

Модернізація електропривода турбокомпресорної установки К 500-61-5 шахти
Артем-1 ПАТ «АрселорМіттал Кривий Ріг»
шахта, турбокомпресорна установка, асинхронний двигун, плавний пуск,
електротехнічне рішення
Трізно Олександр Леонідович

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка випускової кваліфікаційної роботи

складається з 68 сторінок, 29 рисунків, 5 таблиці, 17 літературних джерел

Об'єктом дослідження кваліфікаційної магістерської роботи є процеси, що протікають в турбокомпресорній установці.

Предметом дослідження є пускові та робочі режими роботи турбокомпресорної установки.

Метою роботи є зниження питомого енергоспоживання шахтної турбокомпресорної установки при виробництві стисненого повітря.

Наукова новизна отриманих результатів полягає в заміні компресорних установок типу К 500-61-5, які встановлено на КСЦВ шахти Артем-1 ПАТ АрселорМіттал Кривий Ріг на нові компресори Turbo Master SM 6000; впровадженні пристрою плавного пуску та розробки електротехнічного рішення для нового проєкту компресорної станції.

Галузь застосування – електромеханічне обладнання енергоємних виробництв.

Отримані результати: встановлення нових сучасних компресорів Turbo Master SM 5000 виробництва компанії Samsung Techwin дозволило знизити номінальну споживану потужність компресорів на 700 кВт·год; приводні синхронні двигуни старих компресорів замінено на приводні асинхронні двигуни та встановлено пристрій плавного пуску для покращення їх пускових характеристик; складено 2 математичні моделі у MATLAB/Simulink; промодельовано роботу прямого пуску електропривода компресора та плавного пуску з часом розгортки напруги живлення в широкому діапазоні від 40% до 100% від номінальної напруги.

ШАХТА, ТУРБОКОМПРЕСОРНА УСТАНОВКА, АСИНХРОННИЙ ДВИГУН,
ПЛАВНИЙ ПУСК, ЕЛЕКТРОТЕХНІЧНЕ РІШЕННЯ

ВСТУП

Пневматичну енергію широко використовують у різних галузях промисловості. Разом із парою, електроенергією, механічною та гідравлічною енергією стиснене повітря застосовується для автоматизації та механізації виробничих процесів. Це один із найпоширеніших енергоносіїв на промислових підприємствах. Обладнання для його розподілу й обробки формує складну й енерговитратну систему, від ефективності якої залежить якість технологічних процесів, що використовують стиснене повітря. Для його промислового виробництва застосовують турбокомпресори, які потребують обов'язкового охолодження. Система охолодження використовується не тільки для осушення, але й для зниження енерговитрат.

Шахтоуправління з підземного видобутку руди ПАТ АрселорМіттал Кривий Ріг здійснює відпрацювання родовища підземним способом стволами рядом шахт, а також відкритим способом – кар'єром Південний.

В даний час потреби в стиснутому повітрі шахтоуправління забезпечує існуюча станція центрального повітропостачання №3 КСЦВ-3, яка розташована у місті Кривий Ріг, центральний повітропровід до споживачів шахтоуправління перетинає автомобільні дороги міста.

У компресорній станції встановлено 9-ть відцентрових компресорних установок К-501: 5 робочих, 4 - резервних. Номінальна продуктивність одного компресора К-501 складає 525 м³/хв. В даний час потреби шахтоуправління в стислому повітрі складають 400-500 м³/хв.

Для збільшення енергоефективності виробництва та передачі стисненого повітря, зниження ризику аварій на транспортних магістралях міста, враховуючи фізичне та моральне зношування існуючого обладнання компресорного та повітропроводу є необхідність будівництва нової компресорної станції продуктивністю 500 м³/хв, яке можна здійснити на майданчику шахтоуправління.

У роботі розглянуті технічні рішення щодо постачання стисненого повітря шахтам на базі сучасних енергоефективних відцентрових компресорів, що надасть:

- підвищення енергоефективності виробництва та передачі повітря;
- виведення з експлуатації фізично та морально застарілих турбокомпресорів К-501, відмову від витрат на їх утримання та обслуговування;
- відмова від експлуатації компресорної станції КСЦВ-3, що знаходиться у місті, уникнення втрат при транспортуванні стисненого повітря на проммайданчик шахтоуправління (ШУ), виникнення аварійних ситуацій на обладнанні та трубопроводах, що відпрацював свій ресурс.

Об'єктом роботи є процеси, що протікають в турбокомпресорній установці.

Предмет дослідження – пускові та робочі режими роботи турбокомпресорної установки.

Метою роботи є зниження питомого енергоспоживання шахтної турбокомпресорної установки при виробництві стисненого повітря.

1.1 Компресорне обладнання виробництва ПКФ ИНГЕРСОЛЛ – РЕНД (Ingersoll Rand, США)

Інгерсолл-Ренд – провідний американський і загально визнаний світовий виробник високоякісного промислового компресорного обладнання. Інгерсолл-Ренд виробляє компресори з 1871 року, у тому числі турбокомпресори з 1912 року, гвинтові – з 1956 року. На компресорному обладнанні цієї компанії виробляється до 70% цехового повітря США.

З 1968 випускаються турбокомпресори серії ЦЕНТАК (рис. 1.1), який на сьогоднішній день є самим поширеним турбокомпресором у світі. Всього було випущено та працює близько 20000 компресорів.

Компресорне обладнання корпорації Інгерсолл-Ренд розроблене для важких промислових умов роботи, яке працює 24 год. на добу (≈ 8760 год. на рік) та має обмежене або взагалі відсутнє обслуговування.



Рисунок 1.1 - Компресор серії ЦЕНТАК (модель ЗАСП)

1.1.1 Загальна інформація щодо компресора серії ЦЕНТАК

У конструкції ЦЕНТАК враховано та усунуто багато недоліків «стандартних» відцентрових компресорів:

- певна конструкція холодильників зменшує вплив неякісної охолоджуючої води на охолодження компресора;

- застосування одинарних роторів оптимізувало параметри проточної частини компресора, завдяки чому досягнуто висока ефективність стиснення повітря;

- використання упорних підшипників знизило тиск олії та осьові навантаження на ротор компресора.

Турбокомпресори серії ЦЕНТАК мають діапазон продуктивності 120 - 190 м³/хв і 170 - 270 м³/хв при тиску 3 - 11 Бар та можуть бути з двома й трьома ступенями стиснення.

1.1.2 Принцип дії компресора серії ЦЕНТАК

Повітря спочатку надходить через впускний отвір, розташований у клапані, який надійно закріплений на компресорі. Далі воно прямує до першого ступеня, де робоче колесо (1) нагнітає його. Після цього повітря потрапляє в дифузори (2), де кінетична енергія потоку перетворюється на потенційну енергію тиску. Вбудований холодильник (3) відводить тепло, що виникає під час стиснення, що підвищує ефективність роботи компресора. Потім повітря подається у вологовідділювач (демістор) з нержавіючої сталі (4), де на ділянці з низькою швидкістю повітря відбувається видалення конденсату. Поступове видалення вологи триває в процесі проходження через вологовідділювачі. Цей процес повторюється на кожному ступені до досягнення компресором необхідного робочого тиску (рис. 1.2).

1.1.3 Основні характеристики

Комплект постачання компресора включає:

- три високопродуктивні ступені стиснення, кожна з яких містить робоче колесо, встановлене в своєму гнізді, та розміщена в корпусі з литого чавуну;

- фланець або платформу, на якій встановлено електродвигун, що з'єднаний з компресором через муфту, яка компенсує кутові зміщення між валами. Двигун обертає зубчасте колесо мультиплікатора. Ротори, що можуть досягати оптимальної швидкості завдяки зубчастій передачі, яка складається з вбудованої шестерні та робочого колеса;

- один або два міжступінчасті холодильники і один кінцевий, за винятком агрегатів високого тиску 12,0–18,0 бар;
- вологовідділювачі та систему відведення конденсату, що видаляється (не застосовується для азотних агрегатів).

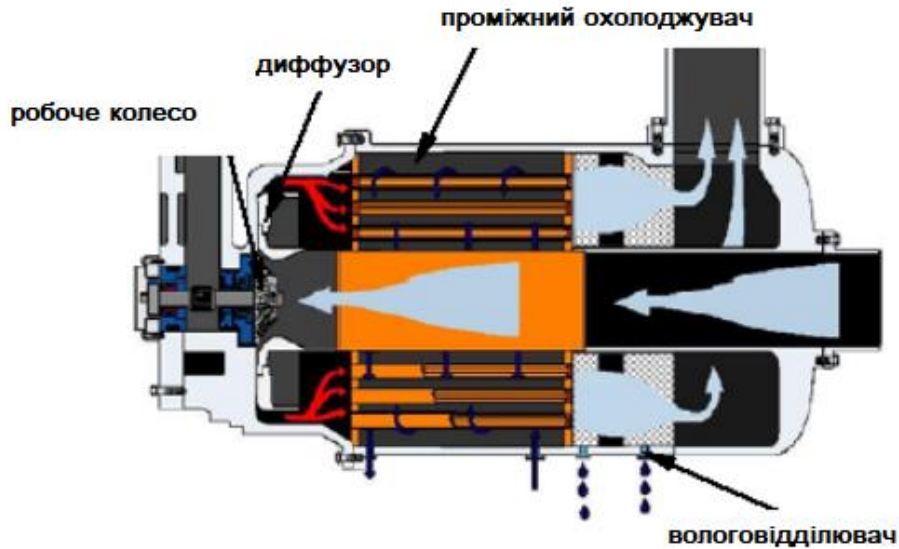


Рисунок 1.2 – Будова компресора серії ЦЕНТАК

Основні характеристики наведені на рис. 1.3 та в табл. 1.1.

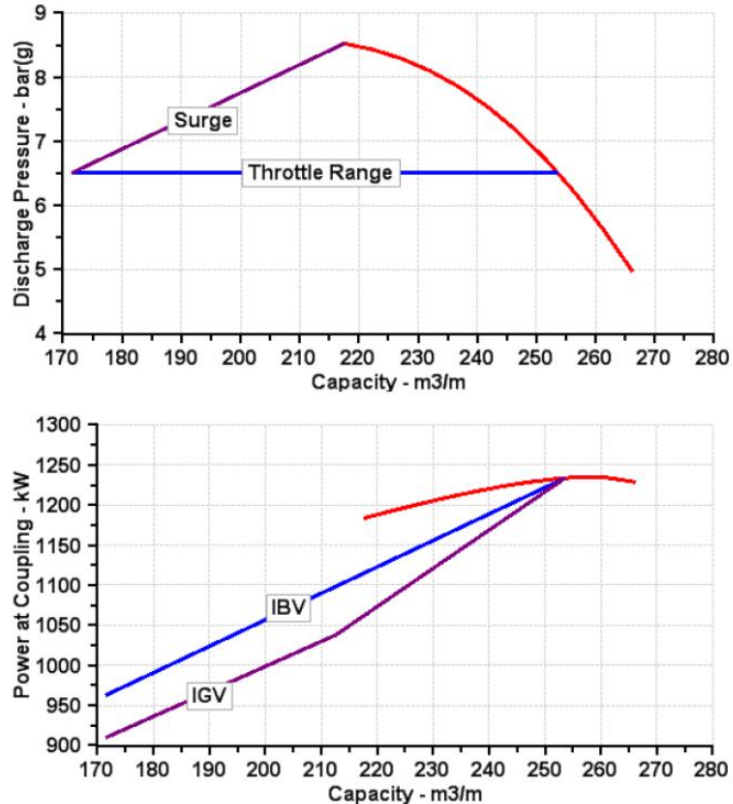


Рисунок 1.3 – Газодинамічні характеристики компресора серії ЦЕНТАК

Таблиця 1.1 - Параметри номінальні компресора ЦЕНТАК ЗАСІІ

№ з/п	Найменування параметра	Значення
1.	Продуктивність при повному навантаженні, м ³ /хв.	253,6
2.	Тиск нагнітання, Бар(и)	6,5
3.	Потужність, на валу при максимальній продуктивності, кВт	1234
4.	Мінімальна продуктивність без байпасування, м ³ /хв.	171,4
5.	Діапазон регулювання, %	32
6.	Температура повітря на виході, °С	34
7.	Діапазони потужностей на валу, кВт: при max продуктивності при min продуктивності	1234 910
8.	Потужність, на валу при мінімальній продуктивності, кВт	910
9.	Потужність електродвигуна, кВт	1600
10.	Напруга живлення, В	6000
11.	Витрата охолоджуючої води, л/хв	1660
12.	Максимальний тиск охолоджуючої води, Бар	5

Основними перевагами компресорів ТМ Ingersoll Rand є проста конструкція компресора серії ЦЕНТАК, яка зводить витрати на технічне обслуговування до мінімуму:

- пульт управління надає всі дані про внутрішні процеси;
- електронний мікропроцесорний контролер останнього покоління керує всіма робочими параметрами компресорного агрегату, виконує постійний моніторинг робочих параметрів, шляхом побудови графіків та залежностей дозволяє наказувати процедури обслуговування;
- підшипники з вкладишем та конусні упорні підшипники з масляним клином не мають частин, що рухаються, і не вимагають щорічного огляду або регулювань;

- профілактичне обслуговування зводиться до зміни фільтрів та масла, а також калібрування приладів системи управління;
- холодильники з подвійною контактною поверхнею між водою та повітрям вимагають менш частого обслуговування;
- вертикально-роз'ємна конструкція корпусу забезпечує швидкий та легкий доступ до всіх деталей;
- всі вузли за необхідності можуть бути відремонтовані на місці, що унеможлиблює відправлення до сервісного центру;
- під час роботи немає незбалансованих навантажень;
- для кожного агрегату потрібно забезпечити простий бетонний майданчик або сталеву опору, що витримує вагу агрегату;

У холодильниках використовуються касетні теплообмінники, встановлені у внутрішній частині корпусу, які мають такі важливі переваги:

- найкраща передача тепла та найменші втрати тиску;
- зниження шуму;
- невелике погіршення робочих характеристик через забруднення;
- потрібна невелика витрата води;
- менше обслуговування охолоджувача, можливість промивання протитечією під час роботи;
- не потрібні охолоджувачі із закритим контуром.

Недоліки компресора серії ЦЕНТАК:

- велика первісна вартість компресора;
- необхідність водопідготовки в процесі експлуатації для зниження концентрації солей в обіговому контурі;
- необхідність проектування та реалізації системи центрального управління (АРМ оператора) від стороннього виробника;
- слабка сервісна мережа у регіоні.

1.1.4 Основні вузли компресора серії ЦЕНТАК

Нагнітальний вузол компресора ЦЕНТАК включає такі основні компоненти:

- корпус (що складається з корпусу мультиплікатора, його кришки та корпусів ступенів);
- мультиплікатор;
- ротори в повному складі;
- робочі колеса;
- дифузори;
- підшипники.

Корпус складається з двох частин - корпусу приводу та кришки приводу, які з'єднані разом і утворюють осьові отвори. Кришка приводу знаходиться з боку двигуна, а сам корпус - з боку компресора. Вертикальний роз'єм забезпечує легкий доступ до підшипників і роторних вузлів, дозволяючи їх вставляти та витягувати без розбирання корпусу. Головки ступенів закріплені на корпусі приводу і легко знімаються для ремонту або огляду. Фланці для впуску, нагнітання і перепуску повітря інтегровані в головки ступенів, що гарантує максимальну жорсткість і мінімальне навантаження на робочі компоненти. Фланці для входу і виходу води вбудовані в холодильники. В агрегатах з гарячим нагнітанням (без кінцевого холодильника) повітропровід з'єднує нагнітання другої ступені з всмоктувальним отвором третьої ступені.

Привід компресора. Вбудований мультиплікатор 13 класу точності містить головне зубчасте колесо, яке з'єднується з двигуном через муфту, а також шестерні роторів, що забезпечують обертання кожного робочого колеса з оптимальною швидкістю.

Ротор складається з робочого колеса, виготовленого з високоміцної нержавіючої сталі, та знімного упорного кільця, яке розташоване на валу шестерні. Упорне кільце виконує функцію компенсації аеродинамічного осьового тиску, що виникає під час роботи, запобігає передачі навантаження на зубчасту передачу та продовжує термін експлуатації приводу.

Дифузор перетворює кінетичну енергію повітряного потоку в енергію тиску і знаходиться між робочим колесом та холодильником. Зниження швидкості нагнітаного повітря і його перетворення на тиск відбувається на

першому рівні лопатей дифузора. Наступний ряд лопатей, розташований у каналі, що веде до впускного отвору холодильника, має на меті усунути залишкове обертання повітря та забезпечити максимальну продуктивність. Дифузори виконані з нержавіючої сталі та приховані в корпусі.

Система повітря компресора ЦЕНТАК складається з таких основних елементів:

- вхідний повітряний фільтр;
- впускний дросельний клапан;
- холодильники;
- вологовідділювачі;
- конденсаційні ємності;
- байпасний клапан;
- глушник для байпаса;
- зворотний клапан нагнітання;
- апаратура.

Вхідний повітряний фільтр є 2-ступеневим сухим фільтром з нерухомими жалюзями та змінними елементами, який забезпечує ефективність видалення частинок розміром до 2 мікрон понад 98 %. У ньому використовуються первинний (попередній) і вторинний елементи для очищення повітряного потоку, що дозволяє видаляти та очищати попередній фільтр без вимкнення компресора. Крім того, фільтр обладнаний вбудованим глушником байпаса. Він підходить як для закритих приміщень, так і для відкритого повітря. Фільтри виготовляються для різних продуктивностей, а вхідний повітряний фільтр з глушником постачається як окремий компонент у комплекті компресора.

Холодильники. Компресор ЦЕНТАК обладнаний одним або двома міжступінчастими холодильниками (залежно від кількості ступенів) та одним кінцевим холодильником (за винятком агрегатів з високим тиском від 12,0 до 18,0 Бар (А)). У конструкції холодильників застосовуються касетні теплообмінники, які розташовані в середині корпусу. Процес передачі тепла від повітря до води вдосконалюється завдяки спеціальним пластинам всередині повітряних трубок,

що значно збільшує ефективну площу для теплопередачі. Ці пластини захищені спеціальним антикорозійним покриттям. Унікальний дизайн ЦЕНТАК із протитоком повітря в трубах і води в міжтрубному просторі надає кілька важливих переваг:

- найкраща ефективність теплопередачі та мінімальні втрати тиску;
- зменшення шуму;
- незначне погіршення робочих характеристик через забруднення;
- малий витрата води;
- зменшення потреби в обслуговуванні охолоджувача;
- можливість промивання протитоком під час роботи.

1.1.5 Контур охолодження компресора серії ЦЕНТАК

Конструкція теплообмінників компресорів Центак дозволяє використовувати відкриті градирні в системі охолодження. Таким чином, у складі компресорної станції, основаної на компресорах Інгерсол-Ренд Центак, реалізовано одноконтурну систему охолодження, що складається з:

- охолоджувальних веж відкритого типу з протиточною системою і осьовими вентиляторами;
- насосної станції для оборотного водопостачання;
- системи трубопроводів, запірної арматури, фільтрів та іншого обладнання;
- системи водопідготовки (дозування реагентів).

Градирні з відкритим контуром (де оборотна вода охолоджується за рахунок випаровування) мають такі переваги в порівнянні з градирнями із закритим контуром (з вбудованим теплообмінником):

- значно вища ефективність;
- простота конструкції;
- нижчі витрати на обслуговування та ремонт через відсутність теплообмінників;
- висока надійність та стабільність технічних характеристик протягом експлуатації;

- менша початкова вартість, а також знижені витрати на регламентні роботи та ремонт.

Недоліки:

- необхідність підтримувати низьку концентрацію солей в оборотній воді відповідно до вимог, що потребує продування (видалення частини води з сіллю) або обробки циркулюючої чи підживлювальної води спеціальними реагентами;
- більша витрата підживлювальної води під час експлуатації через природне винесення (випаровування) та потребу в продувках системи.

Для охолодження компресорів ЦЕНТАК ЗАСП-С255МХ3, відповідно до паспортних характеристик, потрібно забезпечити оборотний водоохолоджувальний контур з такими параметрами:

- температура на вході в теплообмінник компресора – +30°C;
- температура на виході з теплообмінника компресора – +40°C;
- витрата води на один компресор – 110 м³/год.

При виборі градирень враховуємо витрату води 120 м³/годину з необхідними температурними параметрами. Для установки пропонується відкрита градирня Evarco AT 18-69 у кількості 3 штук - 2 в експлуатації та 1 в резерві. Одна градирня забезпечує охолодження одного компресора. Градирні Evarco зарекомендували себе як надійні, довговічні та ефективні системи охолодження для промисловості. Вибір цього виробника обґрунтований наступними конкурентними перевагами:

- герметизована система розподілу води, що складається з ПВХ-колекторів і жиклерів з АБС, які не підлягають корозії;
- краплеуловлювачі з ПВХ, що забезпечують економію води та усувають проблему корозії;
- решітки подачі повітря WST, які запобігають утворенню бризок і блокують пряме потрапляння сонячних променів у резервуар, затримують воду всередині та перешкоджають потраплянню бруду та сміття ззовні.
- двигун вентилятора та трансмісія розміщені зовні вежі й захищені листовим покриттям для спрощення обслуговування;

- похилий резервуар із нержавіючої сталі забезпечує повне витікання води та містить пристрій для грубої очистки.

- конструкція градирні виконана з гарячеоцинкованої сталі, що має захист від корозії (оцинкована сталь Z-725).

- вентилятор, розташований у верхній частині градирні, забезпечує примусовий рух повітря; вентилятори мають вдосконалену конструкцію (повністю закритий двигун, алюмінієві лопаті).

- глушники шуму води знижують рівень шуму до 7 dB(A) і складаються з легких ПВХ секцій.

- електричний пристрій контролю рівня води не потребує налаштування на місці.

Насосна станція представлена 4-ма насосними агрегатами продуктивністю 120 м³/год. (2 робочих/2 резервних). Робота насосної станції – у постійному режимі, регулювання – ступінчасте, залежно від кількості включених компресорів.

1.1.6 Система керування компресорами серії ЦЕНТАК

У комплект поставки компресора входить система автоматичного керування компресором, оснащена контролером, що управляє компресором в автоматичному режимі. Завдяки відкритій архітектурі у стилі web-сторінки та наявності порту Ethernet система керування дозволяє користувачеві віддалено взаємодіяти з компресором практично з будь-якого місця.

Характеристики системи керування:

- повнокольоровий дисплей високої роздільної здатності,
- захист від стрибків напруги,
- індикація струму на двигуні,
- реле перегріву головного двигуна,
- лічильник робочих годин,
- датчик вібрації – індикація та аварійний сигнал,
- індикація температури між ступенями,

- індикація тиску повітря між ступенями,
- індикація тиску повітря на виході їхнього компресора,
- температура масла: індикація та аварійний сигнал,
- тиск масла: індикація та аварійний сигнал,
- виявлення помпажу,
- контакт для датчика нижнього тиску ущільнюючого повітря,
- контакт для низької витрати охолоджувальної води,
- температура на обмотці двигуна: індикація та аварійний сигнал, відключення,
- сигнал перепаду тиску на вхідному фільтрі.

Система управління працює в режимі модуляції – забезпечує постійний тиск на виході за змінної продуктивності. Постійність тиску досягається шляхом регулювання впускного клапана в межах діапазону регулювання.

Висновок:

Основними перевагами компресорів ТМ Ingersoll Rand є: проста конструкція компресора ЦЕНТАК, яка зводить витрати на технічне обслуговування до мінімуму:

- пульт управління надає всі дані про внутрішні процеси;
- електронний мікропроцесорний контролер останнього покоління управляє всіма робочими параметрами компресорного агрегату, виконує постійний моніторинг робочих параметрів, шляхом побудови графіків та залежностей дозволяє наказувати процедури обслуговування;
- підшипники з вкладишем і конусні підшипники з масляним клином не мають рухомих частин і не вимагають щорічного огляду або регулювань;
- профілактичне обслуговування зводиться до зміни фільтрів та олії, а також калібрування приладів системи управління;
- холодильники ЦЕНТАК з подвійною контактною поверхнею між водою та повітрям вимагають менш частого обслуговування;
- вертикально-роз'ємна конструкція корпусу забезпечує швидкий та легкий доступ до всіх деталей;

- всі вузли «ЦЕНТАК» за потреби можуть бути відремонтовані на місці, що унеможливило б відправку до сервісного центру;

- під час роботи «ЦЕНТАК» немає незбалансованих навантажень;

- для кожного агрегату потрібно забезпечити простий бетонний майданчик або сталеву опору, що витримує вагу агрегату.

У холодильниках використовуються касетні теплообмінники, встановлені у внутрішній частині корпусу, які мають такі важливі переваги:

- найкраща передача тепла та найменші втрати тиску;

- зниження шуму;

- невелике погіршення робочих характеристик через забруднення;

- потрібна невелика витрата води;

- менше обслуговування охолоджувача, можливість промивання протитечією під час роботи;

- не потрібні охолоджувачі із закритим контуром.

Недоліки:

- велика первісна вартість компресора;

- необхідність водопідготовки у процесі експлуатації зниження концентрації солей в оборотному контурі;

- необхідність проектування та реалізації системи центрального управління (АРМ оператора) від стороннього виробника;

- слабка сервісна мережа у регіоні.

Компресори серії ЦЕНТАК є надійними і ефективними багатоступневими відцентровими компресорами, які призначені для отримання стисненого повітря без домішок.

1.2 Компресорне обладнання виробництва Samsung Techwin

Загальний вид компресора Turbo Master SM 6000 показаний на рис. 1.4, технічні характеристики наведені у табл. 1.2, а газодинамічні – на рис. 1.5.



Рисунок 1.4 - Відцентровий компресор Turbo Master SM 6000

Таблиця 1.2 - Параметри номінальні компресора Turbo Master SM 6000

№ з/п	Найменування параметра	Значення
Система виробництва стисненого повітря		
1.	Продуктивність, м ³ /хв.	250
2.	Діапазон тиску, Бар	7,0 – 8,0
3.	Споживана потужність, кВт	1235
4.	Діапазон регулювання, %	30,4
5.	Система керування PLC (10,4 процесор Samsung)	
6.	Система керування підтримки постійного тиску (Constant Pressure Control System)	
7.	Система контролю та моніторингу компресора, осушувачів і градирен (Sequence Control System)	
Загальна система охолодження (градирня)		
8.	Потік рідини, м ³ /год.	180
9.	Температура, °С	30-40
10.	Потужність вентиляторів, кВт	2x11/2,8
11.	Потік повітря на вентиляцію, м ³ /с	55,4
12.	Насос зрошення, кВт	2x2,2
13.	Потік води на зрошення, м ³ /год.	273,6
14.	Насос циркуляційний:	
	- продуктивність, м ³ /год.	180
	- потужність двигуна, кВт	30,0
15.	Насос заповнення системи:	
	- продуктивність, м ³ /год.	3
	- потужність двигуна, кВт	2,2
16.	Гідроаккумулятор об'ємом, л	200

Основними перевагами компресорів ТМ Samsung Techwin є проста конструкція компресора Turbo Master SM 6000, яка зводить витрати на технічне обслуговування до мінімуму:

- пульт управління, що надає всі дані про внутрішні процеси;
- електронний мікропроцесорний контролер останнього покоління, що керує всіма робочими параметрами компресорного агрегату, що виконує постійний моніторинг робочих параметрів, шляхом побудови графіків і залежностей і дозволяє наказувати процедури обслуговування;
- саморегульовані конічні сегментні підшипники ковзання адаптовані до змін навантажень і забезпечують більшу стабільність;

- профілактичне обслуговування зводиться до зміни фільтрів та масла, а також калібрування приладів системи управління;
- горизонтально-роз'ємна конструкція корпусу забезпечує швидкий та легкий доступ до всіх деталей;
- всі вузли за потреби можуть бути відремонтовані на місці, що виключає необхідність відправлення дилера;
- під час роботи не спостерігається незбалансованих навантажень;
- для кожного агрегату потрібно забезпечити простий бетонний майданчик або сталеву опору, що витримує вагу агрегату.

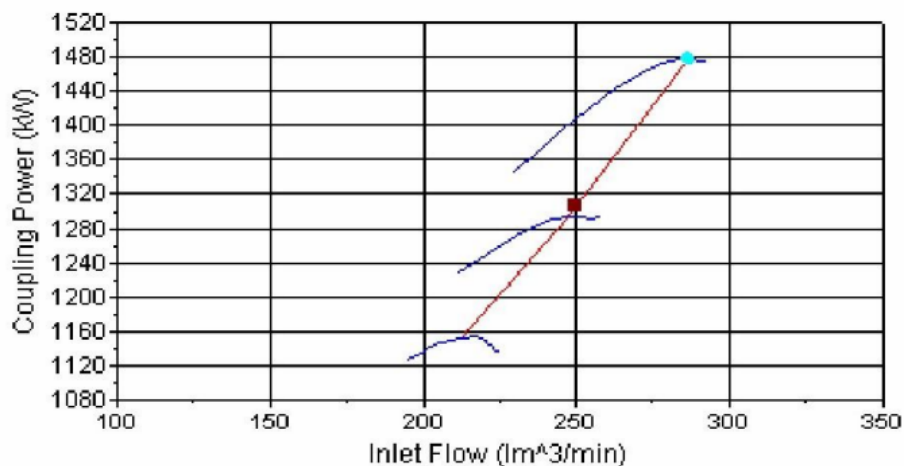
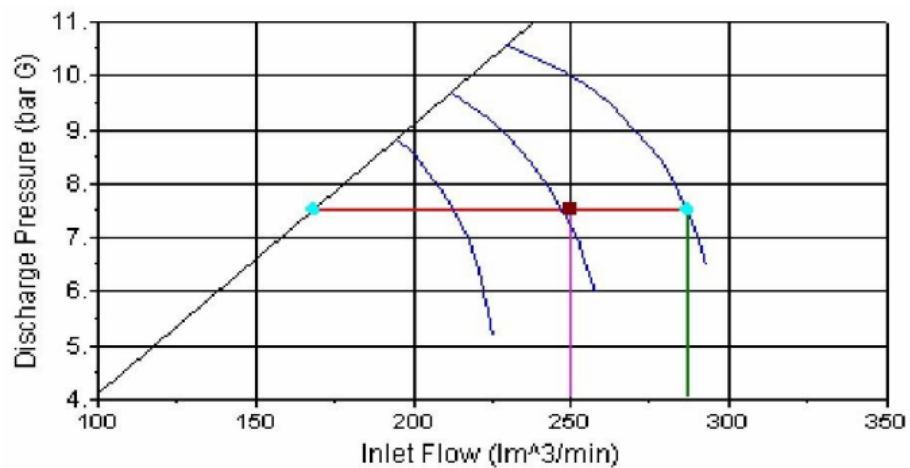


Рисунок 1.5 – Газодинамічні характеристики компресора Turbo Master SM 6000

У холодильниках використовуються касетні теплообмінники, встановлені у внутрішній частині корпусу, які мають такі важливі переваги:

- найкраща передача тепла та найменші втрати тиску;
- зниження шуму;
- високі робочі характеристики через відсутність забруднень;
- потрібна мінімальна витрата води.

Компресор Turbo Master SM 6000 є надійним і ефективним багатоступінчастим відцентровим компресором, який призначений для отримання стисненого повітря без домішки олії та азоту.

1.3 Компресорне обладнання виробництва Cameron

Компанія Cameron гарантує одержання заданого тиску стисненого повітря на виході компресора за номінальних умов експлуатації (тиск повітря на вході, температури повітря на вході, відносної вологості, температури охолоджувальної води, наведених вище). Виміри питомої споживаної потужності та продуктивності вироблені відповідно до ISO-1217 з точністю $\pm 5\%$ та $\pm 4\%$ відповідно.

Загальний вид компресора TANX 12000 (50) (1750/100) показаний на рис. 1.6, технічні характеристики наведені у табл. 1.3, 1.4, а газодинамічні – на рис. 1.7.



Рисунок 1.6 - Відцентровий компресор TANX 12000 (50) (1750/100)

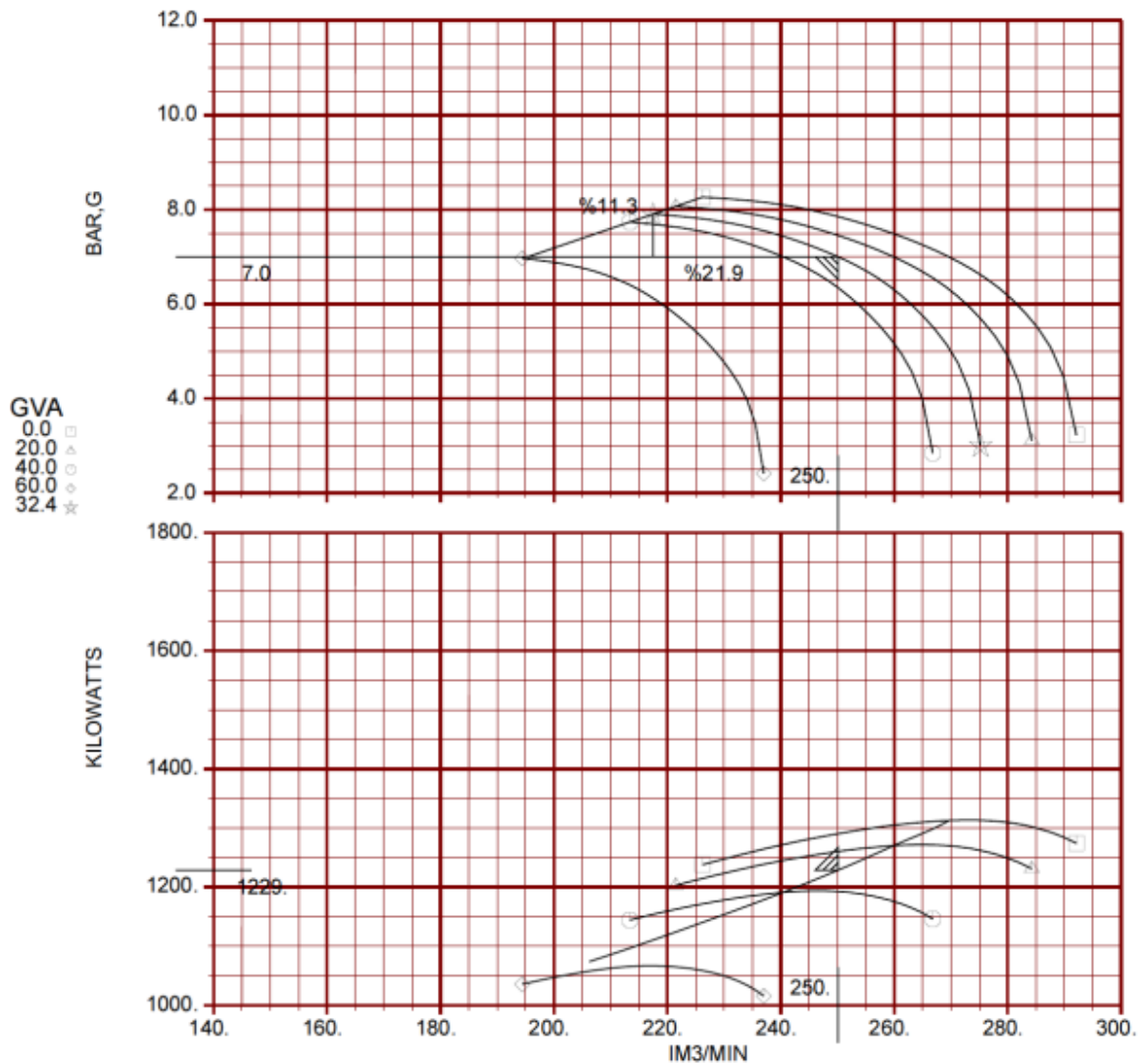


Рисунок 1.7 - Газодинамічні характеристики компресора TANX 12000

Переваги відцентрових компресорів Cameron:

- багаторічний досвід проектування та виробництва компресорів забезпечує мінімальне енергоспоживання при виробництві стиснутого повітря, а т. я. споживана потужність є одним з основних показників експлуатаційних витрат відцентрових компресорів, дозволить економити в процесі експлуатації;

- відсутність зношуються деталей, що вимагають регулярної заміни, легкість обслуговування, заміни масляних фільтрів;

- повна відсутність олії в технологічному повітрі;

- відсутність пульсацій та потреби в гасителях пульсацій;

- регулювання поворотними лопатками вхідного напрямного апарату, а також використання байпасної лінії для забезпечення стабільної подачі повітря за будь-яких умов;

- повна відсутність вібрацій, потрібна тільки опора, розрахована на статичну вагу установки.

Таблиця 1.3 - Параметри номінальні компресора Cameron TANX 12000 (50) (1750/100)

№ з/п	Найменування параметра	Значення
Компресор		
1.	Продуктивність, м ³ /хв.	250
2.	Тиск, Бар	7,0
3.	Максимальна продуктивність, м ³ /хв	280
4.	Барометричний тиск, бар	1,00
5.	Тиск на вході компресора, бар	0,98
6.	Номінальна продуктивність, м ³ /хв.	250
7.	Максимальний тиск на виході, бар.	9,0
8.	Номінальний тиск на виході, бар.	7,0
9.	Швидкість обертання, об/хв	2963
10.	Потужність на валу, кВт	1228
11.	Двигун TECO-Westinghouse: - потужність, кВт; - число полюсів, шт.; - напруга живлення, кВ; - ступінь захисту	1600 2 6,0 IP23
12.	Комплектна комірка пускова, кВ	6,0
Система охолодження		
10.	Температура повітря на виході компресора, °С	< 37
11.	Витрата охолоджуючої рідини (загальний), м ³ /год.	155
12.	Охолоджуюча рідина	40% етиленгліколь

Таблиця 1.4 - Параметри системи охолодження компресора

№ з/п	Найменування параметра	Значення
Система охолодження		
Двосекційна градирня закритого типу Еварсо, модель АТW 166-5К		
1.	Теплова потужність, кВт	170,22
2.	Продуктивність, м ³ /год	212,4
3.	Продуктивність однієї секції, м ³ /год	106,2
4.	Температура рідини на вході/виході, °С	40/30
5.	Температура вологого термометра, °С	21
6.	Охолоджуюча рідина	40% етиленгліколь
Центробіжний насос Saer, модель IR-80		
7.	Продуктивність, м ³ /год	160
8.	Потужність електродвигуна, кВт	30,0
9.	Потужність на валу, кВт	25,6
10.	Температура повітря на виході компресора, °С	< 37
11.	Витрата охолоджуючої рідини (загальна), м ³ /год.	155

1.4 Технічні характеристики компресора К 500-61-5

1.4.1 Загальні відомості та будова

Загальний вид та габаритні розміри відцентрового компресора К 500-61-5 наведений на рис. 1.8, 1.9. Компресор - одноциліндрова шестиступінчаста відцентрова компресорна машина одностороннього всмоктування.

Компресор складається з наступних основних елементів: ротора; вкладиша опорного; вкладиша опорно-упорного; діафрагми; ущільнень; корпусу; рам фундаментних; пристосувань для викочування вкладишів; реле осевого зсуву.

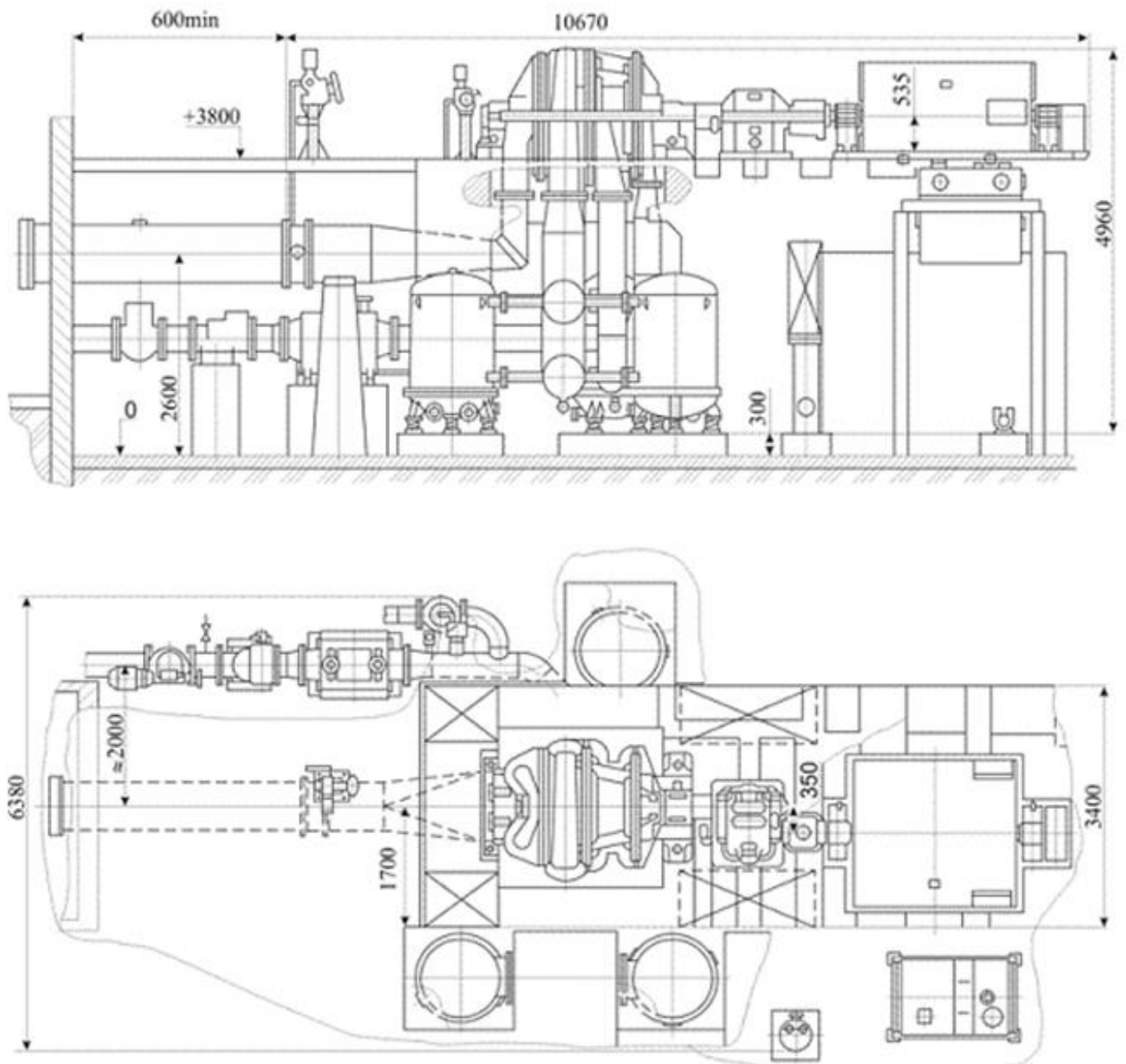


Рисунок 1.8 – Загальний вид та габаритні розміри компресора К 500-61-5
 Номінальні параметри компресора К 500-61-5 наведені у табл. 1.4.

Таблиця 1.4 - Параметри номінальні компресора (при номінальних початкових умовах)

№ з/п	Найменування параметра	Значення
1.	Продуктивність об'ємна на вході у всмоктуючий патрубок компресора, м ³ /хв.	525 з допуском мінус 3 %
2.	Тиск повітря кінцеве абсолютне при виході з нагнітального патрубку, Па (кгс/см ²)	8,83·10 ⁵ (9,0)
3.	Потужність, споживана на муфті турбодвигуна, кВт	3000 з допуском плюс 5 %
4.	Коефіцієнт корисної дії ізотермічний, %	66,5
5.	Повітря перед всмоктуючим патрубком компресора: - тиск абсолютний, Па (кгс/см ²) - температура, °С - вологість відносна, % - щільність, кг/м ³	0,98·10 ⁵ (1,0) 20 50 1,16
6.	Частота обертання ротора власне компресора, с ⁻¹ (об/хв)	127,08 (7625)
7.	Температура охолоджуючої води, °С	20
8.	Витрата охолоджуючої води на проміжні повітроохолоджувачі, м ³ /год	160

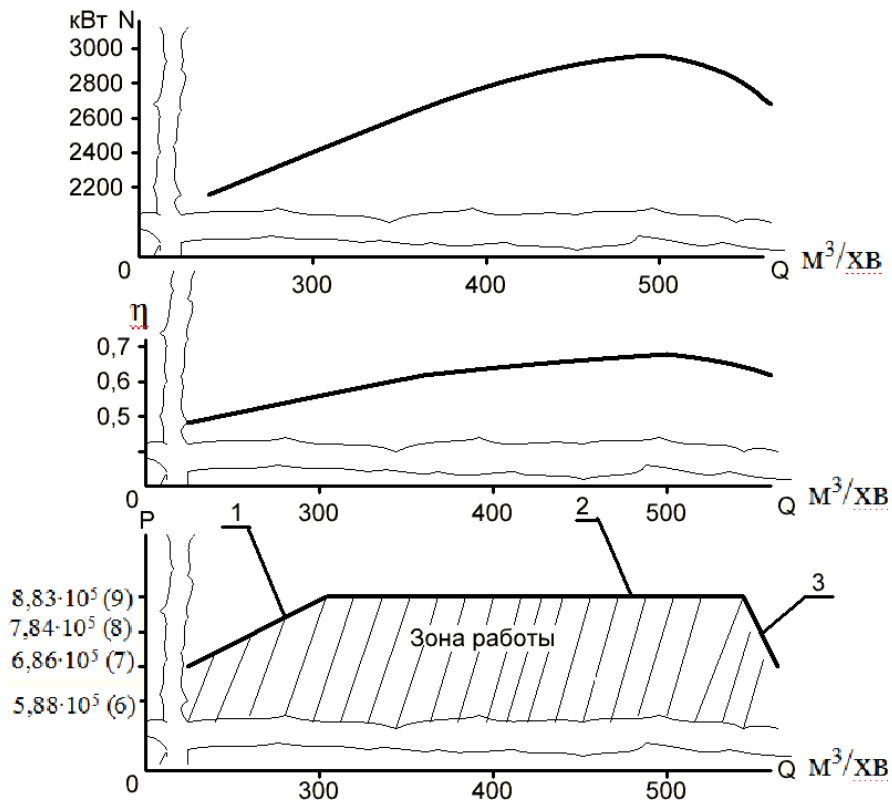


Рисунок 1.9 – Газодинамічні характеристики компресора

Ротор компресора (рис. 1.10) складається з валу, на якому з необхідними натягами без застосування шпонкових з'єднань насаджені: шість робочих коліс; упорний диск; думміс (розвантажувальний поршень); вісім втулок.

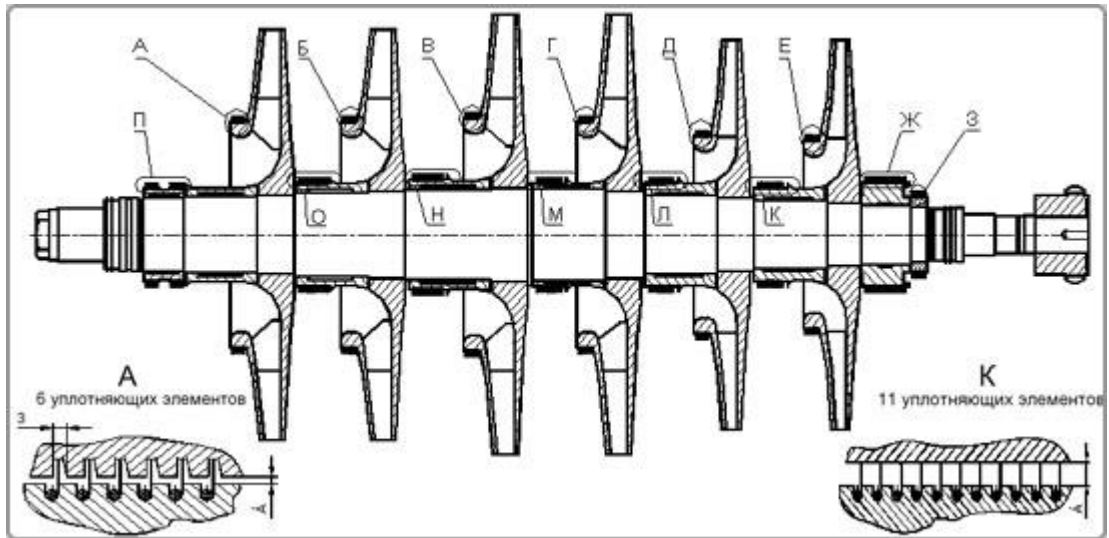


Рисунок 1.10 – Ротор турбокомпресора К 500-61-5

1.4.2 Система повітропостачання шахти

Заслінка дросельна.

Дросельна заслінка виконує функцію регулювального елемента в системі контролю тиску компресора. Вона має кільцевий корпус, всередині якого розташована заслінка, закріплена на двох півосях за допомогою конусних болтів. Піввісі із заслінкою обертаються на двох підшипниках кочення, які встановлені безпосередньо в гніздах корпусу заслінки. Одна з півосей подовжена і має шпонкові пази та посадкове місце для кривошипа. На кінці укороченої півосі встановлюється стрілка (або прорізується ризика). На торці корпусу заслінки закріплюється шкала, яка градуйована в градусах. За зміщенням стрілки або ризики щодо шкали визначають кут відкриття заслінки. Дросельна заслінка монтується на всмоктуючому трубопроводі компресора. Кривошип заслінки з'єднується з приводом за допомогою виделки та тяг. У вихідному положенні (під час запуску компресора) дросельна заслінка зазвичай повинна бути відкритою на 20 градусів за шкалою, що необхідно для зменшення пускових навантажень на

електродвигун. Конкретний кут відкриття визначається під час перших запусків машини.

Клапан випускний.

В системі протипомпажного захисту використовується типовий двосідельний клапан як регулюючий елемент. Випускний клапан має чавунний корпус і сталевий затвор. Він монтується на відводі від основного нагнітального трубопроводу перед зворотним клапаном (від компресора) і призначений для скидання повітря в атмосферу, коли режим роботи компресора наближається до межі нестійкості.

Зворотний клапан.

Зворотний клапан виконує роль самодіючого запобіжного пристрою, що запобігає зворотному потоку повітря по нагнітальному трубопроводу в компресор під час його раптової зупинки. Основний елемент зворотного клапана - це поворотний затвор, який дозволяє проходження повітря в одному напрямку і закриває прохід при зворотному русі стиснутого повітря. При швидкому закритті затвору в зворотних клапанах можуть виникати повітряні удари. Щоб уникнути цього, в конструкцію зворотного клапана вбудований гідравлічний катаракт, який забезпечує м'яку посадку затвора. Зворотний клапан не є запірною арматурою, тому за ним на нагрівальному трубопроводі встановлена засувка.

2.1 Вихідні дані щодо розробки проєкту компресорної станції

Сформулюємо основні вимоги до розробки проєкту нової компресорної станції:

- підвищення енергоефективності виробництва та передачі повітря;
- виведення з експлуатації застарілих турбокомпресорів К-501 та відмова від витрат на їх утримання й обслуговування;
- відмова від експлуатації компресорної станції КСЦВ-3, яка супроводжується втратами стиснутого повітря при його транспортуванні на промислову територію шахтоуправління (ШУ), а також ризик виникнення аварій на обладнанні та трубопроводах, що вичерпали свій ресурс.

Загальні вимоги до компресорних установок подано у табл. 1.1.

Таблиця 2.1 - Технічні вимоги до компресорних установок

№ з/п	Найменування параметра	Дані
1.	Початкові умови, за яких вказуються характеристики компресора	Тиск повітря (абс.) на вході (до фільтра)..... 0,95 бар Падіння тиску на вхідному фільтрі..... 0,02 бар Температура повітря на вході в компресор. - 28...+35°C Відносна вологість оточ. повітря 60 ... 80%.
2.	Продуктивність, м ³ /хв.	3x250 м ³ /хв.
3.	Регулювання продуктивності	20 ... 100%
4.	Ефективне регулювання продуктивності, м ³ /хв.	190 ... 275
5.	Тиск у розподільній мережі, бар	7,0
6.	Діапазон робочого тиску компресора, бар	6,0 ... 7,0

7.	Система керування	Мікропроцесорна із системою спільного керування усіма компресорами та архівацією даних за режимами роботи обладнання
8.	Загальна конструкція	Контейнерного типу на єдиній рамі
9.	Охолодження	Рідінне, замкнутого типу
10.	Напруга живлення	6000 В
11.	Виконання	Загальнопромислове
12.	Години роботи на рік	8760 годин
13.	Розміщення	У будівлі компресорної станції
14.	Кількість компресорів у системі	3 од. рівної продуктивності
15.	Тип приводу	Асинхронний електродвигун з пристроєм плавного пуску
16.	Споживачі стисненого повітря	Підземне та поверхнєве гірничє обладнання з пневматичним приводом
17.	Електрична комутаційна апаратура	Високовольтні вакуумні комірки
18.	ЗВТ	Технічний облік параметрів виробленого стисненого повітря

На даний час в Україні відсутні виробники відцентрових компресорів необхідної потужності. Серед представлених в Україні виробників відцентрових компресорів задовольняють необхідним параметрам компресорна техніка наступних виробників:

- Ingersoll Rand Центак, США;
- Samsung, Корея;
- Cameron, США;
- FS-Eliot, США.

2.2 Електротехнічні рішення

За надійністю електропостачання компресорна станція центрального повітряпостачання відноситься до споживачів I категорії.

Основними споживачами електроенергії є:

- відцентрові компресорні установки (2 робочі/1 резервна);
- градирні – 2шт. (25-30% резерву потужності);
- насосна станція оборотного охолоджуючого контуру (2 робочі/2 резервні);
- вентиляційні установки;
- тепловентилятори опалення машинного залу, електрокалорифери допоміжних приміщень;
- освітлення тощо.

За напругою споживачі поділяються на:

- 6 кВ – компресорні установки;
- 0,4 кВ – інше електрообладнання.

Попередньо розрахована встановлена потужність по об'єкту проектування складе: $P_{\text{уст.}} = 5,0 \text{ МВт}$ (з урахуванням резерву); $P_{\text{розрах.}} = 3,0 \text{ МВт}$.

2.3 Зовнішнє електропостачання

Живлення компресорної безпосередньо від станції 150/35/6 кВ Кірова-ЦРП ПАТ Дніпрообленерго.

Підключення можна здійснити від ЗРУ 35 кВ (1 клас) або від ЗРУ 6 кВ (2 клас) цієї підстанції. Живлення компресорної доцільно здійснювати за вищим класом (напруга 35 кВ).

При розрахунковій споживаній потужності кількість споживаної електроенергії за рік (при роботі компресорів 8760 годин на рік) складе:

$$8760 \text{ год} * 3,0 \text{ МВт} = 26280 \text{ МВт.}$$

Розташування ЗРУ 35 кВ п/ст «Кірова-ЦРП» не дозволяє здійснити перенос ВЛЕП, оскільки нова лінія перетинатиме існуючі ЛЕП, а так само інженерні комунікації. У зв'язку з цим електропостачання буде здійснюватися за допомогою

кабельних ліній відповідного класу напруги з ізоляцією зі зшитого поліетилену. Прокладання кабелів від кордонів живильної під станції до місця розташування компресорної здійснюється за існуючою кабельною естакади. Відгалуження траси до будівлі компресорної виконується зі зброєю додаткової естакади. Для прокладання кабелів по території живильної підстанції від висновків високовольтних вимикачів до меж території необхідно спорудження кабельних каналів і опорних конструкцій для підйому на естакаду.

2.4 Розподільний пристрій 35 кВ

Електроустаткування компресорної станції умовно поділяється на основне (головні двигуни компресорів), з номінальною напругою $U_{н1}=6$ кВ, та допоміжне (двигуни насосів, освітлення, пристрої автоматики та керування тощо), з номінальною напругою $U_{н2}=0,4$ кВ. Для перетворення напруги потрібно спорудження розподільчого пристрою 35 кВ відкритого типу, виконаного за схемою 35-4Н (два блоки з трансформаторами і неавтоматичною перемичкою з боку ліній), або закритого типу, з однією робочою секційованою системою шин. Перший варіант за рахунок застосування блокових елементів заводського виготовлення для відкритої установки, а також масляних силових трансформаторів 36/6 кВ дозволяє зменшити вартість будівництва РУ 35 кВ, проте потребує виділення значної площі під споруду, для виконання умови п. 4.2.62 ПУЕ. Другий варіант дозволяє значно зменшити габарити електроустановки в цілому, за рахунок розміщення ТП 36/6 кВ, ЗРУ 35 і 6 кВ, а так само щита 0,4 кВ з одному будинку, проте збільшує вартість спорудження через застосування силових трансформаторів з литою ізоляцією, і комплектних осередків з полімерною ізоляцією напругою 35 кВ.

Зважаючи на відсутність на майданчику будівництва місця під спорудження ОРУ-35, нами прийнятий варіант закритого розподільчого пристрою 35 кВ, будівництво камер під трансформатори 35/6 та 6/0,4 кВ.

Електропостачання здійснюється від розподільчого пристрою 35 кВ підстанції «Кірова-ЦРП» за допомогою двох незалежних ліній. Підключення до

мережі живлення здійснюється за схемою з двома робочими вводами, і однією робочою секційованою системою шин. Осередки комплектуються вакуумними виключачами у викочуванні, вимірювальними трансформаторами струму і напруги, а також пристроями релейного захисту, сигналізації та блокування.

2.5 Розподільний пристрій 6 кВ

Розподільний пристрій 6 кВ виконується закритого типу, і komponується з комплектних комірок з вакуумними вимикачами стаціонарної установки. Для забезпечення надійності та безперебійності електропостачання вибираємо однолінійну схему РП 6 кВ з однією робочою секційованою системою шин.

Фідерні вимикачі головних двигунів компресорів можуть бути поставленими спільно з обладнанням, при цьому оснащуватися індивідуальними пристроями компенсації реактивної потужності, а також пристроями захисту та автоматики, або поставляються спільно з вступними та секційними вимикачами.

2.6 Силове електроустаткування 0,4 кВ

Для живлення споживачів 0,4 кВ концепцією передбачено двох трансформаторна підстанція 6/0,4 кВ з сухими трансформаторами 2x250 кВА, приміщення РП-0,4 кВ – двосекційний щит із секційним вимикачем.

Для комутації та управління окремими споживачами та їх групами передбачена установка місцевих шаф та пультів управління зі ступенем захисту IP54, розподільних щитів, а також пристрій світлової та звукової сигналізації та аварійних вимикачів.

Електроустаткування градирень, насосної станції, систем теплопостачання та вентиляції оснащується датчиками, що передають сигнали в шафи керування, встановлені централізовано у приміщенні РП-0,4 кВ. Вся інформація про роботу головного та допоміжного обладнання, а також пристроїв РЗА передається в операторську за допомогою інформаційних кабелів, де надходить на сервер з встановлена не ним SCADA, і низка допоміжних програм. Сервер здійснює обробку даних, їх архівацію, складання автоматичних звітів, та передачу їх до

АРМ оператора (нижній рівень), та АРМ диспетчера (верхній рівень). АРМ оператора дозволяє контролювати робочі параметри роботи обладнання, а також віддалено ним керувати. АРМ диспетчера дозволяє здійснювати лише візуалізацію даних про роботу обладнання.

2.7 Освітлення

У концепції враховано виконання зовнішнього освітлення майданчика будівництва, а також створення нормованого освітлення внутрішніх приміщень з обладнанням робочого, аварійного, чергового та ремонтного освітлень компресорної станції.

Таким чином, електротехнічні рішення щодо будівництва припускають реалізацію наступних обсягів робіт:

- зовнішнє електропостачання компресорної станції – два кабельні введення напругою 35 кВ від підстанції 150/35/6 кВ «Кірова-ЦРП» ПАТ «Дніпрообленерго» існуючою кабельною естакадою з будівництвом відгалуження до ділянки компресорної;

- будівництва закритого розподільчого пристрою ЗРП-35 кВ;

- встановлення двох понижуючих трансформаторів 35/6 кВ потужністю 6000 кВА;

- будівництво закритого розподільчого пристрою ЗРУ-6 кВ;

- встановлення двох понижуючих трансформаторів 6/0,4 кВ потужністю 2x250кВ для споживачів 0,4 кВ об'єкта;

- встановлення розподільчого пристрою РП-0,4 кВ, щитів керування низьковольтними споживачами.

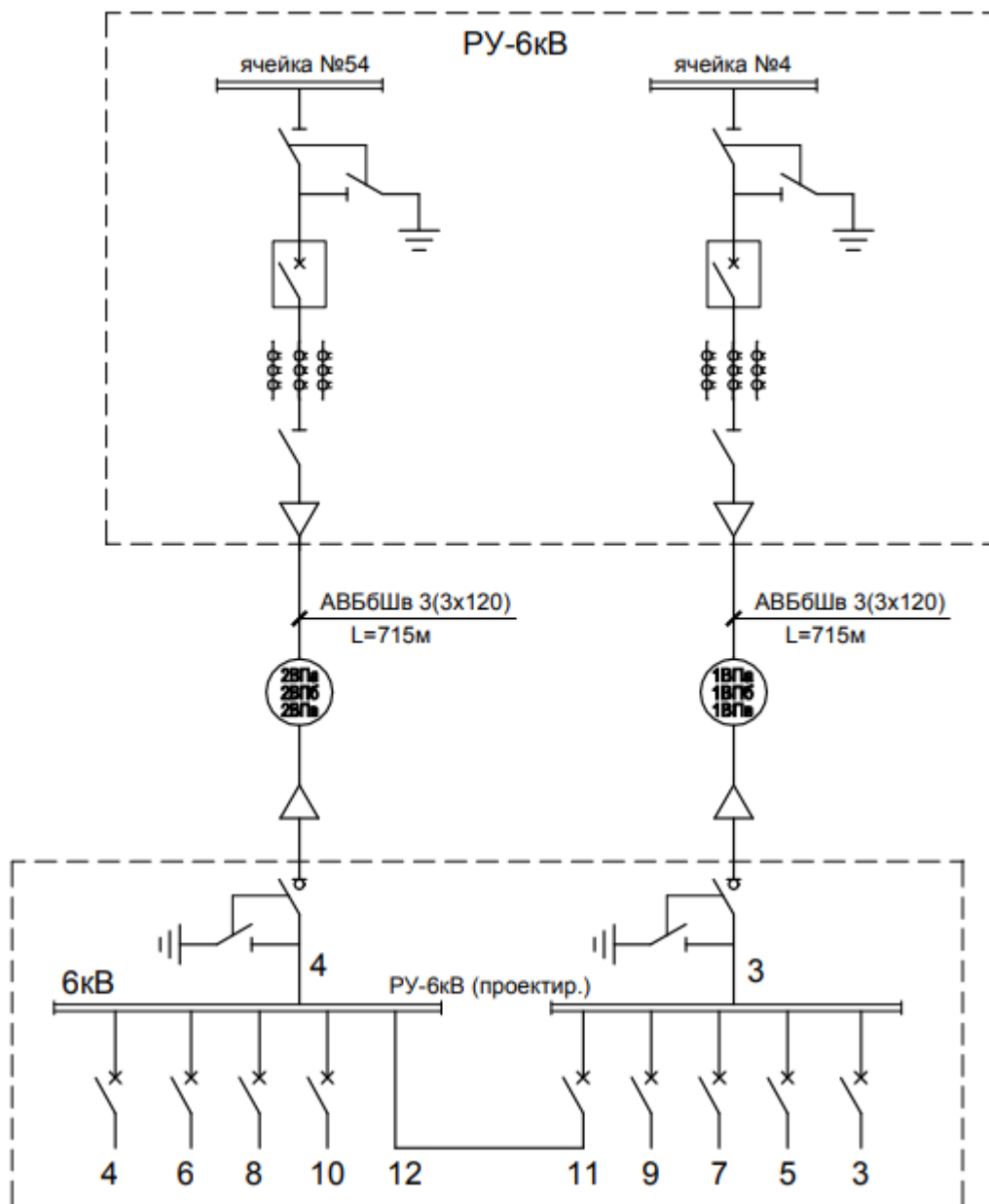


Рисунок 2.1 – Схема электропоставачання 6 кВ

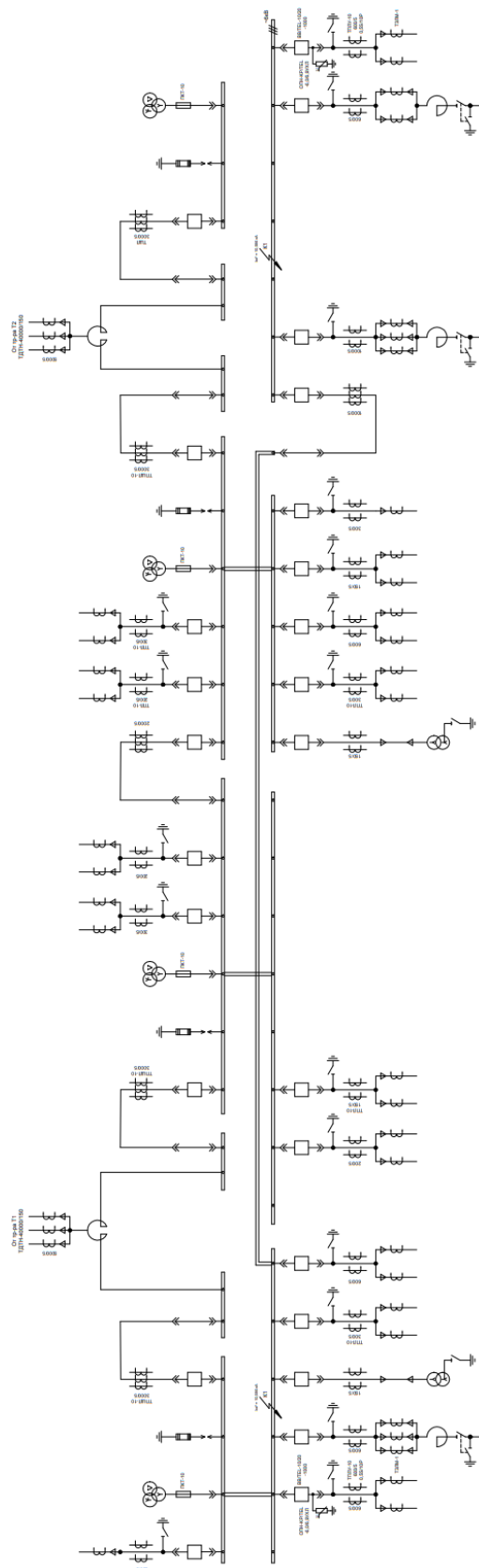


Рисунок 2.2 – ПС 150/35/6 кВ Кирова-Східна. Схема електрична однолінійна
РП-6 кВ

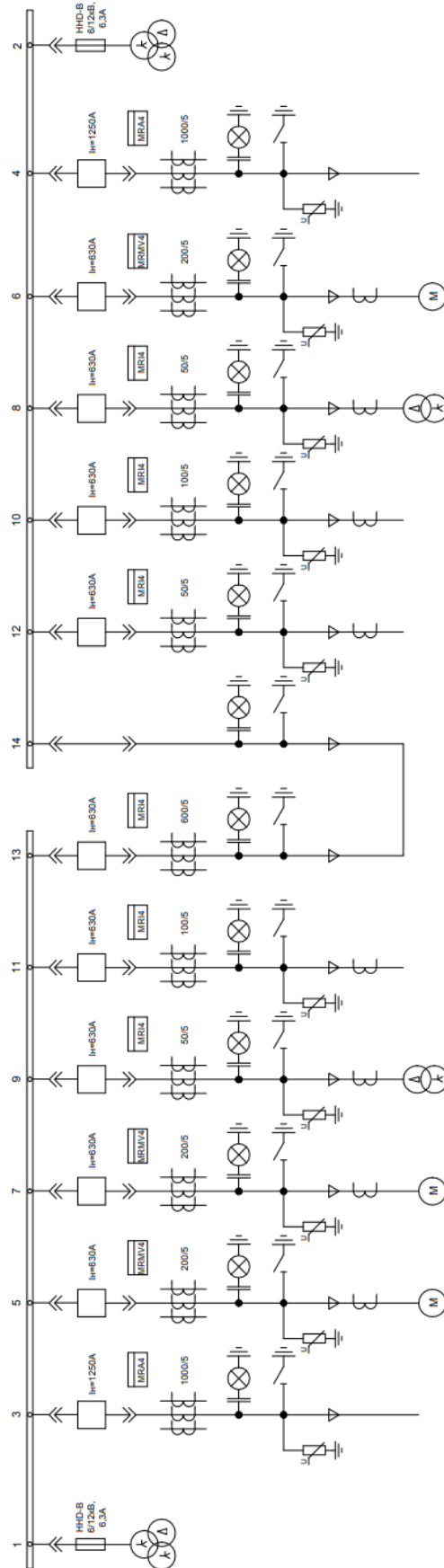


Рисунок 2.3 – Компресорна станція центрального повітропостачання РП-6 кВ.
Схема електрична однопілінійна.

3.1 Зміна потреби в енергоносіях

Відповідно до запиту, наданого ПАТ АрселорМіттал Кривий Ріг, максимальна потреба у виробництві стиснутого повітря складає 500 м³/хв. Для забезпечення цього обсягу планується збудувати нову компресорну станцію, яка включатиме три відцентрові компресори (два основні та один резервний), систему охолодження замкнутого циклу, а також систему управління технологічним і допоміжним обладнанням, системи аварійного захисту та автоматики, включаючи протипожежну безпеку. Після введення в експлуатацію нової компресорної станції, існуючу КСЦВ-3 буде виведено з експлуатації. Джерелами енергозабезпечення проектованої компресорної станції стануть електроенергія та вода. Приблизно 90% експлуатаційних витрат компресорної станції пов'язано зі споживанням електроенергії.

Внаслідок впровадження більш енергоефективних компресорних агрегатів при збереженні продуктивності, номінальна споживана потужність компресорів знизиться на 700 кВт·год.

При експлуатації компресорів протягом 8760 годин на рік, це дозволить зекономити: $8760 \times 700 = 6132000$ кВт·год.

При вартості електроенергії за I класом (35 кВ), яку постачає АТ «ДТЕК Дніпровські електромережі», у 226,41 грн. за 1 МВт·год. (без ПДВ), річна економія становитиме: $6132 \times 226,41 = 1\,388\,346,12$. грн.

3.2 Схема заміщення АД, визначення її параметрів

На рис. 3.1 показано Т-подібну схему заміщення (СЗ) АД, де введено наступні позначання: $R_1, X_1 / R_2, X_2 / X_\mu$ – активний, індуктивний опір фази статора / фази ротора / індуктивний опір контуру намагнічування.

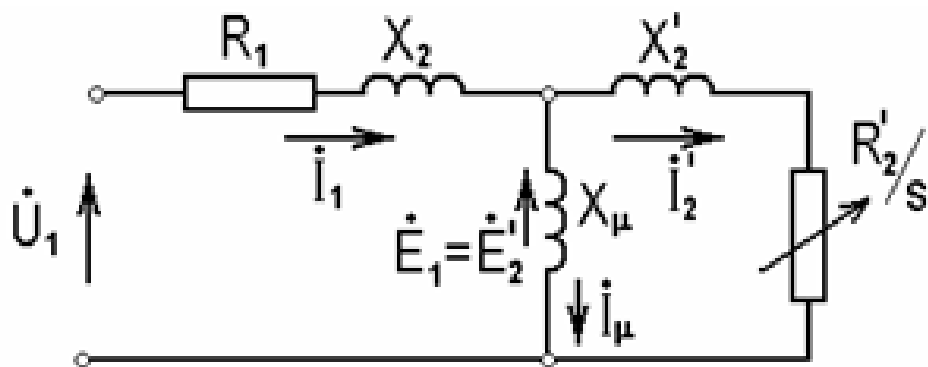


Рисунок 3.1 – Схема заміщення АД (Т-подібної форми)

Використовуючи дані паспорту приводного асинхронного двигуна компресора визначимо його основні номінальні параметри:

- кутова швидкість:

$$\omega_{\text{НОМ}} = n_{\text{НОМ}} \cdot \frac{\pi}{30} = 312,90 \frac{1}{\text{с}}; \quad (3.1)$$

- ковзання:

$$s_n = \frac{\omega_0 - \omega_{\text{НОМ}}}{\omega_0} = 0,0067 = 0,6\%; \quad (3.2)$$

- крутний момент:

$$M_{\text{НОМ}} = 1000 \cdot \frac{P_{\text{НОМ}}}{\omega_{\text{НОМ}}} = 5113,50 \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad (3.3)$$

- струм статора:

$$I_{1\text{Н}} = \frac{P_{\text{Н}}}{3 \cdot U_{1\text{Н}} \cdot \eta_{\text{Н}} \cdot \cos\varphi_{\text{Н}}} = 201,62 \text{ А}; \quad (3.4)$$

де $P_{\text{Н}}$ – потужність двигуна;

$U_{1\text{Н}}$ – фазна напруга;

$\eta_{\text{Н}}$ – ККД;

$\cos\varphi_{\text{Н}}$ – коефіцієнт потужності.

- кутова швидкість холостого ходу:

$$\omega_0 = n_0 \cdot \frac{\pi}{30} = 314,15 \frac{1}{\text{с}}. \quad (3.5)$$

Струм статора при навантаженні 75 %:

$$I_{1p} = \frac{p_* \cdot P_H}{3 \cdot U_{1H} \cdot \eta_{p_*} \cdot \cos\varphi_{p_*}} = 151,22 \text{ A}, \quad (3.6)$$

де $p_* = P/P_H$ – коефіцієнт при завантаженні 75 %;

η_{p_*} – ККД при завантаженні 75 %;

$\cos\varphi_{p_*}$ – коефіцієнт потужності при завантаженні 75 %.

ККД при номінальному навантаженні та при навантаженні 75 % приблизно рівні:

$$\eta_H = \eta_{0,75}, \quad (3.7)$$

а коефіцієнти потужності – відрізняються і ця різниця залежить від потужності двигуна (див. рис. 3.2).

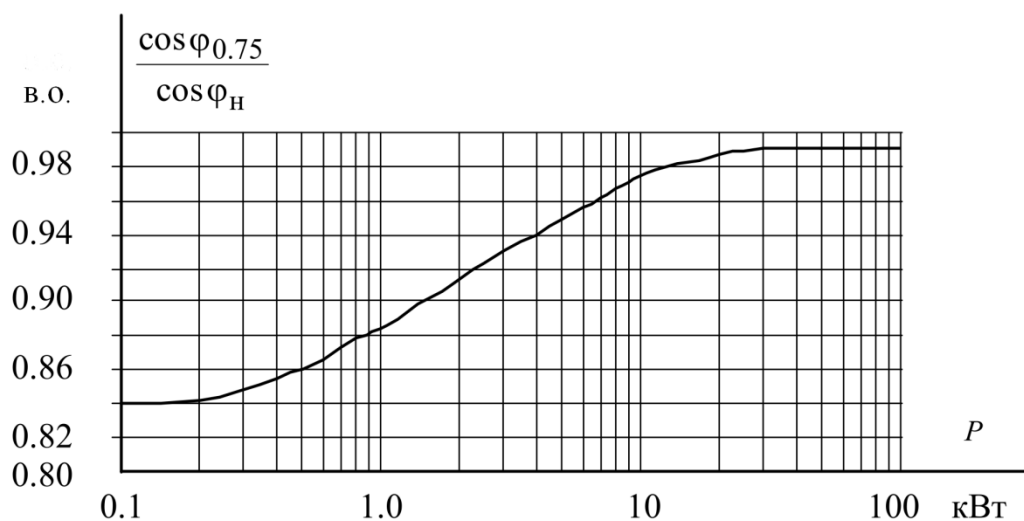


Рисунок 3.2 – Графічна залежність відношення $\cos\varphi_{0,75}/\cos\varphi_H$ від потужності АД

Тому, використовуючи залежності рис. 3.2, для двигуна компресора:

$$\cos\varphi_{0,75} \approx \cos\varphi_H. \quad (3.8)$$

$$I_0 = \sqrt{\frac{I_{1p}^2 - I_{1H}^2 \cdot [p_* \cdot (1 - s_H)/(1 - p_* \cdot s_H)]^2}{1 - [p_* \cdot (1 - s_H)/(1 - p_* \cdot s_H)]^2}} = 13,20 \text{ A}, \quad (3.9)$$

де I_{1H} – струм статора при номінальному навантаженні;

I_{1p} – струм статора при навантаженні 75%;

s_H – ковзання номінального навантаження.

Якщо порівняти струм неробочого АД зі струмом номінальним АД, то видно, що він дорівнює приблизно 30 % його значення.

Критичне ковзання:

$$S_k = S_H \frac{(\lambda_m + \sqrt{\lambda_m^2 - [1 - 2 \cdot s_H \cdot \beta \cdot (k_m - 1)]})}{1 - 2 \cdot s_H \cdot \beta \cdot (k_m - 1)} = 0,0241 = 2,84 \%, \quad (3.10)$$

де k_m – здатність АД до перевантаження;

$\beta = 1,3$ – коефіцієнт для АД (серія 4А).

Визначаємо конструктивні коефіцієнти АД:

- коефіцієнт C_1 :

$$C_1 = 1 + \frac{I_0}{2 \cdot k_I \cdot I_{1H}} = 1,006, \quad (3.11)$$

де k_I – відношення пускового струму до номінального;

- коефіцієнт A_1 :

$$A_1 = \frac{3 \cdot U_{1H}^2 \cdot (1 - s_H)}{2 \cdot C_1 \cdot k_m \cdot P_H} = 5,0495. \quad (3.12)$$

Визначаємо активні опори обмоток АД:

- ротора, приведеного до обмотки статора:

$$R_2' = \frac{A_1}{(\beta + 1/s_H) \cdot C_1} = 0,1373 \text{ Ом}. \quad (3.13)$$

- статора:

$$R_1 = C_1 \cdot R_2' \cdot \beta = 0,1795 \text{ Ом}. \quad (3.14)$$

Визначаємо:

- параметр γ :

$$\gamma = \sqrt{(1/s_k^2)^2 - \beta^2} = 35,24; \quad (3.15)$$

- індуктивний опір КЗ:

$$X_{\text{кн}} = \gamma \cdot R_2' \cdot C_1 = 4,8667 \text{ Ом.} \quad (3.16)$$

Визначаємо індуктивні опіри розсіювання фази АД:

- обмотки ротора, приведені до обмотки статора:

$$X_2' = 0,58 \cdot X_{\text{кн}}/C_1 = 2,806 \text{ Ом;} \quad (3.17)$$

- обмотки статора:

$$X_1 = 0,42 \cdot X_{\text{кн}} = 2,044 \text{ Ом.} \quad (3.18)$$

Визначаємо параметри контуру намагнічування АД:

- ЕРС:

$$E_m = \sqrt{(U_{1\text{н}} \cdot \cos\varphi_{\text{н}} - R_1 \cdot I_{1\text{н}})^2 + (U_{1\text{н}} \cdot \sqrt{1 - \cos^2\varphi_{\text{н}}} - X_1 \cdot I_{1\text{н}})^2} = 3220 \text{ В;} \quad (3.19)$$

- індуктивний опір:

$$X_{\mu} = E_m/I_0 = 244 \text{ Ом.} \quad (3.20)$$

3.3 Природні характеристика приводного асинхронного двигуна компресора

Використаємо для розрахунків приводного асинхронного двигуна компресора комплексний метод, згідно з яким отримаємо наступні комплексні значення опорів за виразами:

- ротора:

$$Z_2(s) = \frac{r_2}{s} + j \cdot x_2; \quad (3.21)$$

- кола намагнічування:

$$Z_{\mu} = j \cdot x_{\mu}; \quad (3.22)$$

- роторного кола СЗ:

$$Z_{20}(s) = \frac{Z_2(s) \cdot Z_{\mu}}{Z_2(s) + Z_{\mu}}; \quad (3.23)$$

- кола статора:

$$Z_1(s) = r_1 + j \cdot x_1; \quad (3.33)$$

- схеми заміщення (СЗ):

$$Z_0(s) = Z_1(s) + Z_2(s). \quad (3.34)$$

Визначаємо також наступні параметри АД за виразами:

- струм статора:

$$I_1(s) = \frac{U_1}{Z_0(s)}; \quad (3.35)$$

- напругу на затискачах кола ротора:

$$E_{20}(s) = U - I_1(s) \cdot Z_1(s); \quad (3.36)$$

- струм ротора:

$$I_2(s) = \frac{E_{20}(s)}{Z_2(s)}; \quad (3.37)$$

- електромагнітний момент:

$$M_{\text{эм}}(s) = 3 \cdot (|I_2(s)|)^2 \cdot \frac{r_2}{\omega_0 \cdot s}; \quad (3.38)$$

- спожиту активну потужність:

$$P_{\text{АД}}(s) = 3 \cdot \text{Re} \left(U_1 \cdot \widehat{I}_1(s) \right); \quad (3.39)$$

- спожиту реактивну потужність:

$$Q_{\text{АД}}(s) = 3 \cdot \text{Im} \left(U_1 \cdot \widehat{I}_1(s) \right); \quad (3.40)$$

- ККД:

$$\eta(s) = \frac{M_{\text{эм}}(s) \cdot \omega_0 \cdot (1 - s)}{P_{\text{АД}}(s)}; \quad (3.41)$$

- коефіцієнт потужності:

$$k_m(s) = \cos \left(\arg(Z_0(s)) \right). \quad (3.42)$$

Розрахунки за виразами (3.21) – (3.42) виконано за допомогою MATLAB, а отримані розрахунки характеристик двигуна компресора (швидкісна, електромеханічна та енергетична) приведені на рис. 3.3 – 3.7.

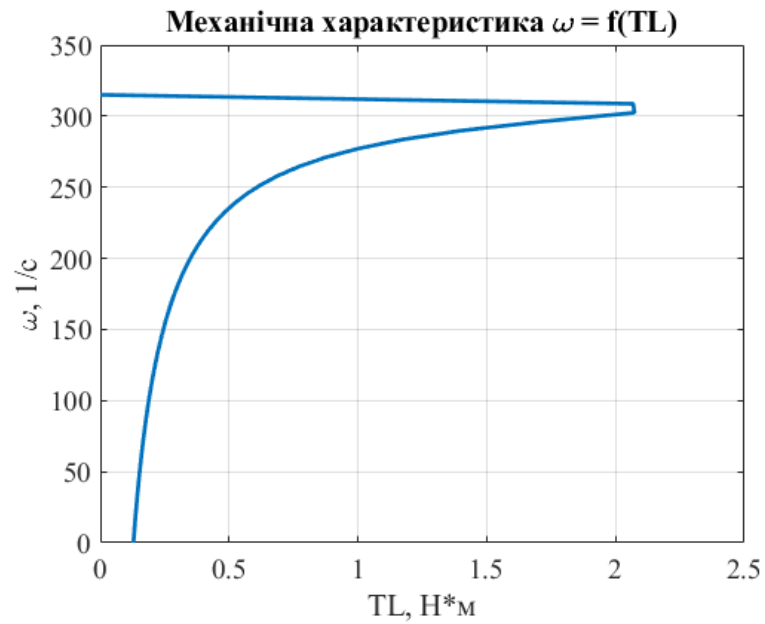


Рисунок 3.3 – Характеристика двигуна компресора

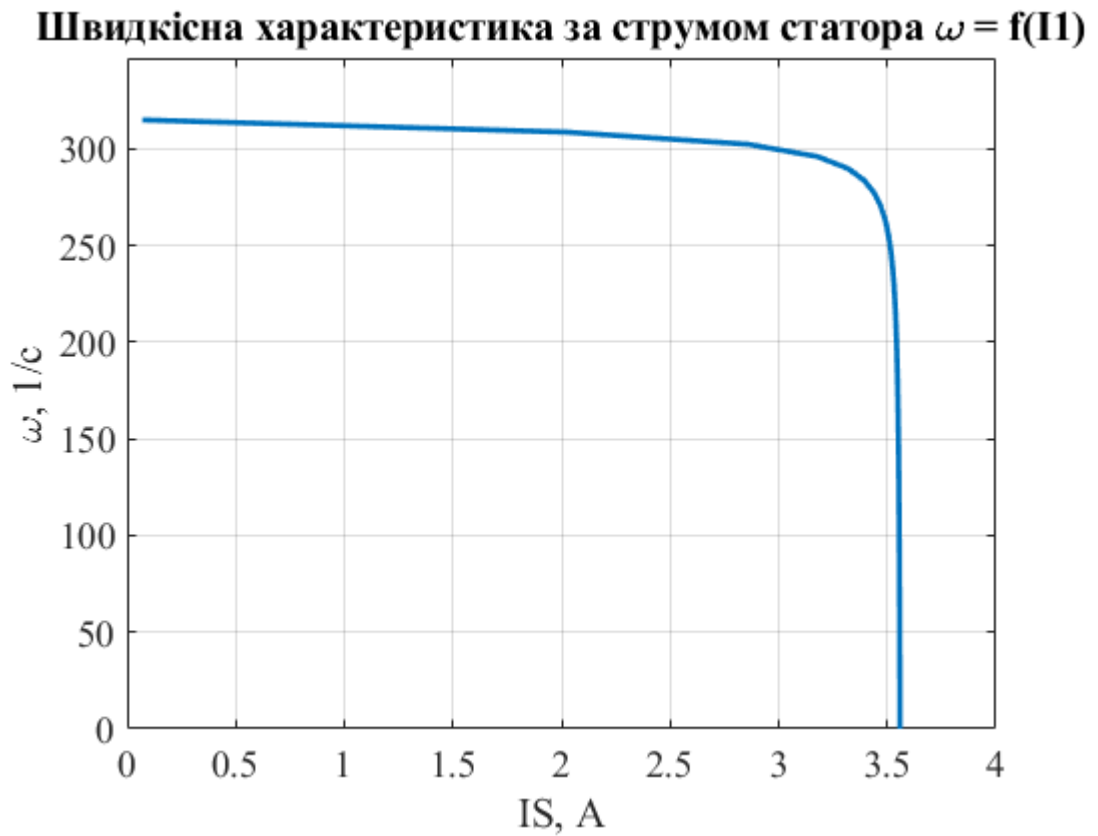


Рисунок 3.4 – Характеристика двигуна компресора

Швидкісна характеристика за струмом ротора $\omega = f(I_2)$

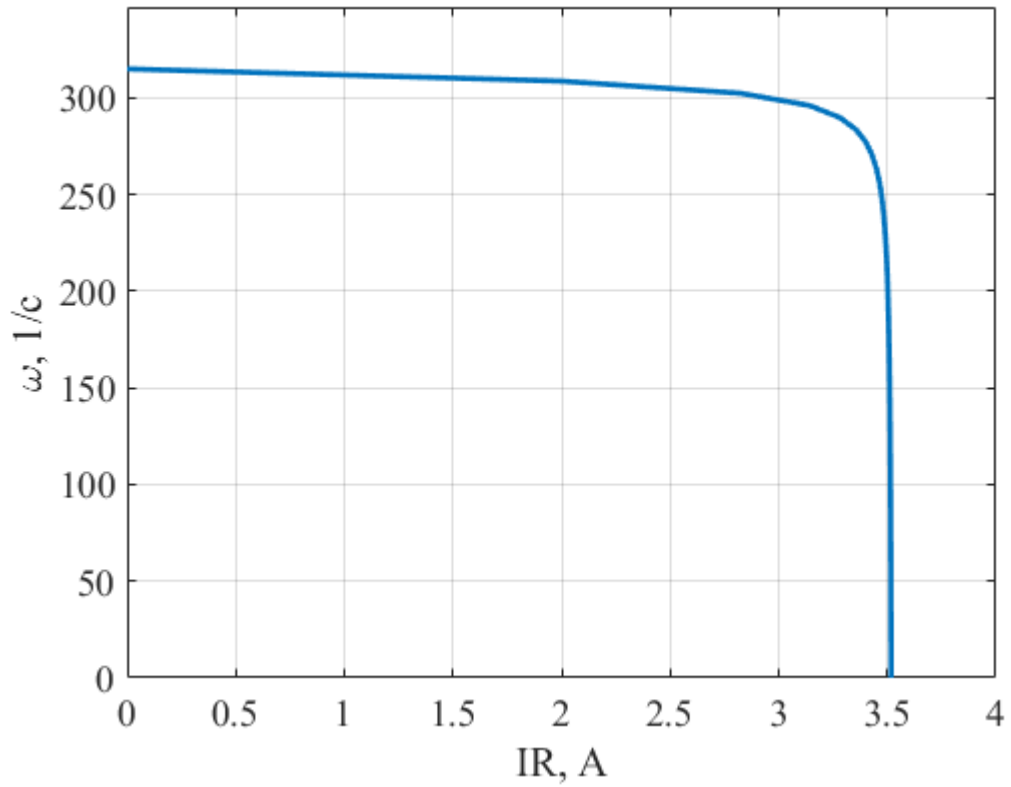


Рисунок 3.5 –Х арактеристика двигуна компресора

Природна енергетична характеристика $\eta = f(\omega)$

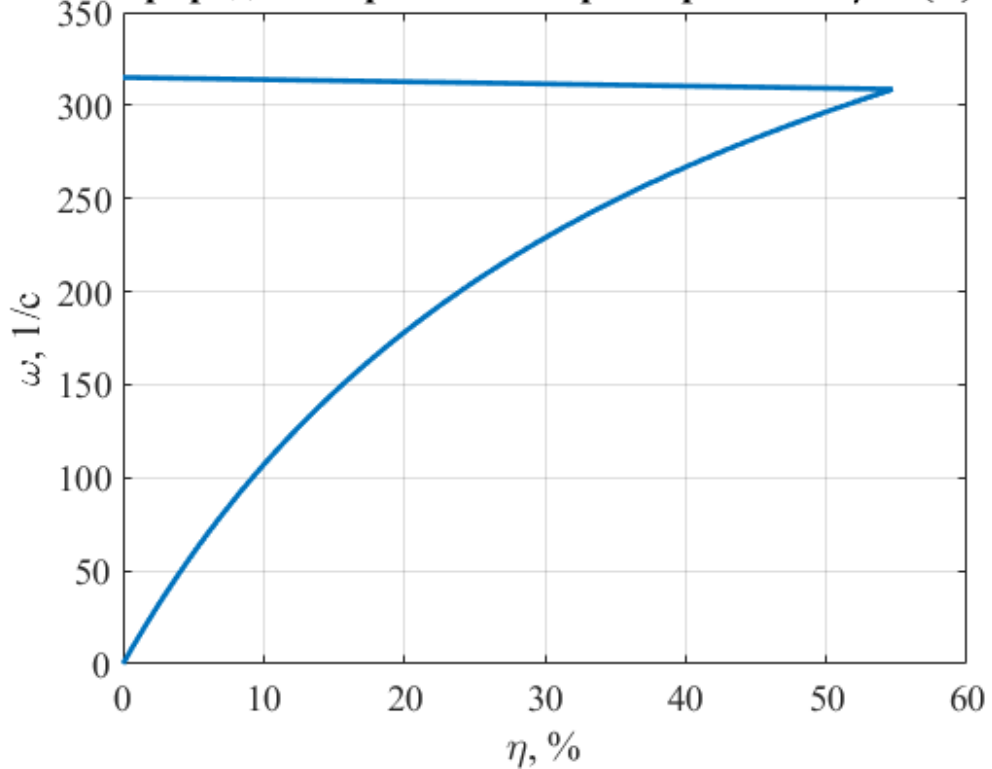


Рисунок 3.6 –характеристика двигуна компресора (ККД)

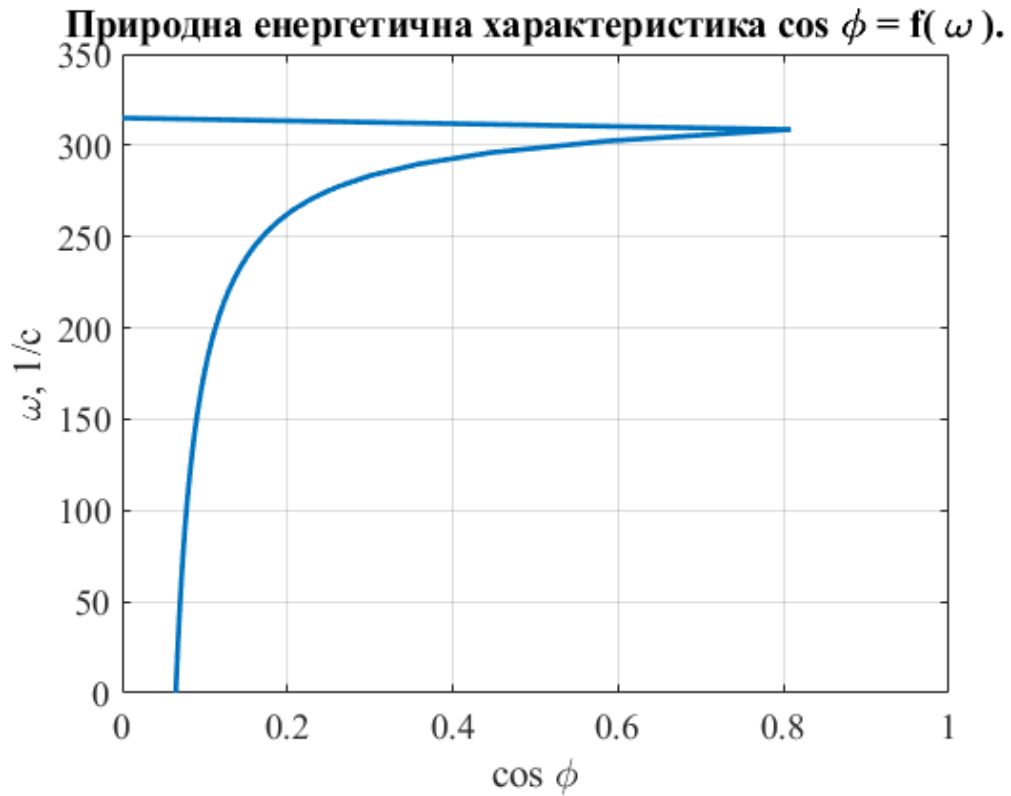


Рисунок 3.7 – характеристика двигуна компресора ($\cos \phi$)

3.4 Характеристики АД при регулюванні U статора

Також, за виразами (3.21) – (3.42) розраховані штучні характеристики в програмі MATLAB, а отримані розрахунки сімейств характеристик двигуна компресора (швидкісна, електромеханічна та енергетична) приведені на рис. 3.8 – 3.11.

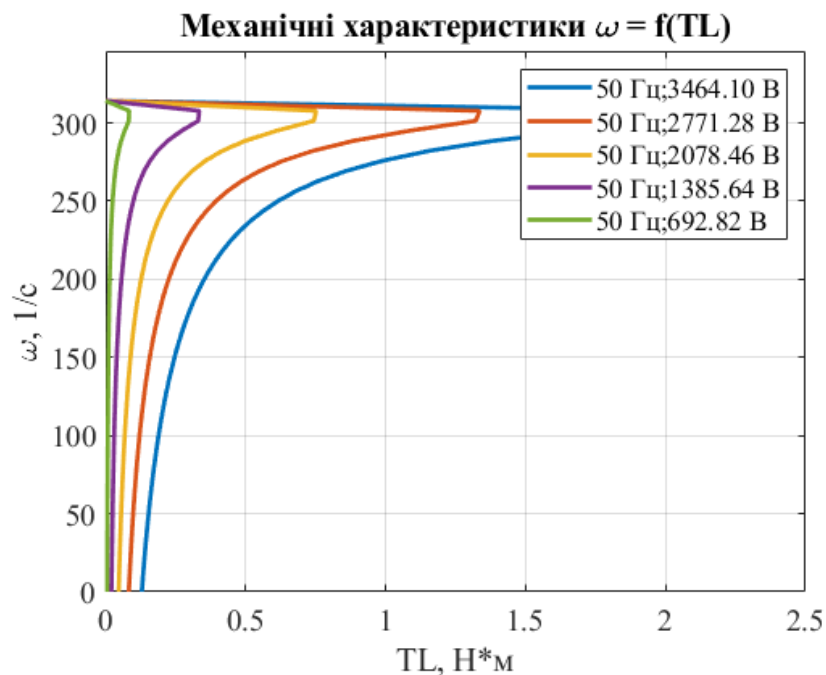


Рисунок 3.8 – характеристика двигуна компресора

Швидкісні характеристики за струмом ротора $\omega = f(I_2)$

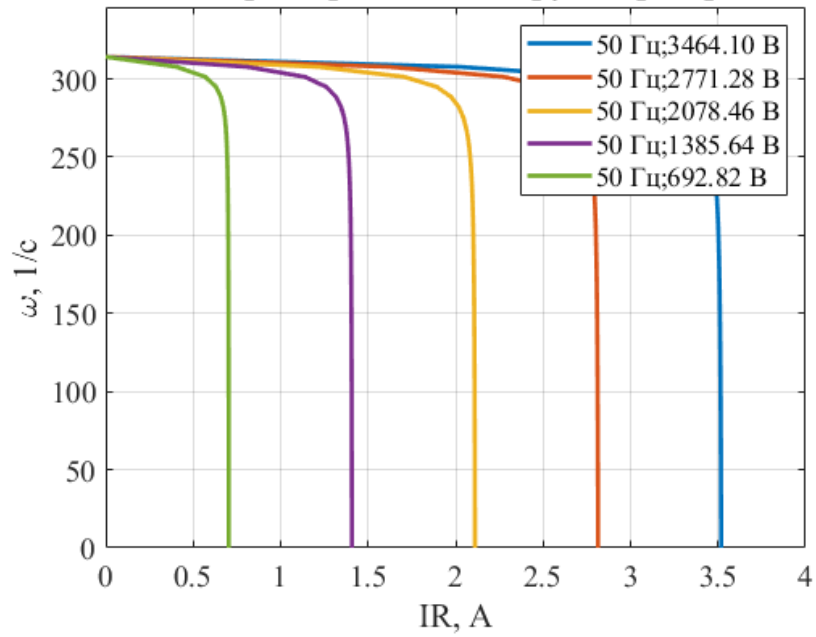


Рисунок 3.9 – х арактеристики двигуна компресора (струм ротора)

Швидкісні характеристики за струмом статора $\omega = f(I_1)$

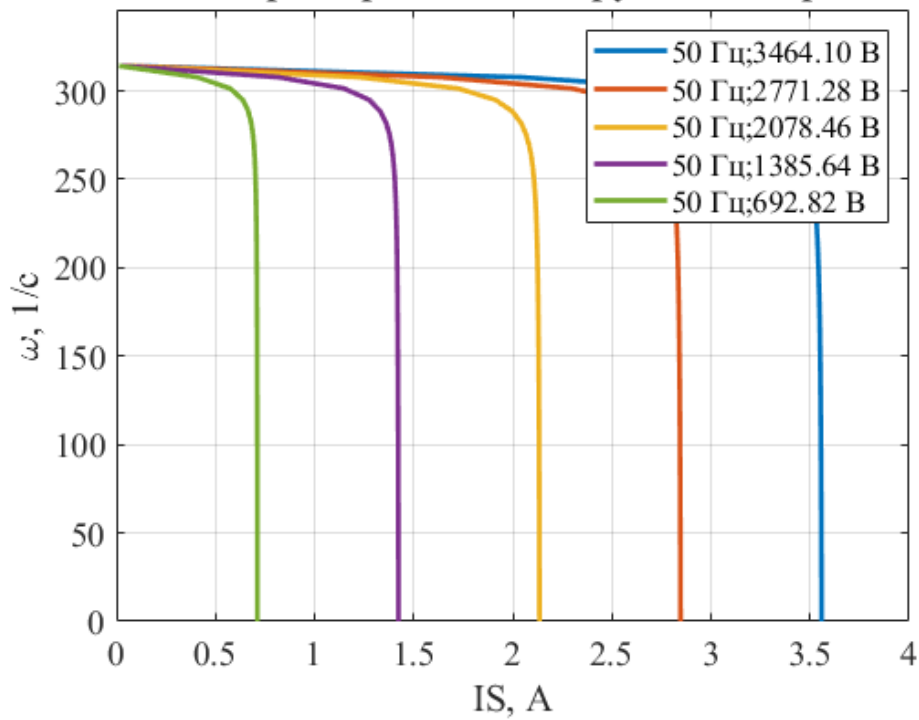


Рисунок 3.10 – х арактеристики двигуна компресора (струм статора)

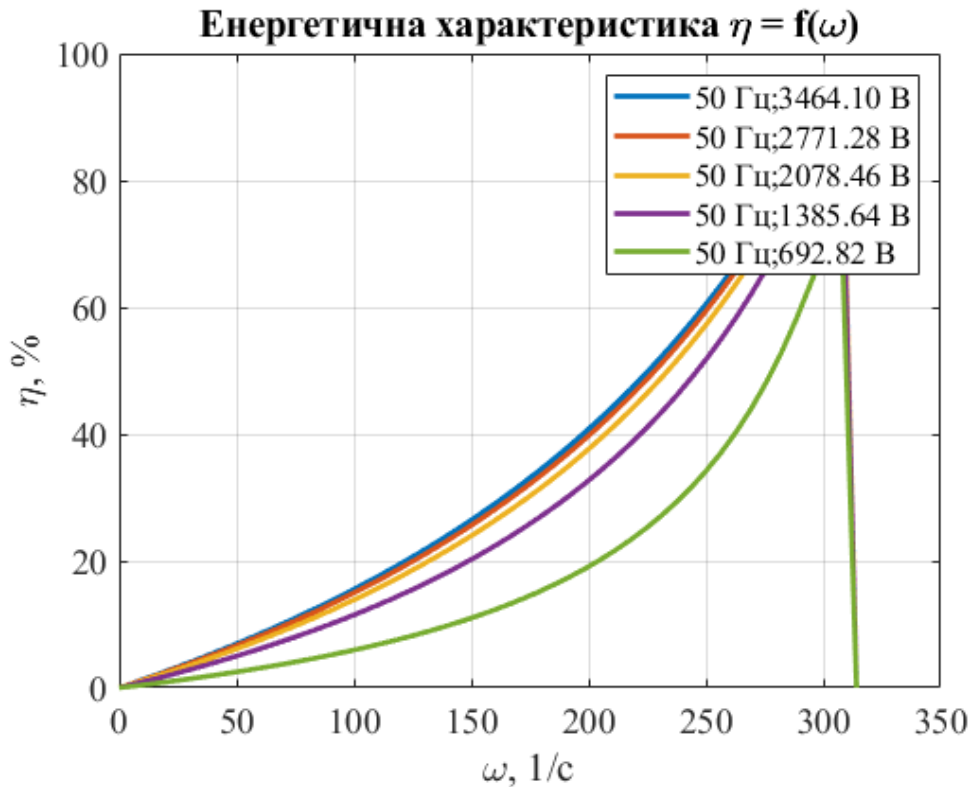


Рисунок 3.11 – х характеристики двигуна компресора (ККД)

3.5 Прямий пуск компресора (математичне моделювання)

При розрахунках пускових режимів електроприводу компресора необхідно визначити загальний момент інерції електроприводу та параметри вентиляторного моменту опору компресора.

Спираючись на формулу Бланка, запишемо вираз для вентиляторного моменту опору компресора у вигляді:

$$T_L = T_R \cdot (0,1 + 0,9 \cdot \alpha \cdot \omega^2), \quad (3.43)$$

де T_R – номінальний крутний момент електродвигуна; коефіцієнт пропорційності α визначаємо за даними номінального режиму роботи електроприводу:

$$\alpha = \frac{0,9 \cdot T_R}{\omega_R^2} = \frac{0,9 \cdot 5113,5}{312,9^2} = 0,047. \quad (3.44)$$

Остаточно отримаємо такий вираз для вентиляторної характеристики моменту опору компресора:

$$T_L = 511,35 + 0,047 \cdot \omega^2. \quad (3.45)$$

Математична модель асинхронного двигуна з урахування вентиляторного характеру моменту опору з використанням елементів бібліотеки SimPower наведена на рис. 3.12.

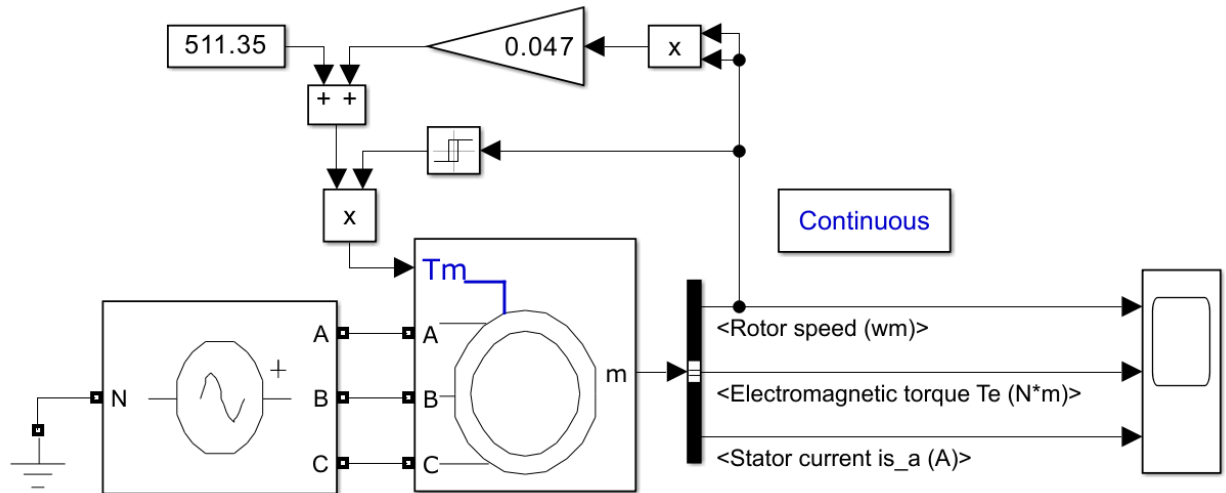


Рисунок 3.12 – Математична модель запуску компресора

Отримані результати розрахунків прямого пуску при повністю відкритій засувці компресора наведено на рис. 3.13.

Час пуску склав 14,75 с. Значення пускового та номінального струмів, максимального крутного моменту двигуна в процесі пуску співпадають з паспортними даними двигуна, що підтверджує адекватність роботи математичної моделі.

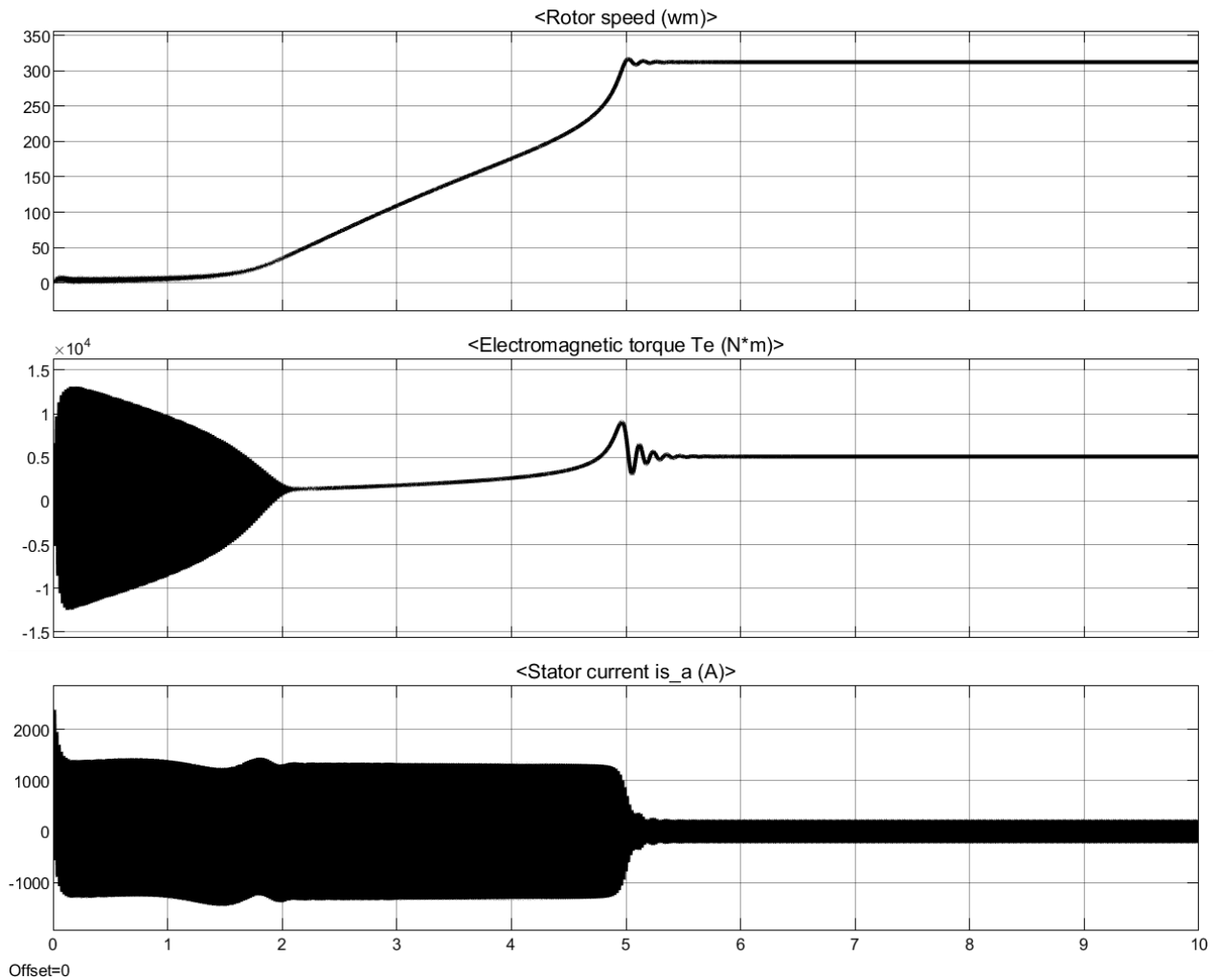


Рисунок 3.13 – Запуск компресора

3.6 Плавний пуск компресора (математичне моделювання)

За допомогою MATLAB/Simulink було реалізовано математичну модель електроприводу компресора для дослідження плавного пуску електродвигуна при плавній розгортці напруги живлення від початкового значення до повної номінальної напруги за вказаний проміжок часу.

Мінімальне початкове значення напруги обмежується необхідністю подолання моменту опору холостого ходу, який було прийнято рівним 10% від номінального.

Математична модель асинхронного двигуна компресора з урахування вентиляторного характеру моменту опору та плавним пуском при регулюванні напруги живлення наведена на рис. 3.14.

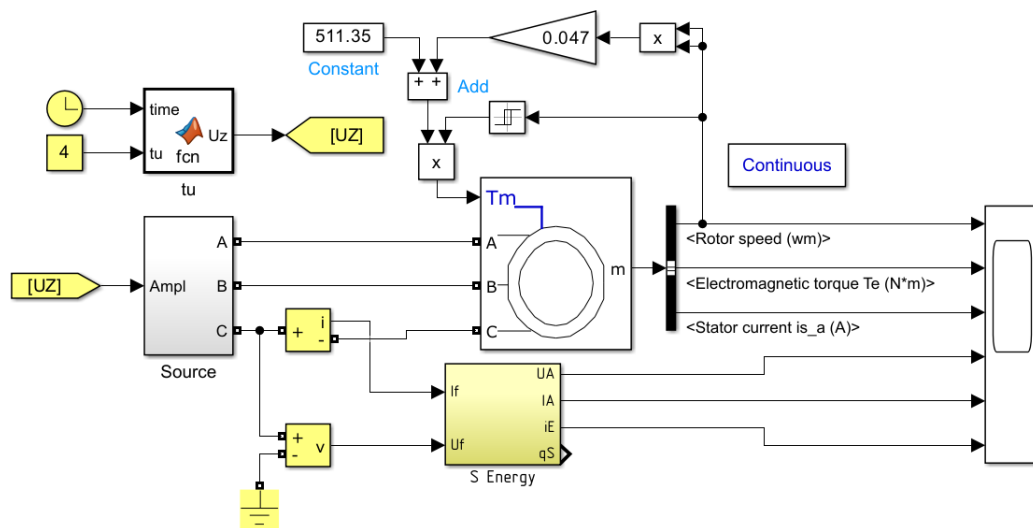


Рисунок 3.14 – модель компресора при плавним пуском

На рис. 3.15, 3.16 наведено результати моделювання плавного пуску компресора з часом розгортки напруги живлення від 0,4 номінальної до номінальної відповідно за 5 секунд і за 40 секунд.

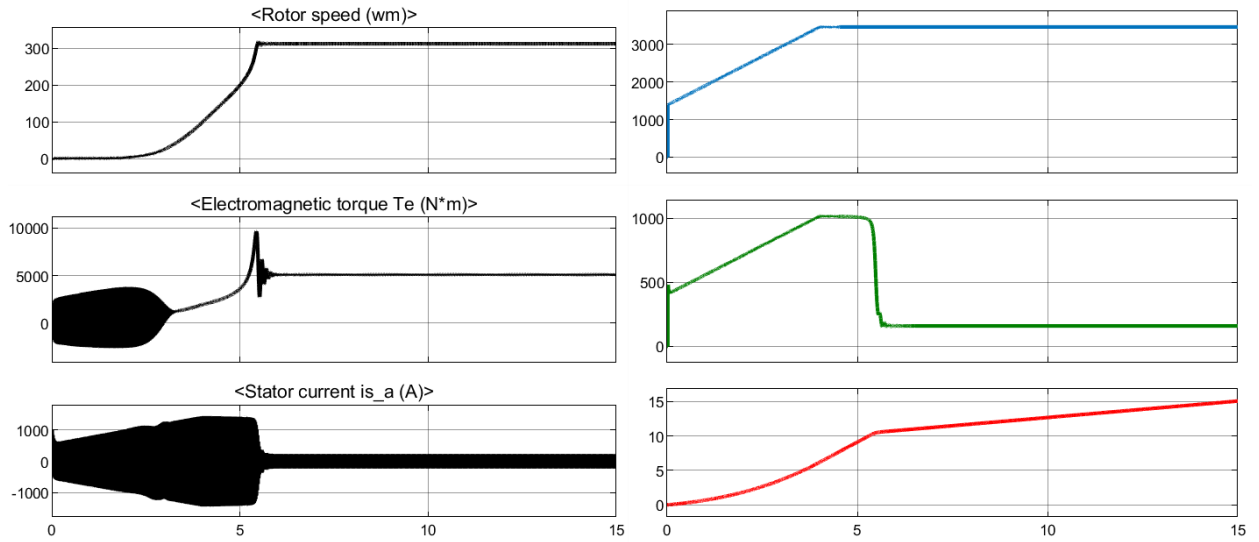


Рисунок 3.15 – Плавний запуск 1 компресора

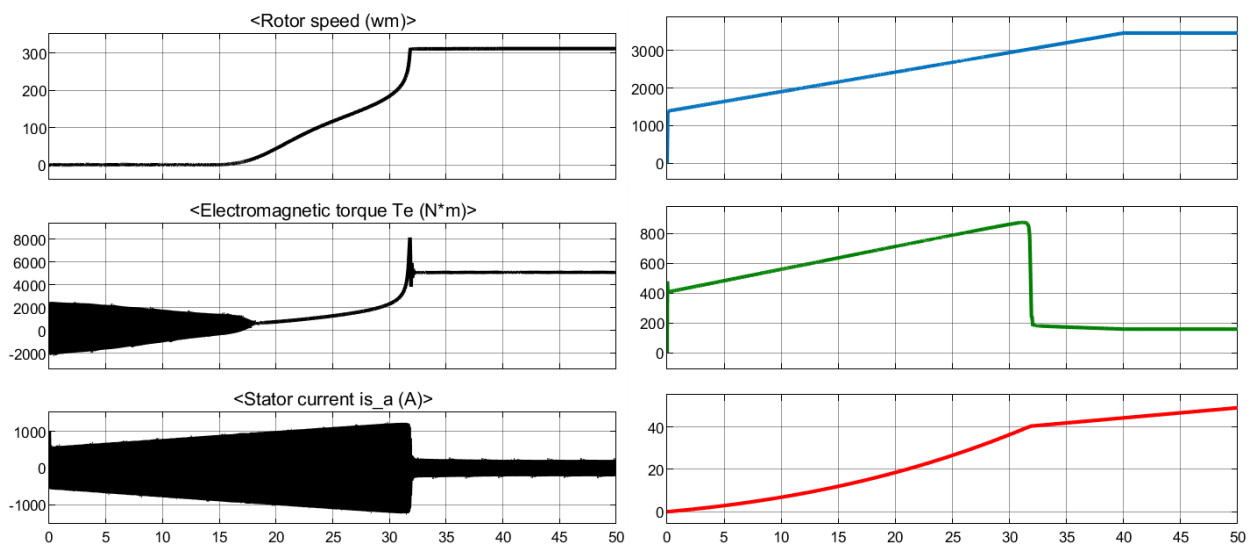


Рисунок 3.16 – Плавний запуск 2 компресора

Збільшення часу розгортки живлячої напруги сприяє обмеженню пускового струму та коливань обертового моменту.

Стабілізація пускового струму на постійному рівні може бути досягнута за умови використання пускових пристроїв з частотним керуванням.

Визначення показників споживання електроенергії під час пуску вимагає додаткових досліджень.

ВИСНОВКИ ПО РОБОТІ

1. Ознайомившись з проєктною документацією шахти Артем-1 щодо модернізації КСЦВ доведено, що необхідно спроектувати нову компресорну станцію.

2. Проведено вивчення технічних пропозицій відомих зарубіжних виробників компресорних установок: Ingersoll Rand (США), Samsung Techwin (Корея), Cameron, (США) та працюючий на КСЦВ компресор К 500-61-5.

3. Запропонована технологічна схема та включені ОТР технологічні заходи забезпечують постачання стисненого повітря обсягом 500 м³/хв з тиском 7 бар для споживачів шахтоуправління.

4. Виведення з експлуатації КСЦВ-3, що містить фізично зношені та морально застарілі компресори марки К-501, дозволить зменшити їх негативний вплив на навколишнє середовище, а також покращити умови праці, приведені у відповідність до сучасних санітарно-гігієнічних норм.

5. Реалізація запропонованих ОТР заходів щодо будівництва нової компресорної станції забезпечить:

- повне (на 100%) постачання стисненим повітрям для споживачів шахтоуправління;
- зниження витрат на енергоносії завдяки впровадженню більш енергоефективного обладнання;
- зменшення витрат енергоресурсів через утилізацію тепла, що виділяється при охолодженні компресорів.

6. Розглянуто пропозиції щодо електротехнічних рішень модернізації компресорних установок: розробка електропостачання зовнішнього, 35 кВ, 6 кВ та 0,4 кВ.

7. Виконано розрахунки параметрів схеми заміщення електродвигуна компресора; розраховано природні швидкісні, електромеханічні та енергетичні характеристики електродвигуна компресора.

8. Використавши MATLAB/Simulink було реалізовано математичну модель електроприводу компресора для дослідження прямого пуску та плавного пуску

електродвигуна. Отримані результати підтверджують доцільність використання плавного запуску.