ножі, які лежать на діаметрі ротору і з'єднані пружиною. Також може використовуватись ексцентричне кільце, яке по ходу обертання стискає повітря, а один зовнішній ніж на пружині виступає у ролі бар'єру між входом та виходом, як показано на рис. 1.3.

Деякі розроблені компресори даного типу мають кращі енергетичні показники за гвинтові компресори. При цьому збільшення ефективності спостерігається при всіх видах навантаження і сягає 10%[14].

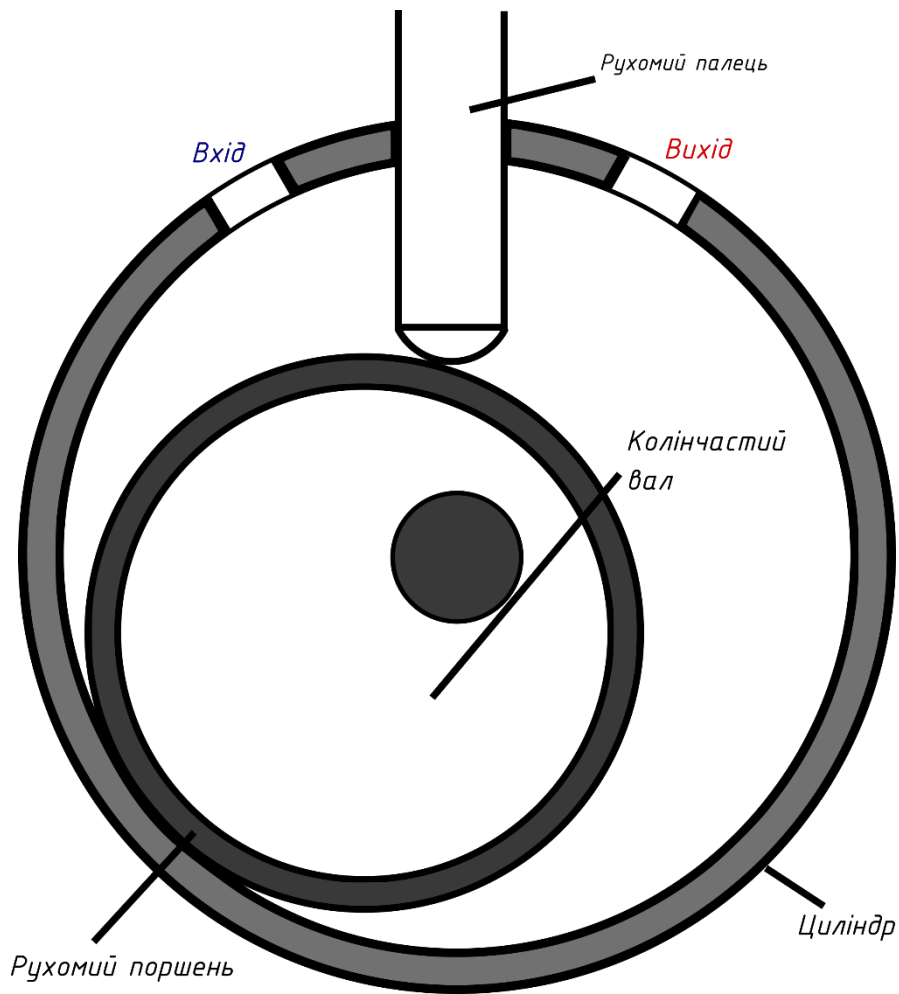


Рисунок 1.3 – Пояснювальне зображення принципу роботи лопатевого компресора

Спіральний компресор. Даний компресор працює наступним чином. Одна спіраль є закріпленою, а інша рухається по орбітальній траєкторії. За рахунок взаємного руху спіралей газ блокується у просторі між спіралями і по ходу їх обертання витискається у камеру високого тиску. Даний вид компресорів відрізняється простотою конструкції та малою кількістю рухомих частин[15].

Осьовий компресор. Складний вид компресору, який працює наступним чином. Компресор складається з декількох ступенів, кожен ступінь являє собою пару радіально розміщених ножів. Один набір ножів знаходиться на роторі, при обертанні втягує газ, розганяє його та проштовхує до другого набору ножів, який знаходиться на статорі і є нерухомим. За рахунок дифузії газ гальмується на нерухомих ножах, таким чином кінетична енергія

переходить у потенціальну. При цьому ступенів зазвичай декілька, вони встановлені послідовно. Даний вид компресорів дозволяє досягти порівняно великої ефективності та дуже високих значень масових витрат. У деяких випадках повітря може розганятися до надзвукових швидкостей. Такі компресори у тому числі використовуються у авіатехніці[16].

Турбокомпресори. Принцип роботи турбокомпресора полягає у тому, що за рахунок обертання відцентрового робочого колеса газ втягується та розганяється до великої швидкості. За рахунок відцентрових сил газ витісняється на дифузор, де сповільнюється і таким чином кінетична енергія газу переходить у потенційну. Широко застосовуються, у тому числі на станціях обробки нафти та природного газу, у хімічній промисловості[17]. Як і осьові компресори, турбокомпресори є складними з точки зору теорії, хоча конструктивно є простішими за рахунок меншої кількості ступенів, які необхідні для досягнення заданого тиску.

1.4 Вибір системи керування приводним двигуном компресора

Загалом існує багато підходів до керування компресорами. Так, у об'ємних компресорах можна використовувати стратегію включень/відключень. При досягненні потрібного тиску компресор вимикається. При падінні тиску нижче порогового значення компресор вмикається знову. Таке керування можна зустріти у побутових повітряних компресорах.

З іншого боку, часті включення та виключення компресору не завжди є технологічно прийнятними. У поршневих компресорах можна наприклад переправити частину стисненого газу назад на вхід, таким чином знижуючи ефективність роботи компресора, таким чином можна збалансувати вхід та вихід і компресор буде підтримувати постійний тиск без вимикання[19].

Іншим підходом є використання наприклад дискового затвору. Шляхом регулювання затвору (клапану) на вході можна зменшити навантаження компресора, а при необхідності повністю закрити клапан, тоді компресор

працюватиме на холостому ході. Таке керування є більш менш універсальним серед компресорів.

Іншим цікавим методом керування, прийнятним лише для поршневих компресорів, є створення карману в робочій камері. За рахунок збільшення об'єму цього карману буде зменшуватись максимальний тиск газу у робочій камері. Можна згадати не дуже ефективний, але цікавий метод керування, який полягає у встановленні спеціального розвантажувального пристрою на вхідні клапани. Цей пристрій регулює коли вхідних клапан закриється. Зазвичай, вхідний клапан закривається одразу після того, як поршень починає стискати газ, у даному випадку цей клапан закриється лише після досягнення у камері тиску певної регульованої величини. Таким чином можна розвантажити компресор до 40%.

У динамічних компресорах, можна застосовувати подібні підходи, такі як часткове перекривання вхідного клапану, повторне стиснення уже стисненого газу (тобто пере направлення частини виходу на вхід). Можна також використовувати керування за допомогою зміни кута нахилу ножів або лопатей дифузора або входу (для турбокомпресорів). Проте такі методи керування є скоріше допоміжними через їхню низьку енергетичну ефективність, у той час як динамічні компресори зазвичай працюють на великих потужностях[19].

Крім того, у динамічних компресорах необхідно враховувати фізику потоків газу. Наприклад, у турбокомпресорах має місце таке явище як помпаж, яке може призвести до аварійної ситуації.

Таким чином, через загальну складність динамічних компресорів з точки зору фізики, у даних компресорах передову роль грає керування за швидкістю. Мається на увазі, що за рахунок зміни швидкості обертання ротора змінюється продуктивність компресору.

Керування за допомогою зміни швидкості приводного двигуна розповсюджене і в об'ємних компресорах і загалом є найбільш ефективних методом керування при роботі на потужностях, нижчих за номінальну.

У даній роботі застосовано турбокомпресор і поставлена задача його регулювання, точніше, необхідно розробити систему керування приводним двигуном. Компресори можуть використовувати різні види двигунів: двигуни внутрішнього згорання, газові турбіни, електродвигуни тощо. Враховуючи спеціальність, в рамках якої проводиться дана робота, двигун турбокомпресора є електричним.

Враховуючи сказане про наявні методи керування, у даній роботі буде використано перетворювач частоти у якості електроприводу, оскільки це найбільш технічно досконалий підхід до задачі керування турбокомпресором.

1.5 Висновки за розділом

У даному розділі було проведено аналітичний огляд компресорів. У першому підрозділі було наведено загальні відомості про компресори, коротко обрисовано історичне підґрунтя для виникнення попиту на потужні компресори, обрисовано області застосування. Встановлено, що компресори є дуже популярним пристроєм, і використовуються у тій чи іншій формі на переважній більшості підприємств та в побуті.

У другому підрозділі наведено класифікацію компресорів за принципом дії, надано пояснення принципової різниці об'ємних та динамічних компресорів. Встановлено найосновніші принципові питання з якими зіштовхуються розробники компресорів, такі як забезпечення чистоти стисненого газу тощо.

У третьому підрозділі розглянуто усі види компресорів, наведені у класифікації, поданій у другому підрозділі. Огляд полягав у поясненні принципу роботи різних видів компресорів, за наявності, вказано очевидні переваги або недоліки. За необхідності наведено схематичні зображення, які краще пояснюють текст.

У четвертому розділі розглянуто популярні підходи до керування компресорами. Враховано, що в даній роботі використовується турбокомпресор та відповідно обрано систему електроприводу.

2 РОЗРАХУНОК ТА ВИБІР ДВИГУНА. МОДЕЛЬ КОМПРЕСОРА

У електроприводах, які працюють у повторно-короткочасних режимах електропривод обирається з міркувань найменшого номінального моменту. При цьому обов'язково необхідно провести перевірку за нагріванням та перевантаженням, згідно заданого алгоритму роботи.

Динамічні компресори відрізняються тим, що працюють у режимі S1, тобто у тривалому режимі, тому вибір двигуна ґрунтується на номінальному навантаженні компресора. У такому разі перевірка за перевантаженням та нагрівом не проводиться, оскільки двигун переважно більшість часу працює на своє номінальне навантаження.

2.1 Розрахунок та вибір електродвигуна компресора

Розрахунок турбокомпресорів значно ускладнюється у застосуваннях з великою потужністю, оскільки вони потребують створювати великі значення швидкості газу, який стискається. У таких випадках число Маха завжди перевищує значення 0.3 і доводиться враховувати зміну густини потоку. Також доводиться враховувати і зміни властивостей газу, такі як показник адіабати, який можна вважати сталим лише у обмеженому діапазоні температур. У даній роботі вважається, що подібні обставини не мають місця. У такому разі теоретичну потужність компресора можна розрахувати за загальною формулою з фізики, виходячи із того, що компресія – це адіабатичний процес

$$P_{\text{theor}} = \frac{k}{k-1} Q_1 p_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{(k-1)/k} - 1 \right], \quad (2.1)$$

де P_{theor} – це потужність стискання газу; k – показник адіабати; Q_1 – об'ємна витрата вхідного сопла; p_1 – тиск газу на вхідному соплі; p_2 – тиск стисненого газу.

У даній роботі компресор стискає повітря. Приймається значення коефіцієнта адіабати $k = 1.4$. Компресор вважається одноступеневим, прийнято, що він забезпечує стиснення $\frac{P_2}{P_1} = 3$, також вважається, що $Q_1 = 0.7 \frac{m^3}{c}$. Тиск газу на вхідному соплі рівний атмосферному та вважається приблизно рівним 1 бар або 100000 Па. У такому разі

$$P_{\text{theor}} = \frac{1.4}{1.4-1} \cdot 0.7 \cdot 10^5 \left[3^{(1.4-1)/1.4} - 1 \right] \approx 90400 \text{ Вт}. \quad (2.2)$$

Дана формула не враховує ККД механічної частини турбокомпресору, а також багато деталей, виключених із розрахунку для простоти. Для компенсації цих похибок введено коефіцієнт запасу K_3 на рівні 10%, а також враховано, що значення ККД η становить 90%. Таким чином, орієнтовна потужність приводного двигуна знаходиться за формулою

$$P = \frac{P_{\text{theor}} \cdot K_3}{\eta} = \frac{90400 \cdot 1.1}{0.9} \approx 110000 \text{ Вт}. \quad (2.3)$$

За такою потужністю обрано двигун 4A280S2Y3, параметри якого наведені у табл. 2.1. Параметри Г-подібної схеми заміщення наведені у табл. 2.2.

Таблиця 2.1 – Технічні параметри двигуна 4A280S2Y3

1	2
Номінальна потужність P_{2H}	110 кВт
Коефіцієнт корисної дії η	0.91
Коефіцієнт потужності $\cos \varphi$	0.89
Нормований пусковий момент $m_n = \frac{M_n}{M_H}$	1.2
Нормований критичний момент $m_k = \frac{M_k}{M_H}$	2.2
Номінальне ковзання s_H	0.02
Критичне ковзання s_k	0.085

1	2
Синхронна швидкість обертання n	$3000 \frac{\text{об}}{\text{хв}}$
Момент інерції J	$1.1 \frac{\text{кг}}{\text{м}^2}$

Таблиця 2.2 – Параметри Г-подібної схеми заміщення для двигуна 4A280S2Y3

$\bar{X}_\mu$	3.8
$\bar{R}'_1$	0.017
$\bar{X}'_1$	0.017
$\bar{R}''_2$	0.013
$\bar{X}''_2$	0.1

Дані у таблиці 2.2 наведені у відносних одиницях. Для розрахунку параметрів математичної моделі даного асинхронного двигуна необхідно провести перерахунок даної схеми заміщення до Т-подібної. Усі необхідні розрахунки проведено у даному підрозділі та підсумовано у табл. 2.3.

Синхронну швидкість обертання двигуна у рад/с можна знайти за формулою

$$\omega_{xx} = \frac{\omega_0}{p_n} = \frac{2 \cdot \pi \cdot f}{p_n} = \frac{314}{p_n} \frac{\text{рад}}{\text{с}}, \quad (2.4)$$

де f – частота мережі живлення, у даному випадку 50 Гц; p_n – число пар полюсів двигуна. З іншого боку ця ж синхронна швидкість може бути знайдена з паспортних даних простим перерахунком об/хв у рад/с за формулою

$$\omega_{xx} = \frac{n \cdot \pi}{30} = \frac{3000 \cdot \pi}{30} = 314 \frac{\text{рад}}{\text{с}}. \quad (2.5)$$

Із формул (2.4) та (2.5) випливає, що кількість пар полюсів у даного двигуна рівна $p_n = 1$. Номінальна швидкість обертання ω_n , номінальний

момент M_H та критичний момент M_k можна знайти за наступними формулами

$$\omega_H = \omega_{xx} (1 - s_H) = 314 \cdot (1 - 0.02) = 308 \frac{\text{рад}}{\text{с}}; \quad (2.6)$$

$$M_H = \frac{P_{2H}}{\omega_H} = \frac{110000}{308} = 357 \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad (2.7)$$

$$M_k = M_H \cdot m_k = 357 \cdot 2.2 = 786 \text{ Н} \cdot \text{м}. \quad (2.8)$$

Двигун вмикається у промислову мережу напругою $U_{1H} = 380 \text{ В}$ зіркою, відповідно фазна напруга на обмотках двигуна становитиме

$$U_H = \frac{U_{1H}}{\sqrt{3}} = \frac{380}{1.73} \approx 220 \text{ В}. \quad (2.9)$$

Відповідно можна знайти номінальний струм за формулою

$$I_H = \frac{P_{2H}}{3U_H \eta \cos \varphi} = \frac{110000}{3 \cdot 220 \cdot 0.91 \cdot 0.89} = 206 \text{ А}. \quad (2.10)$$

Також розраховано амплітудні значення номінальних напруги, струму та потокозчеплення статора у режимі холостого ходу при $R_1 = 0$ за такими формулами.

$$U_{Ha} = \sqrt{2} U_H = \sqrt{2} \cdot 220 = 311 \text{ В}; \quad (2.11)$$

$$I_{Ha} = \sqrt{2} I_H = \sqrt{2} \cdot 206 = 291 \text{ А}; \quad (2.12)$$

$$\Psi_{1xx} = \frac{U_{Ha}}{\omega_0} = \frac{U_{Ha}}{2\pi f} = \frac{311}{2 \cdot 3.14 \cdot 50} = 0.99 \text{ Вб}. \quad (2.13)$$

Т-подібна та Г-подібна схеми заміщення наведені відповідно на рис. 2.1 та рис. 2.2. Для перерахунку Г-подібної схеми заміщення до Т-подібної використовується так званий коефіцієнт перерахунку

$$c_1 = \frac{\bar{x}_\mu + \sqrt{\bar{x}_\mu^2 + 4 \cdot \bar{x}'_1 \cdot \bar{x}_\mu}}{2 \cdot \bar{x}_\mu} = \frac{3.8 + \sqrt{3.8^2 + 4 \cdot 0.017 \cdot 3.8}}{2 \cdot 3.8} = 1.0045. \quad (2.14)$$

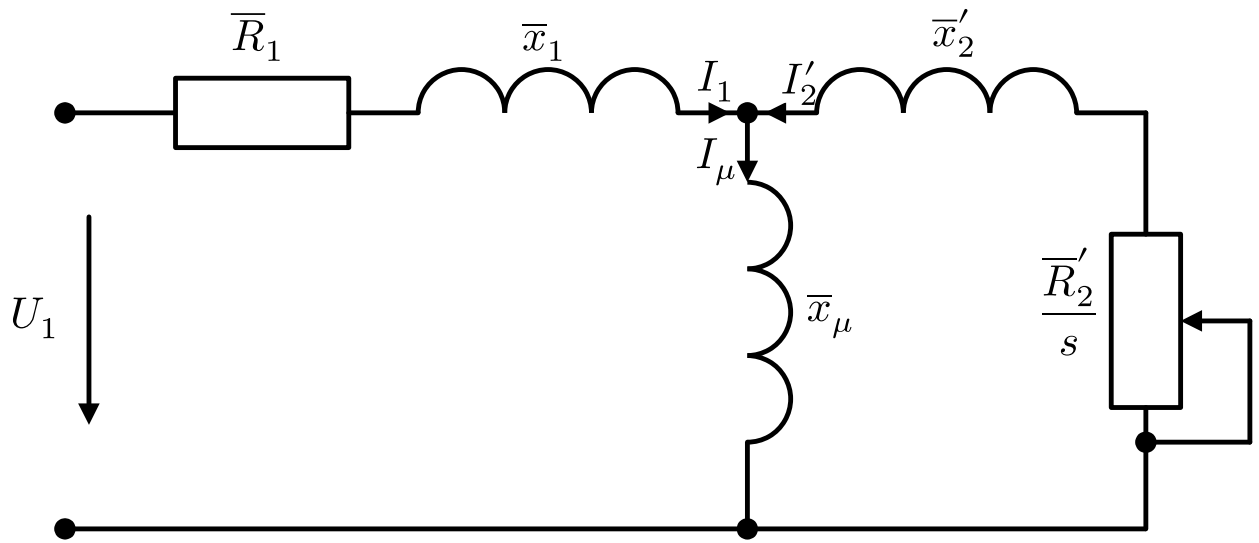


Рисунок 2.1 – Т-подібна схема заміщення асинхронного двигуна

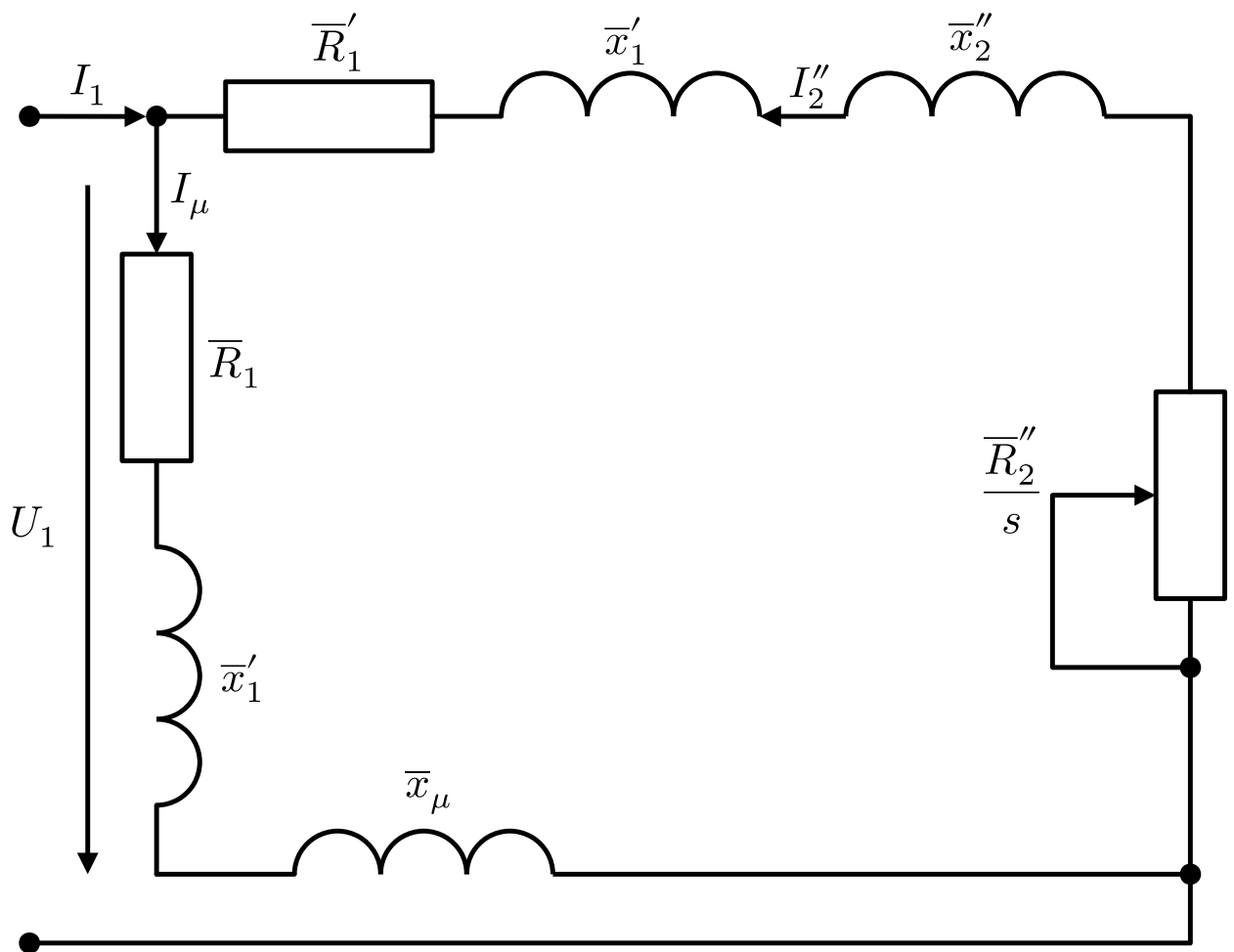


Рисунок 2.2 – Г-подібна схема заміщення

Тепер параметри Т-подібної схеми заміщення знаходяться наступним чином.

$$\bar{x}_1 = \frac{\bar{x}_1'}{c_1} = \frac{0.017}{1.004} = 0.0169; \quad (2.15)$$

$$\bar{R}_1 = \frac{\bar{R}_1'}{c_1} = \frac{0.017}{1.004} = 0.0169; \quad (2.16)$$

$$\bar{x}_2' = \frac{\bar{x}_2''}{c_1^2} = \frac{0.1}{1.004^2} = 0.099; \quad (2.17)$$

$$\bar{R}_2' = \frac{\bar{R}_2''}{c_1^2} = \frac{0.013}{1.004^2} = 0.0129. \quad (2.18)$$

Формули (2.15)-(2.18) дають значення параметрів Т-подібної схеми заміщення у відносних одиницях. Перехід до абсолютних одиниць здійснюється за допомогою коефіцієнта $\frac{U_H}{I_H} = \frac{220}{10.4} = 1.069 \text{ Ом}$ за наступними формулами.

$$x_1 = \bar{x}_1 \frac{U_H}{I_H} = 0.0169 \cdot 1.069 = 0.0181 \text{ Ом}; \quad (2.19)$$

$$R_1 = \bar{R}_1 \frac{U_H}{I_H} = 0.0169 \cdot 1.069 = 0.0181 \text{ Ом}; \quad (2.20)$$

$$x_2' = \bar{x}_2' \frac{U_H}{I_H} = 0.099 \cdot 1.069 = 1.06 \text{ Ом}; \quad (2.21)$$

$$R_2 = \bar{R}_2' \frac{U_H}{I_H} = 0.0129 \cdot 1.069 = 0.0138 \text{ Ом}; \quad (2.22)$$

$$x_\mu = \bar{x}_\mu \frac{U_H}{I_H} = 3.8 \cdot 1.069 = 4.06 \text{ Ом}. \quad (2.23)$$

Переходячи до розрахунку параметрів математичної моделі двигуна необхідно в першу чергу знайти індуктивності розсіювання статора $L_{1\sigma}$ і ротора $L_{2\sigma}$, а також індуктивність намагнічуючого контуру L_m .

$$L_{1\sigma} = \frac{x_1}{\omega_0} = \frac{0.0181}{314} = 5.76 \cdot 10^{-5} \text{ Гн}; \quad (2.24)$$

$$L_{2\sigma} = \frac{x_2'}{\omega_0} = \frac{0.106}{314} = 3.4 \cdot 10^{-4} \text{ Гн}; \quad (2.25)$$

$$L_m = \frac{x_\mu}{\omega_0} = \frac{4.06}{314} = 0.0129 \text{ Гн}. \quad (2.26)$$

Відповідно індуктивності статора та ротора визначаються як

$$L_1 = L_{1\sigma} + L_m = 5.76 \cdot 10^{-5} + 0.0129 = 0.013 \text{ Гн}; \quad (2.27)$$

$$L_2 = L_{2\sigma} + L_m = 3.4 \cdot 10^{-4} + 0.0129 = 0.0133 \text{ Гн}. \quad (2.28)$$

У даній роботі використовується математична модель асинхронного двигуна, записана у струмах статора та потокозчепленнях ротора у стаціонарній системі координат (a-b). Дана модель задається рівняннями

$$\begin{aligned} \dot{\omega} &= \frac{1}{J} (M - M_c) - v\omega, \\ M &= \frac{3}{2} \frac{L_m}{L_1} p_n (\psi_{2a} i_{1b} - \psi_{2b} i_{1a}), \\ \dot{i}_{1a} &= -\gamma i_{1a} + \alpha \beta \psi_{2a} + \beta p_n \omega \psi_{2b} + \frac{1}{\sigma} u_{1a}, \\ \dot{i}_{1b} &= -\gamma i_{1b} + \alpha \beta \psi_{2b} - \beta p_n \omega \psi_{2a} + \frac{1}{\sigma} u_{1b}, \\ \dot{\psi}_{2a} &= -\alpha \psi_{2a} - p_n \omega \psi_{2b} + \alpha L_m i_{1a}, \\ \dot{\psi}_{2b} &= -\alpha \psi_{2b} + p_n \omega \psi_{2a} + \alpha L_m i_{1b}. \end{aligned} \quad (2.29)$$

де V – коефіцієнт сухого тертя, ω – кутова швидкість ротора, $(i_{1a}, i_{1b})^T$ – компоненти вектору струму статора в системі координат (a – b), $(\psi_{2a}, \psi_{2b})^T$ – компоненти вектору потокозчеплень ротора, $(u_{1a}, u_{1b})^T$ – компоненти вектору напруги статора, M_c – момент навантаження.

Додатні константи моделі (2.29) розраховуються наступним чином.

$$\alpha = \frac{R_2}{L_2} = \frac{0.0138}{0.0133} = 1.038 \frac{\text{Ом}}{\text{Гн}}; \quad (2.30)$$

$$\alpha_1 = \frac{R_1}{L_1} = \frac{0.0181}{0.013} = 1.39 \frac{\text{Ом}}{\text{Гн}}; \quad (3.31)$$

$$\sigma = L_1 \left(1 - \frac{L_m^2}{L_1 L_2} \right) = 0.013 \cdot \left(1 - \frac{0.0129^2}{0.013 \cdot 0.0133} \right) = 3.86 \cdot 10^{-4} \text{ Гн}; \quad (3.32)$$

$$\beta = \frac{L_m}{L_2 \sigma} = \frac{0.0129}{0.0133 \cdot 3.86 \cdot 10^{-4}} = 2.52 \cdot 10^3 \frac{1}{\text{Гн}}; \quad (3.33)$$

$$\gamma = \frac{R_1}{\sigma} + \alpha L_m \beta = \frac{0.0181}{3.86 \cdot 10^{-4}} + 1.038 \cdot 0.0129 \cdot 2.25 \cdot 10^3 = 80.7 \frac{\text{Ом}}{\text{Гн}}; \quad (3.34)$$

$$\sigma_1 = L_2 \left(1 - \frac{L_m^2}{L_1 L_2} \right) = 0.0133 \cdot \left(1 - \frac{0.0129^2}{0.013 \cdot 0.0133} \right) = 3.95 \cdot 10^{-4} \text{ Гн}. \quad (3.35)$$

Таблиця 2.3 – Параметри двигуна 4A280S2Y3

Параметр	Значення	Параметр	Значення
1	2	3	4
P_{2H} , Вт	110000	R_1 , Ом	0.0181
ω_{xx} , рад/с	314	R_2 , Ом	0.0138
ω_H , рад/с	308	L_1 , Гн	0.013
M_H , Н · м	357	L_2 , Гн	0.0133
M_k , Н · м	786	L_m , Гн	0.0129

1	2	3	4
λ	2.2	α , Ом/Гн	1.038
$I_{\text{на}}, \text{А}$	291	α_l , Ом/Гн	1.39
$\psi_{l_{\text{хх}}}, \text{Вб}$	0.99	σ , Гн	$3.86 \cdot 10^{-4}$
η	0.91	β , 1/Гн	$2.52 \cdot 10^3$
$\cos \varphi$	0.89	γ , Ом/Гн	80.7
$J_d, \text{Н} \cdot \text{м}^2$	1.1	σ_l , Гн	$3.95 \cdot 10^{-4}$

2.2 Розробка математичної моделі компресора

У даній роботі використовується математична модель відцентрового компресора Мура-Грейтцера[20]. Дана модель була розроблена для осьових компресорів, але Гансен показав, що вона може бути застосована для відцентрових турбокомпресорів[21]. Дана модель задається системою рівнянь

$$\begin{cases} \frac{d}{dt} \Phi = \frac{1}{l_c} (\Psi_c(\Phi) - \Psi), \\ \frac{d}{dt} \Psi = \frac{1}{4B^2 l_c} (\Phi - \Phi_T), \end{cases} \quad (2.36)$$

де Φ – споживання повітря через компресор; Ψ – ступінь стиснення повітря; B – параметр Грейтцера; $l_c = l_{\text{вх}} + l_k + l_{\text{вих}}$; $l_{\text{вх}}$ – довжина труби на вході; l_k – довжина компресора; $l_{\text{вих}}$ – довжина труби на виході компресора; Φ_T – споживання мережі; $\Psi_c(\Phi)$ – газодинамічна характеристика компресора.

Газодинамічна характеристика $\Psi_c(\Phi)$ зазвичай отримується експериментальним шляхом. Показано, що її з достатньою точністю можна апроксимувати поліномом третього порядку[21], який виглядає наступним чином

$$\Psi_c(\Phi) = \Psi_{c0}(\omega) + H(\omega) \left(1 + \frac{3}{2} \left[\frac{\Phi}{W(\omega)} - 1 \right] - \frac{1}{2} \left[\frac{\Phi}{W(\omega)} - 1 \right]^3 \right), \quad (2.37)$$

де $\Psi_{c0}(\omega)$ – ступінь стиснення при відсутності споживання; $W = k_w \omega$ – половина ширини газодинамічної характеристики; $H = k_H \omega^2$ – половина висоти газодинамічної характеристики; k_H, k_w – конструктивні коефіцієнти компресора; ω – швидкість обертання компресора. При цьому також можна вважати $\Psi_{c0}(\omega) = k_{\Psi_0} \cdot \omega^2$.

Вважаючи, що двигун приводить компресор у дію безпосередньо, тобто без використання механічних передач, згідно (2.37) отримано газодинамічну характеристику даного компресора, як показано на рис. 2.3. Дана характеристика побудована для 10%, 40%, 70% та 100% від номінальної швидкості двигуна.

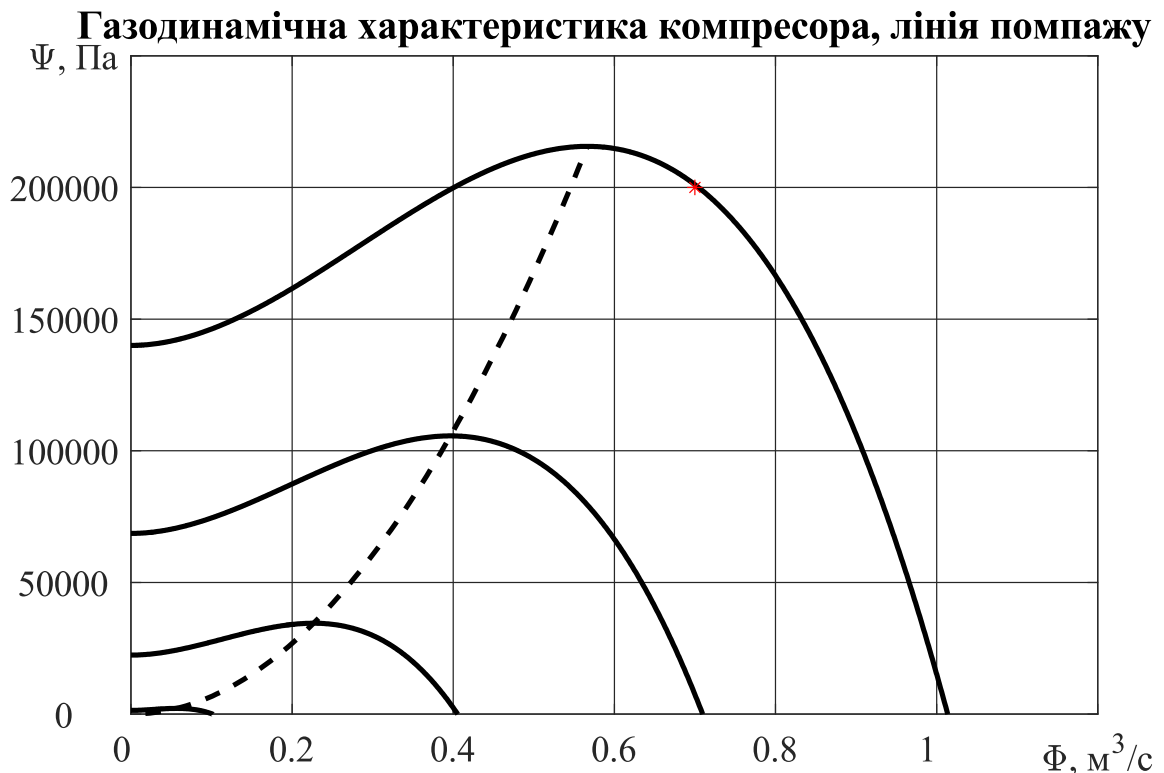


Рисунок 2.3 – Газодинамічна характеристика компресору

Варто надати пояснення, що на рис. 2.3 згідно фізичного змісту рівняння (2.37) знаходиться різниця між кінцевим та початковим тиском. Червоною зірочкою позначена робоча точка. Враховуючи, що робоча точка встановлена на величині 3 бар, а тиск навколишнього середовища прийнято за 1 бар, маємо, що різниця дійсно складає 2 бар.

Модель компресора без врахування двигуна, складену в середовищі Simulink, наведено на рис. 2.4-2.5. Для самоперевірки проведено моделювання цієї системи, перехідні процеси різниці тисків та споживання повітря наведені на рис. 2.6. При цьому вважається $l_c = 4$ м і $B = 0.45$.

Як видно з перехідних процесів система приймає усталені значення, що відповідають номінальним. Дане моделювання не враховувало і мало за мету перевірити працездатність моделі, тому закон зміни швидкості ідеалізовано до лінійного, а кінцева швидкість рівна швидкості ідеального холостого ходу.

У моделі на рис. 2.4. прийнято, що вихід компресора іде у навколишнє середовище і регулюється клапаном. Аперіодична ланка враховує перехідні процеси повітропроводу. При цьому вважається, що $\Phi_T = k\sqrt{\Delta\Psi}$, де коефіцієнт k обрано з розрахунку на номінальні параметри, а величина $\Delta\Psi$ є різницею тисків, яку забезпечує компресор. У моделі (2.36) ця величина позначена просто Ψ

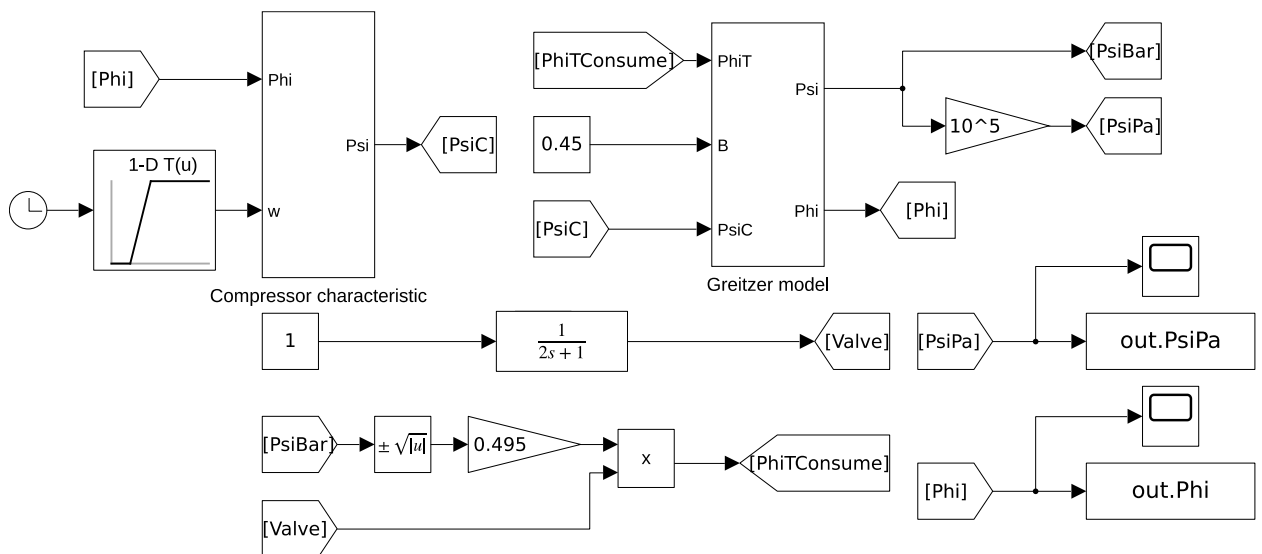


Рисунок 2.4. – Схема Simulink яка пов'язує модель Мура-Грейтцера та апроксимацію газодинамічної характеристики компресора

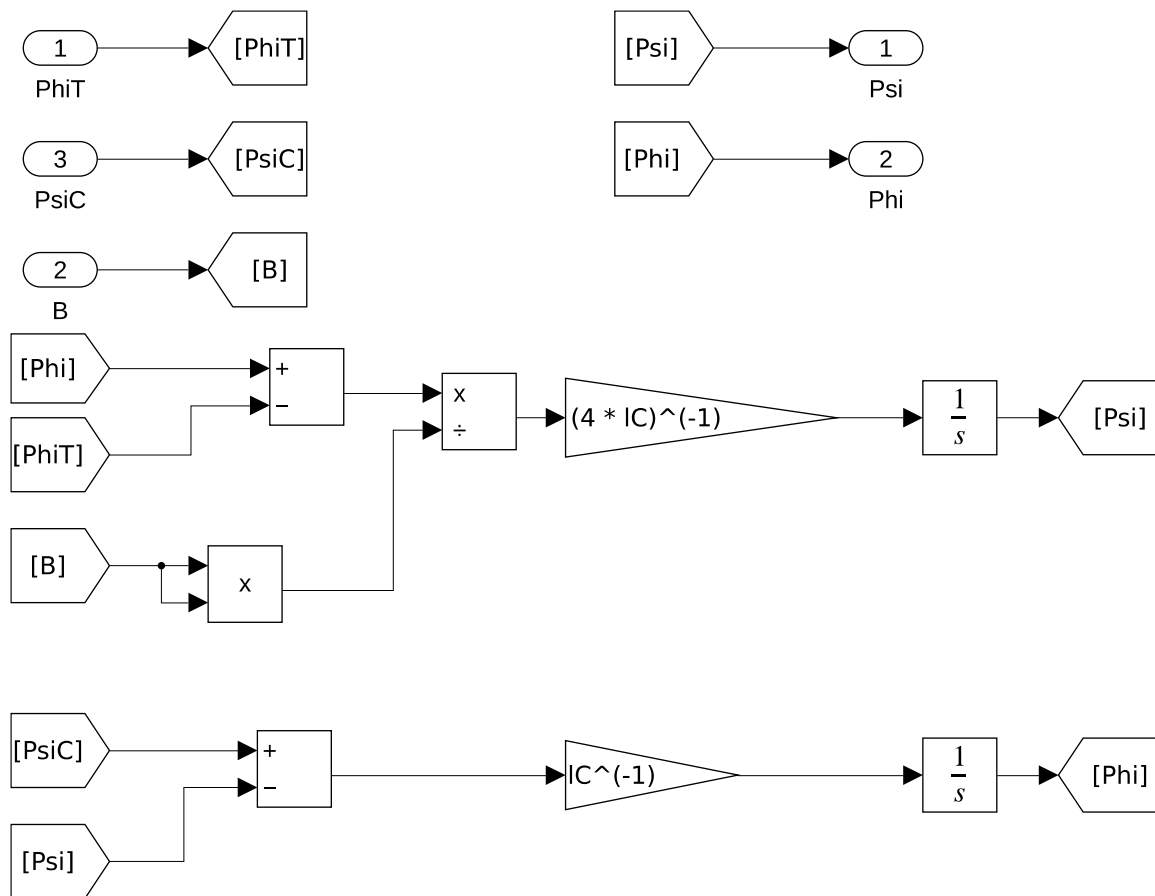


Рисунок 2.5 – Схема Simulink, яка реалізує модель Мура-Грейтцера

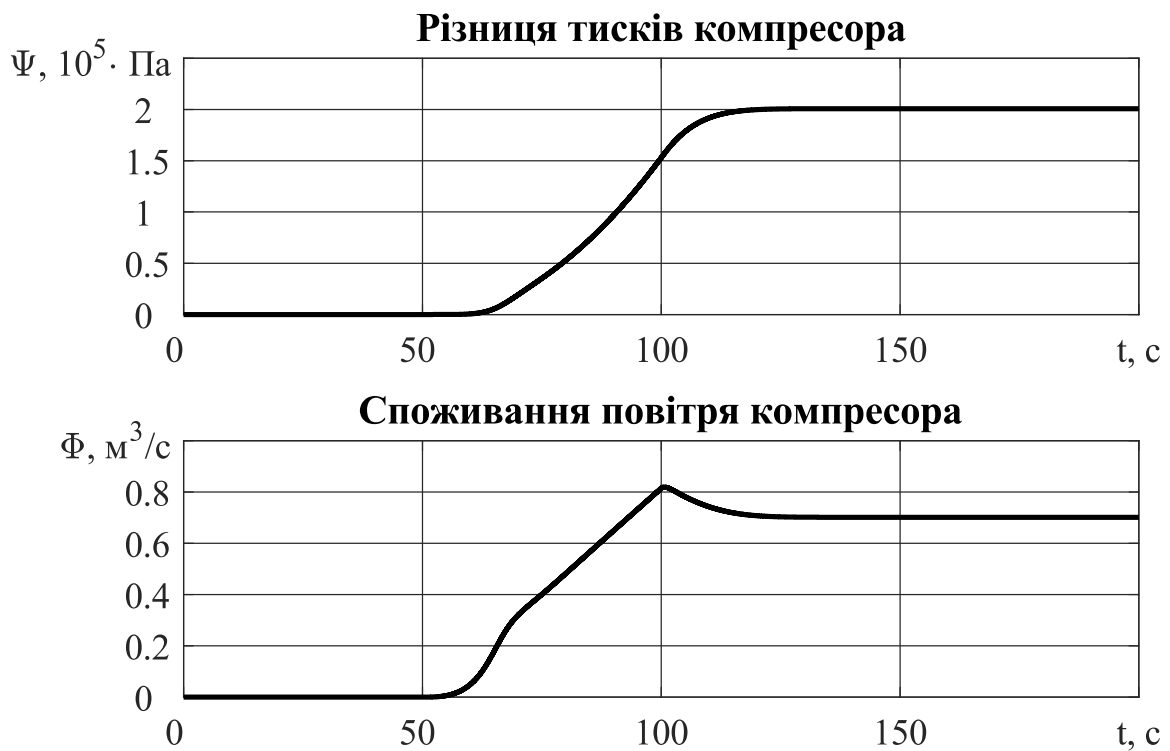


Рисунок 2.6 – Перехідні процеси різниці тисків та споживання компресора

2.3 Розробка моделі електромеханічної системи турбокомпресор-АДК

У даному підрозділі розроблено систему, для якої у подальших розділах буде розроблено власне алгоритм керування. Задачею є пов'язати модель двигуна та модель компресора.

Для оцінки впливу роботи компресора на двигун необхідно знати момент навантаження, який створюється компресором на валу двигуна. Для цього застосовано наступну формулу[22]

$$M_c = \sigma \left(1 - \frac{\cot \beta_{2b}}{\rho_1 A_1 r_1} \frac{\Phi}{\omega} \right) r_2^2 \omega \Phi, \quad (2.38)$$

де Φ та ω є відповідно споживанням повітря компресора та швидкістю обертання ротора, а усі інші величини є константами, які залежать від будови компресора та обрані з розрахунку на номінальний режим.

Для оцінки впливу двигуна на роботу компресора враховано змінну природу швидкості обертання двигуна у самій моделі Грейтцера. Таким чином, обидві моделі пов'язано. На рис. 2.7 наведено відповідну модель Simulink.

У моделі, що показана на рис. 2.7, реалізовано частотний пуск двигуна за законом $U = f^2 \cdot \text{const}$, в основному для покращення якості перехідних процесів при пуску двигуна. Моделювання проведено для чотирьох випадків, у яких напругу та частоту пуску двигуна прийнято відповідно рівними 10%, 40%, 70% та 100% від номінальних значень. У кожному випадку показано роботу в усталеному режимі, роботу у стані помпажа, а також газодинамічні характеристики. Результати моделювання наведені на рис. 2.8-2.19.

Як видно з рис. 2.15 при малій швидкості там, де очікується помпаж, спостерігається вихід на стійку роботу через неточності апроксимованої газодинамічної характеристики.

Оскільки у даній моделі відсутнє будь яке керування двигуном, то перехідні процеси у двигуні не наведено.

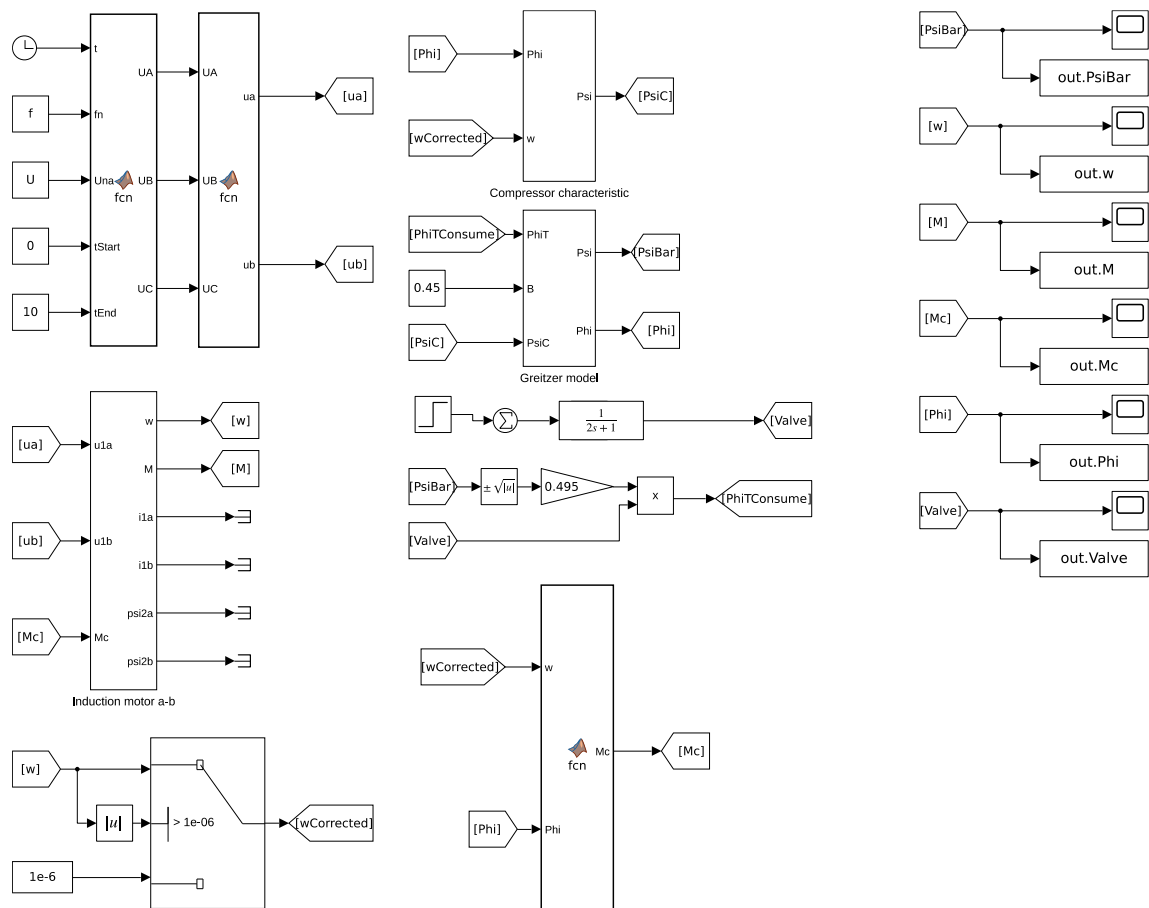


Рисунок 2.7 – Схема Simulink, яка пов'язує модель двигуна та компресора

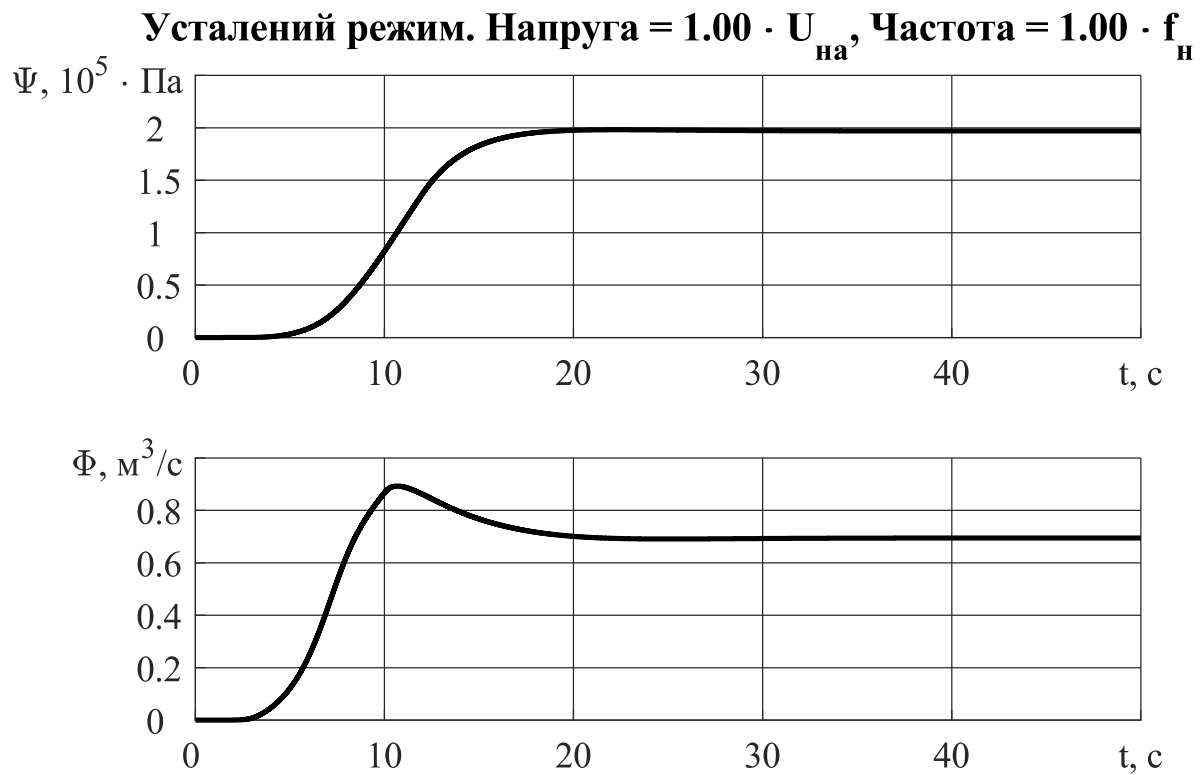


Рисунок 2.8 – Робота в усталеному режимі при $U = U_{\text{на}}$; $f = f_{\text{н}}$

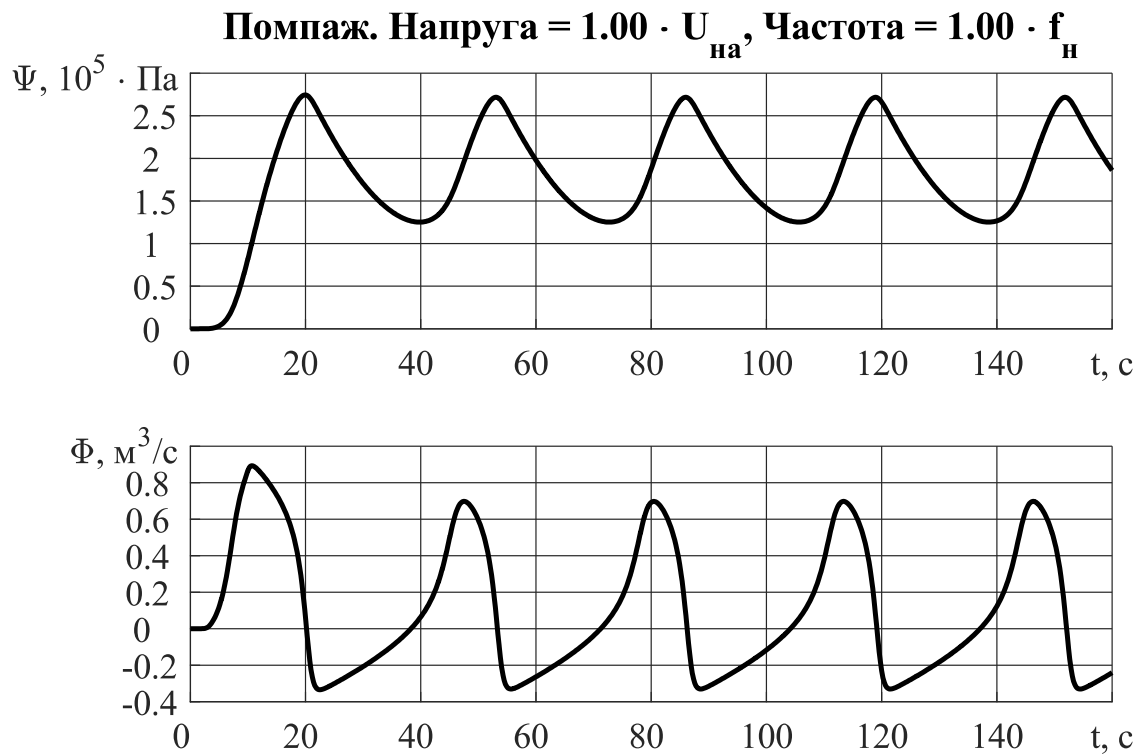


Рисунок 2.9 – Робота в режимі помпажа при $U = U_{\text{на}}$; $f = f_{\text{н}}$

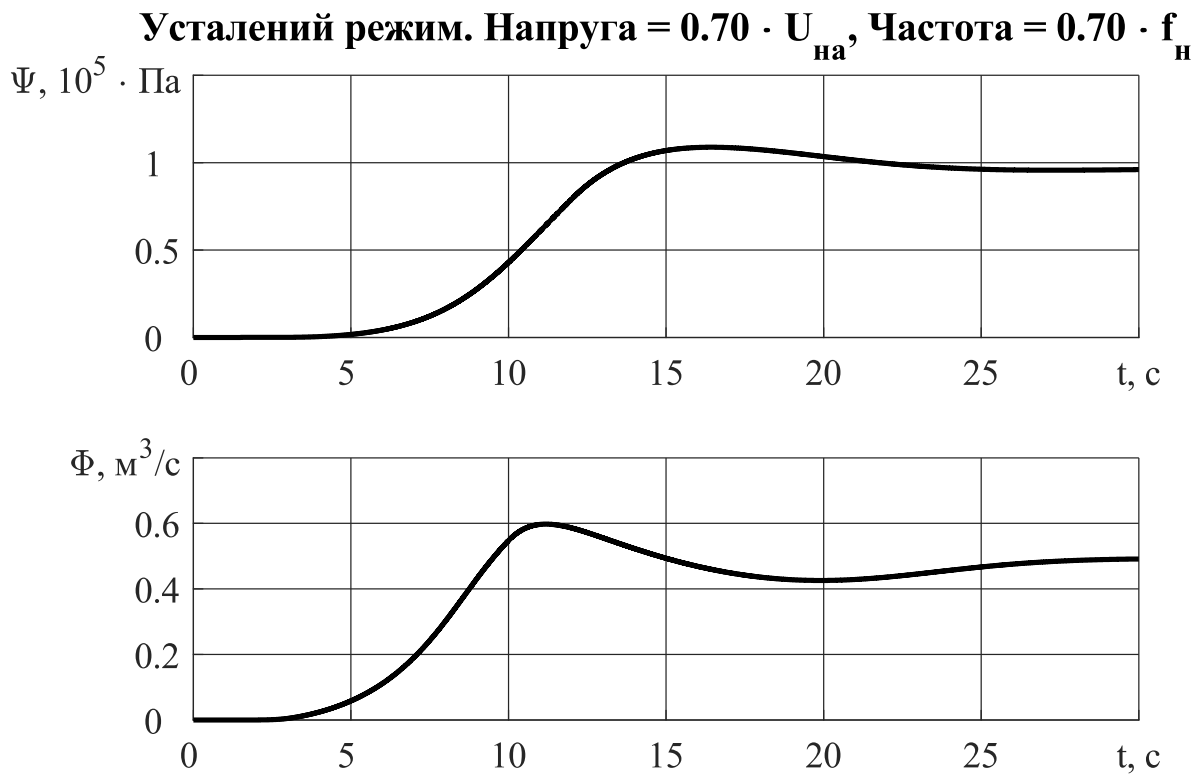


Рисунок 2.10 – Робота в усталеному режимі при $U = 0.7U_{\text{на}}$; $f = 0.7f_{\text{н}}$

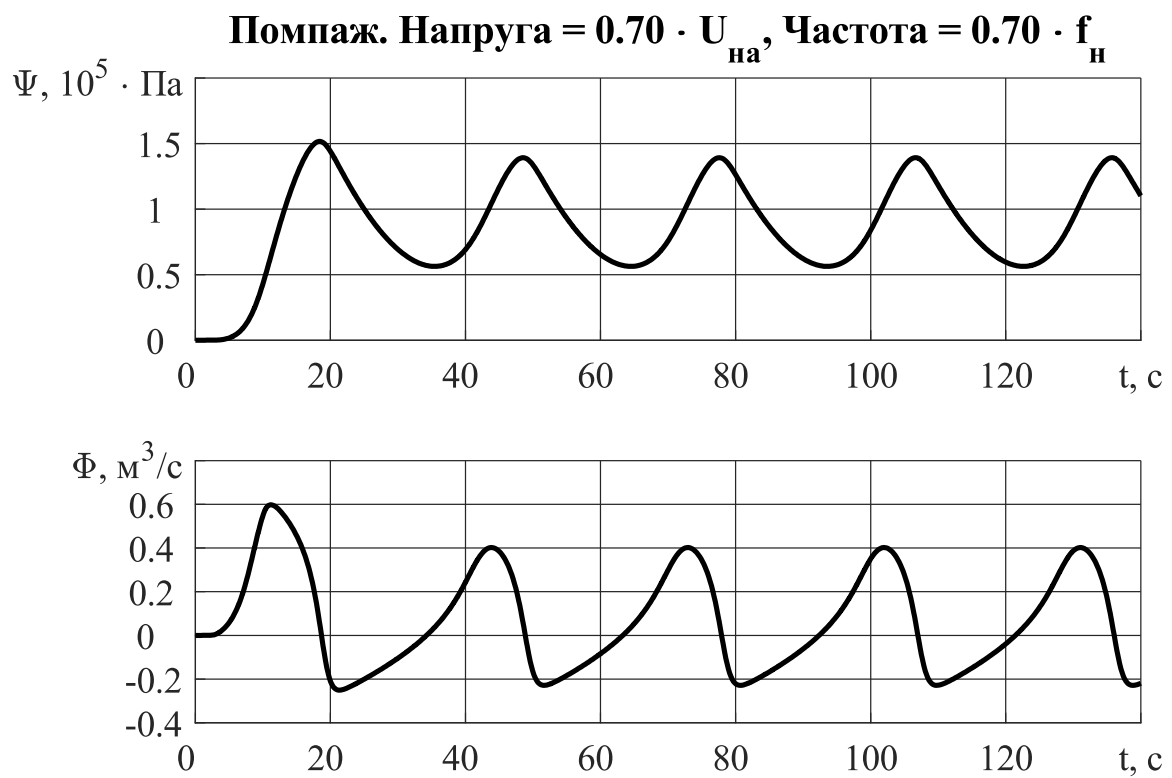


Рисунок 2.11 – Робота в режимі помпажа при $U = 0.7U_{\text{на}}$; $f = 0.7f_{\text{н}}$

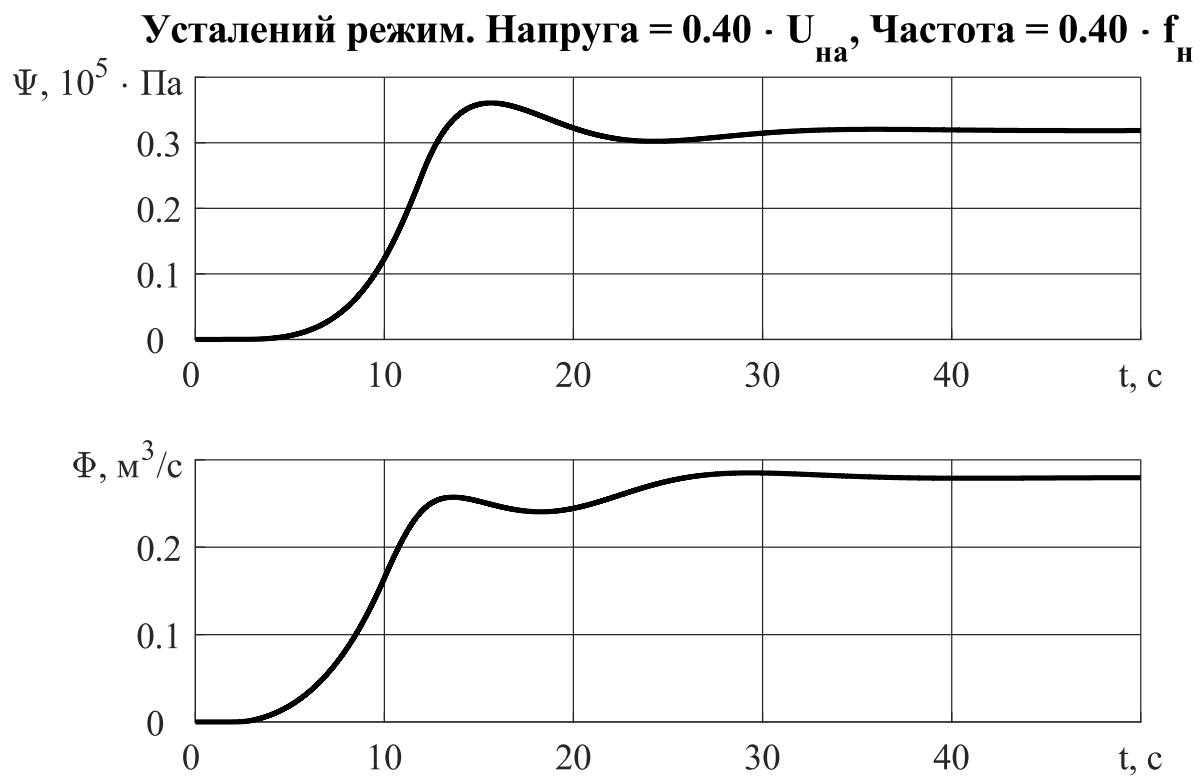


Рисунок 2.12 – Робота в усталеному режимі при $U = 0.4U_{\text{на}}$; $f = 0.4f_{\text{н}}$

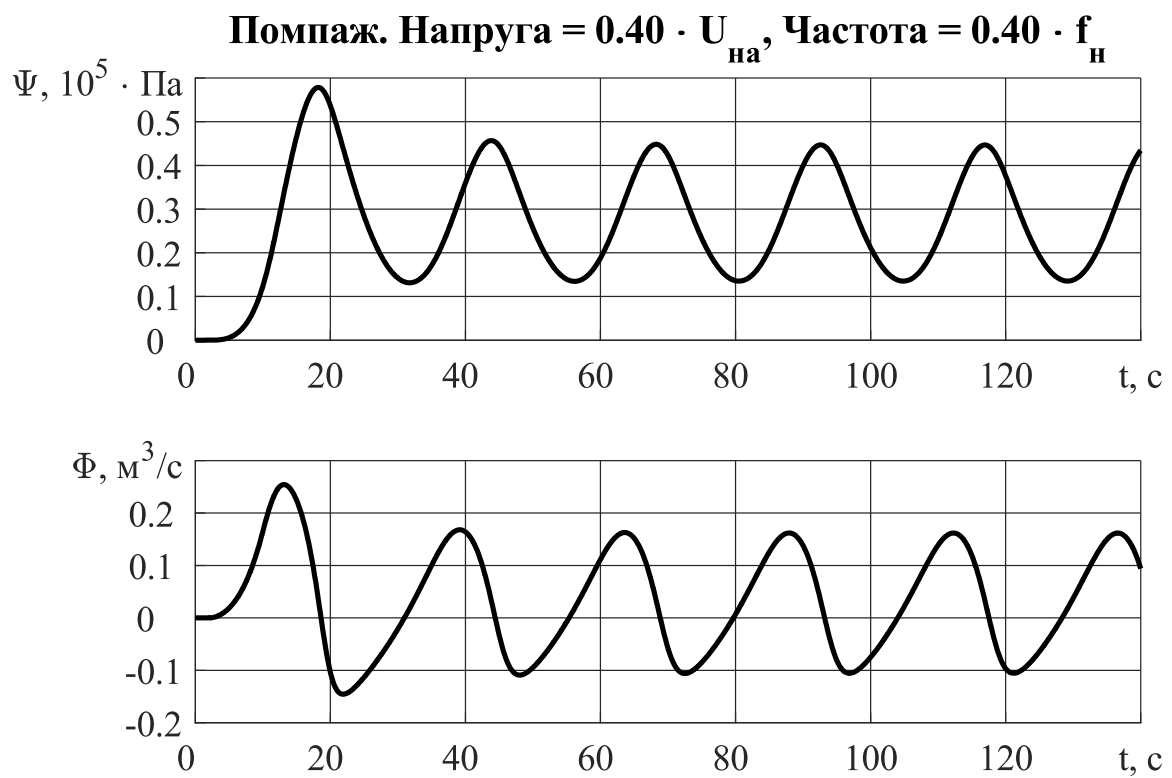


Рисунок 2.13 – Робота в режимі помпажа при $U = 0.4U_{\text{на}}$; $f = 0.4f_{\text{н}}$

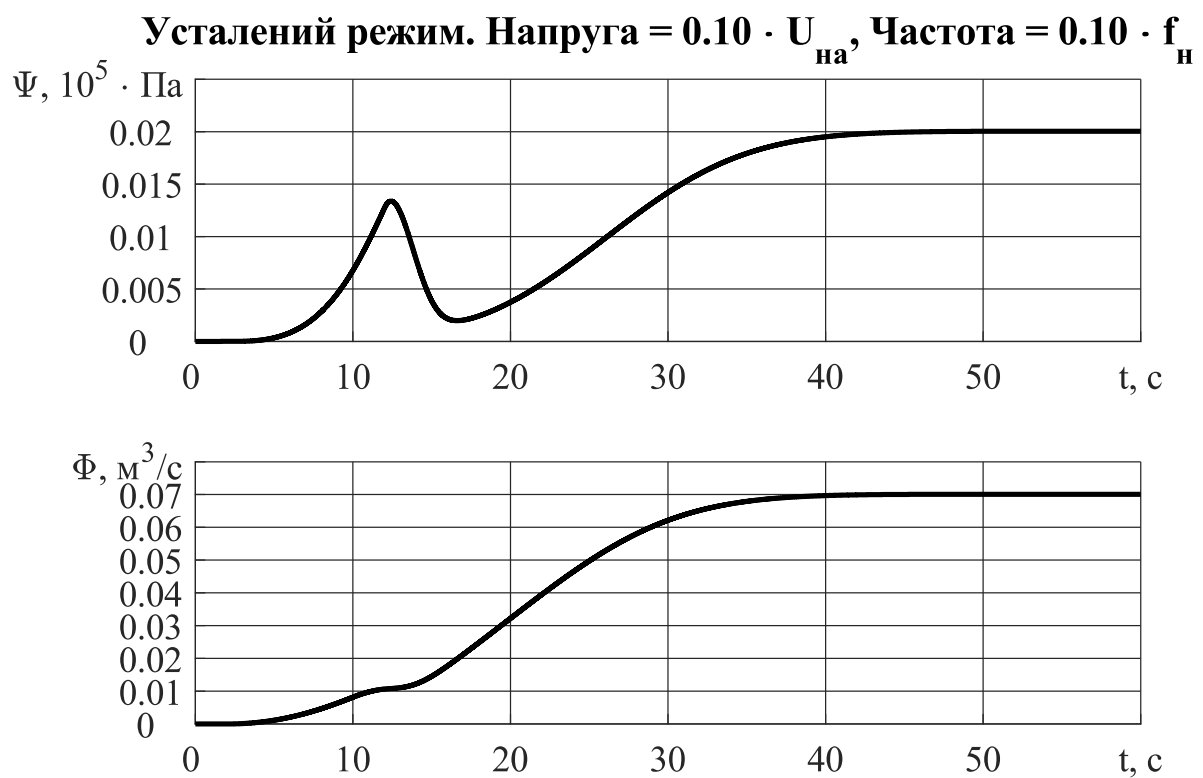


Рисунок 2.14 – Робота в усталеному режимі при $U = 0.1U_{\text{на}}$; $f = 0.1f_{\text{н}}$

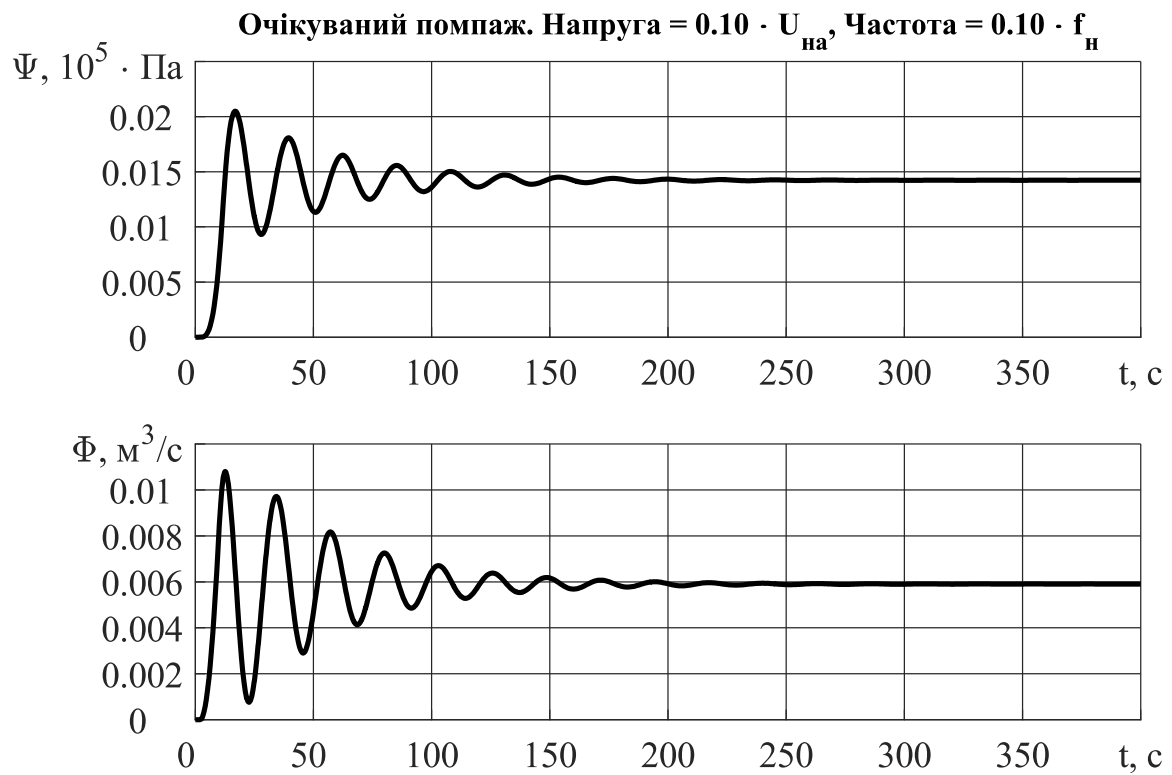


Рисунок 2.15 – Робота в режимі очікуваного помпажа при $U = 0.1U_{на}$; $f = 0.1f_{н}$

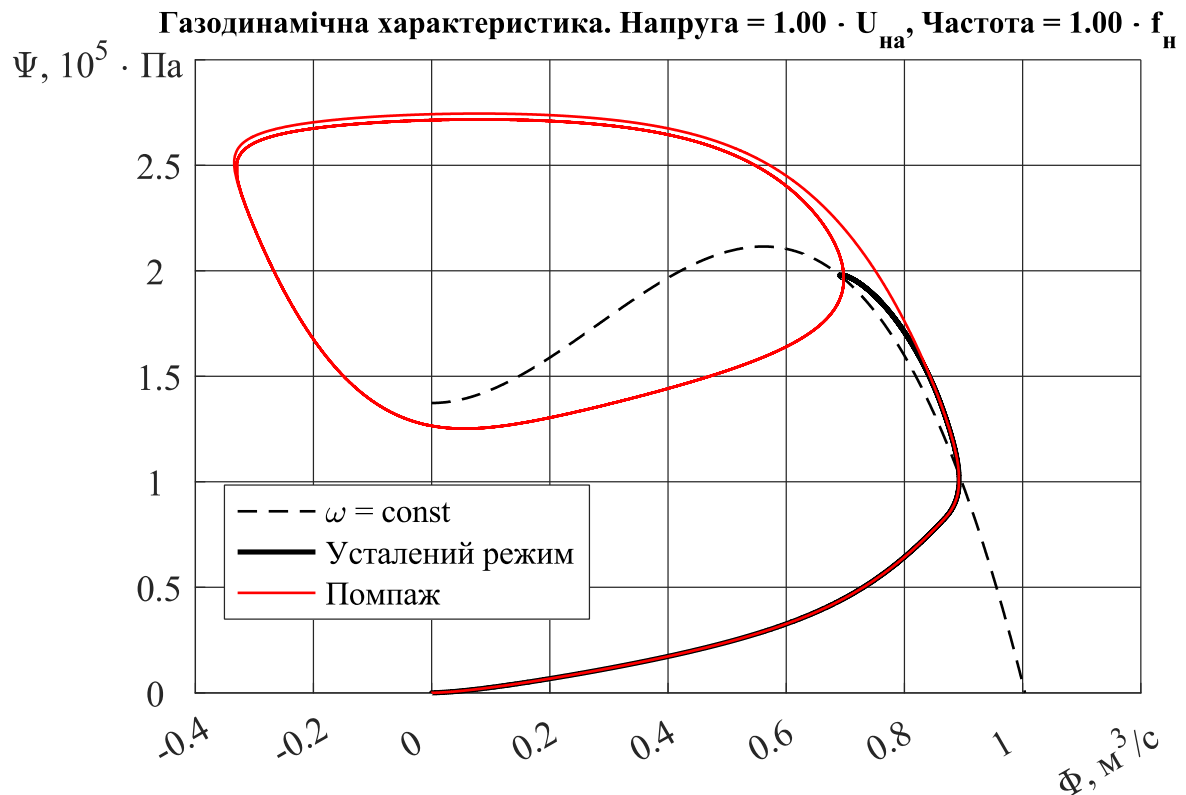


Рисунок 2.16 – Газодинамічні характеристики при $U = U_{на}$; $f = f_{н}$



Рисунок 2.17 – Газодинамічні характеристики при $U = 0.7U_{\text{на}}$; $f = 0.7f_{\text{н}}$

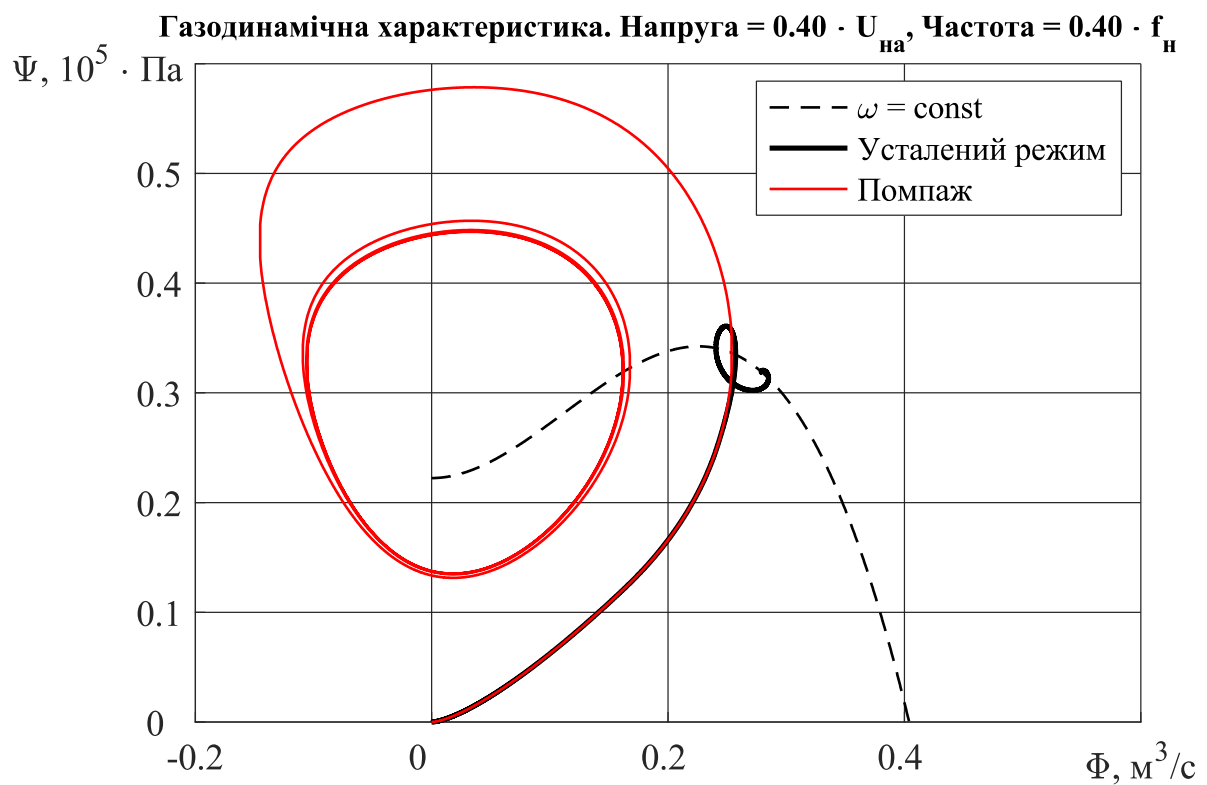


Рисунок 2.18 – Газодинамічні характеристики при $U = 0.4U_{\text{на}}$; $f = 0.4f_{\text{н}}$

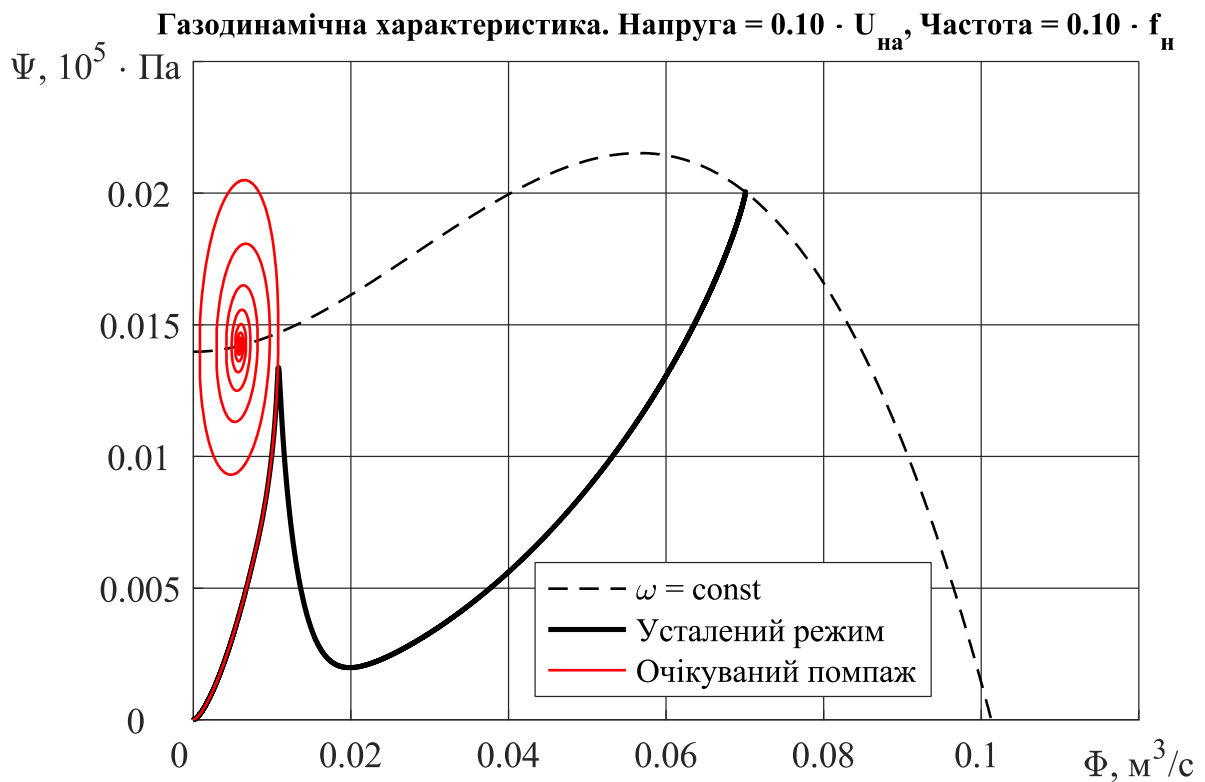


Рисунок 2.19 – Газодинамічні характеристики при $U = 0.1U_{\text{на}}$; $f = 0.1f_{\text{н}}$

У всіх випадках, де виникає помпаж, було достатньо заслінкою знизити споживання до 10%. У випадку, коли напруга та частота двигуна самі були на рівні 10% стійких коливань не виникає навіть при повністю закритій заслінці.

2.4 Висновки за розділом

У даному розділі було створено математичну модель системи, якою необхідно керувати. За номінальною робочою точкою визначено орієнтовну потужність двигуна, обрано сам двигун на здійснено його повний розрахунок.

У першому підрозділі за допомогою загальної формули потужності турбокомпресора, враховуючи ККД та деякий коефіцієнт запасу, було визначено орієнтовну потужність приводного двигуна. Обрано двигун 4A280S2Y3, проведено його повний розрахунок, включаючи коефіцієнти математичної моделі, яка записана у струмах статора та потокозчепленнях ротора.

У другому підрозділі складено модель компресора Мура-Грейтцера,. У третьому розділі об'єднано моделі двигуна та компресора. У другому та третьому розділі також проведено перевірку працездатності моделей.

3 РОЗРОБКА ТА ДОСЛІДЖЕННЯ АЛГОРИТМУ КЕРУВАННЯ

Приймаючи, що газодинамічна характеристика досліджуваного компресора $\Psi_c(\Phi)$ апроксимується виразом (2.37), а потік повітря через компресор Φ , про який йдеться у системі рівнянь (2.36), можна виміряти або оцінити (наприклад, за допомогою спостерігача), можна створити алгоритм керування за допомогою методу лінеаризації зворотними зв'язками.

Лінеаризація зворотними зв'язками є еквівалентним перетворенням системи. У найпростішому випадку, коли система описується рівнянням

$$\dot{x} = f(x) + g(x) \cdot u, \quad (3.1)$$

де u – сигнал керування, лінеаризація зворотними зв'язками буде полягати у тому, щоб привести систему до вигляду

$$\dot{x} = v, \quad (3.2)$$

де v – сигнал керування. Результат досягається за допомогою закону керування

$$u = g^{-1}(x)(v - f(x)), \quad (3.3)$$

за умови, що функції $g^{-1}(x)$ та $f(x)$ можливо обчислити.

Система (3.1) має зворотній зв'язок, який проявляється через $f(x)$ та $g(x)$. При формуванні закону керування у вигляді (3.3) відбувається компенсація цього зворотного зв'язку і система приводиться до інтегратора, методи керування яким є добре відомими.

3.1 Синтез алгоритму керування турбокомпресора

Для опису досліджуваного турбокомпресора було використано модель Мура-Грейтцера (2.36). На рис. 3.1 ця модель представлена у вигляді структурної схеми.

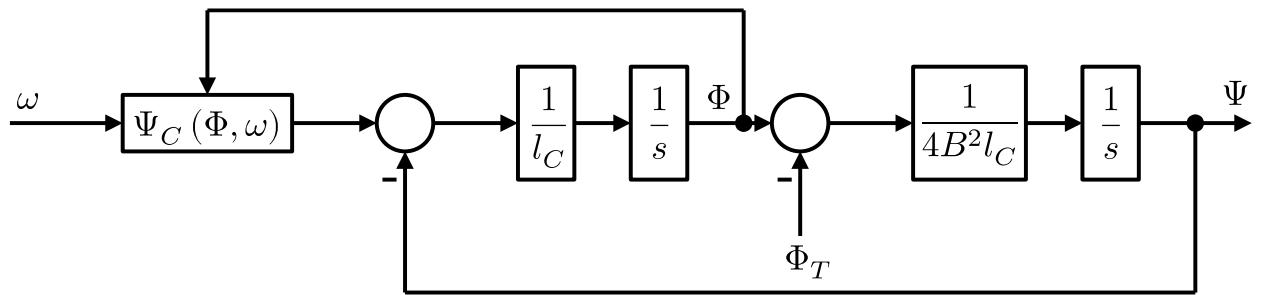


Рисунок 3.1 – Структурна схема моделі Мура-Грейтцера

У моделі на рис. 3.1 у якості керуючого сигналу є швидкість обертання двигуна. Основною нелінійністю, яку необхідно компенсувати є газодинамічна характеристика компресора. Вважаючи, що функція $\Psi_C^{-1}(\Phi, \omega) = \omega(\Psi_C, \Phi)$ існує та може бути обчислена, можна сформувати швидкість у вигляді

$$\omega = \omega(u, \Phi)(u + \Psi), \quad (3.4)$$

тоді структурна схема рис. 3.1 зведеться до структурної схеми, показаної на рис. 3.2.

Система на рис. 3.2 приводиться до двох інтеграторів за допомогою заміни

$$u = \frac{v}{(2Bl_C)^2}, \quad (3.5)$$

як показано на рис. 3.3. Керування за законом (3.5) дозволяє забезпечити стійкість системи (2.36).

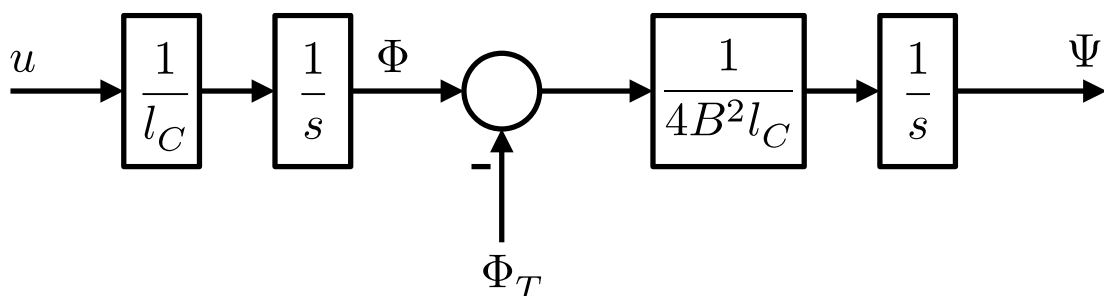


Рисунок 3.2 – Вигляд моделі компресору при керуванні за законом (3.4)

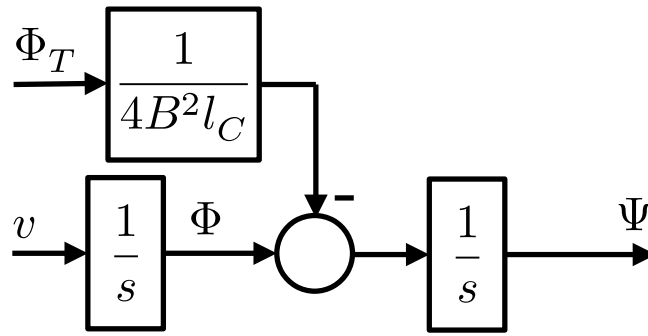


Рисунок 3.3 – Вигляд моделі компресору при керуванні за законом (3.5)

У випадку коли збурення Φ_T можна виміряти, систему можна спростити компенсавши це збурення. Така компенсація вимагає знання похідної $\frac{d\Phi_T}{dt}$. Керування системи здійснюється за допомогою ізодромної ланки, введеної у контур зворотного зв'язку, як показано на рис. 3.4.

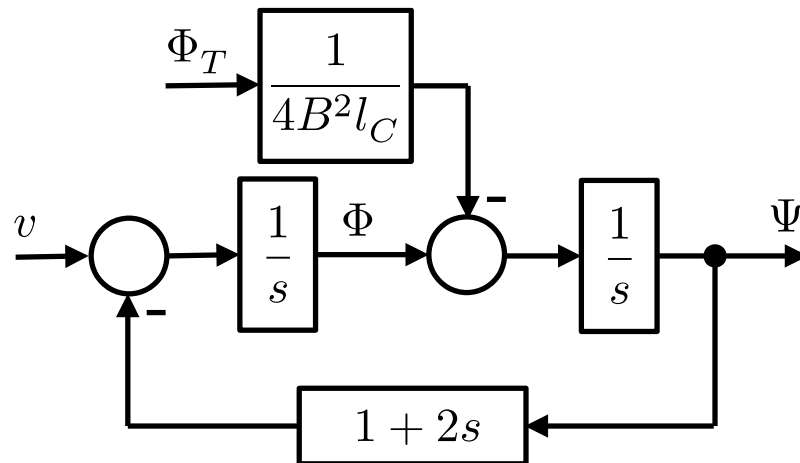


Рисунок 3.4 – Введення ізодромної ланки для керування системою

При відсутності збурення передатна функція системи знаходиться у вигляді

$$W = \frac{W_n}{1 + W_n W_{зз}} = \frac{s^{-2}}{1 + s^{-2}(1 + 2s)} = \frac{1}{s^2 + 2s + 1}. \quad (3.6)$$

Передатна функція (3.6) являє собою ланку другого порядку. Матриця Гурвіца запишеться як

$$\Gamma = \begin{bmatrix} 2 & 0 \\ 1 & 1 \end{bmatrix} \quad (3.7)$$

і оскільки визначник цієї матриці є додатним разом з усіма коефіцієнтами характеристичного рівняння, то система (3.6) є стійкою.

3.2 Розв'язок газодинамічної характеристики відносно швидкості

Газодинамічна характеристика компресора наведена у виразі (2.37) і при врахуванні зроблених допущень є функцією двох змінних $\Psi_c = \Psi_c(\Phi, \omega)$. Для лінеаризації зворотними зв'язками, згідно (3.4), необхідно знайти обернену функцію $\Psi_c^{-1} = \omega(\Psi_c, \omega)$. Рівняння (2.37) при розв'язанні відносно швидкості є кубічним. Його розв'язок є дуже громіздким, для спрощення поставленої задачі було використано програмне забезпечення Maple. Враховуючи, що значення коефіцієнтів k_w, k_h та k_{ψ_0} відомі для газодинамічної характеристики, побудованої у відносних одиницях, використано наступну програму.

```
wxx := 2*Pi*50:
kpsi0 := 1/wxx^2:
kw := .4047/wxx:
kh := .27/wxx^2:
part := f/(kw*w)-1:
y := kpsi0*w^2+kh*w^2*(1+3*part*(1/2)-(1/2)*part^3):
g := solve(y = psic, w):
nops([g]);
e0 := eval(g, f = 1):
e1 := eval(e0, psic = 2/(1.4)):
evalf(e1);

313.5763879,
-156.7881939 + 420.4861830 I,
-156.7881939 - 420.4861830 I
```

У розвернутому вигляді усі корені не наводяться через їх громіздкість. Із трьох існуючих коренів необхідне рішення дає перший. У деяких випадках перший корінь може набувати малої уявної складової. Для досягнення цілей керування достатньо використати модуль цього комплексного числа. У програмному середовищі MATLAB перший корінь можна розрахувати за допомогою наступної функції.

```
wByPsiC = @(f, psic) 3.333333333*10^(-19)*...
(8.525454525*10^62*f^3-1.798735402*10^52*f*psic+...
1.500000000*10^11*sqrt(4.974773212*10^103*f^6-...
```

$2.116308451 \cdot 10^{103} \cdot f^4 \cdot \text{psic} + 8.558356074 \cdot 10^{102} \cdot f^2 \cdot \text{psic}^2 - \dots$
 $1.153667032 \cdot 10^{102} \cdot \text{psic}^3))^{\frac{1}{3}} - \dots$
 $3.000000000 \cdot 10^{18} \cdot \dots$
 $(81351.78850 \cdot f^2 - 32898.68134 \cdot \text{psic}) / (8.525454525 \cdot 10^{62} \cdot f^3 - \dots$
 $1.798735402 \cdot 10^{52} \cdot f \cdot \text{psic} + 1.500000000 \cdot 10^{11} \cdot \dots$
 $\text{sqrt}(4.974773212 \cdot 10^{103} \cdot f^6 - \dots$
 $2.116308451 \cdot 10^{103} \cdot f^4 \cdot \text{psic} + \dots$
 $8.558356074 \cdot 10^{102} \cdot f^2 \cdot \text{psic}^2 - \dots$
 $1.153667032 \cdot 10^{102} \cdot \text{psic}^3))^{\frac{1}{3}} - \dots$
 $1.350000000 \cdot 10^{(-8)} \cdot f;$

3.3 Дослідження якості керування системи при відсутності компенсації Φ_T

У загальному випадку витрата повітря у споживача Φ_T є збуренням системи, як показано на рис. 3.1. В цілях спрощення системи керування можна відмовитися від компенсації цієї складової. Модель наведена на рис. 3.5. На рис. 3.6 показано блок формування швидкості.

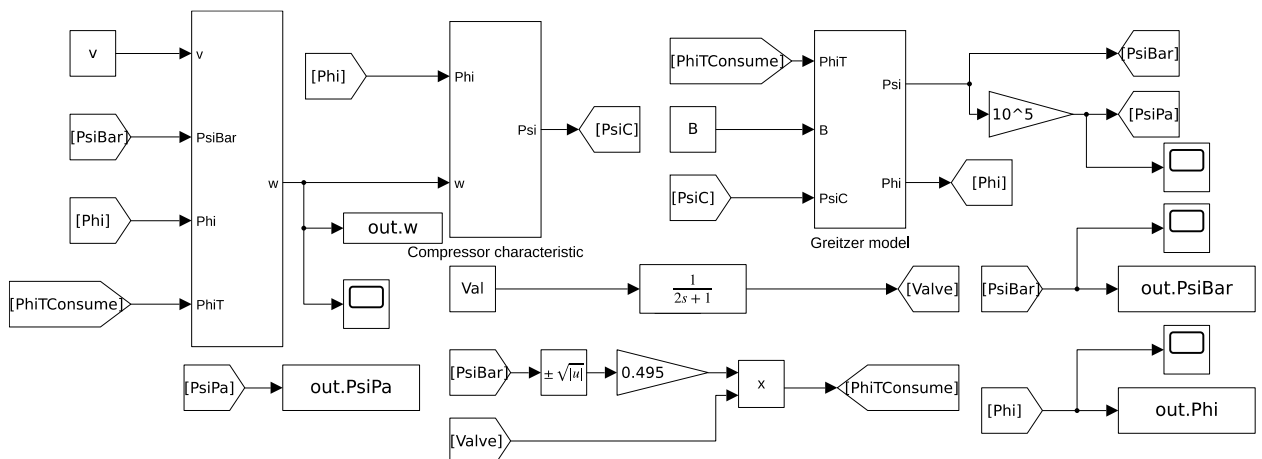


Рисунок 3.5 – Модель турбокомпресора та системи керування

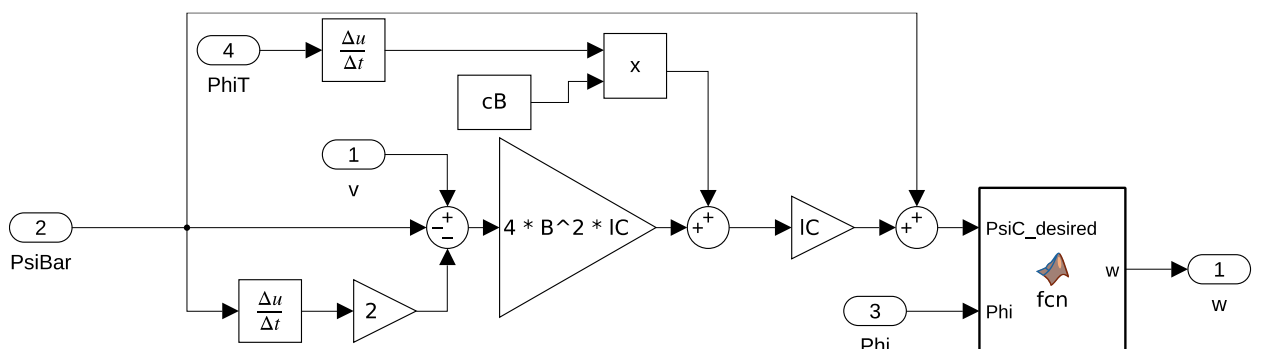


Рисунок 3.6 – Блок формування швидкості

Сигнал Val відповідає за ступінь відкриття клапану, а v – завдання на різницю тисків. Моделювання проведено для 6 випадків. Ступінь відкриття

клапану набувала значень 0, 0.1 та 1, а завдання на різницю тисків – $1e-3$ та 2. Результати моделювання наведено на рис. 3.7-3.12.

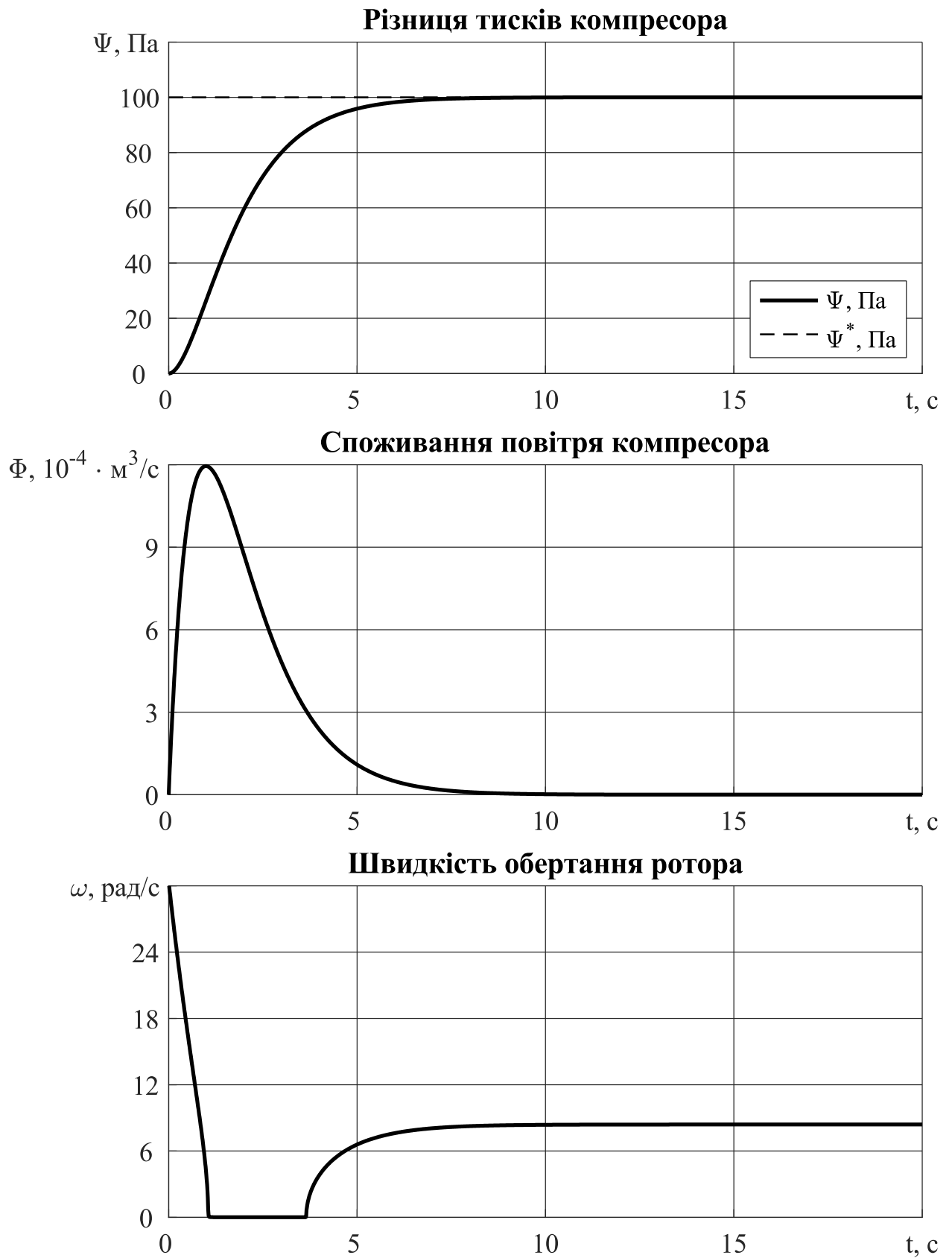


Рисунок 3.7 – Результат моделювання при $V_{al} = 0$, $v = 1e-3$

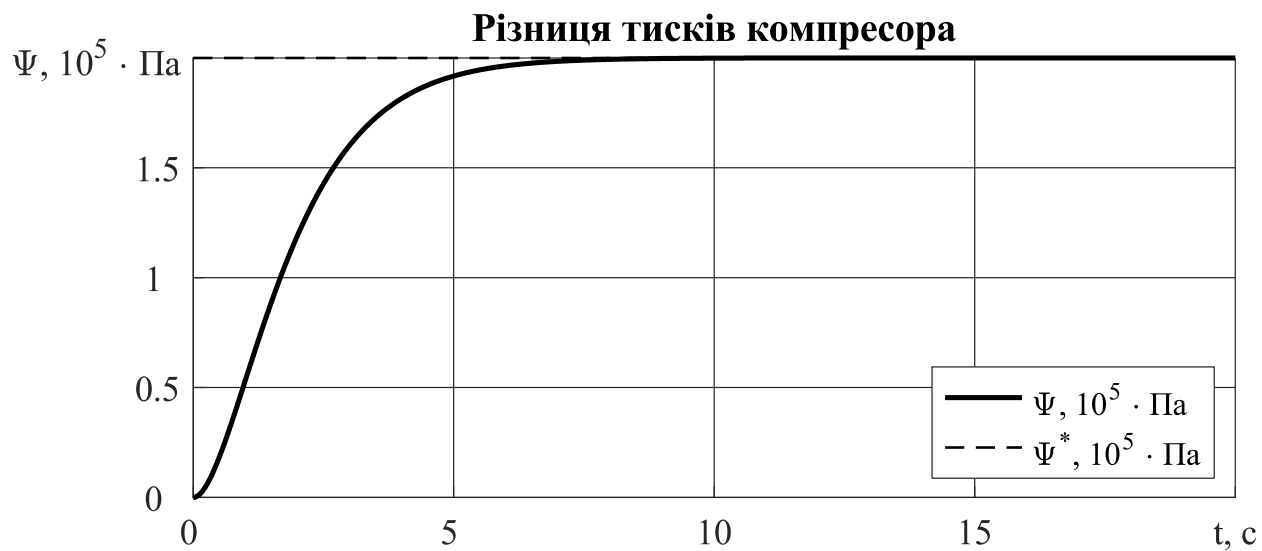


Рисунок 3.8 – Результат моделювання при $V_{al} = 0$, $v = 2$

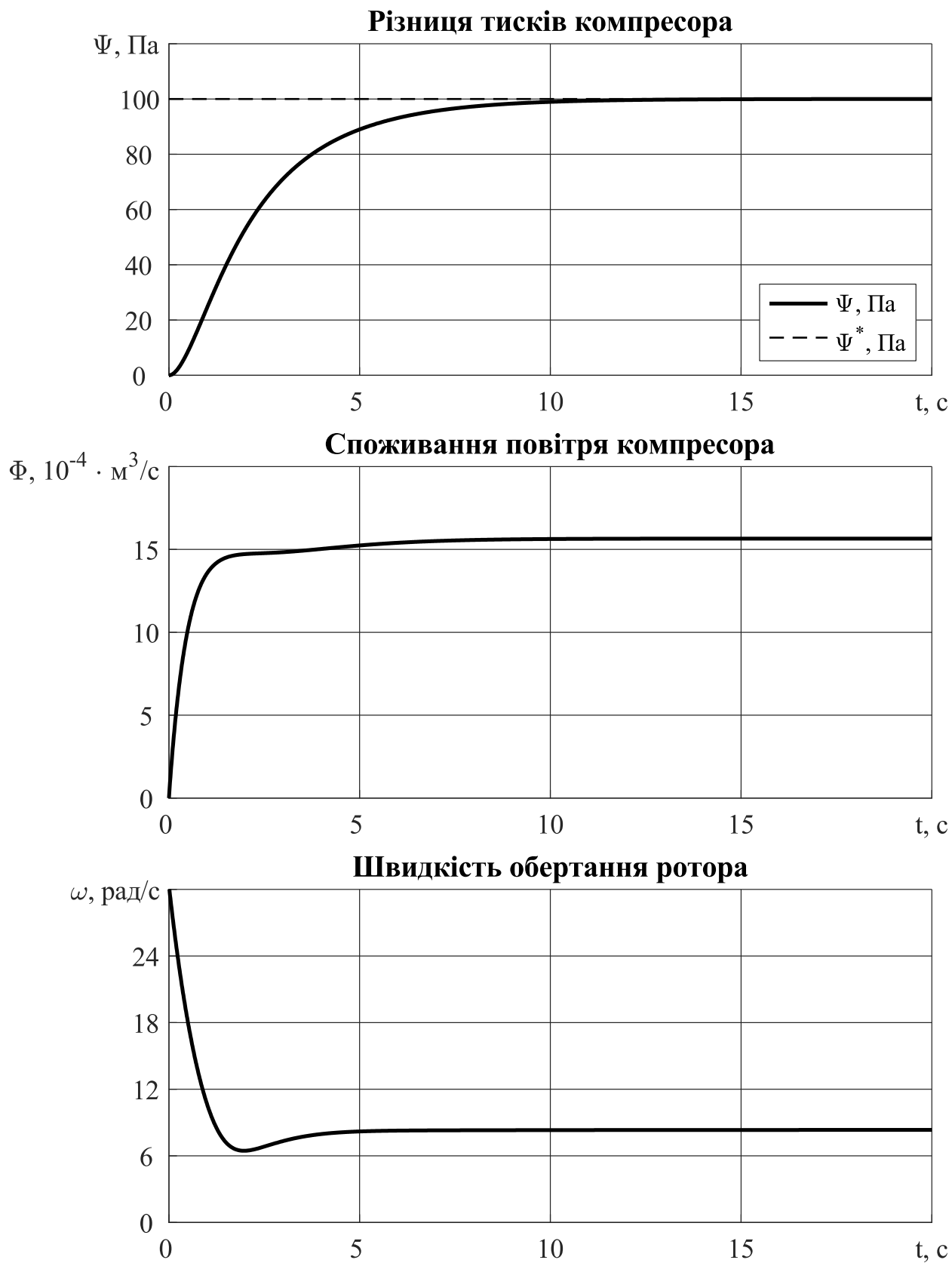


Рисунок 3.9 – Результат моделювання при $V_{al} = 0.1$, $v = 1e-3$

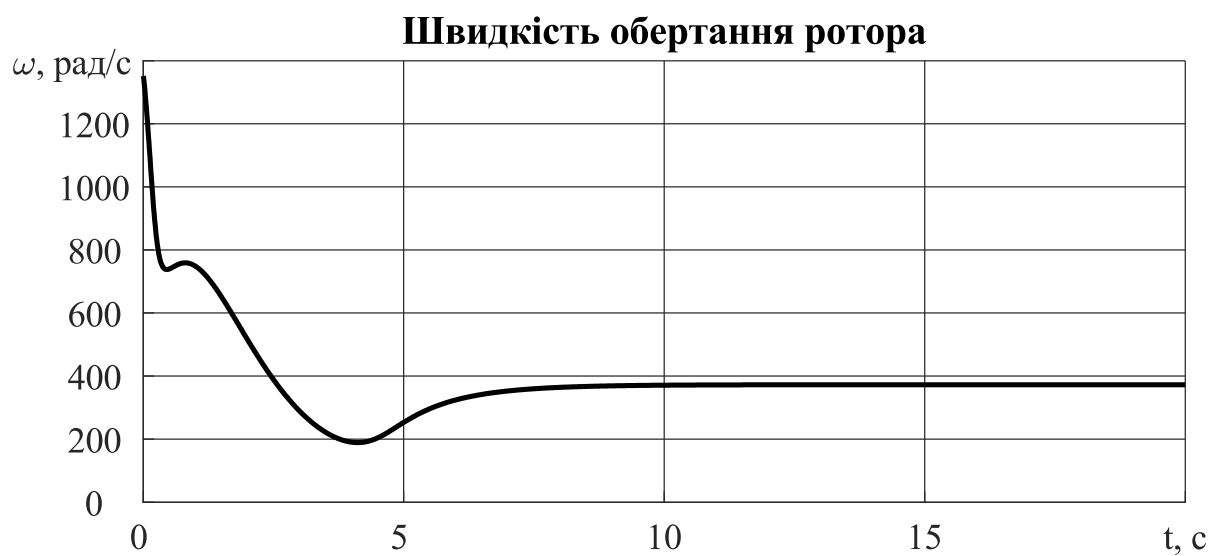
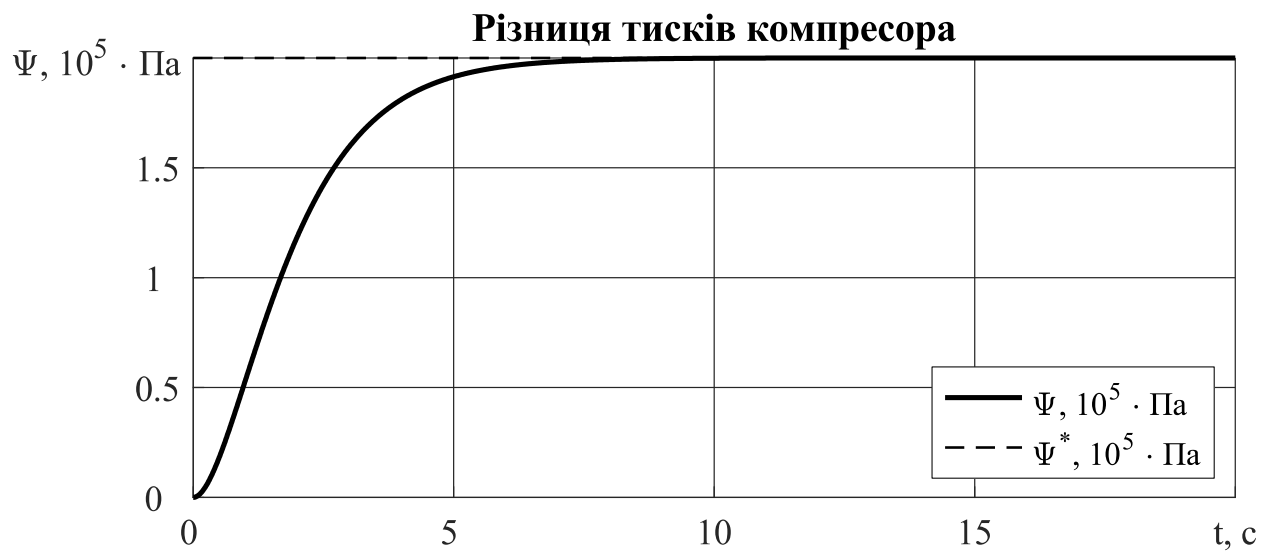


Рисунок 3.10 – Результат моделювання при $Val = 0.1$, $v = 2$

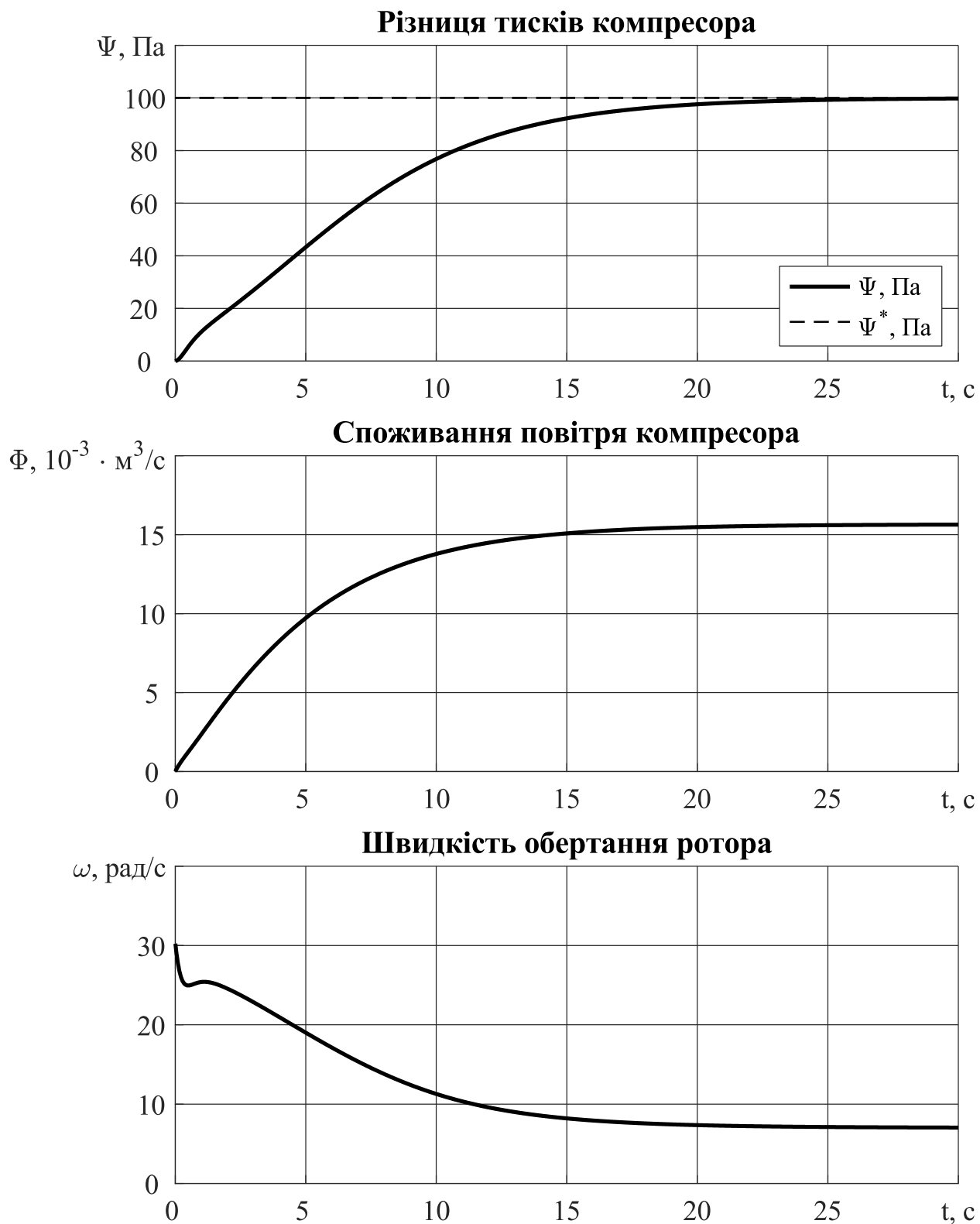


Рисунок 3.11 – Результат моделювання при $Val = 1$, $v = 1e-3$

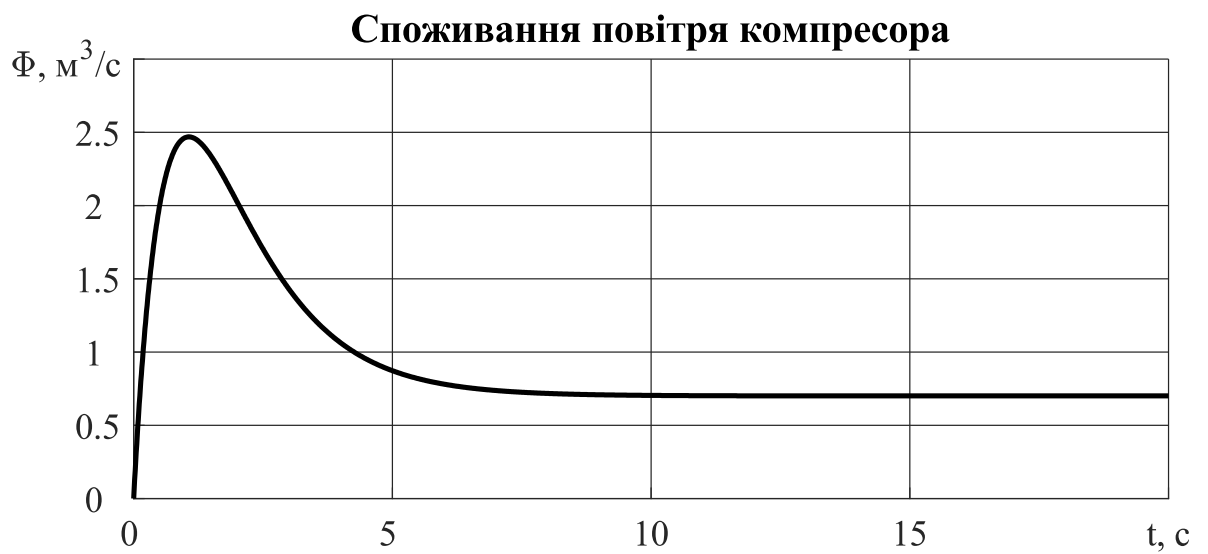
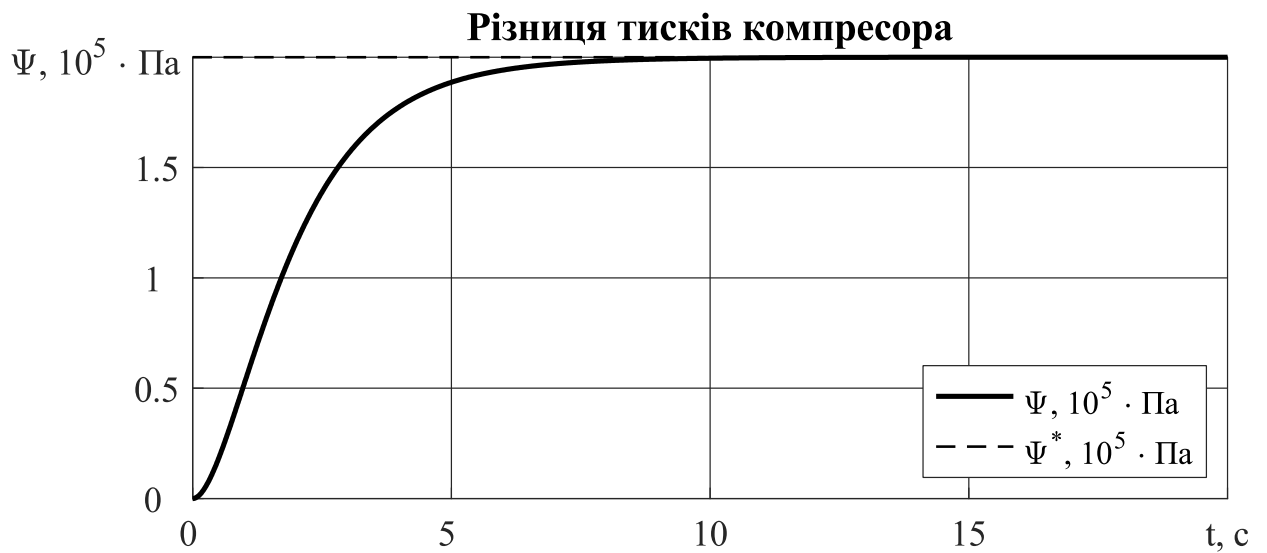


Рисунок 3.12 – Результат моделювання при $V_{al} = 1$, $v = 2$

Перехідні процеси різниці тисків та споживання компресора мають аперіодичний характер. Споживання має перерегулювання, яке залежить від

умов моделювання, загальна тенденція полягає у збільшенні перерегулювання при зменшенні усталеного значення. Задача керування є виконаною.

3.4 Дослідження якості керування системи при компенсації Φ_T

Якщо у системі величина споживання повітря турбокомпресором Φ оцінюється за допомогою спостерігача, то необхідно вимірювати або оцінювати значення споживання мережі Φ_T , оскільки без нього математична модель є неповною. Загалом Φ_T можна оцінити за допомогою тиску, який створює компресор за умови існування достатньо точної моделі мережі. У тих випадках, де значення Φ_T отримується на основі оцінки за допомогою математичної моделі мережі (спостерігача) або вимірюється відповідним датчиком, доцільно компенсувати вплив Φ_T , показаний на рис. 3.4.

Моделювання проводилося аналогічно до моделювання у підрозділі 3.3. Результати моделювання наведені на рис. 3.13-3.18.

За результатами моделювання можна спостерігати ту саму якість керування: перехідні процеси різниці тисків та споживання є аперіодичними. Споживання повітря компресором виходить на усталене значення з перерегулюванням.

У більшості випадків наявність компенсації не дає помітних результатів. Із шести моделювань наочно бачити різницю можна лише на рис. 3.11 та 3.17, де наявність компенсації приводить до швидшого виходу системи в усталене значення.

Можна зробити загальний висновок що введення компенсації має значення при повністю або майже відкритій заслінці та малих завданнях на тиск. При суттєвому перекриванні мережі заслінкою вплив компенсації зменшується і стає нехтовно малим. Це можна зрозуміти виходячи із того, що Φ_T є пропорційним ступеню відкриття заслінки. Так при повному перекриванні заслінки $\Phi_T \equiv 0$ і впливу на систему не має.

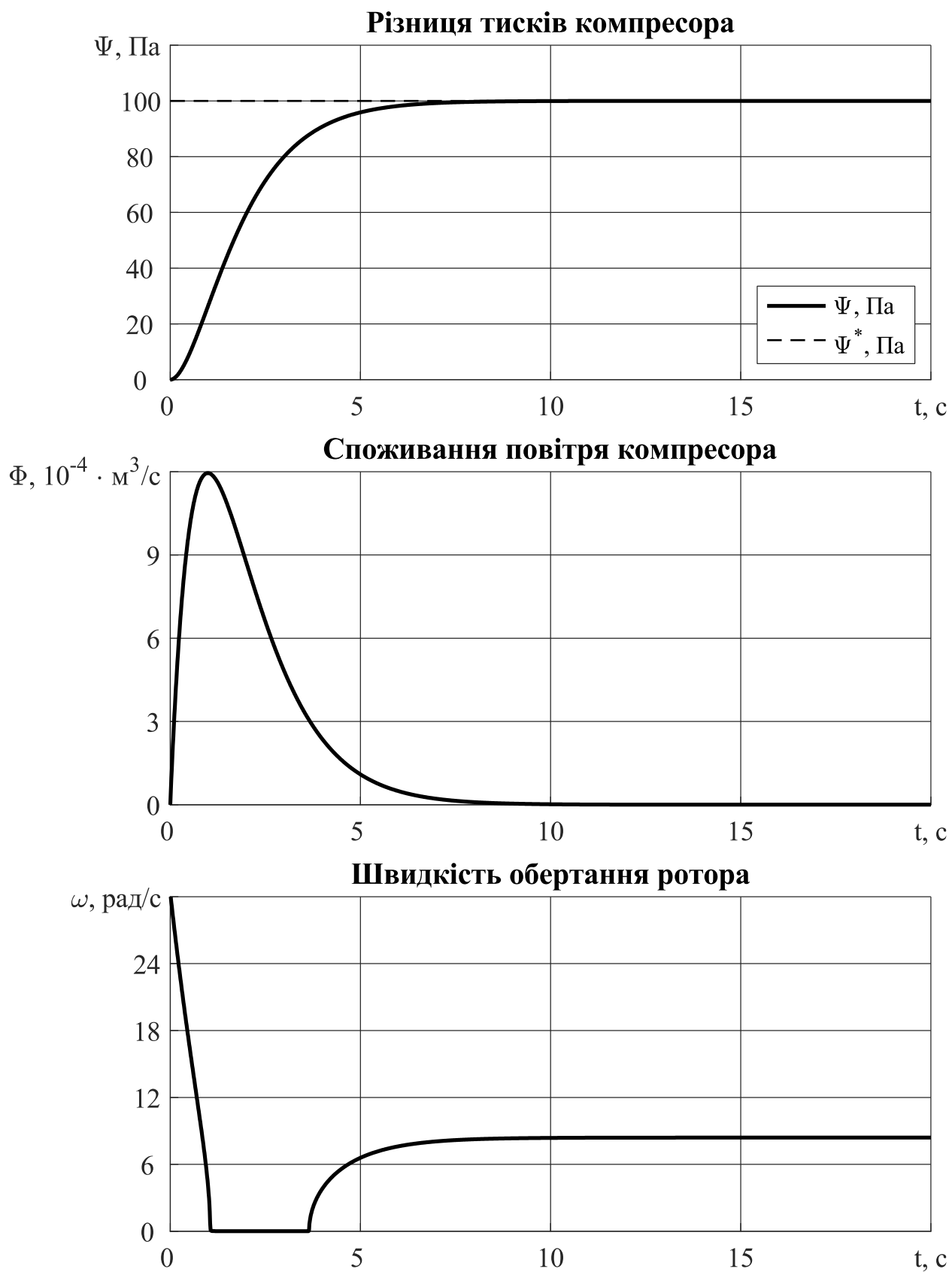


Рисунок 3.13 – Результат моделювання при $V_{al} = 0$, $v = 1e-3$

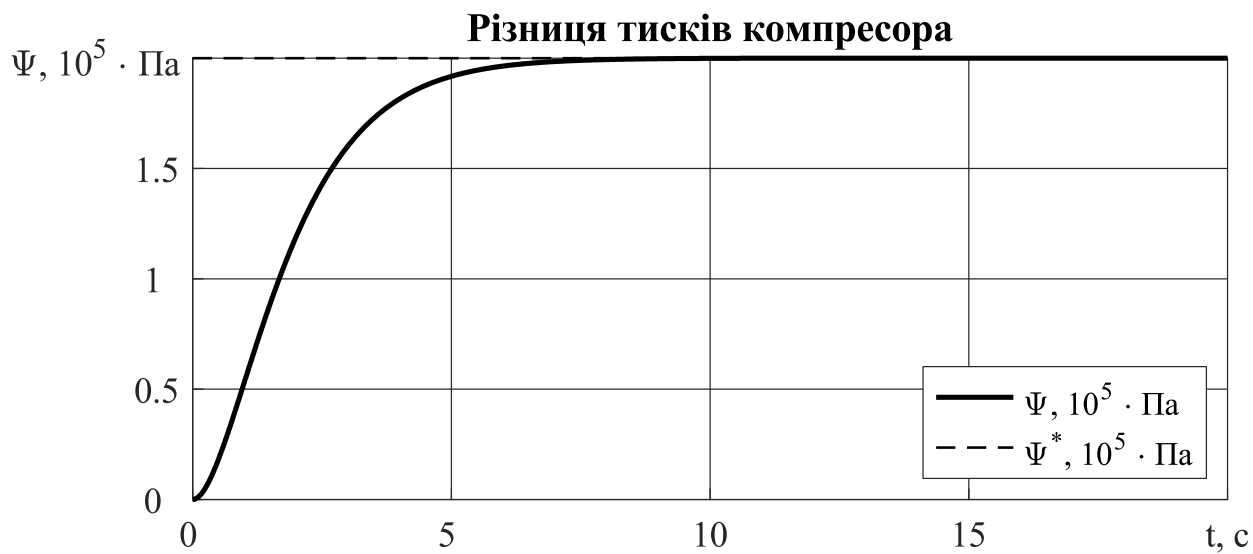


Рисунок 3.14 – Результат моделювання при $V_{al} = 0, v = 2$

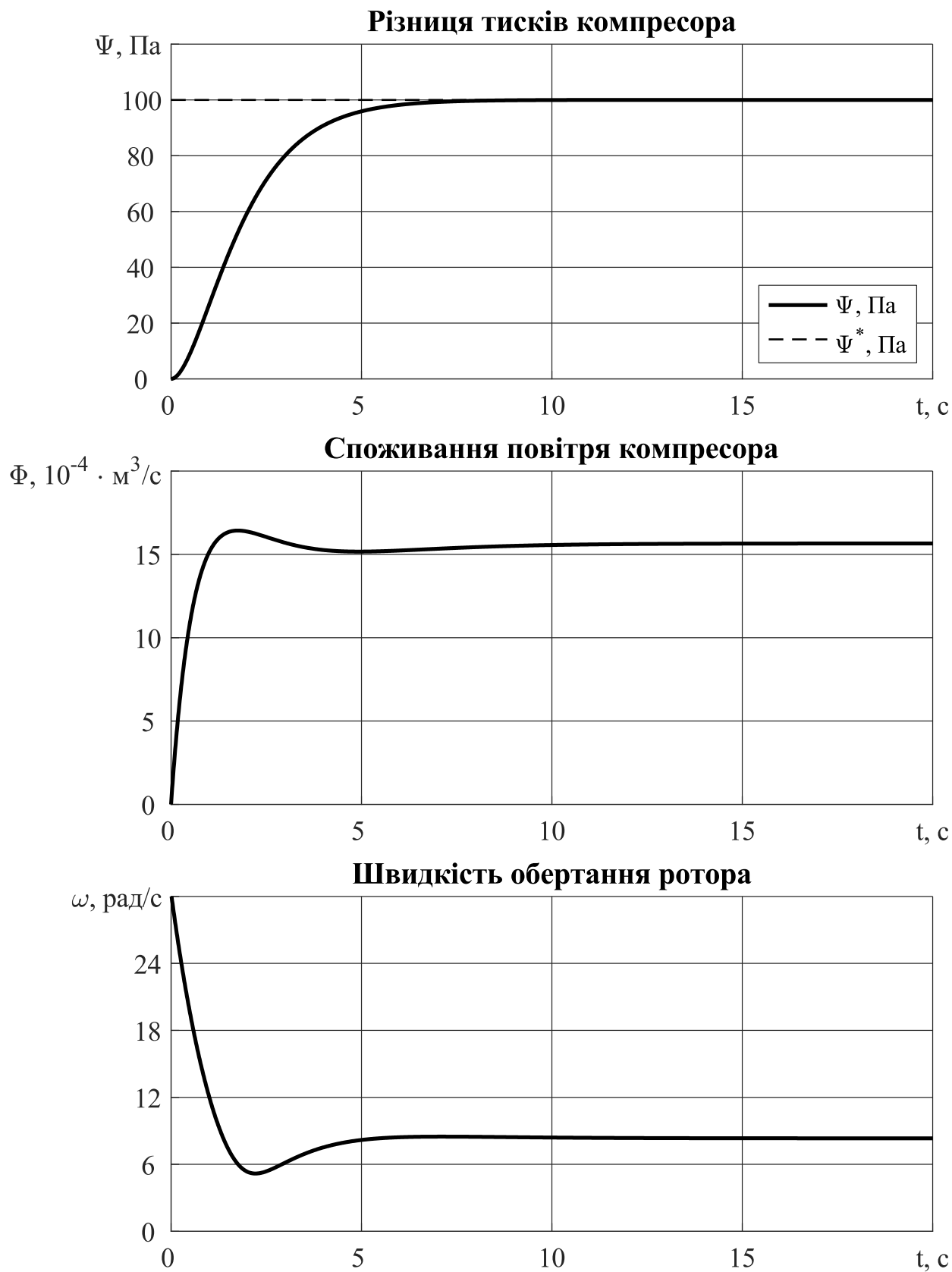


Рисунок 3.15 – Результат моделювання при $Val = 0.1$, $v = 1e-3$

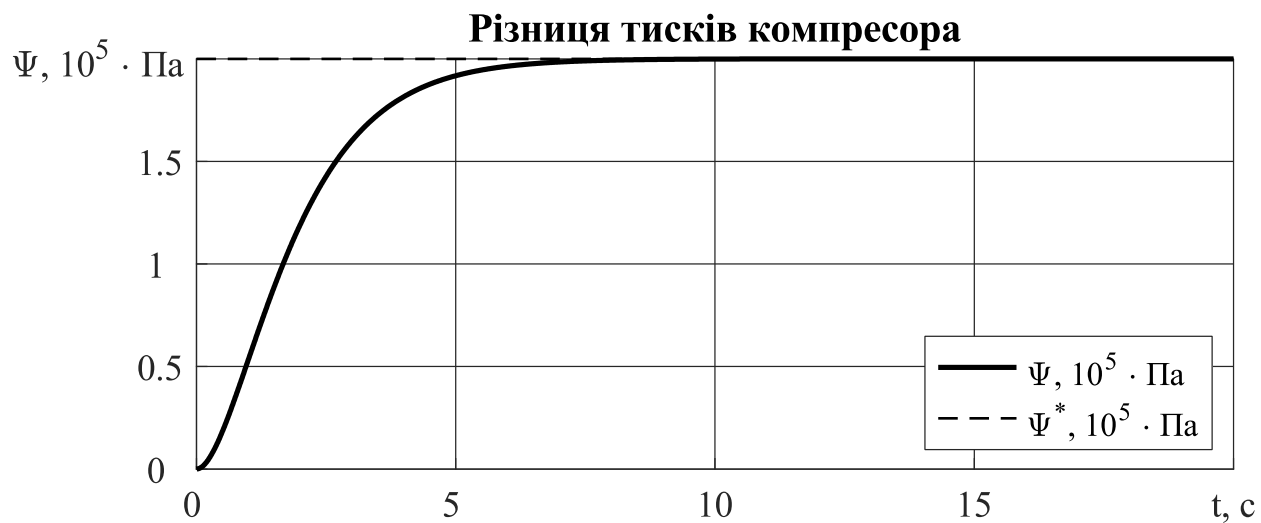


Рисунок 3.16 – Результат моделювання при $Val = 0.1$, $v = 2$

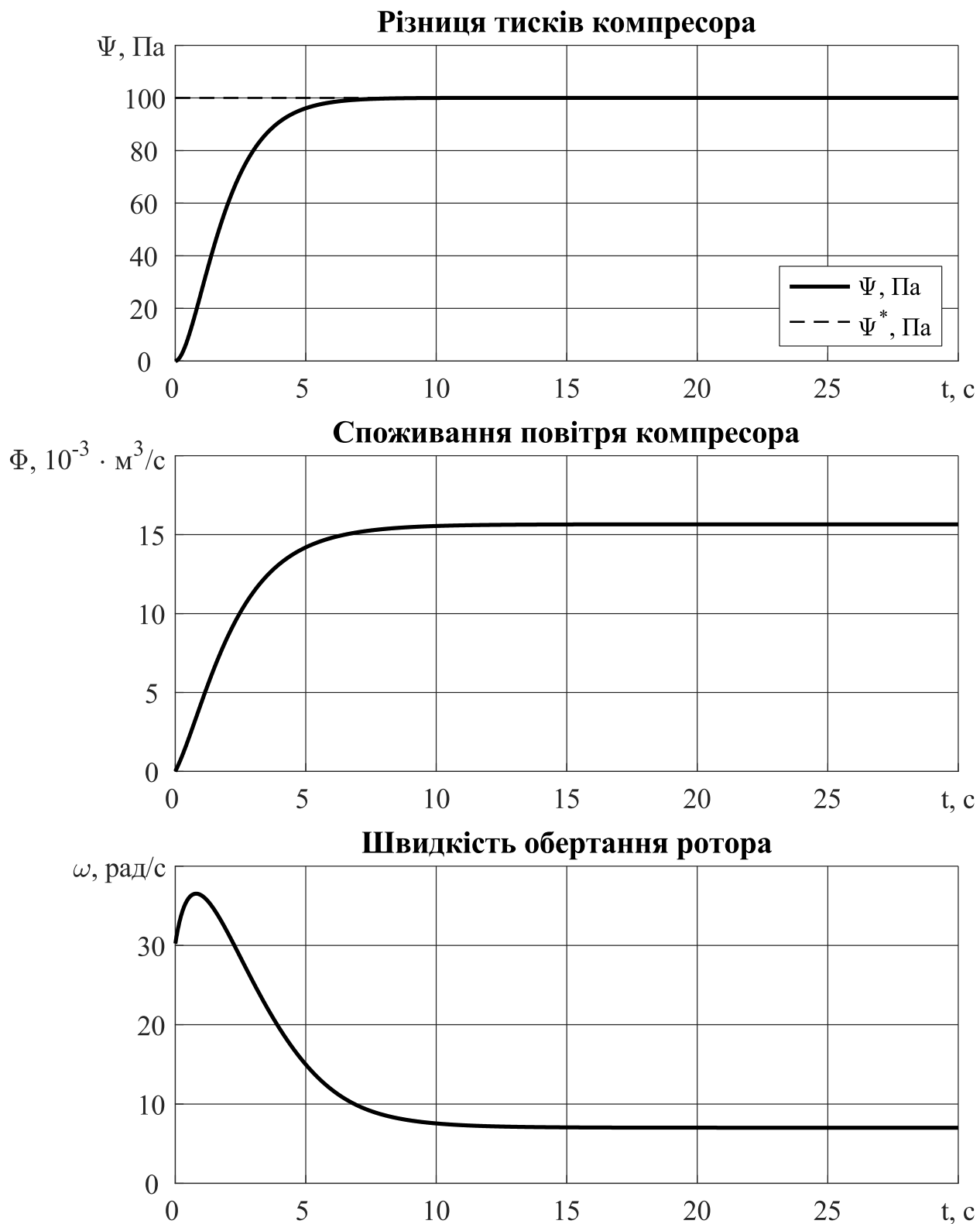


Рисунок 3.17 – Результат моделювання при $V_{al} = 1$, $\nu = 1e-3$

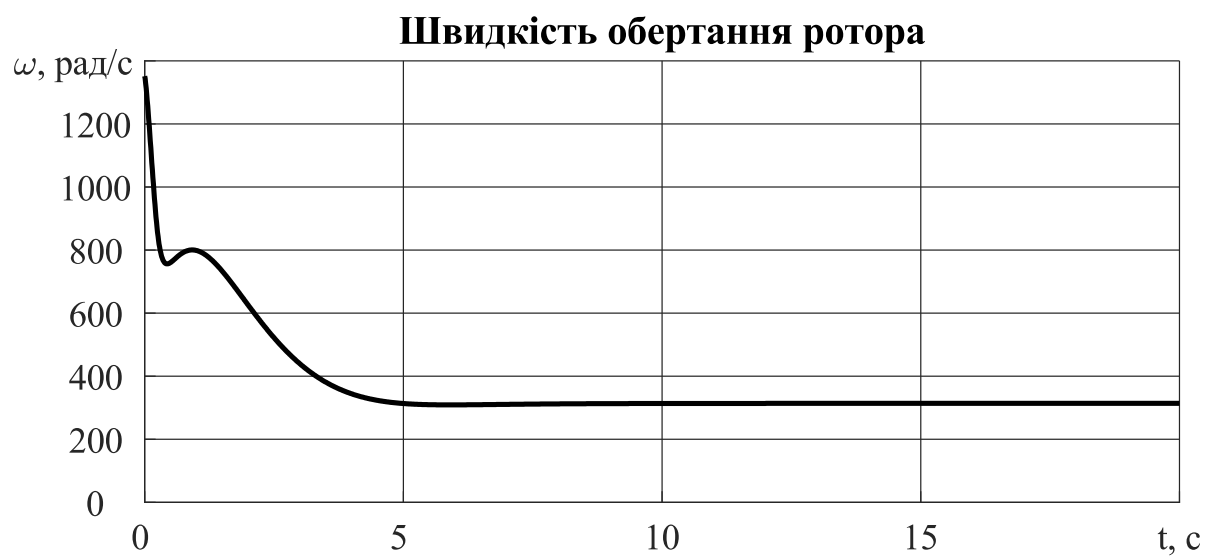
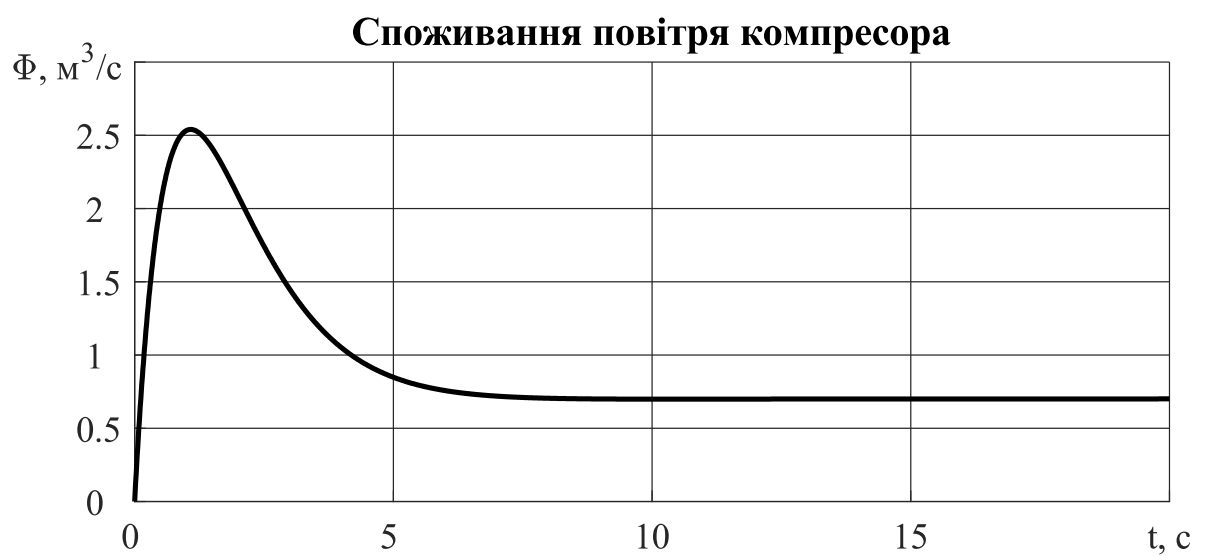
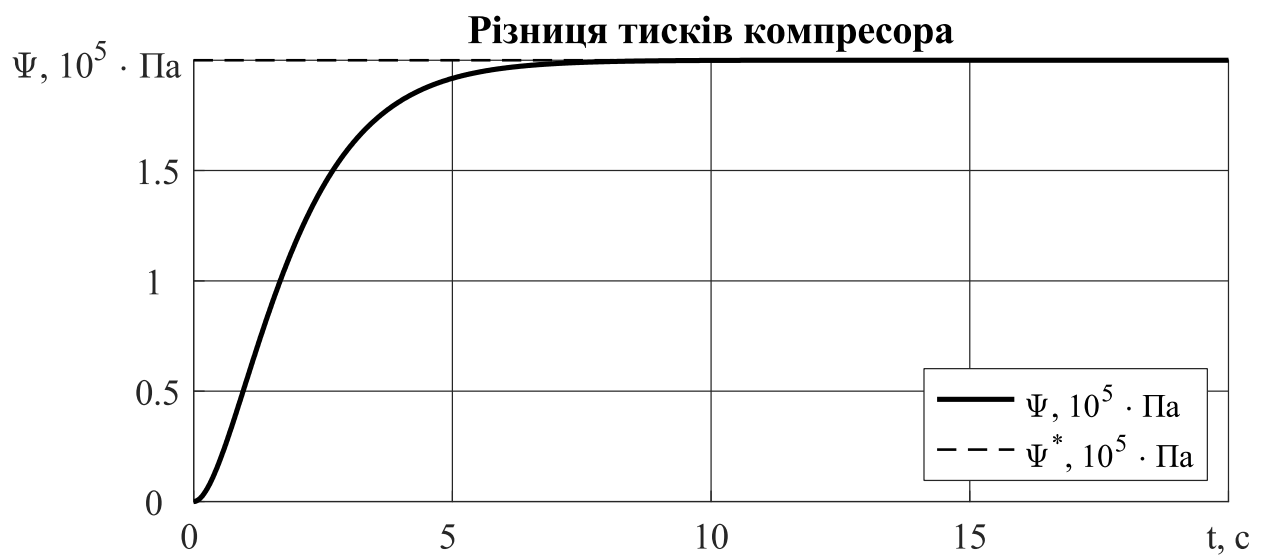


Рисунок 3.18 – Результат моделювання при $V_{al} = 1$, $v = 2$

3.5 Висновки за розділом

У третьому розділі було проведено синтез та перевірку алгоритму керування даним турбокомпресором методом лінеаризації зворотними зв'язками.

У першому підрозділі було виведено безпосередньо алгоритм керування, який виходячи із завдання бажаного тиску формує швидкість, яку необхідно надати ротору компресора, щоб досягти бажаного результату.

У другому підрозділі було надано розв'язок газодинамічної характеристики компресора відносно швидкості. За допомогою цього розв'язку долається основна нелінійність турбокомпресора – сама газодинамічна характеристика.

У третьому та четвертому підрозділах проведено моделювання розробленої системи та визначено якість перехідних процесів. При цьому моделювання проведено спочатку за відсутності компенсації споживання мережі, потім при наявності цієї компенсації.

4 РОЗРОБКА ТА ДОСЛІДЖЕННЯ КЕРОВАНОЇ СИСТЕМИ ТУРБОКОМПРЕСОР-АДК

У третьому розділі було досліджено алгоритм керування турбокомпресором та показано, що задача керування є виконаною. Для реалізації алгоритму керування з врахуванням динаміки двигуна необхідно розробити систему компресор-АДК, у якій двигун відпрацьовуватиме завдання на швидкість, яке формується згідно (3.4). Для вирішення задачі використано алгоритм непрямого векторного керування[30] з традиційним алгоритмом ослаблення поля[29].

4.1 Задача векторного керування асинхронним двигуном

Математична модель асинхронного двигуна (2.29) є малопридатною для синтезу алгоритмів керування. Для вирішення цієї проблеми використовується перетворення координат із стаціонарної системи (a-b), яка жорстко зв'язана зі статором до синхронної системи координат (d-q), яка обертається зі швидкістю ω_0 і орієнтується за вектором потокозчеплення ротора. Математично це перетворення описується формулою

$$\begin{aligned} \mathbf{x}_{dq} &= \mathbf{e}^{-\mathbf{J}\varepsilon_0} \mathbf{x}_{ab}, \\ \mathbf{x}_{ab} &= \mathbf{e}^{\mathbf{J}\varepsilon_0} \mathbf{x}_{dq}, \end{aligned} \quad \begin{bmatrix} \cos \varepsilon_0 & \sin \varepsilon_0 \\ -\sin \varepsilon_0 & \cos \varepsilon_0 \end{bmatrix}, \quad (4.1)$$

де $\mathbf{x}_{yz}$ позначає двовимірний вектор напруги, потоку і струму статора, ε_0 – кутове положення системи координат (d – q) відносно стаціонарної (a – b).

Геометрично це перетворення ілюструється рис. 4.1. Після вказаних перетворень модель двигуна перепишеться як

$$\begin{aligned}
\dot{\omega} &= \frac{1}{J} (M - M_c) - v\omega; \\
M &= \frac{3}{2} \frac{L_m}{L_1} p_n (\psi_{2d} i_{1q} - \psi_{2q} i_{1d}); \\
\dot{i}_{1d} &= -\gamma i_{1d} + \omega_0 i_{1q} + \alpha \beta \psi_{2d} + \beta p_n \omega \psi_{2q} + \frac{1}{\sigma} u_{1d}; \\
\dot{i}_{1q} &= -\gamma i_{1q} - \omega_0 i_{1d} + \alpha \beta \psi_{2q} - \beta p_n \omega \psi_{2d} + \frac{1}{\sigma} u_{1q}; \\
\dot{\psi}_{2d} &= -\alpha \psi_{2d} + \omega_2 \psi_{2q} + \alpha L_m i_{1d}; \\
\dot{\psi}_{2q} &= -\alpha \psi_{2q} - \omega_2 \psi_{2d} + \alpha L_m i_{1q};
\end{aligned} \tag{4.2}$$

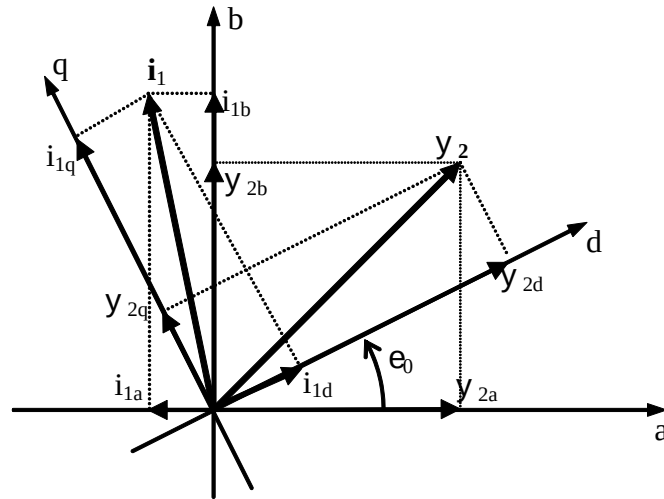


Рисунок 4.1 – Розташування векторів АД для стаціонарної та синхронної систем координат

Про модель двигуна роблять ряд припущень.

A1. Струми статора та кутова швидкість ротора доступні для вимірювання.

A2. Параметри АД відомі і незмінні.

A3. Момент навантаження M_c невідомий, постійний та обмежений.

A4. Задані траєкторії кутової швидкості ω^* і потокозчеплення $\psi^* > 0$ є обмеженими функціями з обмеженими першою та другою похідними по часу.

З врахуванням цих припущень проєктують такий алгоритм прямого чи непрямого керування, який би забезпечував

CO1. Відпрацювання заданих траєкторій швидкості та потокозчеплення:

$$\lim_{t \rightarrow \infty} \tilde{\omega} = 0, \lim_{t \rightarrow \infty} \tilde{\psi} = 0,$$

за умови обмеженості всіх внутрішніх змінних, $\tilde{\omega} = \omega - \omega_r$ – похибка відпрацювання кутової швидкості, $\tilde{\psi} = \psi - \psi_r$ – похибка відпрацювання потокозчеплення;

CO2. Асимптотичне орієнтування по вектору потокозчеплення ротора:

$$\lim_{t \rightarrow \infty} \psi_q = 0,$$

де ψ_q - потокозчеплення статора;

CO3. Асимптотичну лінеаризацію підсистеми швидкості до лінійної повністю керованої форми;

CO4. Асимптотичну розв'язку процесів керування електромеханічними та електромагнітними координатами АД.

4.2 Алгоритм непрямого векторного керування з традиційним алгоритмом ослаблення поля

Алгоритм непрямого векторного керування полягає у орієнтації системи за завданням на потокозчеплення. Рівняння, якими описуються відповідні регулятори, надані у цьому підрозділі.

Розімкнутий регулятор модуля вектора потокозчеплення описується як

$$i_{1d}^* = \frac{1}{\alpha L_m} (\alpha \psi^* + \dot{\psi}^*), \quad (4.3)$$

$$\dot{i}_{1d}^* = \frac{1}{\alpha L_m} (\alpha \dot{\psi}^* + \ddot{\psi}^*), \quad (4.4)$$

$$\dot{\varepsilon}_0 = \omega_0 = \omega p_n + \alpha L_m \frac{i_{1q}}{\psi^*} + \phi, \quad (4.5)$$

де $\psi^*, \dot{\psi}^*, \ddot{\psi}^*$ – задане значення модуля вектору потокозчеплення ротора та його перша і друга похідні відповідно, ϕ – робастифікуючий зв'язок, який для даного алгоритму керування рівний нулю: $\phi = 0$.

Регулятор струму статора по осі (d) дається рівнянням

$$\begin{aligned} u_{1d} &= \sigma \left(\gamma i_{1d}^* - \omega_0 i_{1q} - \alpha \beta \psi^* + \dot{i}_{1d}^* - k_i \tilde{i}_d - x_d \right), \\ \dot{x}_d &= k_{ii} \tilde{i}_d, \end{aligned} \quad (4.6)$$

де $\tilde{i}_d = i_{1d} - i_{1d}^*$ – похибка відпрацювання струму по осі d, u_{1d} – компонента вектору напруги статора по осі d, $(k_i, k_{ii}) > 0$ – коефіцієнти пропорційної та інтегральної складових регуляторів струму.

Регулятор швидкості описується рівняннями

$$\begin{aligned} i_{1q}^* &= \frac{1}{\mu \psi^*} \left(-k_\omega \tilde{\omega} + \hat{M}_c + v \omega^* + \dot{\omega}^* \right), \\ \dot{\hat{M}} &= -k_{\omega i} \tilde{\omega}, \end{aligned} \quad (4.7)$$

$$\dot{i}_{1q1}^* = \frac{1}{\mu \psi^*} \left[-k_\omega \left(-k_\omega \tilde{\omega} + \mu \psi^* \tilde{i}_q \right) + \dot{\hat{M}}_c + v \dot{\omega}^* + \ddot{\omega}^* \right] - \frac{\dot{\psi}^*}{\psi^*} i_{1q}^*, \quad (4.8)$$

де $\omega^*, \dot{\omega}^*, \ddot{\omega}^*$ – задана кутова швидкість, перша і друга похідні відповідно, $\tilde{\omega} = \omega - \omega^*$ – похибка відпрацювання кутової швидкості, $(k_\omega, k_{\omega i}) > 0$ – коефіцієнти пропорційної та інтегральної складових регулятора кутової

швидкості, $\mu = \frac{3}{2} P_n \frac{L_m}{L_2} \frac{1}{J}$.

Регулятор струму статора по осі (q) задається рівнянням

$$\begin{aligned} u_{1q} &= \sigma \left(\gamma i_{1q}^* + \omega_0 i_{1d} + \beta \omega p_n \psi^* + \dot{i}_{1q}^* - k_i \tilde{i}_q - x_q \right), \\ \dot{x}_q &= k_{ii} \tilde{i}_q, \end{aligned} \quad (4.9)$$

де $\tilde{i}_q = i_{1q} - i_{1q}^*$ – похибка відпрацювання струму по осі q, u_{1q} – компонента вектору напруги статора по осі q.

Формули (4.3)-(4.9) описують алгоритм формування напруг статора у системі координат (d-q). Для застосування цих напруг з метою керування двигуном їх необхідно перевести у систему координат (a-b) згідно з (4.1). Аналогічно струми двигуна, які вимірюються у системі координат (a-b) необхідно перевести у систему координат (d-q) для застосування у регуляторі.

Структурну схему алгоритму, описаного рівняннями (4.3)-(4.9), подано на рис. 4.2.

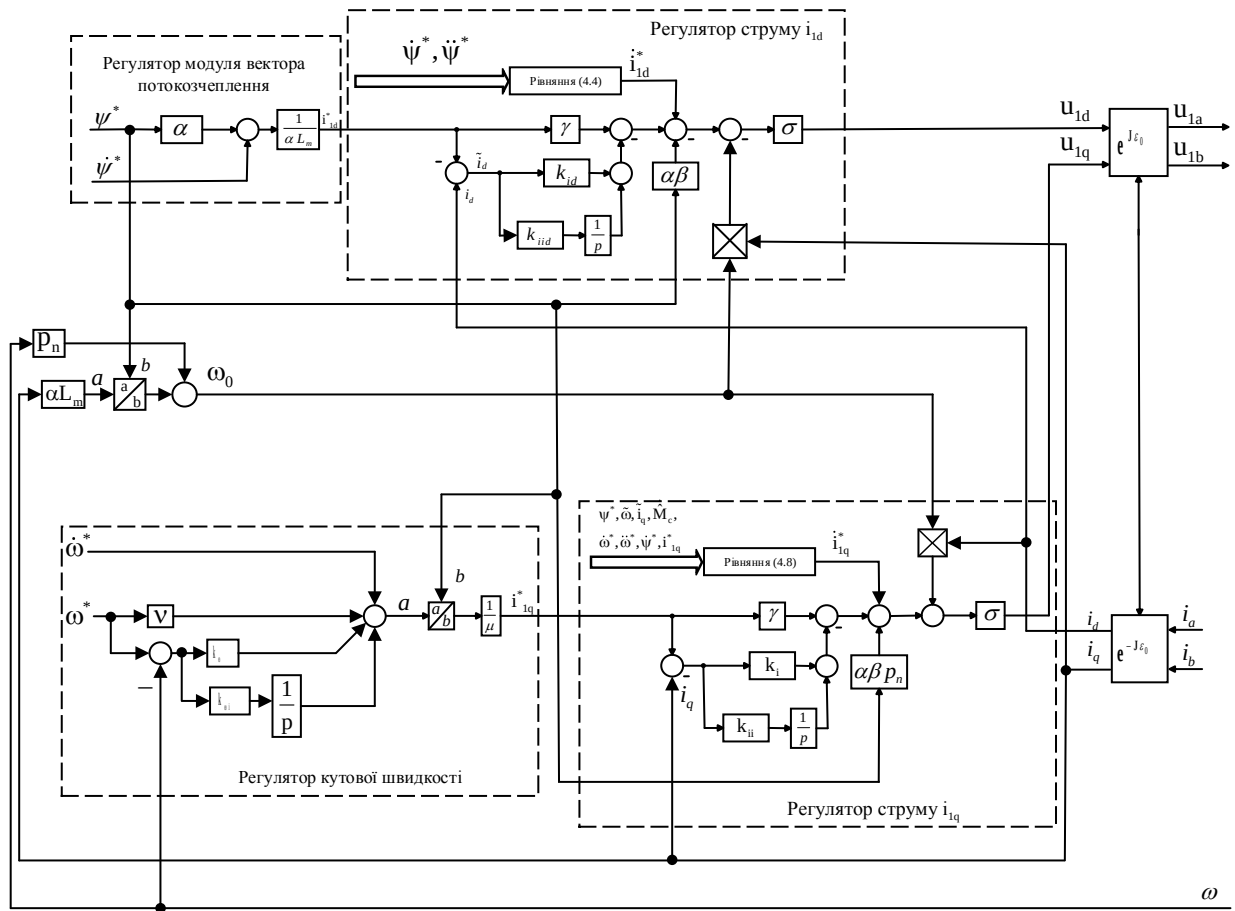


Рисунок 4.2 – Структурна схема непрямого векторного керування асинхронним двигуном

Виходячи із результатів моделювання, отриманих у третьому розділі, передбачається необхідність розгону двигуна вище номінальної швидкості, іншими словами необхідно забезпечити двозонне керування. Виходячи з міркувань магнітного насичення двигуна, розгін на швидкості вище номінальної виконують при ослабленні поля двигуна.

У даній роботі застосовано так званий традиційний метод ослаблення поля, який задається такою системою

$$\begin{cases} \omega \leq \omega_n & \Rightarrow \psi^* = \psi_n, \\ \omega > \omega_n & \Rightarrow \psi^* = \frac{\psi_n \omega_n}{|\omega|}. \end{cases} \quad (4.10)$$

При цьому обмеження на напруги та струми не накладаються, а алгоритм векторного керування, заданий формулами (4.3)-(4.9), залишається без змін.

4.3 Модель керованої системи турбокомпресор-АДК у середовищі Simulink

У даному підрозділі наводиться програма повної керованої системи турбокомпресор-АДК, у якій модель Мура-Грейтцера, регулятор тиску, двигун та алгоритм непрямого векторного керування швидкістю асинхронного двигуна пов'язані та утворюють єдину модель. Програми у середовищі Simulink для моделі Мура-Грейтцера та регулятора тиску дані відповідно у другому та третьому розділах і повторно не наводяться.

Повна модель показана на рис. 4.3. Схема векторного керування та відповідні регулятори показані на рис. 4.4-4.9.

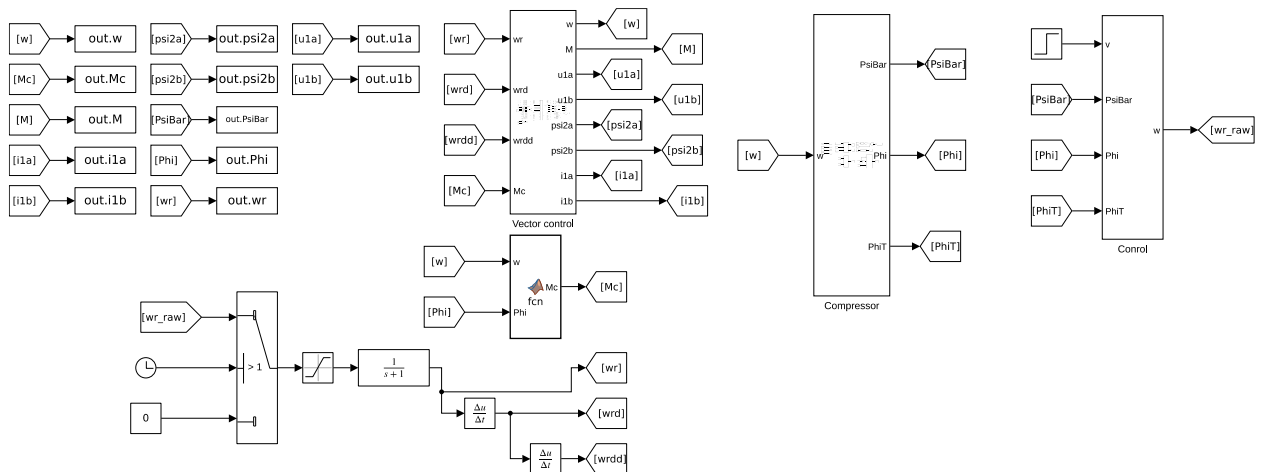


Рисунок 4.3 – Керована модель турбокомпресор-АДК у середовищі Simulink

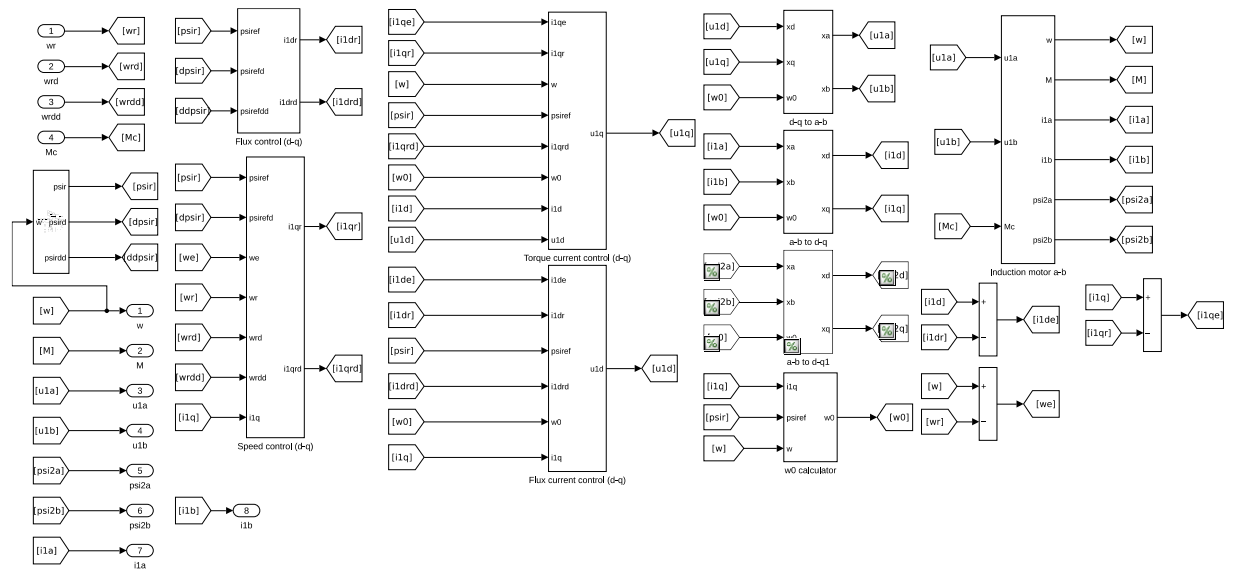


Рисунок 4.4 – Підсистема непрямого векторного керування

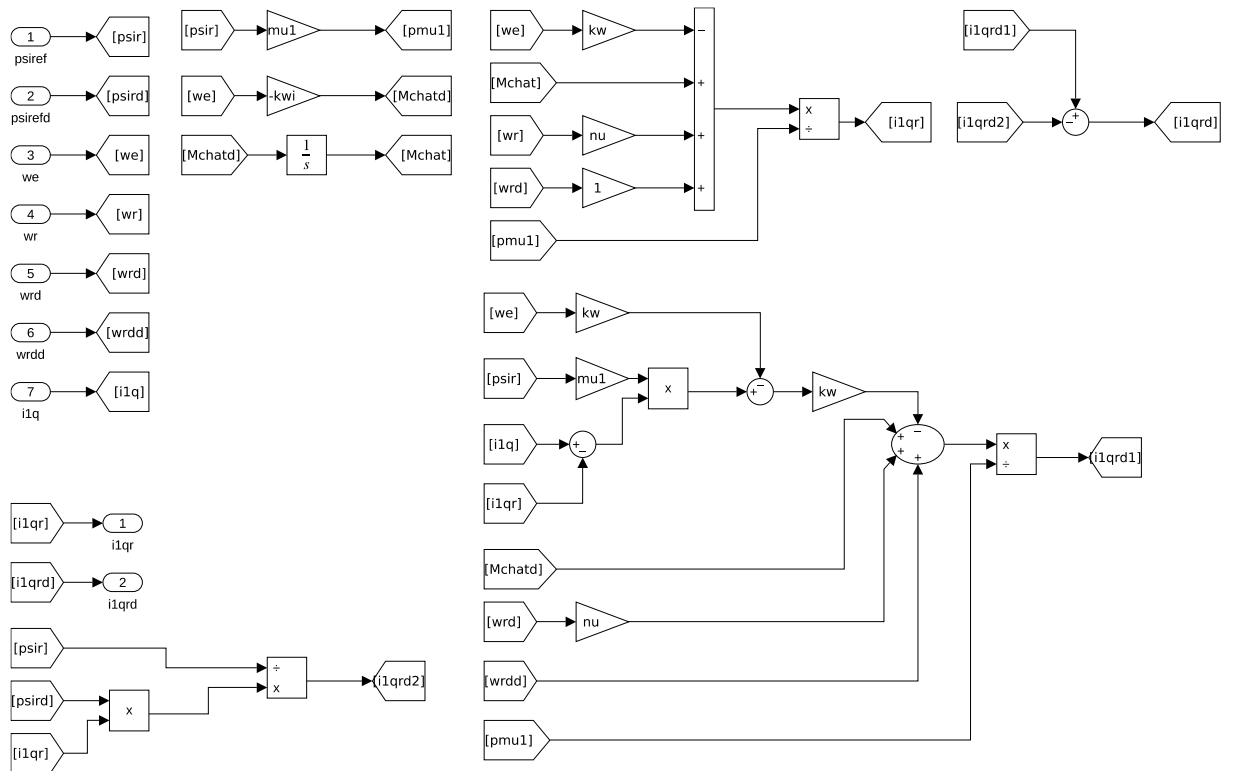


Рисунок 4.5 – Підсистема керування швидкістю

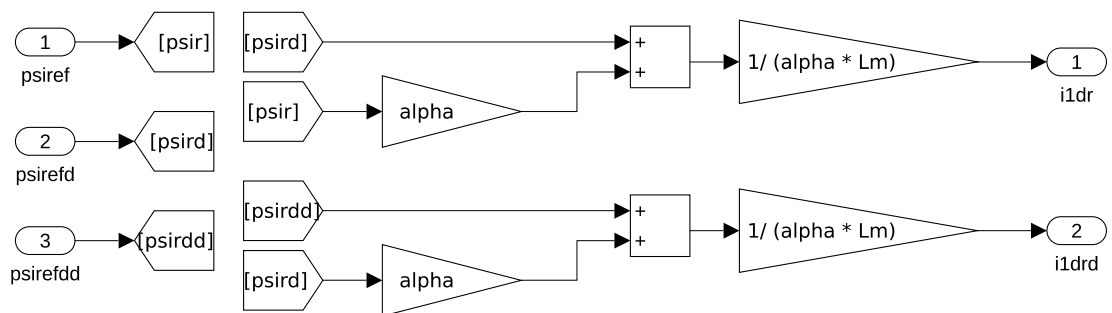


Рисунок 4.6 – Підсистема керування потоком

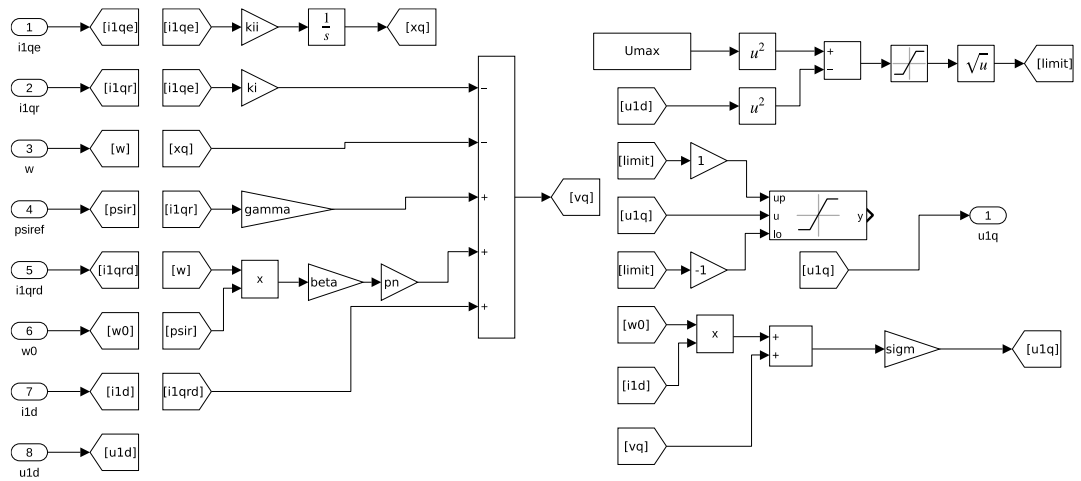


Рисунок 4.7 – Підсистема керування моментотворюючим струмом

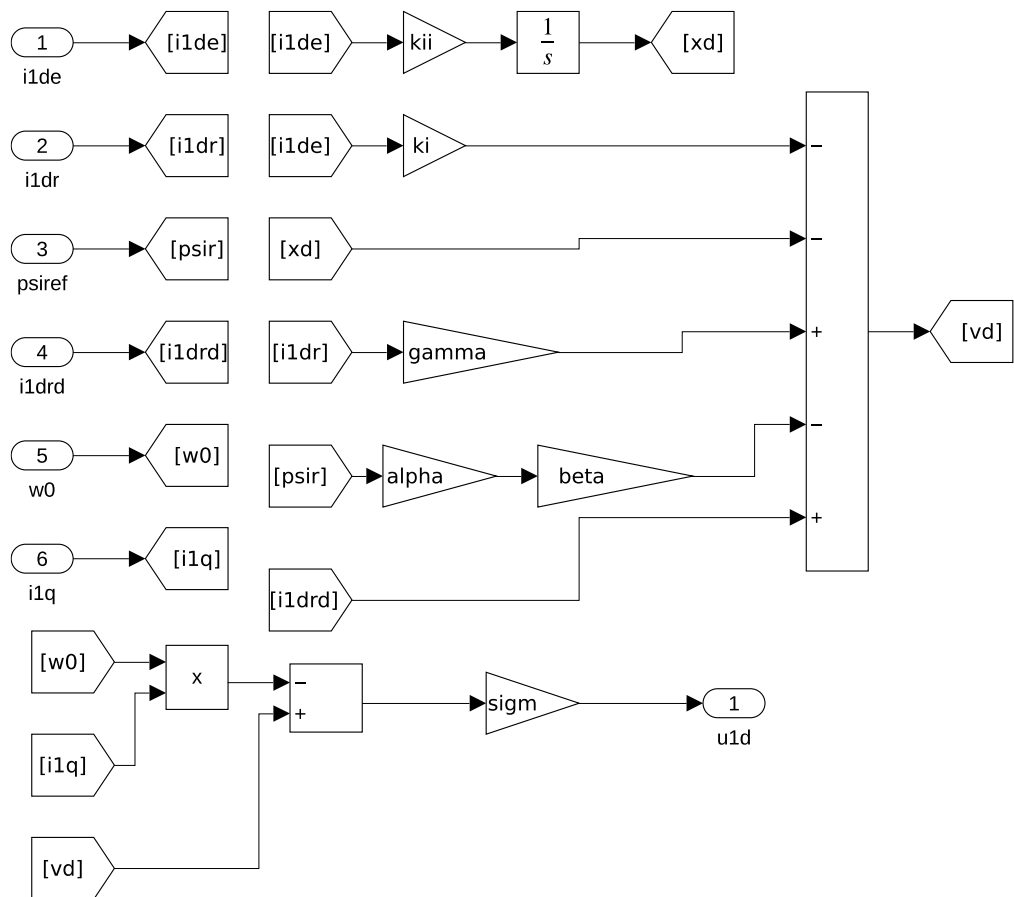


Рисунок 4.8 – Підсистема керування потокутворюючим струмом

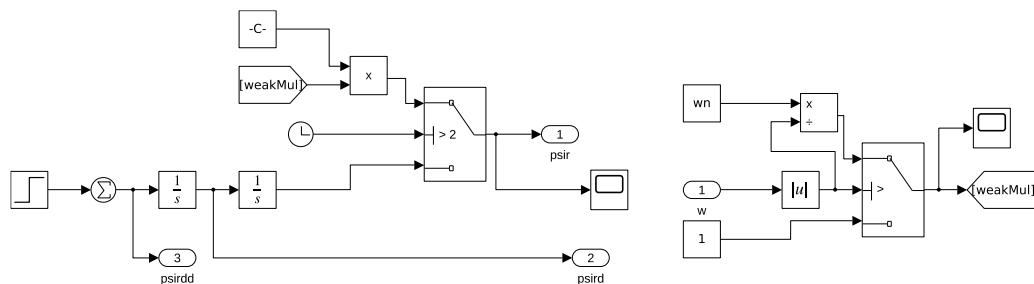


Рисунок 4.9 – Підсистема формування завдання потоку

4.4 Дослідження якості керування системи при відсутності компенсації Φ_T

Дослідження проводиться аналогічно тому, яке це робилося у третьому розділі: змінна Val – це ступінь відкритості заслінки, а змінна v є завданням на тиск у барах. Результати моделювання наведені на рис. 4.10-4.23.

Основною відмінністю від результатів третього розділу є перехід аперіодичної зміни тиску та споживання повітря компресора до коливальної. Найважчим режимом роботи залишається режим при слабо відкритій заслінці та номінальному завданню на тиск, де коливальні процеси у компресорі затухають приблизно за 50 с.

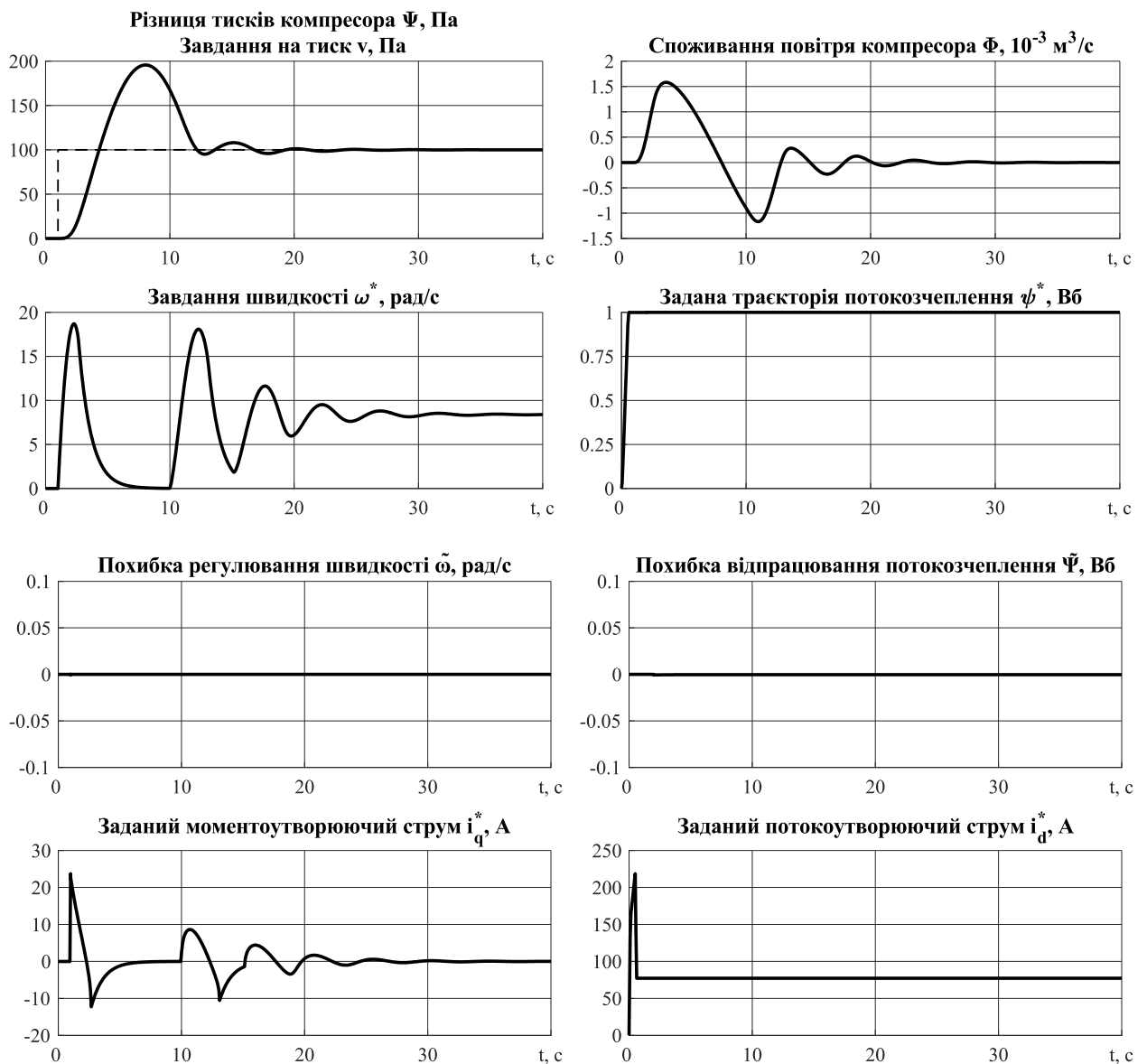


Рисунок 4.10 – Результати моделювання при $Val = 0$, $v = 1e-3$

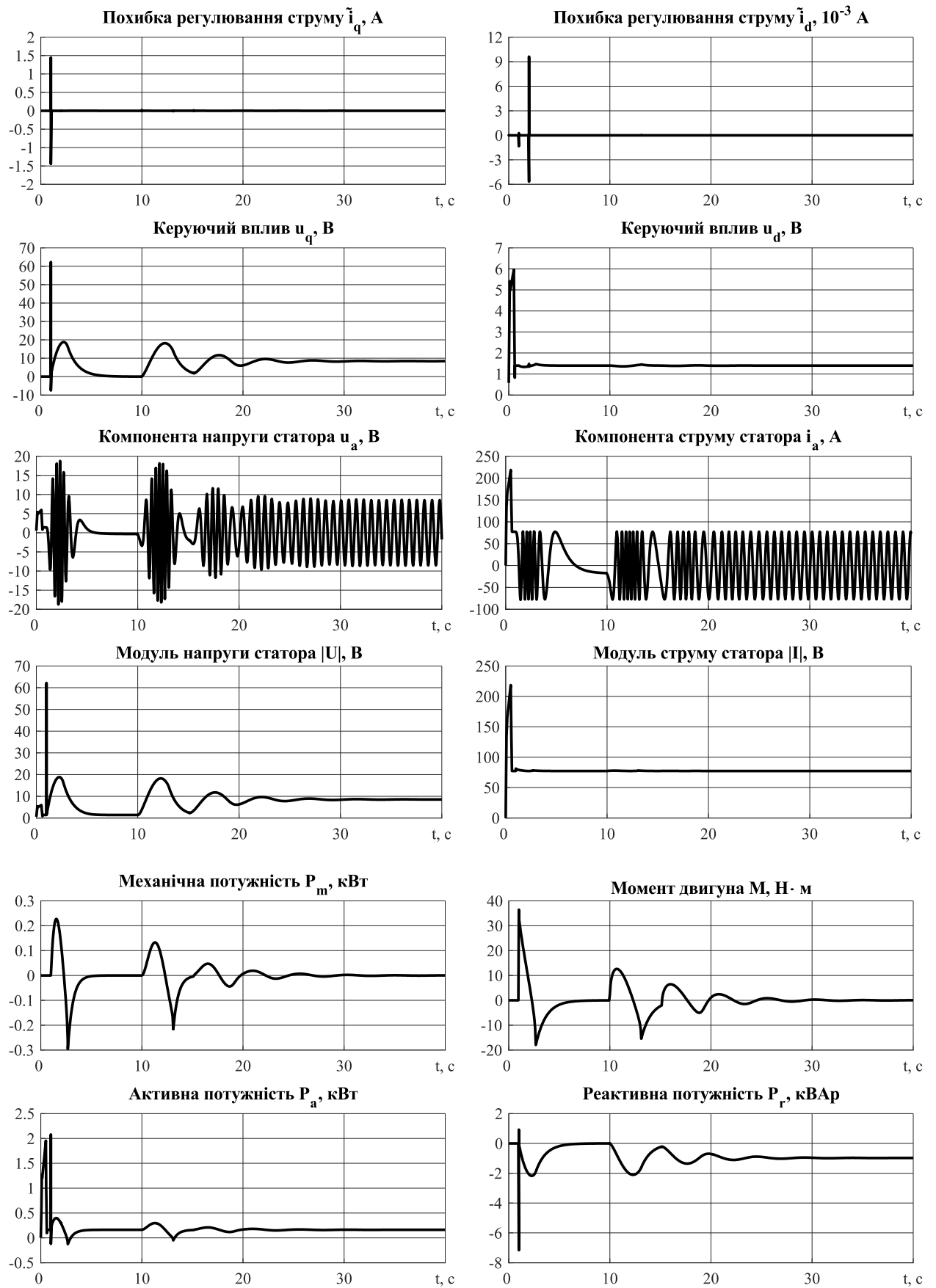


Рисунок 4.11 – Результати моделювання при $V_{al} = 0$, $v = 1e-3$

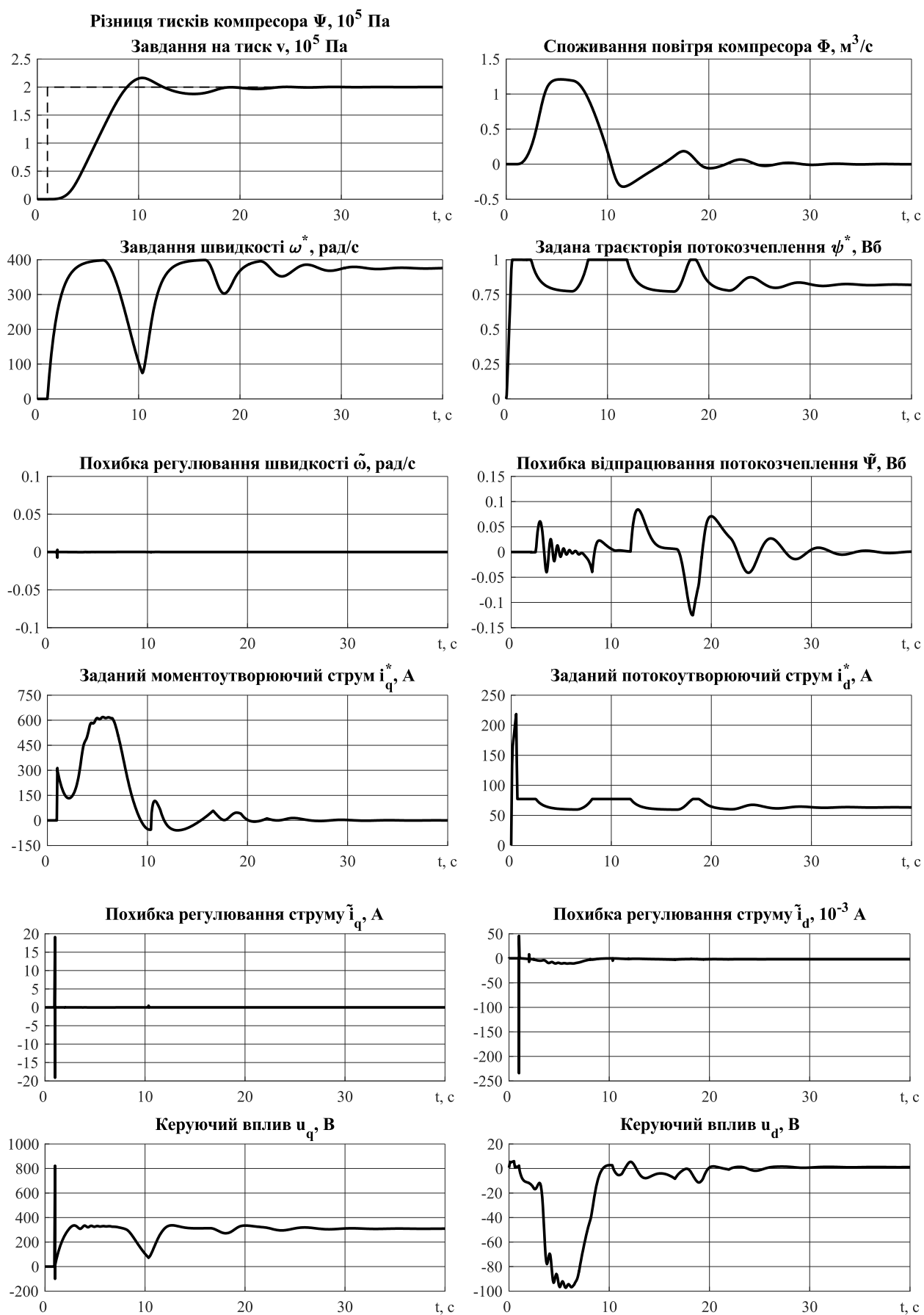


Рисунок 4.12 – Результати моделювання при $V_{al} = 0$, $v = 2$

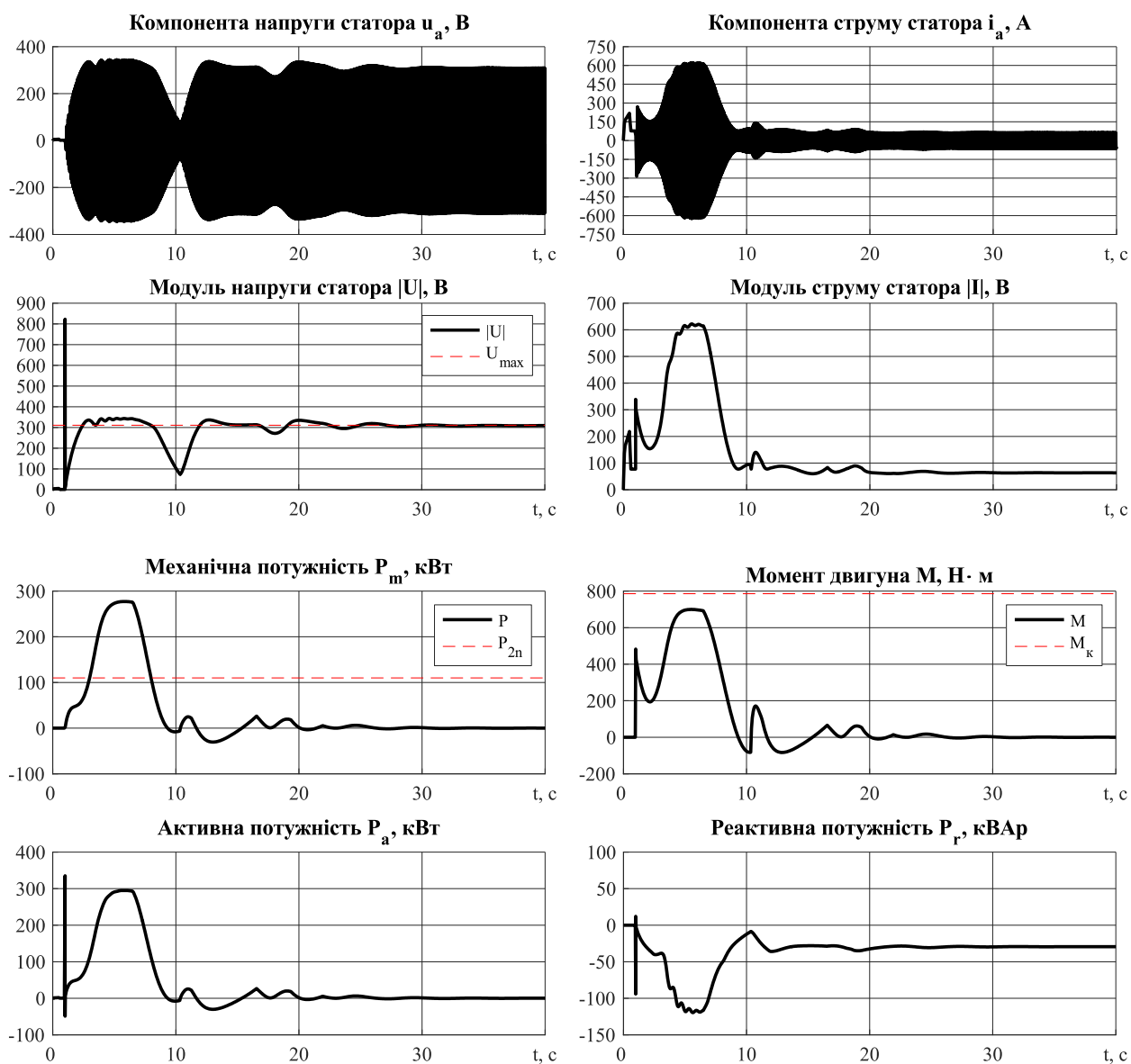


Рисунок 4.13 – Результати моделювання при $V_{al} = 0$, $v = 2$

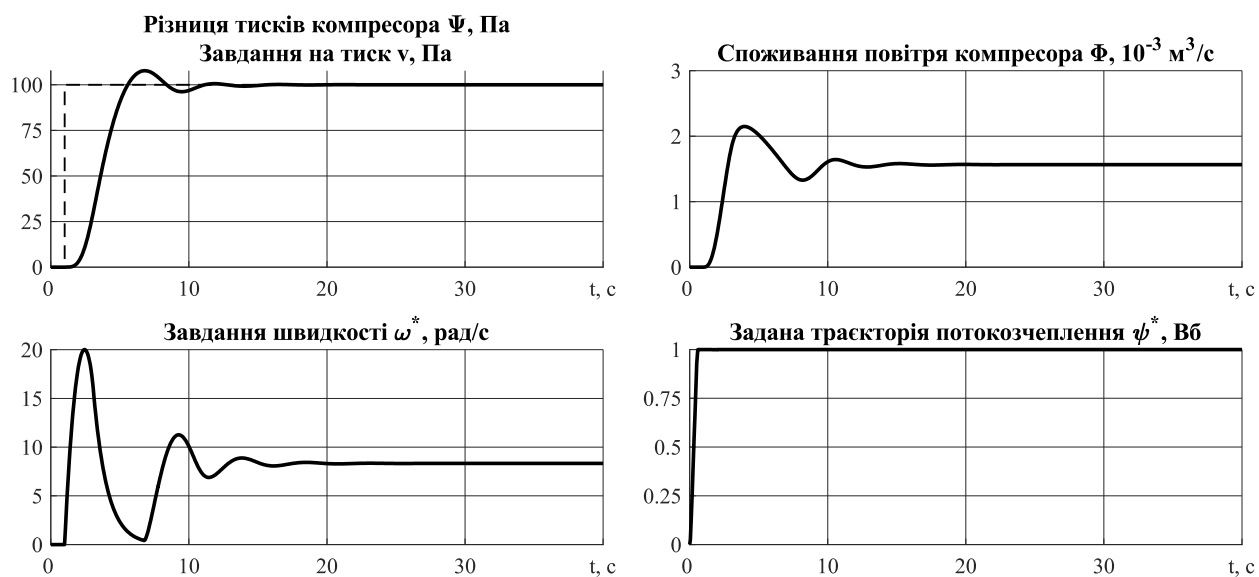


Рисунок 4.14 – Результати моделювання при $V_{al} = 0.1$, $v = 1\text{e-}3$

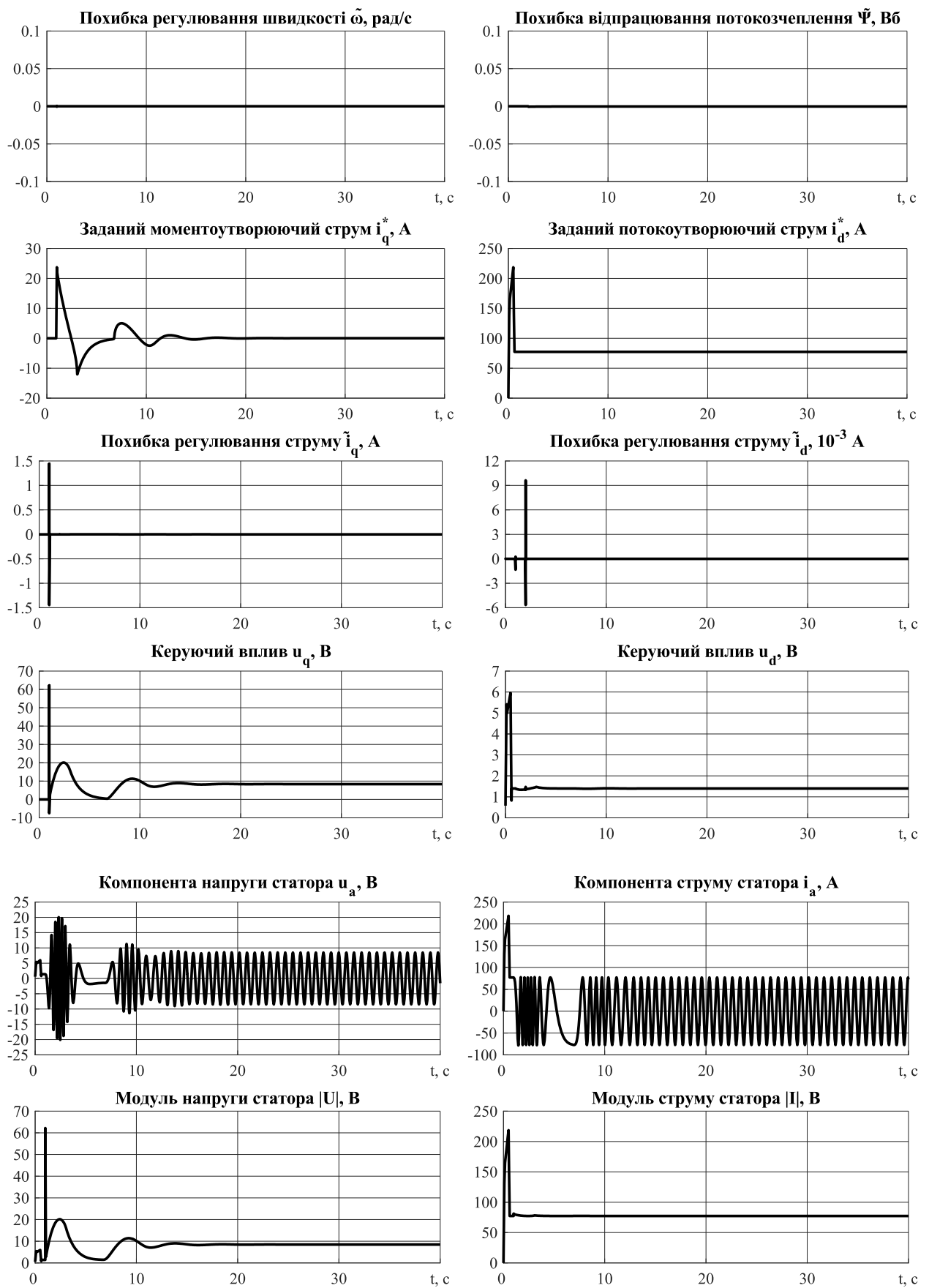


Рисунок 4.15 – Результати моделювання при $V_{al} = 0.1$, $v = 1e-3$

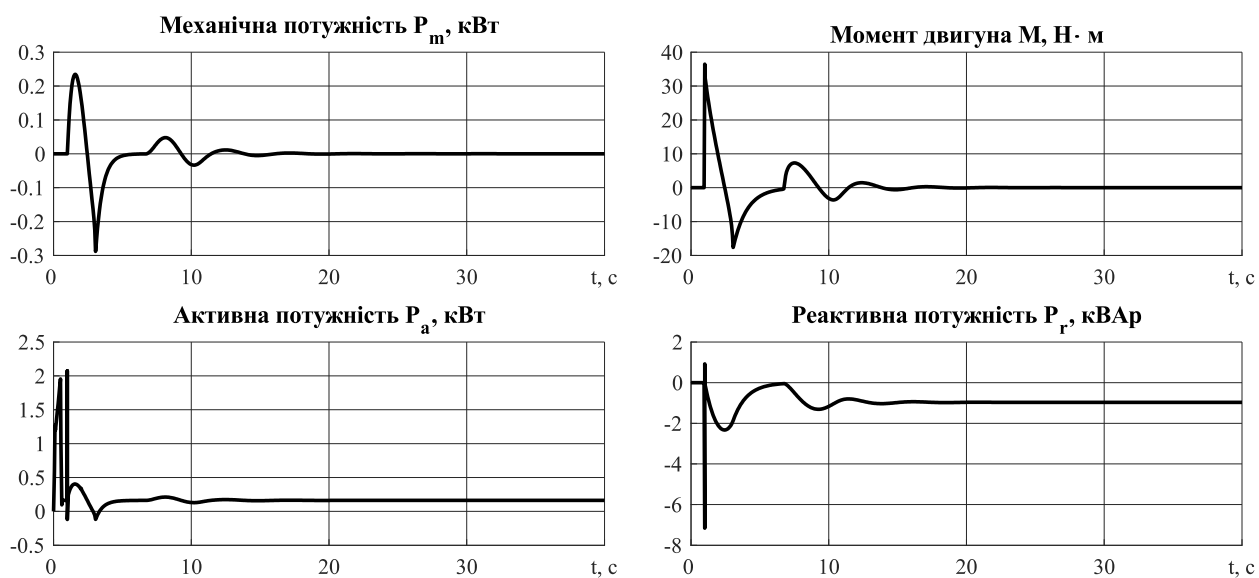


Рисунок 4.16 – Результати моделювання при $V_{al} = 0.1$, $v = 1e-3$

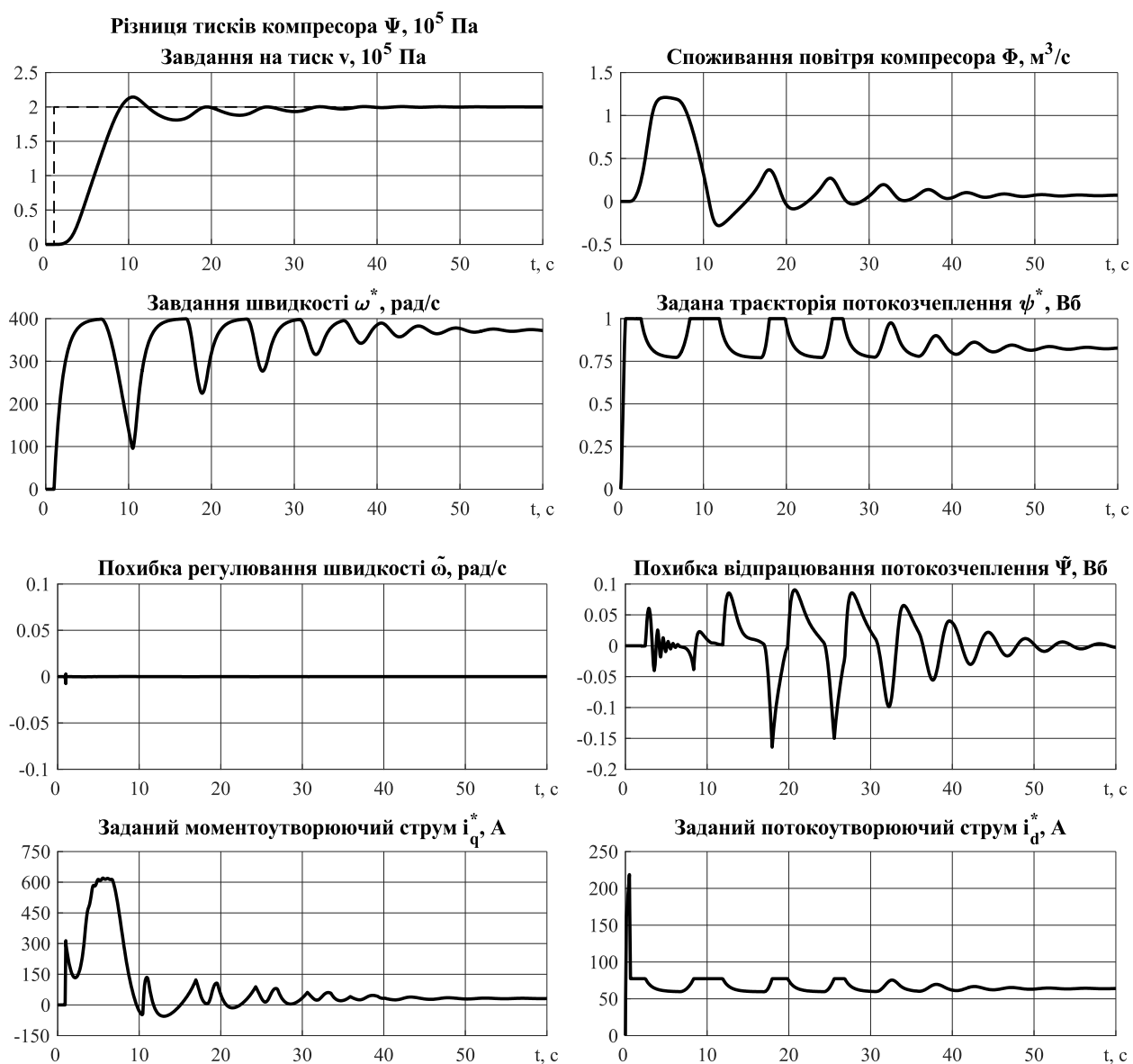


Рисунок 4.17 – Результати моделювання при $V_{al} = 0.1$, $v = 2$

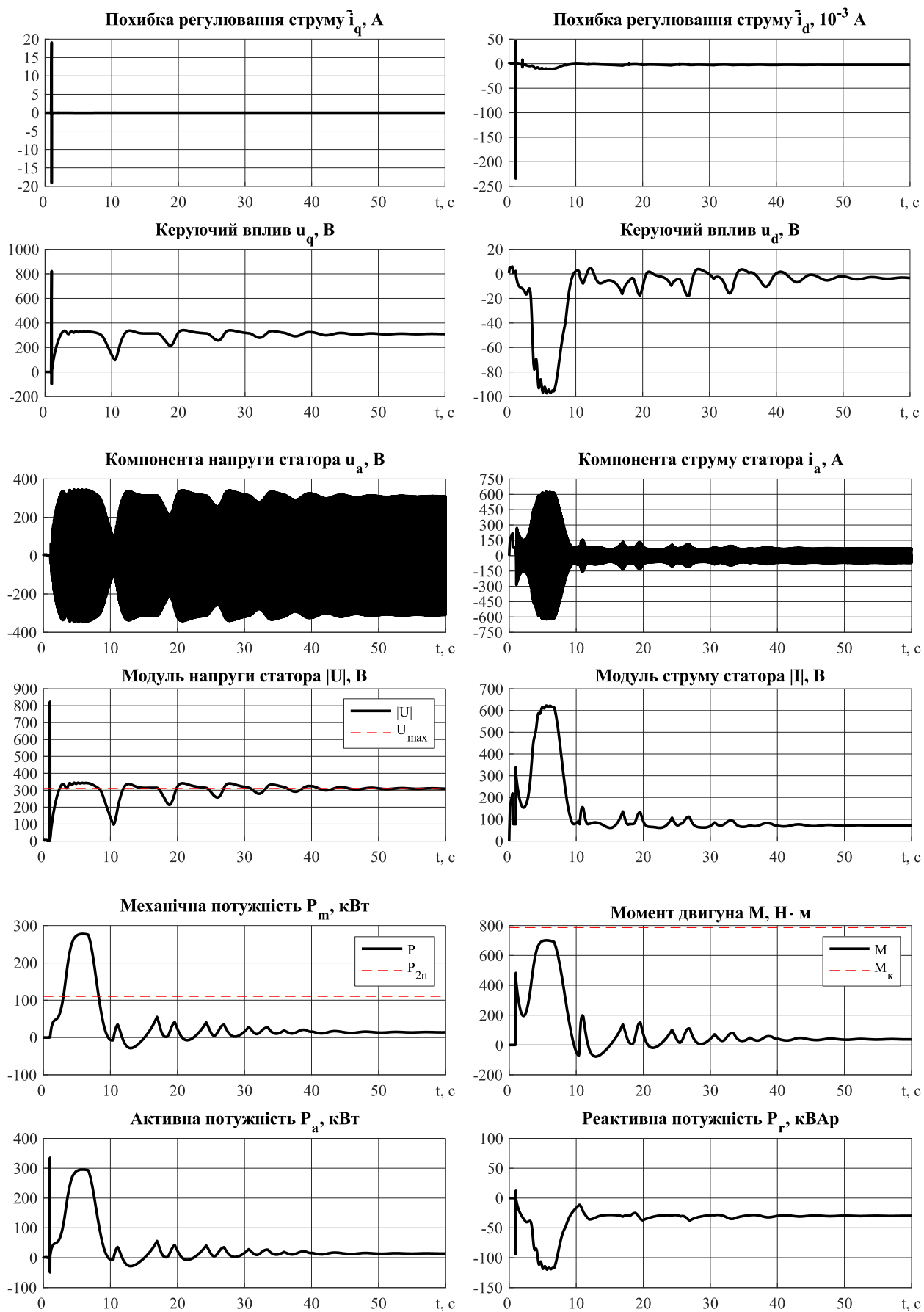


Рисунок 4.18 – Результати моделювання при $Val = 0.1$, $v = 2$

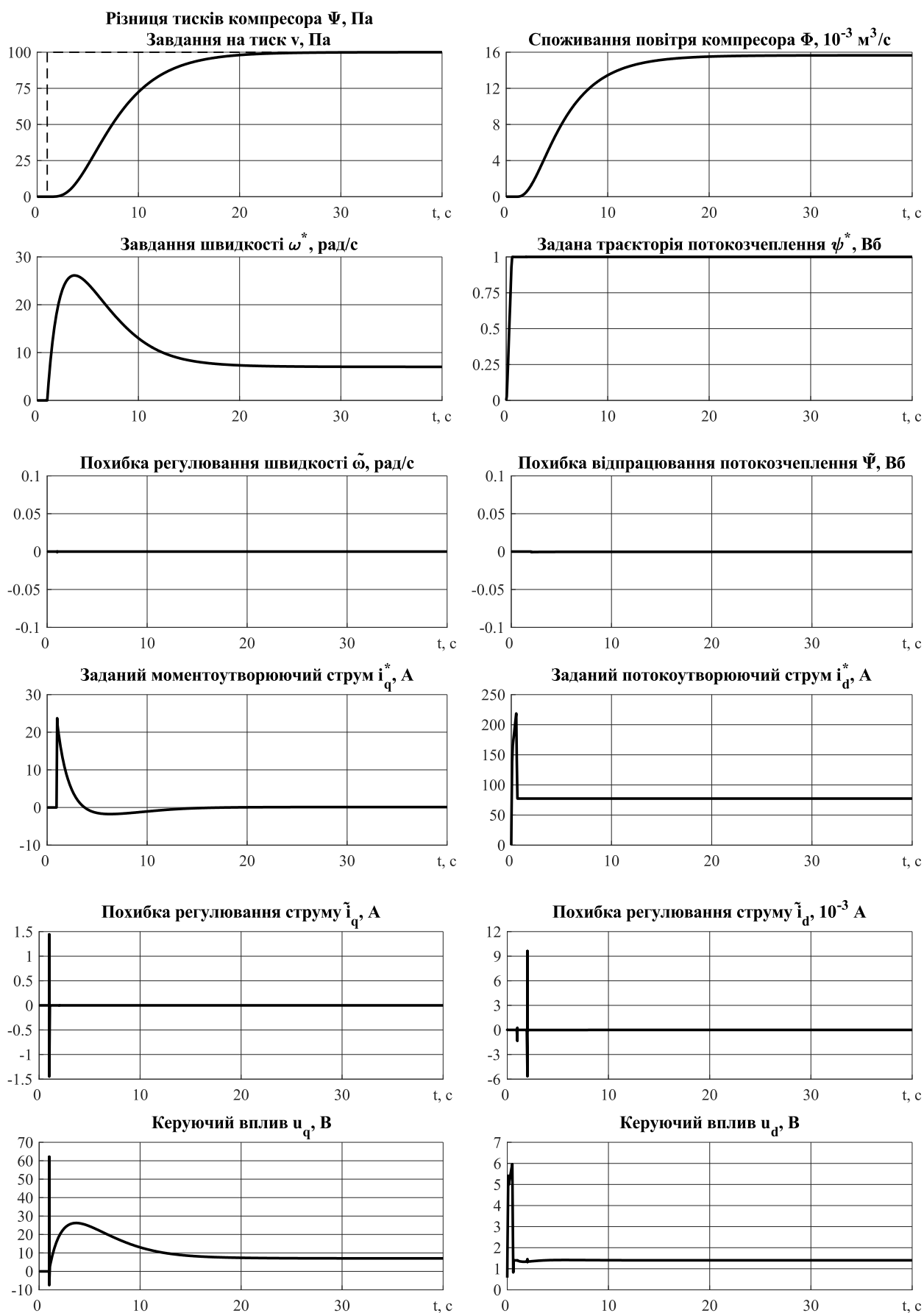


Рисунок 4.19 – Результати моделювання при $V_{al} = 1$, $v = 1e-3$

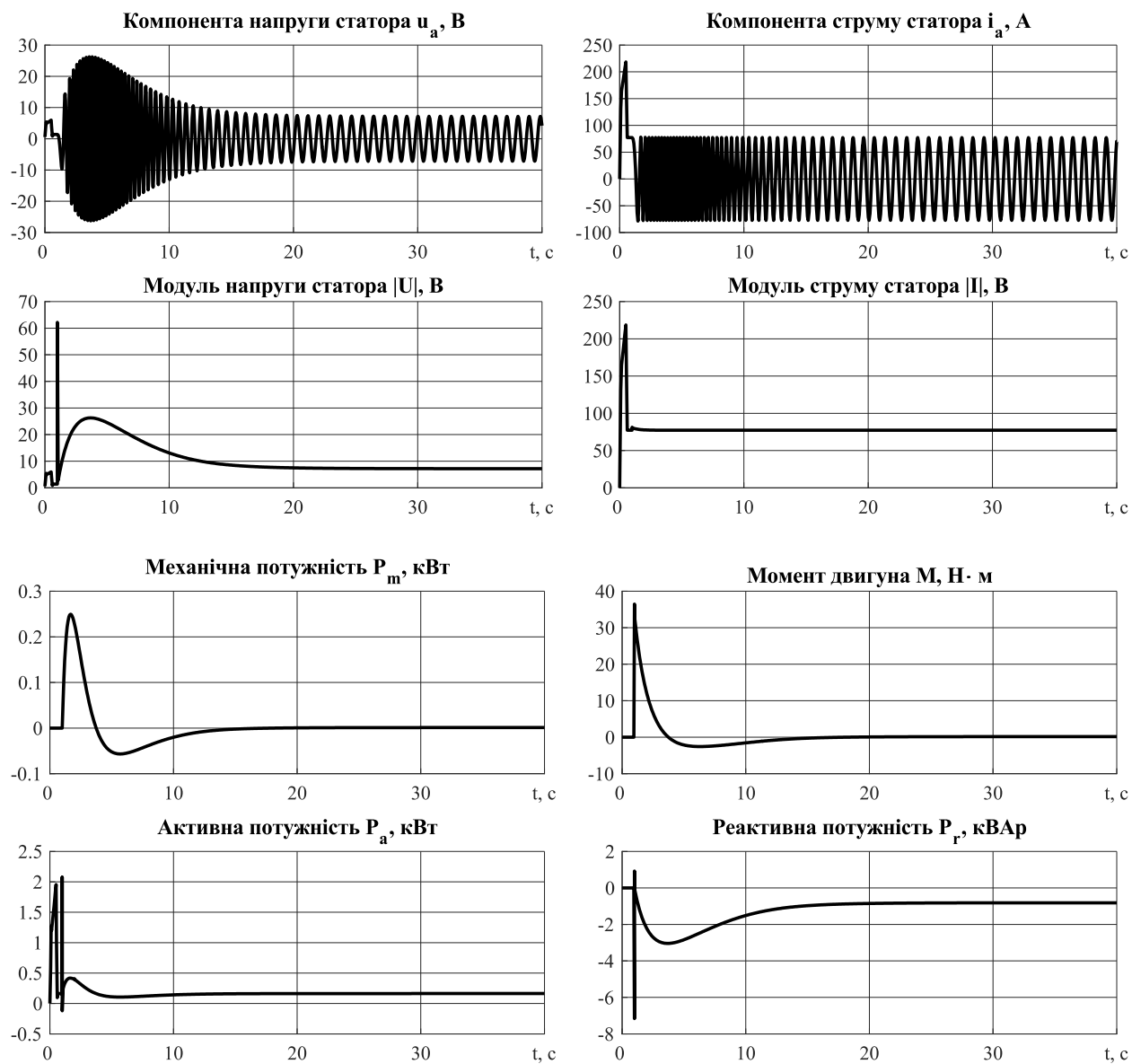


Рисунок 4.20 – Результати моделювання при $V_{al} = 1$, $v = 1e-3$

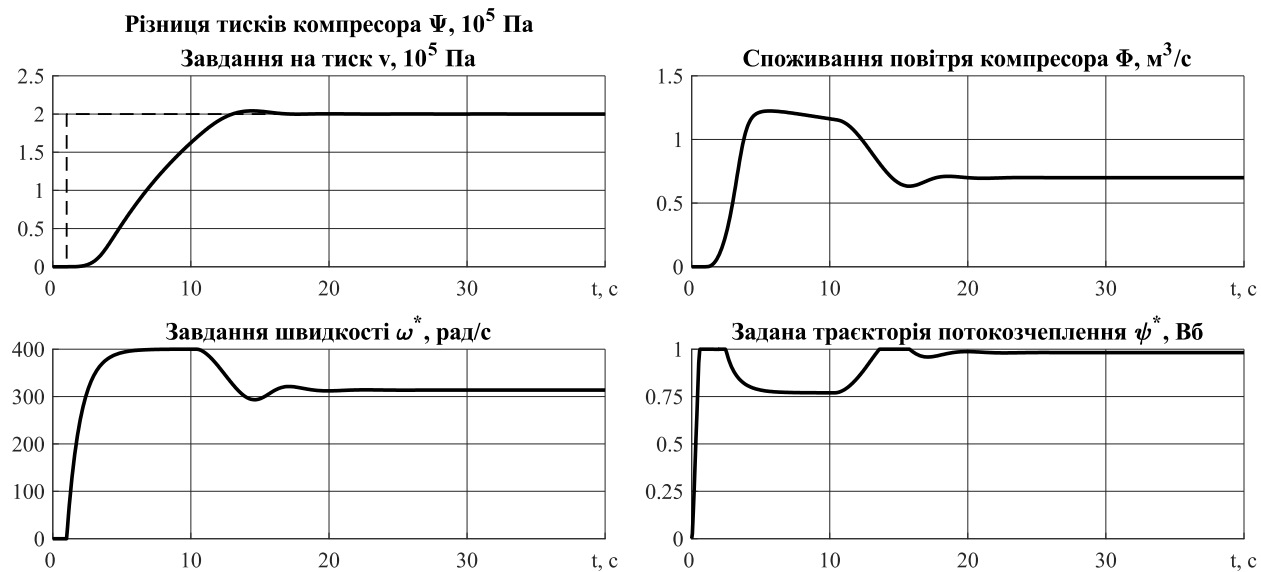


Рисунок 4.21 – Результати моделювання при $V_{al} = 1$, $v = 2$

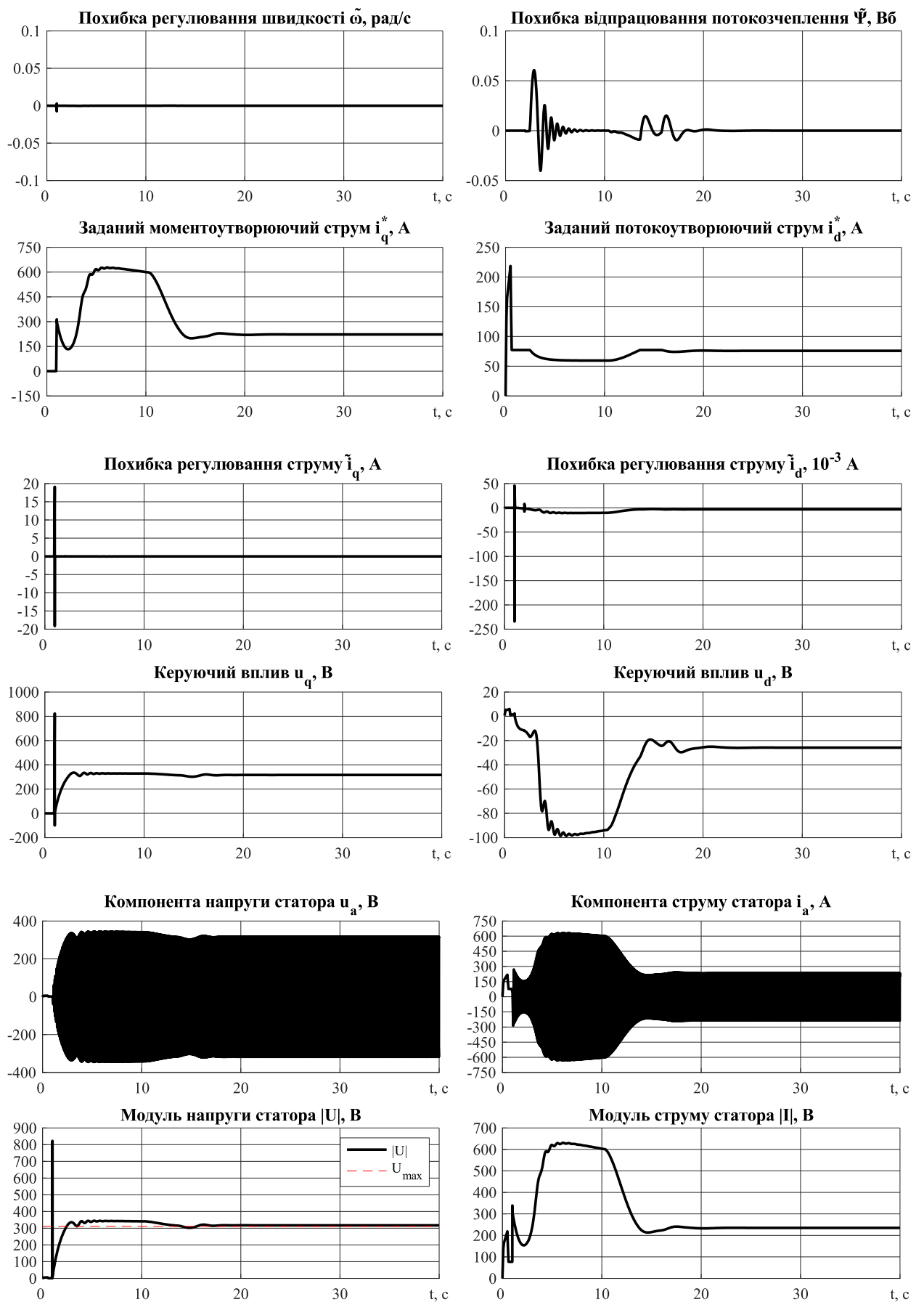


Рисунок 4.22 – Результати моделювання при $V_{al} = 1$, $v = 2$

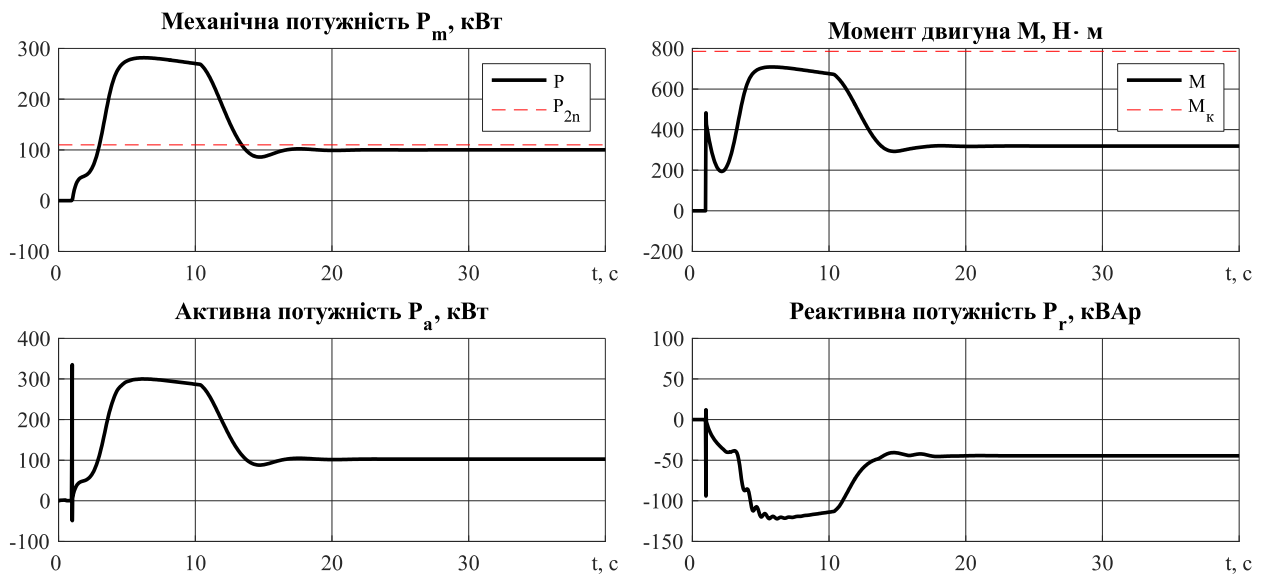


Рисунок 4.23 – Результати моделювання при $V_{al} = 1$, $v = 2$

У режимах з номінальним завданням на тиск робота двигуна є важкою. Критичний момент не перевищено, але механічна потужність приблизно на 50 кВт перевищує значення $\omega_{xx} (1-s_k) M_k$ протягом часу, приблизно рівного 10 секундам. Залежно від режиму роботи компресора, це може бути причиною перегріву, у такому разі необхідно обрати більш потужний двигун.

При керуванні у другій зоні модуль напруги регулярно перевищує значення 311 В, яке відповідає роботі від мережі 380 В, тому необхідно забезпечити або підвищення напруги у ланці постійного струму, або забезпечити живлення від мережі більш високої напруги. Не включене в цю роботу моделювання показує, що введення обмеження модуля напруги статора на рівні 311 В призводить до нестійкої роботи системи.

Мала похибка керування швидкістю забезпечується фільтром завдання швидкості на виході із системи керування компресором. Моделювання показує, що за відсутності вказаного фільтра середовище Simulink не може знайти рішення даної моделі, що вказує або на нестійку роботу системи, або на проблеми технічного характеру. Стала часу вказаного фільтра впливає на коефіцієнт затухання перехідних процесів тиску та споживання. Методом спроб і помилок було встановлено, що стала часу, яка є рівною одиниці, є оптимальним рішенням.

При малих споживаннях мережі система характеризується тривалими коливальними процесами, які є ознакою проходження робочої точки близько до лінії помпажу, хоча в решті решт система є стійкою.

4.5 Дослідження якості керування системи при компенсації Φ_T

Дослідження проводиться аналогічно підрозділу 4.4, але при наявності компенсації споживання мережі Φ_T . У третьому розділі було показано, що при повністю закритій заслінці наявність даної компенсації на результати керування системою не впливає. Отже, моделювання при закритій заслінці повторно не проводиться. Результати моделювання наведено на рис. 4.24-4.32

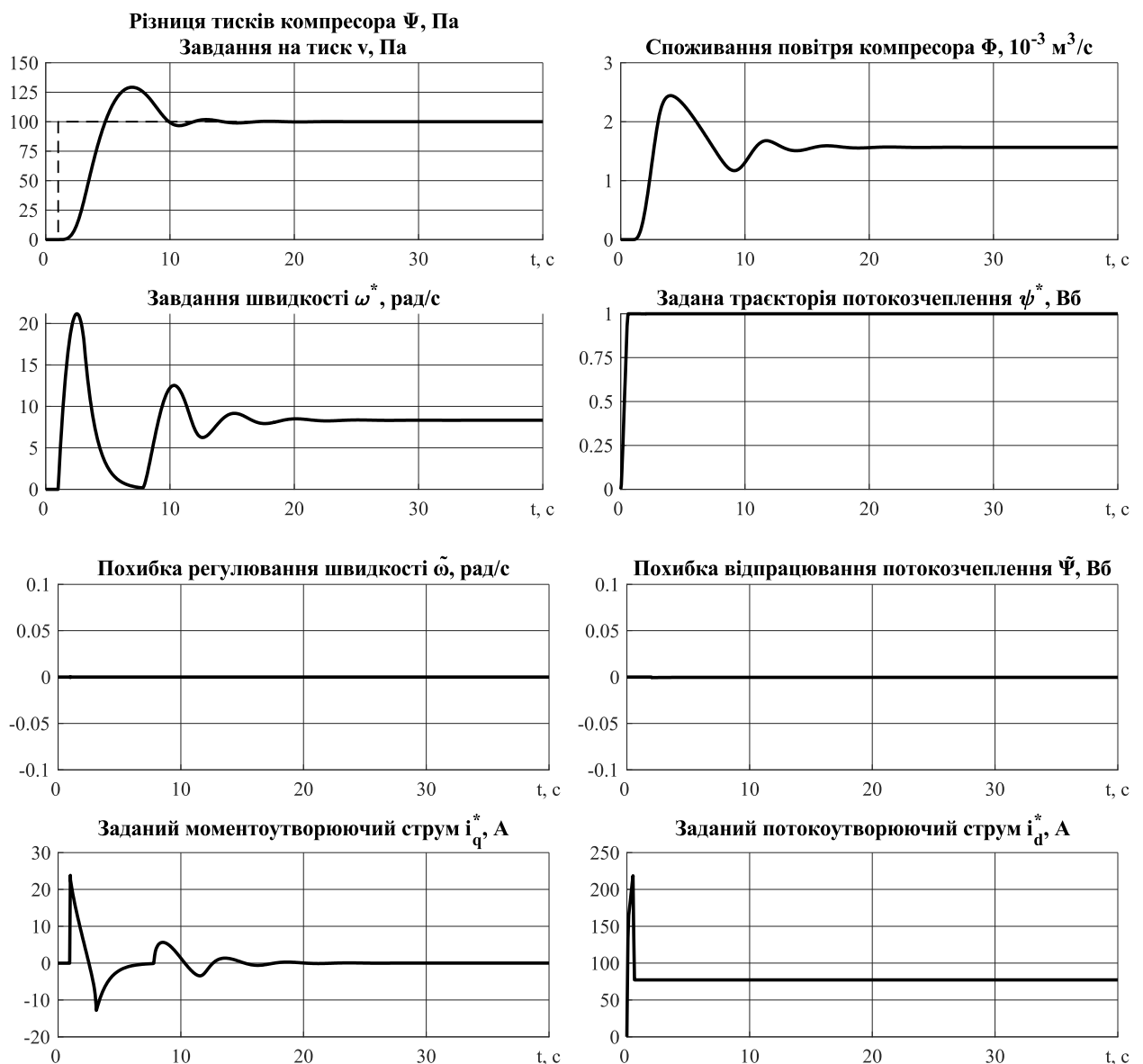


Рисунок 4.24 – Результати моделювання при $V_{al} = 0.1$, $v = 1e-3$

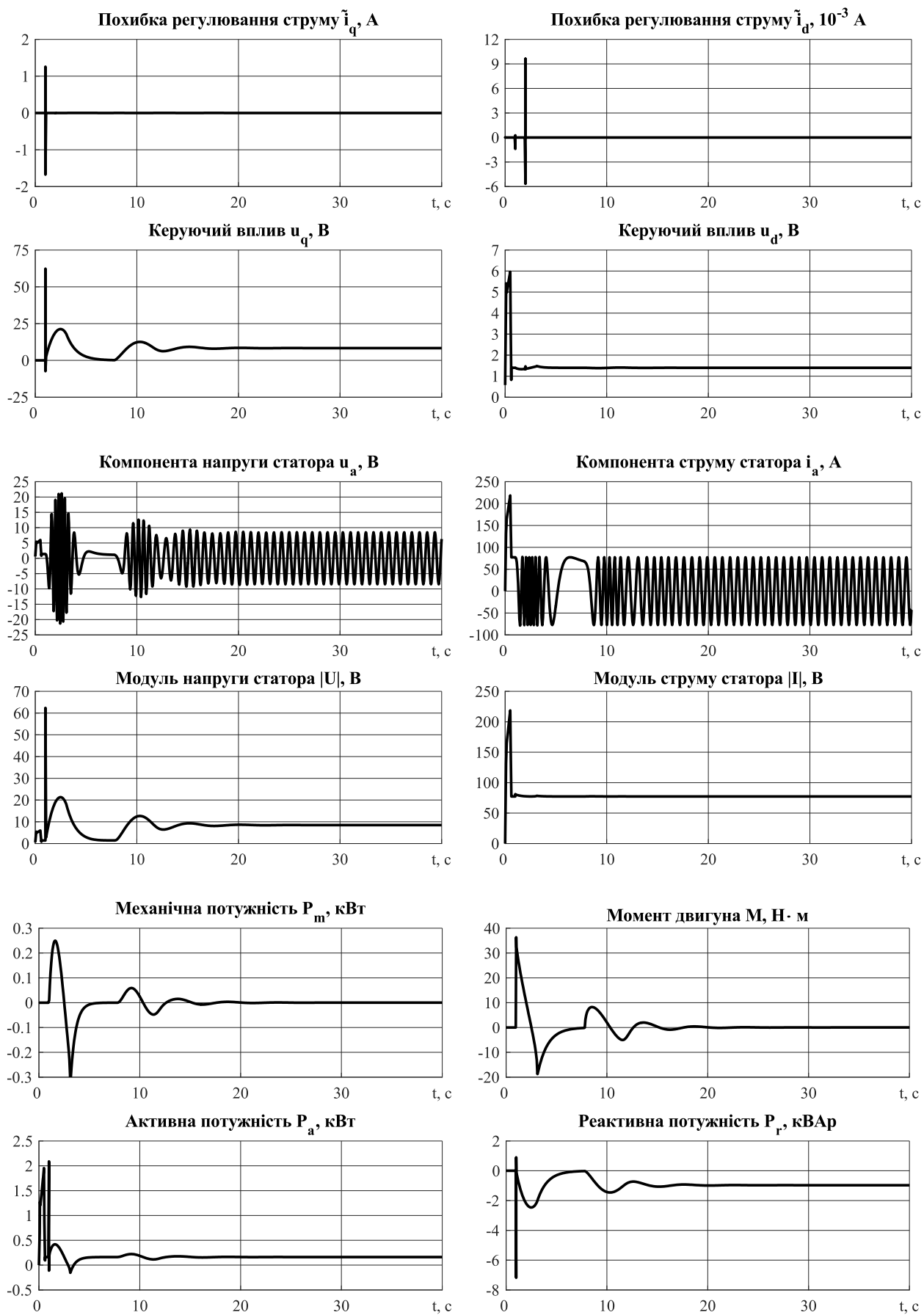


Рисунок 4.25 – Результати моделювання при $V_{al} = 0.1$, $v = 1e-3$

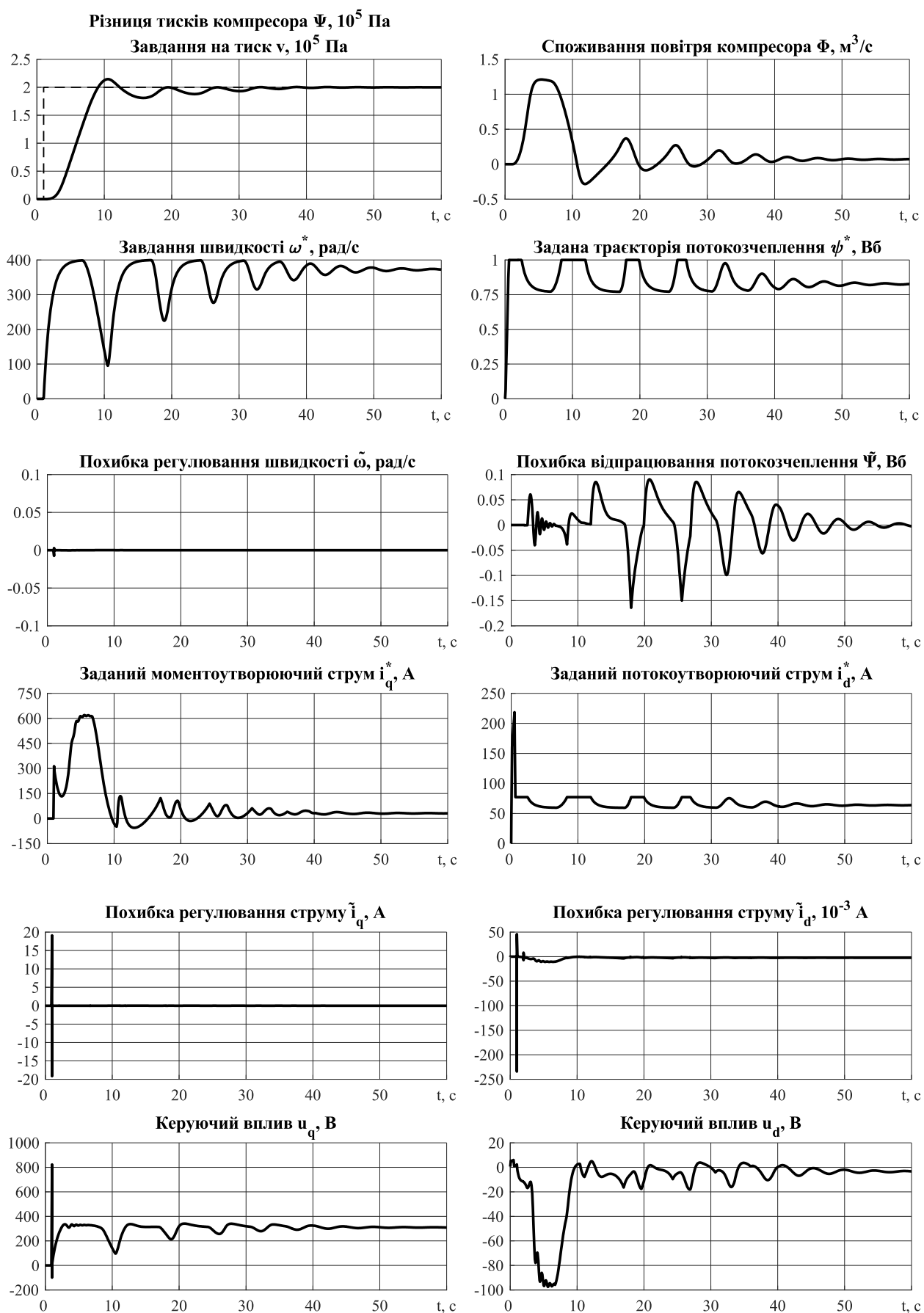
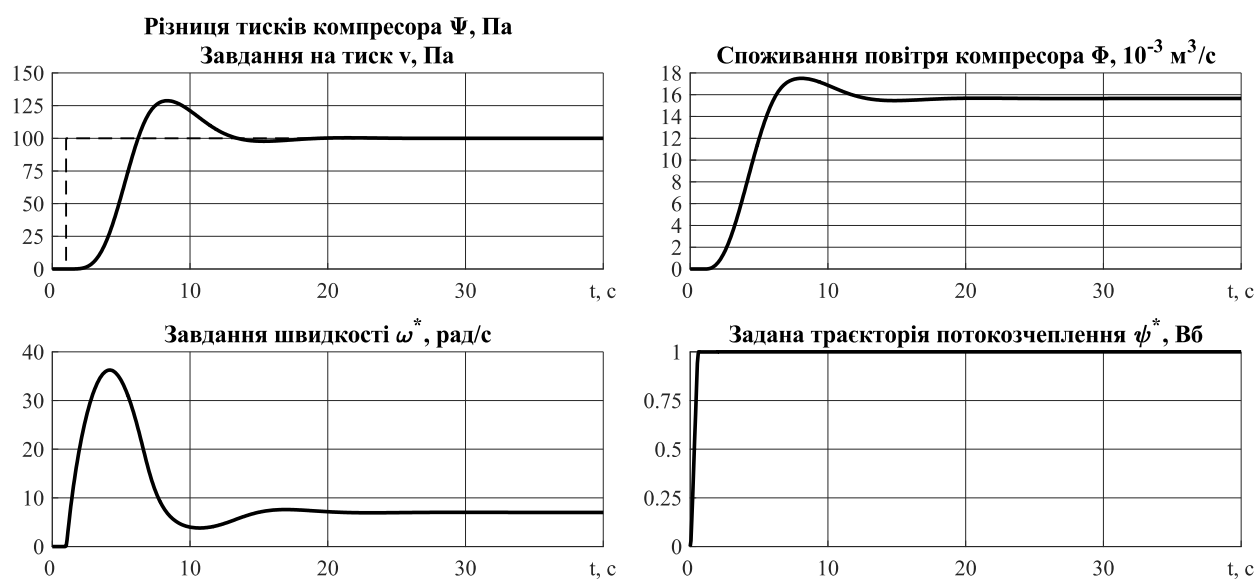
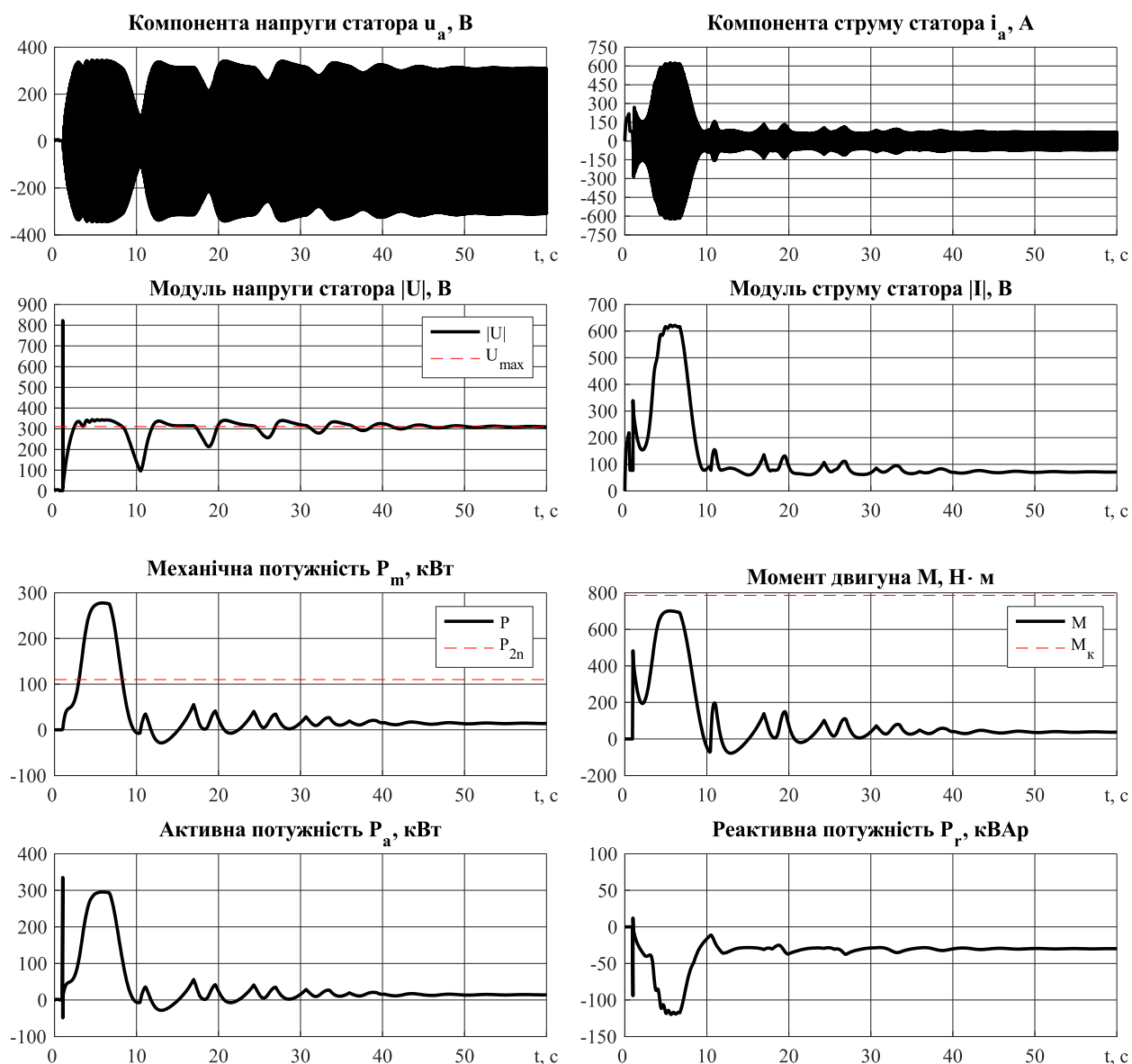


Рисунок 4.26 – Результати моделювання при $V_{al} = 0.1$, $v = 2$



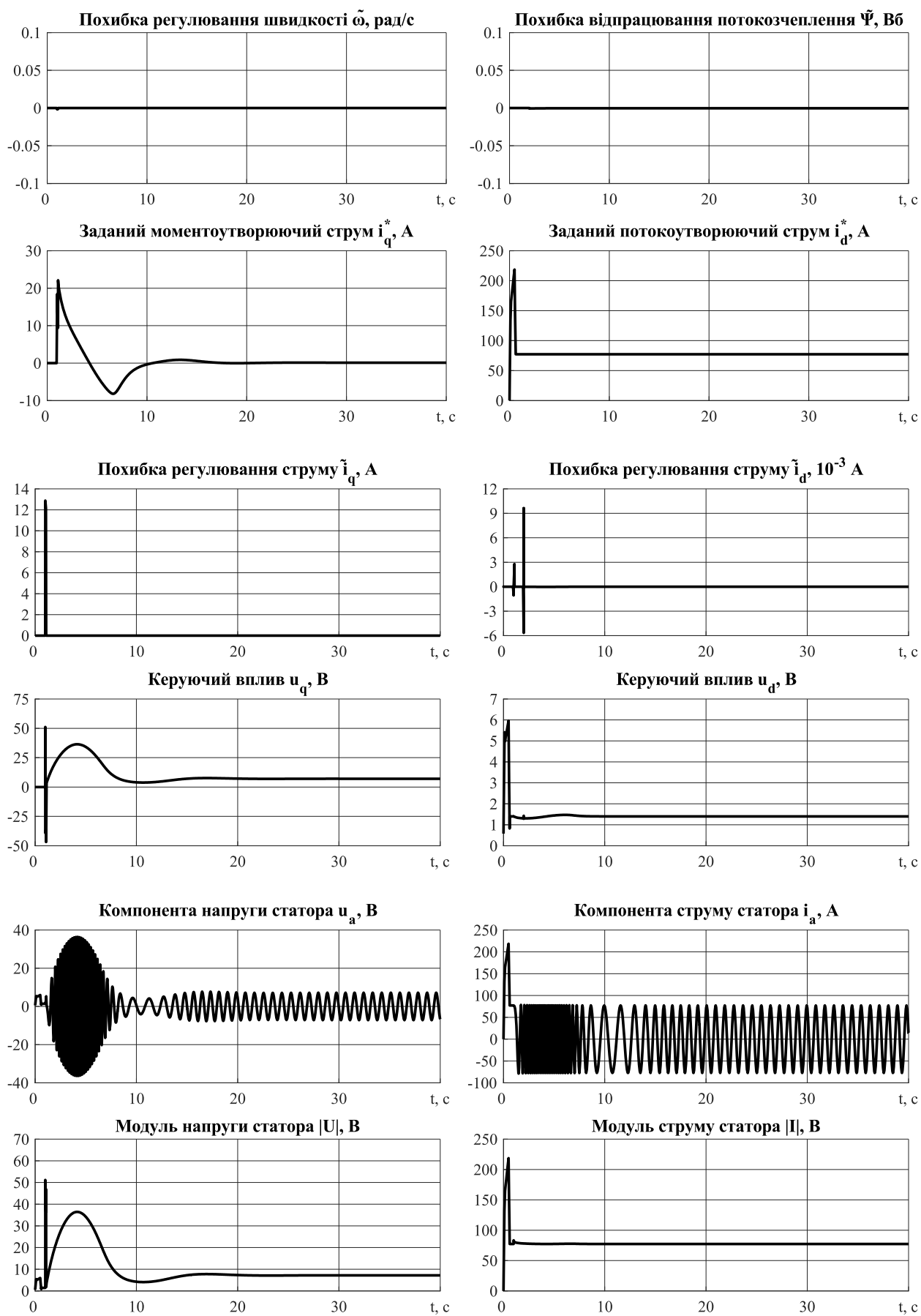
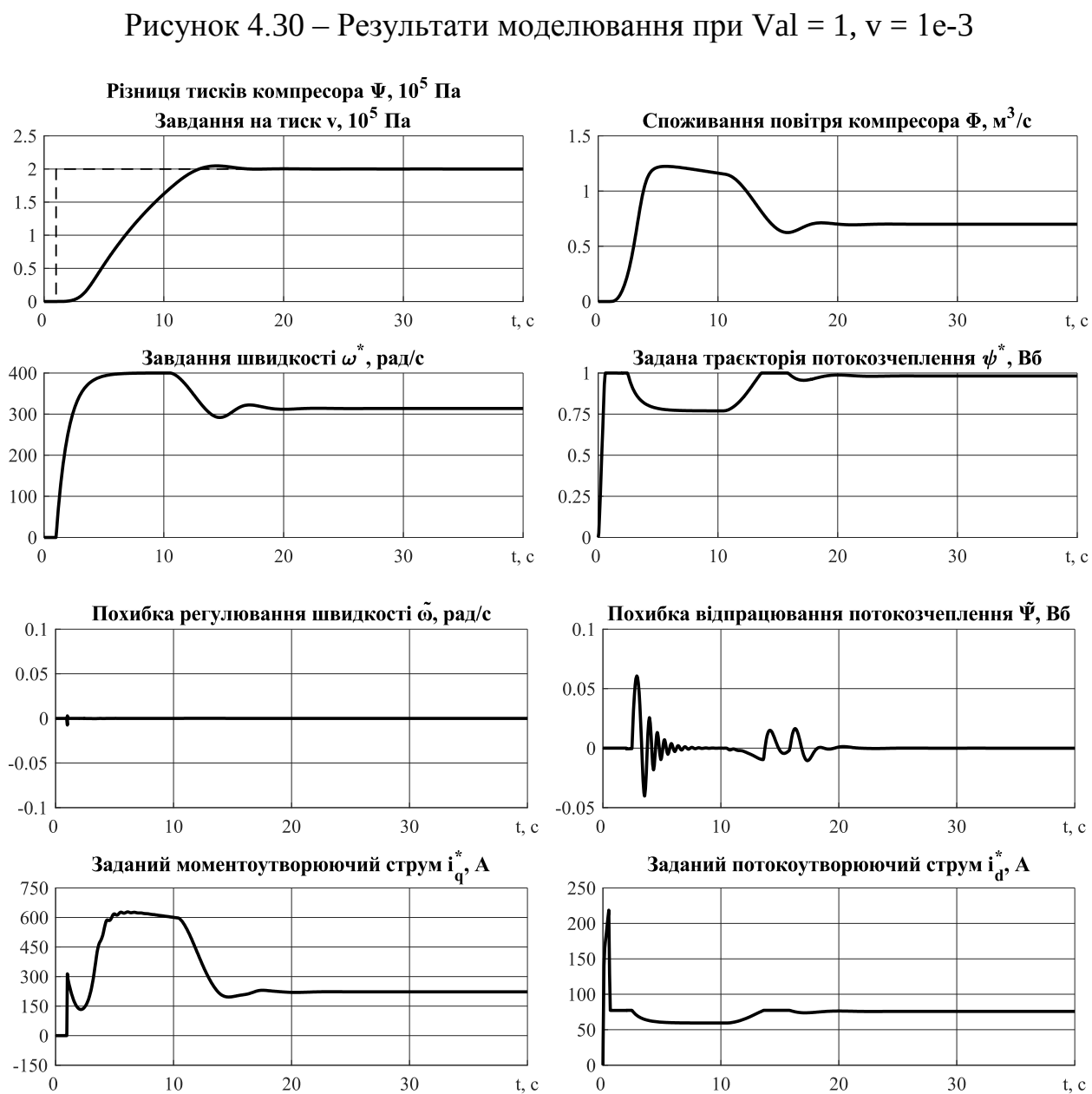
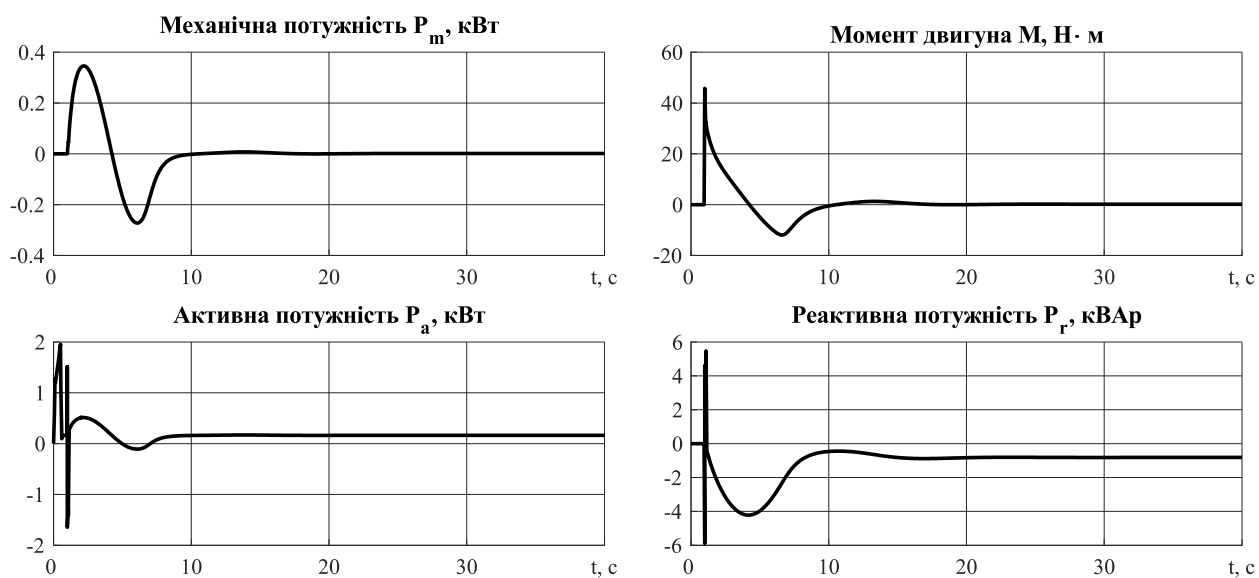


Рисунок 4.29 – Результати моделювання при $V_{al} = 1$, $v = 1e-3$



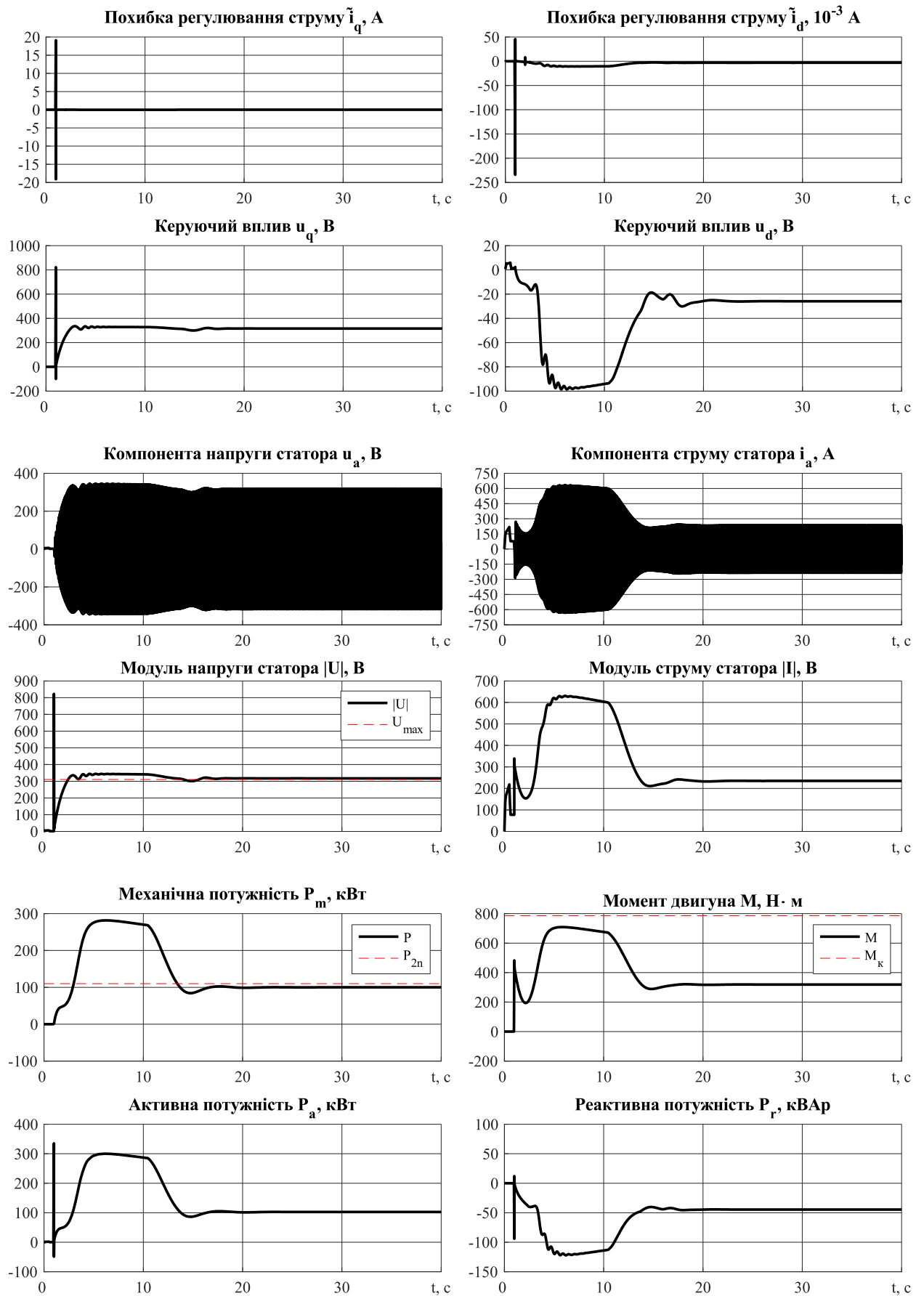


Рисунок 4.32 – Результати моделювання при $V_{al} = 1$, $v = 2$

Порівнюючи графіки з цього підрозділу та підрозділу 4.4 видно, що наявність компенсації споживання мережі Φ_T призводить до більш швидких перехідних процесів у компресорі, але при збільшенні амплітуди коливань, особливо при малих завданнях. Найкраще це видно при $V_{al} = 1$, $v = 1e-3$, де при відсутності компенсації Φ_T перехідний процес тиску займає 20 с та є аперіодичним, а при наявності вказаної компенсації проходить приблизно за 11 с, але при наявності перерегулювання 25%.

Збільшення швидкодії системи призводить, наприклад, до більших похибок відпрацювання струмів, більших кидків активної та реактивної потужності у двигун.

З іншого боку, оскільки при завданні на тиск, близькому до номінального, різниця у якості керування є малопомітною, то не спостерігається суттєвого полегшення чи погіршення умов роботи двигуна.

4.6 Висновки за розділом

У даному розділі розроблено керовану систему турбокомпресор-АДК. Керування двигуном здійснюється за допомогою непрямого векторного керування з традиційним алгоритмом ослаблення поля.

У першому підрозділі викладено задачі векторного керування, основні положення. У другому підрозділі викладено безпосередньо алгоритм вказаного векторного керування.

У третьому розділі викладено програму у середовищі Simulink, яку було використано при моделюванні розробленої системи.

У четвертому та п'ятому розділах проведено моделювання системи відповідно при відсутності та наявності компенсації споживання мережі, проведено аналіз якості перехідних процесів, порівняльних аналіз.

5 РОЗРАХУНОК ТА ВИБІР ДЕЯКОГО ДОПОМІЖНОГО ОБЛАДНАННЯ

У даному розділі розраховано, обрано та економічно оцінено деяке допоміжне обладнання, яке зазвичай є частиною електроприводу. Розрахунки стосовно безпосередньо компресора при цьому не проводяться

5.1 Загальні відомості про перетворювачі та електропривод

Керування двигуном здійснюється за рахунок перетворювача частоти, який сам може виступати у ролі регулятора, або бути силовою ланкою у більш складній системі керування. При цьому перетворювач частоти зазвичай має задовольняти наступним вимогам.

Живлення:

- трифазна напруга ~ 380 В, 50 Гц;
- однофазна напруга ~ 220 В, 50 Гц;
- акумуляторне джерело живлення, за необхідністю з підвищувальним DC-DC перетворювачем, $U_{\text{вх}}=24$ В, $U_{\text{вих}}=50$ В та кратними їм значеннями.

Вихідна частота перетворювача: 0...400 Гц.

Реалізовані алгоритми керування:

- традиційне частотне (скалярне) керування з квадратичною та лінійною U/f характеристикою з можливістю IR-компенсації і компенсації ковзання;
- частотне керування з ПІ-регулятором швидкості;
- векторне керування з датчиком швидкості;
- векторне бездавачеве керування.

Інтерфейси:

- дискретні гальванічно-розв'язані входи – 6 шт.;
- аналогові входи 0...10 В – 1 канал;
- аналогові входи 4...20 мА – 1 канал;

- аналогові виходи $0 \dots 10 \text{ В}$ – 1 канал;
- релейні виходи – 2 шт.;
- гальванічно розв'язані інтерфейси зв'язку з системами верхнього рівня RS-485, CAN;
- вбудований ПІД-регулятор технологічного параметру;
- внутрішній ключ клампера на малих потужностях (до 15 кВт);
- можливість підключення фотоімпульсного датчика швидкості (енкодера);
- наявність джерел живлення $+10 \text{ В}$ та $+24 \text{ В}$ для обслуговування зовнішніх підключень аналогових та дискретних сигналів.

На рис. 5.1 наведено функціональну схему електроприводу, який живиться від трифазної мережі живлення з напругою 380В.

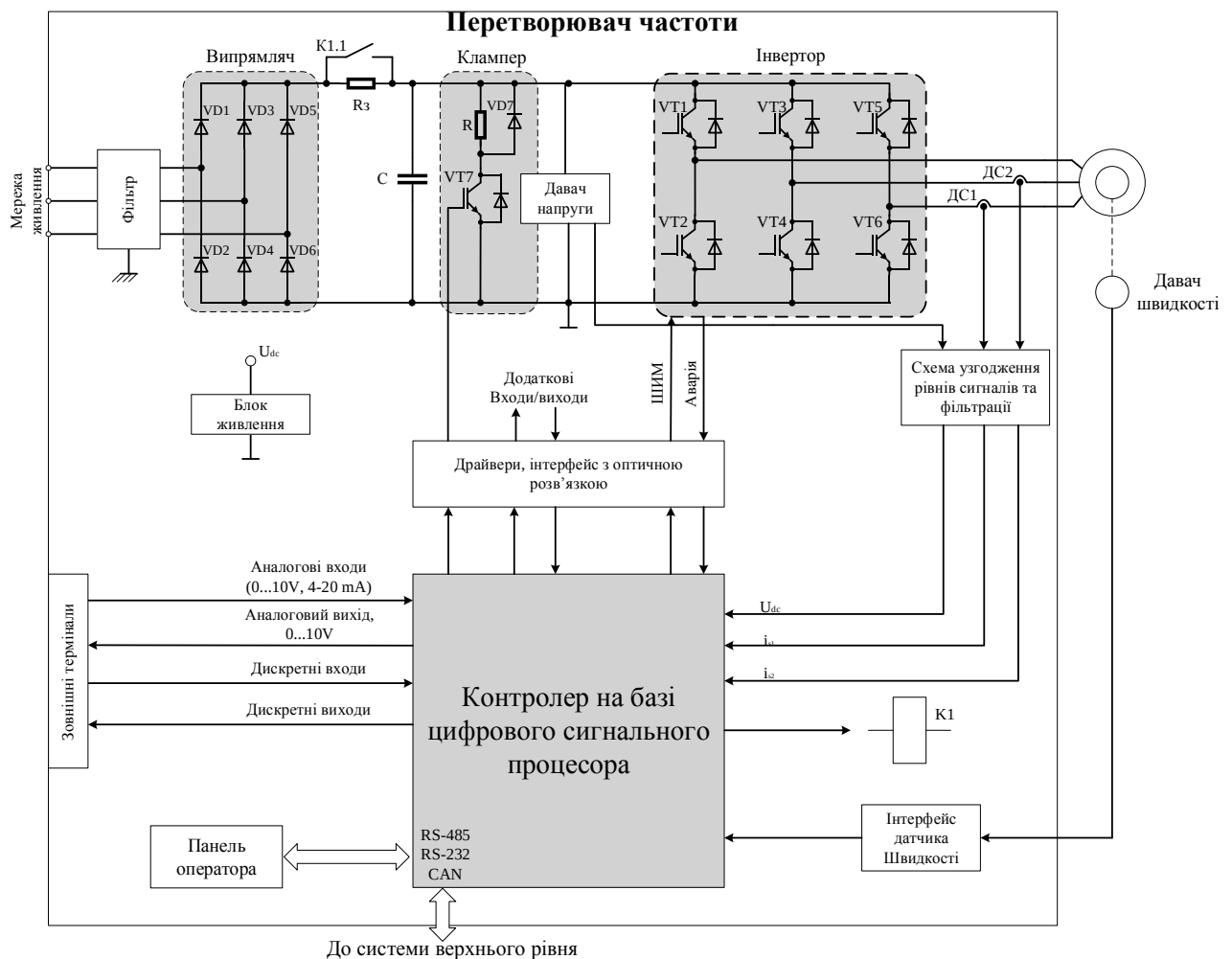


Рисунок 5.1 – Функціональна схема асинхронного електроприводу

При цьому функціональна схема складається з двох структурних частин.

Силова частина. Являє собою комбінацію вхідного фільтру, некерованого випрямляча, зарядного кола, фільтру випрямляча, клампера, інвертору, датчиків трифазних струмів, схем драйверів та гальванічної розв'язки сигналів керування силовими ключами інвертора і клампера, блоку живлення.

Керуючий контролер. Складається з власного цифрового контролеру (зазвичай оснований на цифровому сигнальному процесорі) та схеми узгодження сигналів.

Більш детальний опис надано далі.

Вхідний фільтр. Задача вхідного фільтру уникнути перевищень напруги ланки постійного струму, до яких призводять сплески напруги у мережі живлення, а також запобігти розповсюдженню високочастотних перешкод у мережу.

Випрямляч. Перетворює змінну напругу мережі живлення в постійну напругу ланки постійного струму U_{dc} .

Фільтр випрямляча. На виході випрямляча знаходиться постійна напруга із змінною у часі величиною самої напруги, фільтр випрямляча вирівнює цю напругу на усталеному рівні. Часто виконується у вигляді конденсатору.

Зарядне коло (резистор R_z та реле $K1$). Забезпечує плавний заряд ємності фільтру випрямляча C при подачі живлення на перетворювач. Після закінчення заряду контакт реле $K1.1$ замикається.

Клампер. Стабілізує напругу в генераторних режимах роботи двигуна, які супроводжуються рекуперацією енергії до ланки постійного струму.

Інвертор. Перетворює постійну напругу ланки постійного струму у задану трифазну напругу на виході перетворювача, результуючий вектор якої (усереднений на періоді широтно-імпульсної модуляції (ШІМ)) має заданий модуль, частоту та кутове положення.

Датчик напруги ДН. Використовується керуючим контролером для забезпечення захисних функцій, контролю заряду ємності фільтру

випрямляча, а також для генерування імпульсів керування ключами інвертора по законам ШІМ.

Датчики струму ДС1, ДС2. Використовуються керуючим контролером для організації захисних функцій інвертора та двигуна, а також для організації зворотних зв'язків в системах векторного керування.

Датчик швидкості ДШ. Використовується керуючим контролером для організації зворотних зв'язків та захисних функцій. Може являти собою датчик не швидкості, а кутового положення ротора.

Драйвери. Перетворюють сигнали керування силовими ключами, які надходять від контролера, з метою забезпечення надійного відкриття та запирання IGBT ключів. Часто забезпечують захист від струмів короткого замикання інвертора.

Опторозв'язка. Гальванічна розв'язка дискретних сигналів керування. Покращує захист від завад керуючий контролер, а також запобігає виходу контролеру з ладу при аварійних режимах в силовій частині. Виконується за допомогою оптопар, або оптоволоконних ліній зв'язку у перетворювачах великої потужності.

Схеми узгодження рівнів сигналів та фільтрації. Приводять рівні сигналів, які отримуються від датчиків струмів, напруги і швидкості до рівнів допустимої вхідної напруги аналого-цифрового перетворювача керуючого контролера. Для підвищення завадостійкості системи керування може застосовуватися фільтрація.

Інтерфейс датчика швидкості. Дозволяє підключати до контролера фотоімпульсні датчики з різними типами апаратних інтерфейсів. Як правило містить гальванічну розв'язку.

Керуючий контролер. Займається автоматизацією перетворювача, опрацьовує завдання на регульовані координати, реалізує алгоритми керування двигуном, генерує керуючі сигнали (для ключів), виконує захисні функції, здійснює комунікацію із системам верхнього рівня.

Блок живлення. Забезпечує живлення власних потреб перетворювача, таких як живлення контролера, драйверів, зовнішні +10 В та ± 24 В живлення датчиків та ін. Зазвичай вхідна напруга для блоку живлення власних потреб береться від ланки постійного струму, що забезпечує безпечну зупинку системи при зникненні напруги мережі живлення.

Зовнішні термінали. Служать для підключення до перетворювача дискретних та аналогових входів-виходів.

Панель оператора. Призначена для налаштування параметрів системи, подачі команд перетворювача та завдання на регульовану величину в ручному режимі, спостереження за контрольними величинами та діагностики.

Додаткові входи-виходи. Керують додатковими системами та використовуються на розсуд розробника відповідної системи керування.

5.2 Розрахунок елементів силовій частини

Деякі параметри двигуна, необхідні для розрахунку, уже були обчислені у другому розділі: $U_n = 220$ В, $I_n = 206$ А, $U_{na} = 311$ В, $I_{na} = 291$ А, $\eta = 0.91$, $P_{2n} = 110000$.

Струм у фазі двигуна обмежується перевантажувальною здатністю усього електроприводу k_{ovl} , яка залежить від конкретного технологічного процесу. Виходячи із даних моделювання необхідно забезпечити перевантажувальну здатність таку, щоб привод міг забезпечити струм приблизно рівний 650 А. У такому разі

$$k_{ovl} = \frac{I_{max}}{I_{na}} = \frac{650}{291} = 2.23. \quad (5.1)$$

Номінальна напруга ланки постійного струму U_{dcn} розраховується із номінальної напруги живлення мережі U_{grid} . При розрахунку вважається, що фільтр ідеальний, тоді $U_{dcn} = \sqrt{2}U_{grid} = 1.414 \cdot 380 \approx 537$ В.

Напруга ланки постійного струму обмежена максимальною напругою конденсаторного фільтру $U_{dc\ max}$. Стандартно для трифазного живлення приймається $U_{dc\ max} = 750\text{ В}$.

IGBT для автономного інвертора має бути розрахований на максимальну напругу «колектор-емітор»

$$U_{ce} = 1.5U_{dc\ max} = 1.5 \cdot 750 = 1125\text{ В} \quad (5.2)$$

Стандартний ряд IGBT: 250, 600, 650, 750, 950, 1200, 1700, 3300, 4500, 6500 В. За можливості варто вибрати такий IGBT, щоб його конструкція передбачала антипаралельний діод, тому що в такому випадку його не потрібно розраховувати та вибрати окремо.

Вибір здійснюється за наступними критеріями.

$$I_c > I_{\max} = 650\text{ А}, \quad (5.3)$$

$$U_{ce} > U_{ce\ max} = 1125\text{ В}, \quad (5.4)$$

де I_c та U_{ce} – тривалий струм колектору та напруга «колектор-емітер», які вказані в паспортних даних IGBT.

За вказаними критеріями обрано модуль FF450R12ME4B11BPSA2[23], з номінальною напругою «колектор-емітер» $U_{ce} = 1200\text{ В}$ і номінальним струмом колектора $I_c = 675\text{ А}$. Даний модуль включає 2 IGBT, тому необхідно три штуки.

Еквівалентний струм, який споживається з ланки постійного струму з врахуванням коефіцієнту перевантаження

$$I_{dc} = \frac{k_{ovl} P_{2n}}{U_{dcn} \eta \eta_{inv}} = \frac{1.5 \cdot 4000}{540 \cdot 0.83 \cdot 0.96} = 520\text{ А}, \quad (5.5)$$

де $\eta_{inv} = (0.95 \div 0.97) = 0.96$ – ККД інвертора.

Еквівалентний опір навантаження

$$R_0 = \frac{U_{\text{dcn}}}{I_{\text{dc}}} = \frac{540}{520} = 1.03 \text{ Ом.} \quad (5.6)$$

Ємність ланки постійного струму

$$C = \frac{1}{2\pi k_p m f R_0} = \frac{1}{2 \cdot 3.14 \cdot 0.04 \cdot 3 \cdot 50 \cdot 44.6} = 26 \text{ мФ}, \quad (5.7)$$

де k_p – коефіцієнт пульсацій випрямленої напруги, який для перетворювачів частоти знаходиться у діапазоні $(0.02 \div 0.05)$; $m = 3$ – число фаз випрямляча; $f = 50$ Гц – частота напруги мережі.

У даній роботі необхідно застосувати конденсаторну батарею, оскільки ємність ланки постійного струму є великою. Використано батарею із конденсаторів C44UOGT7450M34K[24] напругою 900В та ємністю 4.5 мФ. Їх включено паралельно у кількості 12 штук.

Давачі струму вибираються за максимальним амплітудним значенням струму двигуна. Обрано давач CSNV700N-354[25], придатний для вимірювання струмів до 700 А.

Клампер обирається за струмом при повній рекуперації активної потужності у ланку постійного струму

$$I_{\text{br}} = \frac{P_{\text{n}}}{U_{\text{dcn}}} = \frac{110000}{540} = 204 \text{ А.} \quad (5.8)$$

Середня потужність за робочий цикл електроприводу, яку необхідно розсіяти на кламперному резисторі

$$P_{\text{cp}} = 0.25 P_{2\text{n}} = 0.25 \cdot 110000 = 27,5 \text{ кВт.} \quad (5.9)$$

Відповідно мінімальний опір кламперного резистора

$$R = \frac{P_{\text{cp}}}{I_{\text{br}}^2} = \frac{110000}{204^2} = 2.7 \text{ Ом.} \quad (5.10)$$

Для забезпечення необхідної потужності використано батарею шести паралельно ввімкнених резисторів WDBR5UL-20RKIW[26]. Кожен резистор має потужність 5 кВт та опір 20 Ом. Потужність батареї складає $5 \cdot 6 = 30$ кВт, а опір батареї $20/6 = 3.3$ Ом.

Для вимірювання напруги ланки постійного струму використано датчик DVC 1000[6], який вимірює напругу до 1000 В. Датчик підключається як показано на рис. 5.2.

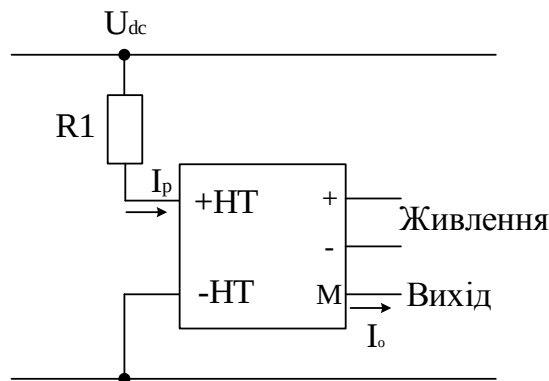


Рисунок 5.2 – Підключення датчика напруги DVC 1000

Номінальний амплітудний струм датчика складає 20 мА, тому опір відповідного резистора

$$R_1 = \frac{U_{dc \max}}{I_{p \max}} = \frac{750}{0.022} = 37.5 \text{ кОм.} \quad (5.11)$$

Обрано резистор F20J40KE[27] з опором $R_1 = 40$ кОм та потужністю 20 Вт. Максимальна потужність, що виділяється на даному резисторі рівна 15 Вт, тому резистор підходить.

Для вимірювання швидкості обрано інкрементальний енкодер із серії GHSF58[28]. Діапазон вимірюваної швидкості 6000 об/хв, розподільча здатність 1000 імп/об.

У табл. 5.1 наведено вартість окремих елементів, а також сумарна вартість. Наведено лише ті компоненти, які було розраховано у даному розділі.

Таблиця 5.1 – Вартість розрахованих елементів схеми

Елемент ПЧ	Ц, \$USD	Елемент ПЧ	Ц, \$USD
Силовий модуль FF450R12ME4B11BPSA2	183·3	Датчик напруги DVC 1000	180
Конденсатор C44UOGT7450M34K	223·12	Резистор F20J40KE	11
Датчик струму CSNV700N-354	112·2	Енкодер GH5F58	75
Кламперний резистор WDBR5UL-20RKIW	48·6		
Усього	-	-	4003

5.3 Висновки за розділом

У першому підрозділі наведено основні відомості та поняття про сучасні перетворювачі частоти. У другому підрозділі проведено розрахунок деяких елементів силової частини розробленої системи.

Виконаний розрахунок охоплює лише ті елементи системи, режим роботи яких можливо оцінити виходячи із наявних даних. При цьому розрахунок частково опирається на результати моделювання.

ВИСНОВОК

У даній роботі було виконано розробку та дослідження системи керування приводним двигуном турбокомпресора. Використано модель турбокомпресора Мура-Грейтцера. Підсистема керування тиском розроблена на основі методу лінеаризації зворотними зв'язками. Керування двигуном здійснюється за допомогою алгоритму векторного керування з традиційним алгоритмом ослаблення поля.

У першому розділі наведено основні відомості про компресори. Наведено класифікацію компресорів. Описано різні види компресорів, за можливості наведено недоліки та переваги, у порівнянні одне з одним. Визначено, що у даній роботі буде використана система керування на основі перетворювача частоти.

У другому розділі проведено розрахунок потужності двигуна, вибір двигуна, а також розрахунок усіх його параметрів, необхідних для здійснення векторного керування. Виконано розробку та математичне моделювання моделі Мура-Грейтцера. Розроблено модель, яка пов'язує модель двигуна та модель компресора, проведено її математичне моделювання.

У третьому розділі проведено синтез алгоритму керування тиском компресора за допомогою метода лінеаризації зворотними зв'язками. Наведено рішення газодинамічної характеристики компресора відносно швидкості. Досліджено якість керування системою за наявності та при відсутності компенсації споживання мережі.

У четвертому розділі проведено розробку системи векторного керування двигуном. Об'єднано модель двигуна, модель компресора, алгоритм керування тиском компресора та алгоритм векторного керування двигуном у єдину модель. Досліджено якість керування системою за наявності та при відсутності компенсації споживання мережі.

У п'ятому розділі проведено розрахунок деяких елементів силової частини електроприводу.

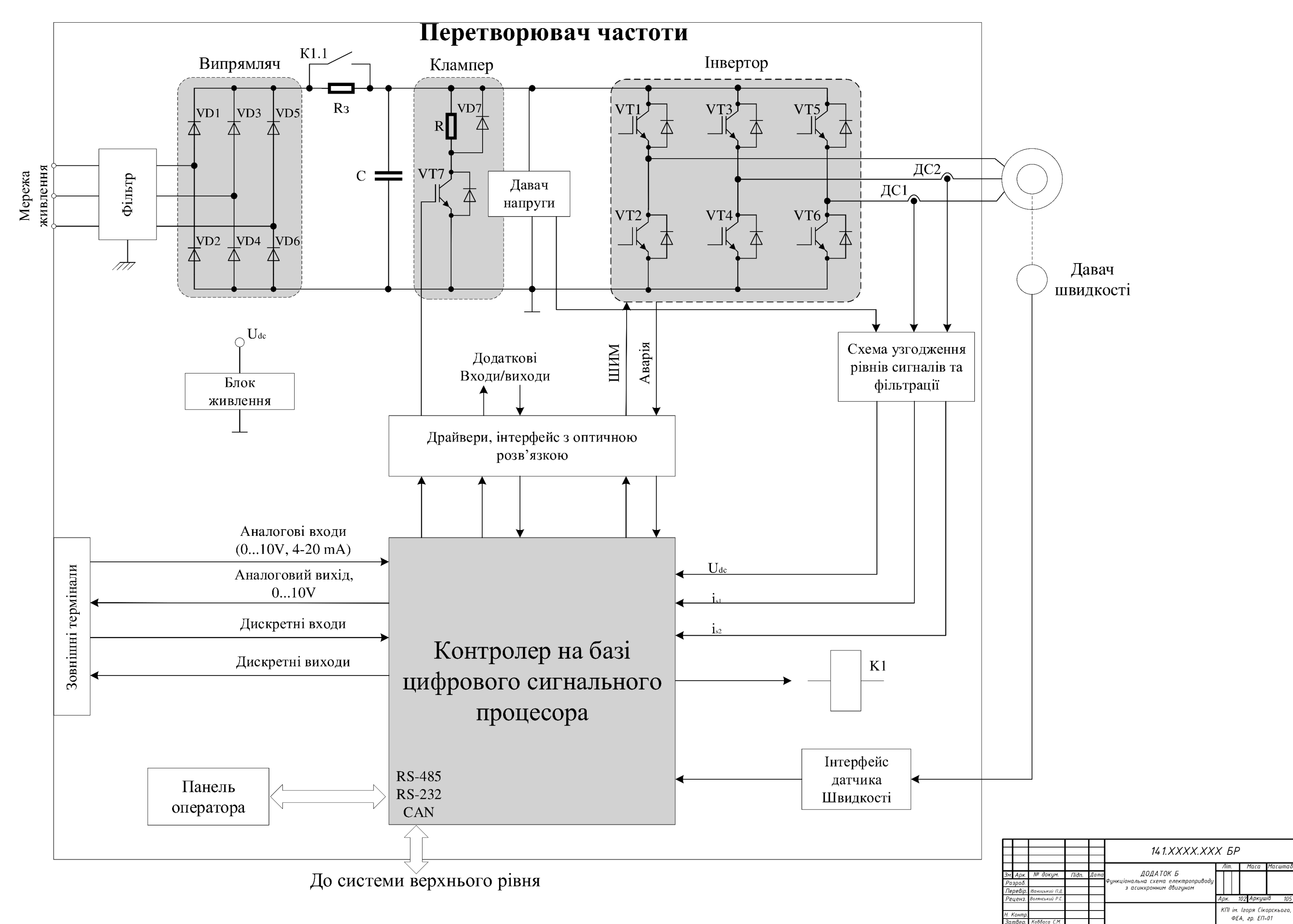
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Хронологія розвитку компресорів. URL: <https://www.quincycompressor.com/online-guides/evolution-compressed-air> (дата звернення 15.05.2024).
2. Використання компресорів у системах транспортування природного газу. URL: <https://web.archive.org/web/20110101062510/http://naturalgas.org/naturalgas/transport.asp> (дата звернення 15.05.2024).
3. Очистка природного газу від води та інших домішок. URL: <https://web.archive.org/web/20160303181157/http://www.ipt.ntnu.no/~jsg/undervising/naturgass/parlaktuna/Chap7.pdf> (дата звернення 15.05.2024).
4. Застосування поршневих компресорів у системах переробки нафти та газу. URL: <https://www.quincycompressor.com/how-reciprocating-compressors-are-used-in-refineries/> (дата звернення 15.05.2024).
5. Деякі відомості про промислові компресорні установки. URL: <https://web.archive.org/web/20100428012223/http://www.thomasnet.com/articles/machinery-tools-supplies/industrial-compressed-air-systems> (дата звернення 15.05.2024).
6. Класифікація, огляд та аналіз різних видів компресорів. URL: https://download.schneider-electric.com/files?p_Doc_Ref=SPD_VAVR-AE7T7G_EN (дата звернення 15.05.2024).
7. Heinz P. Bloch, John J. Hoefner (1996). Reciprocating Compressors: Operation and Maintenance. Gulf Professional Publishing.
8. S.L. Dixon and C.A. Hall (2010). Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery. Elsevier Inc.
9. Системи фільтрування у компресорах високого тиску. URL: https://scubaengineer.com/high_pressure_compressor_filtrat.htm (дата звернення 16.05.2024).

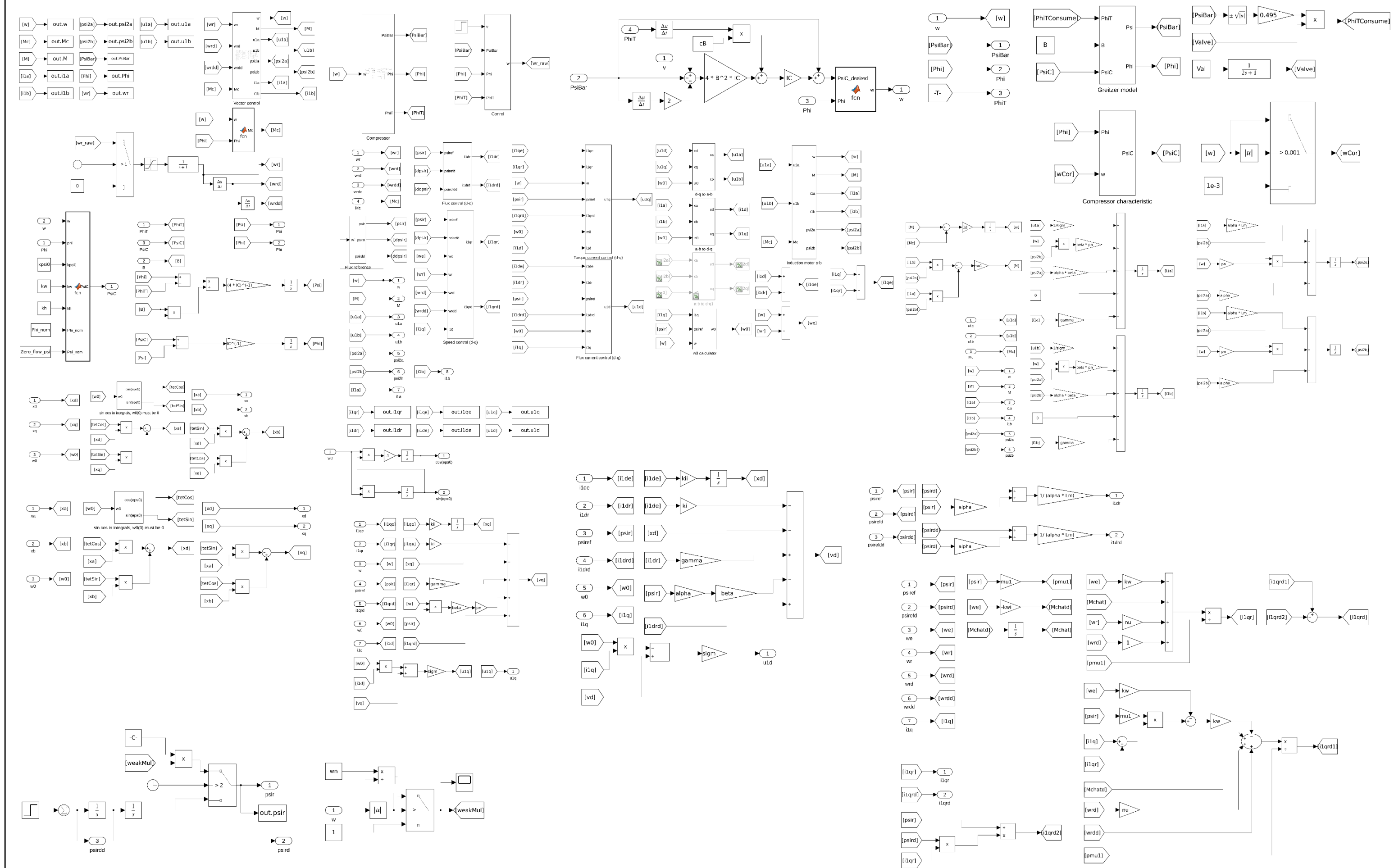
10. Мембранні компресори. URL: https://www-eng.lbl.gov/~shuman/NEXT/GAS_SYS/diaphragmcompressor10-02_hofer.pdf (дата звернення 16.05.2024).
11. Принцип роботи компресора лабіринтного типу. URL: <https://docs.lib.purdue.edu/cgi/viewcontent.cgi?article=1032&context=icec&httpsredir=1> (дата звернення 16.05.2024).
12. Огляд різних профілів гвинтових компресорів. URL: <http://www.staff.city.ac.uk/~ra601/xian11.pdf> (дата звернення 16.05.2024).
13. Принцип роботи рідинно-кільцевого компресору. URL: <https://www.nashpumps.com/en-us/technologies-by-nash/technology-of-liquid-ring-vacuum-pumps> (дата звернення 16.05.2024).
14. Огляд енергетичної ефективності деяких видів компресорів. URL: <https://web.archive.org/web/20100509233715/http://www.matteicomp.com/compressor-news.htm?id=165176063> (дата звернення 16.05.2024).
15. Про компресори спірального типу. URL: https://web.archive.org/web/20120715044932/http://www.emersonclimate.com/en-US/products/compressors/scroll_compressors/Pages/scroll_compressors.aspx (дата звернення 16.05.2024).
16. Yahya, S.M. (2011). Turbines, Compressors and Fans. McGraw Hill Education (India) Private Limited.
17. Турбокомпресори у хімічній, нафтовій, та газовій галузях промисловості. URL: <http://musco.ir/wp-content/uploads/2020/05/API-Std-617.pdf> (дата звернення 16.05.2024).
18. Огляд різних підходів до керування компресорами. URL: <https://www.chemengonline.com/reciprocating-compressors-startup-and-capacity-control-methods/?pagenum=1> (дата звернення 16.05.2024).
19. Про керування відцентровими турбокомпресорами. URL: https://www.researchgate.net/publication/319223174_Process_Control_for_Compression_Systems (дата звернення 16.05.2024).

20. Уточнення динамічної моделі відцентрового компресора. URL: [http://www.dgma.donetsk.ua/science_public/ddma/1\(18\)-2010/article/10CMVMCC.pdf](http://www.dgma.donetsk.ua/science_public/ddma/1(18)-2010/article/10CMVMCC.pdf) (дата звернення 16.05.2024).
21. Centrifugal compressor surge : modeling and identification for control URL: <https://doi.org/10.6100/IR629084> (дата звернення 16.05.2024).
22. Jan Tommy Gravdahl, Olav Egeland and Svein Vatland (2002). Drive torque actuation in active surge control of centrifugal compressors. Automatica.
23. IGBT модуль FF450R12ME4B11BPSA2. URL: https://eu.mouser.com/datasheet/2/196/Infineon_FF450R12ME4_B11_DS_v02_00_EN-3051345.pdf (дата звернення 11.06.2024).
24. Конденсатор C44UOGT7450M34K. URL: https://eu.mouser.com/datasheet/2/447/KEM_F3119_C44U_M-3316877.pdf (дата звернення 11.06.2024).
25. Давач струму CSNV700N-354. URL: https://eu.mouser.com/datasheet/2/187/Honeywell_1_20_2023_SST_CSNV700_Current_DTS_LTR_EN-3083406.pdf (дата звернення 11.06.2024).
26. Резистор WDBR5UL-20RKIW. URL: https://eu.mouser.com/datasheet/2/414/WDBR_UL-3235511.pdf (дата звернення 11.06.2024).
27. Резистор F20J40KE. URL: https://eu.mouser.com/datasheet/2/303/res_250-3082559.pdf (дата звернення 11.06.2024).
28. Давач швидкості двигуна GH5F58. URL: <https://caltsensor.com/product/shaft-rotary-encoders-ghsf58-series/> (дата звернення 11.06.2024).
29. Saroj Kumar Sahoo; Tanmoy Bhattacharya. Field Weakening Strategy for Vector Controlled Induction Motor Drive Near Six Step Mode of Operation. IEEE.
30. С. М. Пересада, Є. О. Ніконенко, “Керування електроприводами – посібник”, КПІ імені Ігоря Сікорського, Київ, 2022, 396 с.

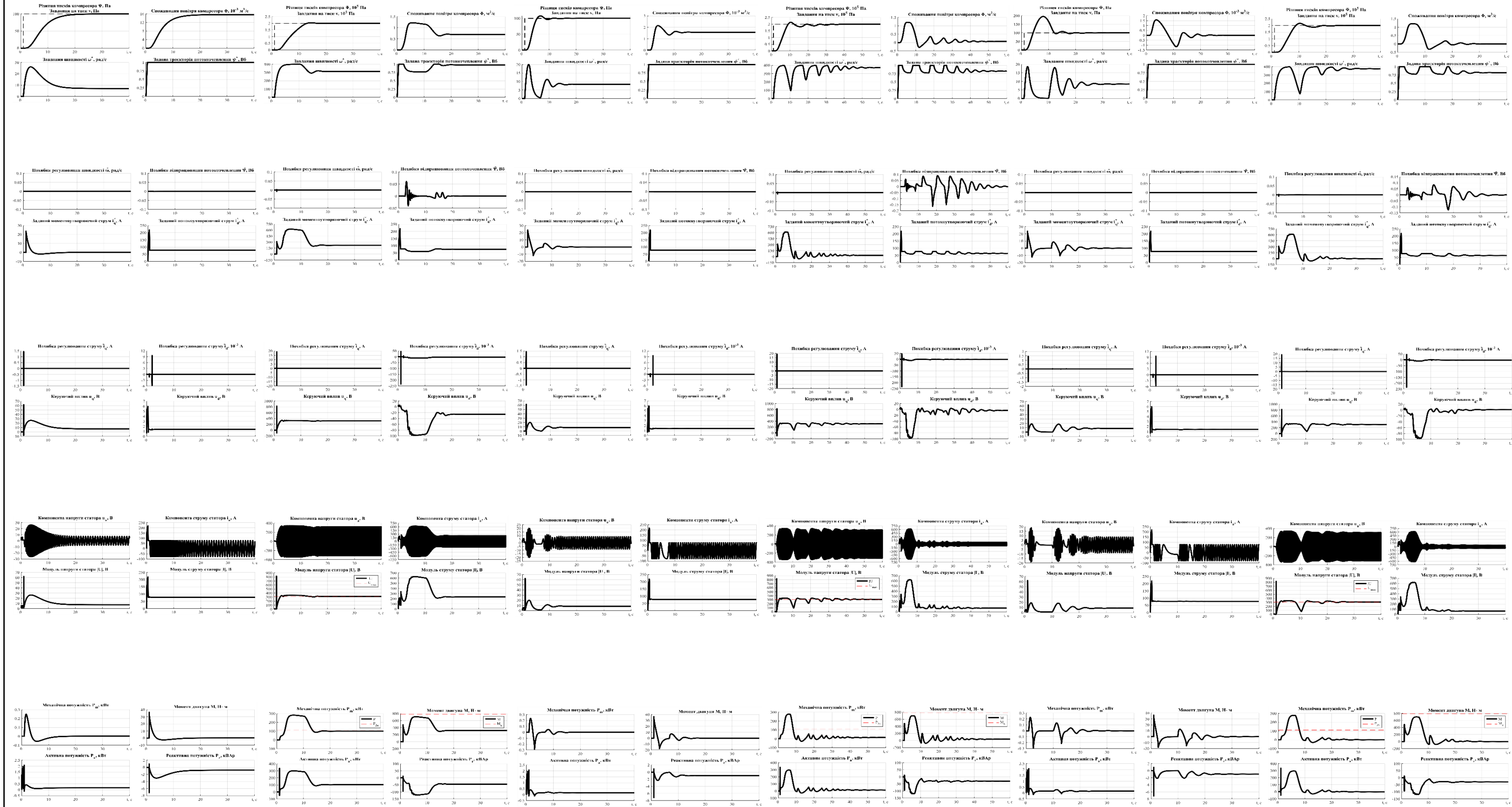
[illegible]



					141.XXXX.XXX БР		
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата	ДОДАТОК Б Функціональна схема електроприводу з асинхронним двигуном		
Розроб.							
Перевір.	Іванюк П.Д.						
Реценз.	Валіський Р.С.						
Н. Контр.					Арк.	102	Аркушів 105
Затвер.	Ковбаса С.М.				КПІ ім. Ігоря Сікорського, ФЕА, гр. ЕП-01		



					141.XXXX.XXX БР			
					ДОДАТОК В			
					Модель системи керування			
					привідним двигуном турбокомпресора			
					у середовищі Simulink			
Зм.	Арх.	№ докум.	Підп.	Дата	Лист	Маса	Максимум	
Розроб.	Валентиний П.С.						105	
Перевір.	Валентиний П.С.				Арх.	103	Архив	105
Реценз.	Валентиний П.С.				КПІ ім. Ігоря Сікорського, ФЕА, гр. ЕП-01			
Н. Конпр.								
Затвер.	Ковбаса С.М.							



				141.XXXX.XXX БР			
Зм. Арк.	№ докум.	Підп.	Дата	ДОДАТОК Г Графіки перехідних процесів у досліджуваній системі керування приводним двигуном турбокомпресора при відсутності компенсації споживання енергії			
Розроб.	Валіцький П.Д.						
Перевір.	Валіцький П.Д.						
Реценз.	Валіцький Р.С.						
Н. Контр.	Ковбаса С.М.						
				Лит.	Маса	Масштаб	
				Арк.	104	Архів	105
				КТІ ім. Ігоря Сікорського, ФЕА, гр. ЕП-01			

