

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
КРИВОРІЗЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ЕЛЕКТРОТЕХНІЧНИЙ ФАКУЛЬТЕТ
КАФЕДРА ЕЛЕКТРОМЕХАНІКИ

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА ДО ВИПУСКНОЇ МАГІСТЕРСЬКОЇ РОБОТИ

зі спеціальності

141 «Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка»

за освітньо-професійною програмою
«Електромеханічне обладнання енергоємних виробництв»

ТЕМА РОБОТИ:

АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЇ ТА ІСНУЮЧИХ ТЕХНІЧНИХ
РІШЕНЬ ЩОДО МОДЕРНІЗАЦІЇ «ВІБРАЦІЙНОГО
ЖИВИЛЬНИКА»

Виконав: магістр групи ЕМО-24м _____ Станіслав ФУРСЕНКО
Керівник випускної роботи _____ Олександр ІЛЬЧЕНКО
Завідувач кафедри _____ Станіслав ТОЛМАЧОВ

Кривий Ріг

2025 р.

**ЗАВДАННЯ НА
ВИПУСКНУ РОБОТУ
ЗДОБУВАЧУ ВИЩОЇ ОСВІТИ**

Фурсенку Станіславу Віталійовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: «Аналіз конструкції та існуючих технічних рішень щодо модернізації «Вібраційного живильника»

2. Строк подання здобувачем роботи : 5 грудня 2025 р.

3. Мета та завдання випускної роботи:

Мета та завдання випускної роботи – дослідження роботи електроприводу вібраційного живильника в умовах задізорудної шахти, аналіз статичних та енергетичних характеристик електроприводу, розробка та дослідження теплових режимів оботи електроприводу вібраційного живильника у MATLAB/Simulink.

4. Зміст пояснювальної записки (перелік питань, які необхідно розробити) :

Опис технологічного устаткування;

Режими роботи електроприводу вібраційного живильника;

Аналіз теплових режимів електроприводу вібраційного живильника та шляхи підвищення його надійності;

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)

Слайди презентації у кількості 9 штук _____

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали консультанта	Дата, підпис	
		Завдання видав	Завдання прийняв
I	Ільченко О.В.	05.09.2025	10.10.2025
II	Ільченко О.В.	05.09.2025	3.11.2025
III	Ільченко О.В.	05.09.2025	25.11.2025

7.Календарний план виконання роботи та консультацій

№	Назва етапів роботи	Дата виконання
1	Огляд науково-технічної літератури з питань проектування, конструювання та математичного моделювання вібраційних машин.	28.09.2025
2	Формулювання об'єкта, предмета та мети дослідження	3.10.2025
3	Вібролюк 1АШЛ, загальні відомості, технічні характеристики	14.10.2025
4	Рохрахунки потужності електроприводу та визначення зусиль у механічній частині вібролюка 1АШЛ	24.10.2025
5	Розрахунок статичних та енергетичних характеристик нерегульованого електроприводу вібролюка 1АШЛ	28.10.2025
6	Розробка чотирьохтільної теплової моделі АД та математичне моделювання теплових режимів електроприводу вібролюка 1АШЛ у MATLAB/Simulink.	3.11.2025
7	Аналіз теплових режимів електроприводу вібролюка 1АШЛ та шляхи підвищення його надійності	5.11.2025
9	Оформлення пояснювальної записки та презентації випускної роботи	05.12.2025

Дата видачі завдання 05.09.2025 р.

Здобувач вищої освіти

(підпис)

Керівник роботи

(підпис)

Фурсенко С.В.

(ПІБ)

Ільченко О.В.

(ПІБ)

ЗМІСТ

Реферат.....	5
Вступ	7
Розділ 1 Опис технологічного устаткування.....	9
1.1 Загальні відомості про вібротранспорт.....	9
1.2. Вібролюк 1АШЛ, загальні відомості, область застосування.....	12
1.3. Розрахунок потужності електроприводу вібролюка.	15
1.3.1 Розрахунки споживаної потужності.....	17
1.3.2 Розрахунки збурюючого зусилля.	20
1.3.3. Розрахунки вібратора.....	21
1.4 Визначення маси й геометричних розмірів дебаланса	21
1.5. Розрахунки довговічності підшипників вібратора	25
1.6. Розрахунки пружної системи.	27
1.6.1. Визначення геометричних розмірів амортизаторів	27
1.7 Привідний двигун вібролюка та схема прямого запуску	29
Висновки до розділу 1	31
Розділ 2 РЕЖИМИ РОБОТИ ЕЛЕКТРОПРИВОДУ ВІБРАЦІЙНОГО ЖИВИЛЬНИКА	32
2.1 Складання схеми заміщення електроприводу вібраційного живильника і розрахунок її параметрів.....	32
2.2 Розрахунок природних характеристик електроприводу	35
2.3 Теплова модель електродвигуна. Стандартні режими	37
2.4 Уточнена теплова модель асинхронного двигуна	41
Висновки до розділу 2	48
Розділ 3 АНАЛІЗ ТЕПЛОВИХ РЕЖИМІВ ЕЛЕКТРОПРИВОДУ ВІБРАЦІЙНОГО ЖИВИЛЬНИКА ТА ШЛЯХИ ПІДВИЩЕННЯ ЙОГО НАДІЙНОСТІ.....	50
3.1 Віртуальна модель асинхронного двигуна	50
3.1.1 Момент навантаження електроприводу вібраційного живильника.....	52
3.2 Математична модель для розрахунку теплових режимів електроприводу вібраційного живильника	53
Висновки до розділу 3	58
Висновки	60
Перелік використаних джерел	62

					КНУ РМ.141.25.476с.12.3М			
Вим.	Лист	№ докум.	Підпис		Зміст			
Розроб.		Фурсенко С.В..						
Перевір.		Ільченко О.В.						
Реценз.								
Н. Контр.		Ільченко О.В.						
Затверд.		Толмачов С.Т.						
					Літ.	Арк.	Аркушів	
						4		
					ЕМ гр. ЕМО-24м			

Реферат

63 сторінок, 3 таблиць, 24 рисунків, 12 джерел літератури.

Тема випускної роботи: «Аналіз конструкції та існуючих технічних рішень щодо модернізації «Вібраційного живильника»

Об'єктом дослідження магістерської роботи є вібраційний живильник як технічна система для транспортування та дозування сипких матеріалів..

Предметом дослідження магістерської роботи є конструктивні особливості та технічні рішення щодо підвищення надійності вібраційних живильників.

Метою роботи є аналіз конструкції вібраційного живильника для виявлення його ключових недоліків та обмежень. На основі цього аналізу систематизувати існуючі технічні рішення щодо модернізації та обґрунтувати найбільш ефективні з них для підвищення продуктивності та надійності роботи.

Питання аналізу теплових режимів електроприводу вібраційного живильника є вкрай актуальним у сучасному промисловому виробництві, де надійність обладнання безпосередньо впливає на безперебійність технологічних процесів. Електропривід, як джерело збудження коливань, працює в режимі значних динамічних навантажень, що призводить до інтенсивного виділення тепла та ризику перегріву. Неконтрольоване підвищення температури обмоток та магнітопроводу знижує електро-механічні характеристики двигуна, призводить до деградації ізоляції, значного скорочення ресурсу та, як наслідок, до раптових відмов. Такі відмови зупиняють поточні лінії, що тягне за собою значні економічні збитки через простой та дорогий аварійний ремонт.

					КНУ РМ.141.25.479с.12.РФ				
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата					
Розроб.		Фурсенко С.В..			Реферат	Літ.	Арк.	Аркушів	
Перевір.		Ільченко О.В.					5		
Реценз.						ЕМ гр. ЕМО-24м			
Н. Контр.		Ільченко О.В.							
Затверд.		Толмачов С.Т.							

Таким чином, дослідження теплових процесів та розробка на його основі ефективних заходів з термостабілізації – будь то оптимізація конструкції систем охолодження, впровадження систем теплового моніторингу або адаптація алгоритмів роботи – є необхідним кроком для підвищення надійності, довговічності та енергоефективності вібраційних живильників. Це забезпечує стабільність виробничих циклів, зменшує витрати на обслуговування та відповідає вимогам сучасних ресурсо- та енергозберігаючих технологій.

При виконанні випускної роботи використані різноманітні методи дослідження, такі як математичні розрахунки, графічні побудови, математичні залежності та теоретичні положення з курсів «Електричні машини», «Теоретичні основи електротехніки», «Розрахунки і конструювання електромеханічного обладнання», «Сучасні методи ідентифікації, моніторингу та діагностики електромеханічного обладнання».

Ключові слова: ВІБРАЦІЙНИЙ ЖИВИЛЬНИК, ТЕХНІЧНИЙ АНАЛІЗ, АСИНХРОННИЙ ЕЛЕКТРОПРИВОД, ТЕПЛОВА МОДЕЛЬ, НАДІЙНІСТЬ.

					КНУ РМ.141.25.476с.12.РФ	Лист
						6
Вим.	Лист	№ докум.	Підпис			

Вступ

Основним напрямом подальшого розвитку вітчизняної гірничо-видобувної промисловості є підвищення продуктивності праці за рахунок технічного переозброєння підприємств на базі нової високопродуктивної техніки і впровадження передової технології гірничих робіт. Розвиток техніки для видобутку руд базується на застосуванні комплексів машин та обладнання, які забезпечують механізацію та автоматизацію всіх виробничих процесів.

Одним з найбільш важливих ланок у комплексній механізації підземного видобутку руд є процес переміщення руди від забою до поверхні, включаючи операції випуску, навантаження і доставки її в межах очисного вибою та транспорту по магістральним виробкам до ствола шахти. На доставку та транспортування руди припадає близько 50% всіх витрат з видобутку.

До сучасних машин рудничного транспорту пред'являються такі основні вимоги, як високий рівень якості, надійності, надійності та довговічності, агрегатування, стандартизація та уніфікація складальних одиниць, що забезпечують складання транспортних машин багатоцільового призначення, дотримання санітарних норм за рівнем шуму, вібрації та запиленості, автоматизація на базі мікропроцесорної техніки і дистанційне керування транспортними машинами.

На підприємствах гірничо-рудної промисловості в залежності від призначення і гірничо-геологічних умов використовують різні види транспортних машин.

					КНУ РМ.141.25.479с.12.ВС			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Вступ			
Розроб.		Фурсенко С.В.						
Перевір.		Ільченко О.В.						
Реценз.								
Н. Контр.		Ільченко О.В.						
Затверд.		Толмачов С.Т.						
					Літ.	Арк.	Аркушів	
							7	
					ЕМ гр. ЕМО-24м			

При підземній розробці міцних руд чорних і кольорових: металів як основних ви-дів рудничного транспорту застосовують доставку під дією власної ваги, скреперні установки, самохідні вантажно-транспортні машини, підземні автосамоскиди, різні конструкції живильників і конвеєрів, локомотивний рельсовий транспорт.

На випуску та доставки руди розширюється область застосування комплексів транс-кравців машин безперервної дії, вібраційних живильників і конвеєрів, які дозволяють перейти на потокову технологію підземних гірничих робіт, знизити собівартість ви-добутку руди і збільшити більш ніж в 2 рази продуктивність праці робітника по блоку.

На вітчизняних рудних шахтах при розробці міцних: руд широко застосовують вібраційні живильники з донним випуском руди і навантаженням у вагонетки локомотивного магістрального транспорту або автосамоскиди, а також на скреперний: штрек або в рудоспуски. Технічна продуктивність сучасних вібраційних живильників становить 900-1200 т/год. В умовах шахти «Октябрьська» для завантаження видобутої руди у вагонетки використовуються вібраційні живильники типу АШЛ-1.

Важливою проблемою, що виявилася у процесі експлуатації, є незадовільно низка надійність роботи електроприводу вібраційного живильника. Строк роботи електричного двигуна в практичних умовах знаходиться у діапазоні від 7 до 60 днів, що приводить як до зменшення продуктивності видобуваючої ділянки, так і до підвищення експлуатаційних втрат.

					КНУ РМ.141.25.479с.12.ВС						
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата							
Розроб.		Фурсенко С.В.			Вступ			Літ.	Арк.	Аркушів	
Перевір.		Ільченко О.В.								8	
Реценз.								ЕМ гр. ЕМО-24м			
Н. Контр.		Ільченко О.В.									
Затверд.		Толмачов С.Т.									

Розділ 1 Опис технологічного устаткування

1.1 Загальні відомості про вібротранспорт

Вібраційні машини отримали свою назву відповідно до характеру їх робочого руху - вібрацією, тобто коливаннями малої амплітуди і великої частоти. Відмінною особливістю роботи вібраційних машин є залежність руху робочого органу - його амплітуди і траєкторії від чисто динамічних факторів-величини вимушених коливань приводу, жорсткості пружних елементів, а також мас рухомих частин.

Робочий процес в вібраційних машинах здійснюється в результаті сумарного впливу окремих імпульсів, наступних з великою частотою один за іншим. Хоча за один цикл виконується невелика робота, але завдяки високій частоті коливань (порядку тисячі і більше за хвилину) на вібраційних машинах досягається значний виробничий ефект.

Робота вібраційного живильника заснована на русі заготовки вгору по спіральних або прямолінійним лотку внаслідок його вібрації.

Існує кілька способів транспортування заготовок по хиткому лотку рис. 1.1, які бувають з несиметричним і з симетричним гармонійним законом коливального руху лотка.

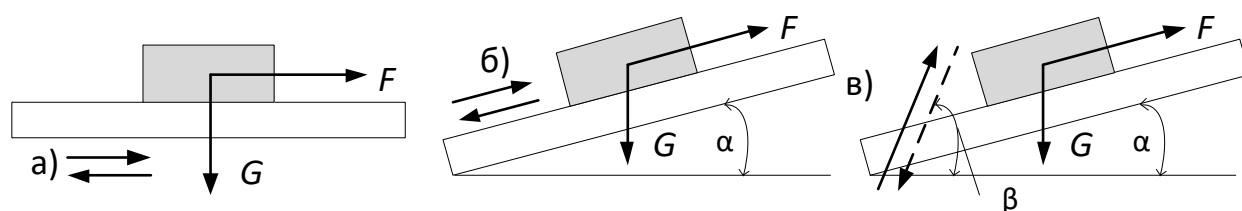


Рисунок 1.1 - Способи транспортування заготовок по хиткому лотку

					КНУ РМ.141.25.479с.12.01.Р1						
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата							
Розроб.		Фурсенко С.В.			Опис технологічного устаткування			Літ.	Арк.	Аркушів	
Перевір.		Ільченко О.В.								9	
Реценз.								ЕМ гр. ЕМО-24м			
Н. Контр.		Ільченко О.В.									
Затверд.		Толмачов С.Т.									

Режими руху заготовки по поверхні коливного лотка можна розділити на дві групи: безвідривно, при яких заготівля весь час знаходиться в контакті з поверхнею лотка, і відривні, при яких заготовка - частина кожного циклу - слідує, не торкаючись поверхні транспортуючого лотка. Застосовувані в машинобудуванні прямолінійні вібраційні живильники - вібраційні транспортери за призначенням можна розділити на три групи:

1. Вібраційні транспортери для переміщення сипких матеріалів і заготовок навалом.

2. Вібраційні транспортери-лотки для переміщення орієнтованих заготовок.

3. Вібраційні транспортери-лотки для подачі заготовок з бункерного живильника до робочого органу верстата.

Призначення прямолінійних віброживильників пред'являє певні вимоги до конструкції та режиму роботи живильника.

Вібраційні транспортери для транспортування заготовок навалом і переміщення стружки, як правило, мають велику довжину і потужність; робочий жолоб транспортера має поперечний переріз, що дозволяє переміщати значні обсяги матеріалів.

Вібраційні транспортери-лотки для переміщення орієнтованих заготовок мають невеликі габарити в поперечному перерізі. До жорсткості робочого органу такого транспортера пред'являються підвищені вимоги. Вібраційні лотки, призначені для подачі заготовок з бункерного віброживильника в робочий орган верстата, мають звичайно невелику довжину, і привід їх може здійснюватися від коливної чаші бункерного живильника, що значно спрощує конструкцію.

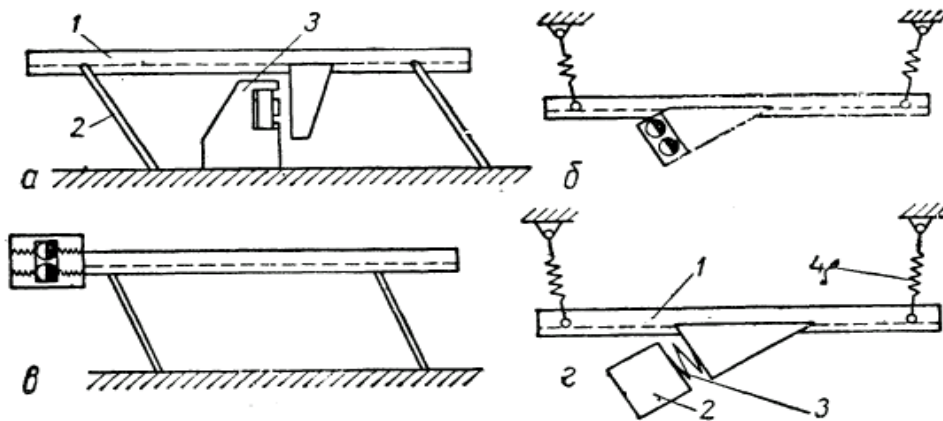


Рисунок 1.2 Види вібротранспортерів по конструкції динамічної системи.

По принципу конструкції динамічної системи вібротранспортери поділяються на рис. 1.2: а) одномасові; б) подвійний і в) багатомасові, а за способом створення спрямованої вібрації на: а) вібротранспортери з жорсткою підвіскою, б) вібротранспортери з вільною підвіскою і спрямованою вібрацією, яка здійснюється за рахунок спрямованої складової вимушених коливань.

На рис. 1.2, а показана схема одномасового вібротранспортера. Вібротранспортер складається з робочого органу 1, пружинних резонансних підвісок 2 і вібратора 3, жорстко закріпленого на нерухомому фундаменті. Коливається масою у даної конструкції є робочий орган 1, напрямок руху транспортера визначається кутом нахилу підвісок 2. Напрямок збуджуючої сили вібратора у таких систем може бути постійним (електромагнітні, інерційні типу «самобаланс» тощо) або змінним (дебалансні, пневматичні й кулькові вібратори).

На рис. 1.2, б показана схема одно масового вібротранспортера на вільній підвісці, напрямок коливань якого визначається обурює силою вібратора.

На рис. 1.2, в показана схема двох масового вібротранспортера з певним напрямком коливань робочого органу, яка забезпечується за рахунок

нахилу зарезонансних підвісок, а на рисунку г показаний вібротранспортер із заданим напрямом коливання робочого органу, яка забезпечується за рахунок вимушених коливань вібратора.

Однією масою таких вібротранспортерів є робочий орган а іншою масою є вібратор 2, пов'язаний з масою 1 пружинами 3. Пружини 4, на яких підвішується робочий орган, виконують роль амортизаторів, тому їх жорсткість може бути меншою, ніж у одномасових систем. Тому такі системи передають на фундамент значно менші динамічні навантаження, ніж одномасові зі спрямованою підвіскою.

1.2. Вібролюк 1АШЛ, загальні відомості, область застосування.

Вібролюк 1АШЛ призначений для навантаження гірничої маси, схильної до злежування й злипання. Він обладнаний 3-валковим інерційним вібратором, до якого через пружну муфту передається обертання від електродвигуна. З метою поліпшення випуску й доставки руди з рудоспусків задня частина днища вантажонесучого органу довжиною 1 м розташована під кутом 20° до транспортуючої основної поверхні лотка. Вібролюк встановлюють на бетонному фундаменті або металевій рамі й заглиблюють під рудоспуск на 1,5 м (рис.1. 3).

					КНУ РМ.141.25.476с.12.01.Р1	Лист
						12
Вим.	Лист	№ докум.	Підпис			

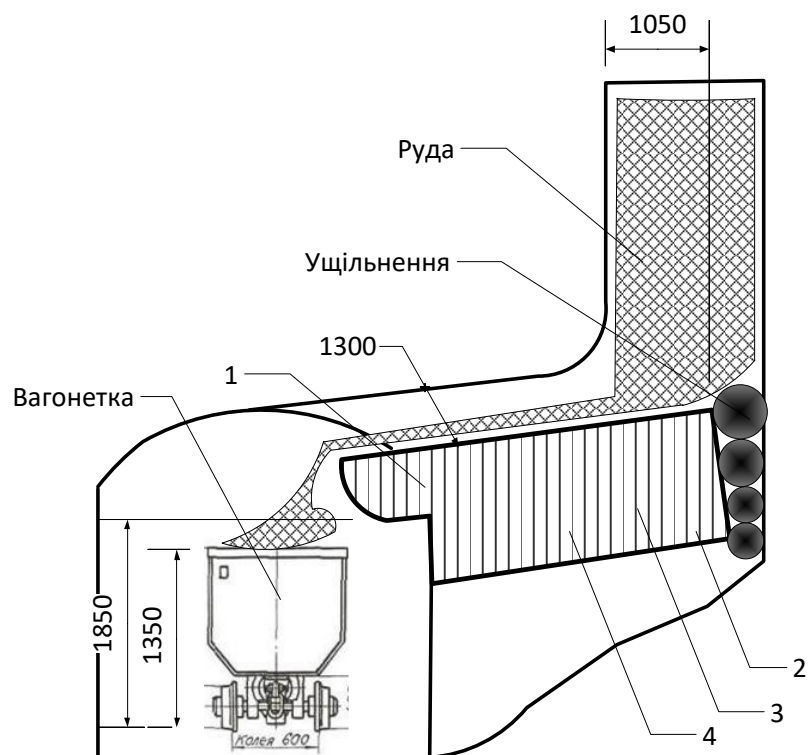


Рисунок 1.3 - Вібролюк 1АШЛ: 1 – вантажонесучий орган; 2 – амортизаційні опори; 3 – вібратор; 4 – електродвигун

Технічні характеристики вібролюка 1АШЛ наведено у табл.1.

Табл.1. Технічні характеристики вібролюка 1АШЛ

Параметр	Показник
Технічна продуктивність, т/год	1200
Кут нахилу, град	0...10
Установлена потужність. кВт	17
Довжина, м	3.4
Ширина, м	1.8
Висота, м	1.285
Маса, т	3.2

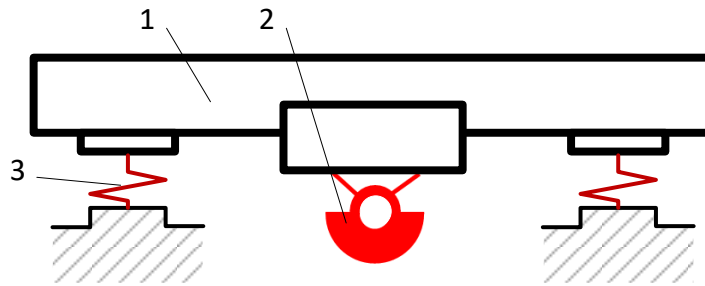


Рисунок 1.4 - Розрахункова схема інерційного одномасового вібраційного живильника з дебалансним вібратором

Люк вібраційний шахтний 1АШЛ являє собою живильник, лоток якого вбудований в настановну раму, що охороняє його від дотику з нерухомими елементами доставочної виробітки.

Привід люка - самобалансний інерційний віброзбудник, вбудований в лоток.

Передача двигун-віброзбудник забезпечується пружною муфтою, гнучкими елементами якої служать пелюстки, виготовленої з конвеєрної стрічки.

Пружна система люка складається з гумових елементів, що працюють на зсув - стискання.

Для запобігання просипу рудної дрібниці між вібруючим лотком і настановною рамою використовується лабіринтове ущільнення прокладкою з конвеєрної стрічки.

Люк приводиться в дію дистанційно. Обертання дебалансів створює інерційну силу, яка, завдяки синхронному обертанню валів, діє по одній лінії, змінюючись в часі за величиною і напрямком. Виводить із рівноваги зусилля викликає вібрацію лотка. Отримання прискорення від вібруючого лотка частинки гірської маси рухаються в заданому напрямку, здійснюючи мікрокидки.

Завантажувальна частина лотка виконана під кутом 20° до транспортуючої для запобігання утворення нерухомого відкосу руди.

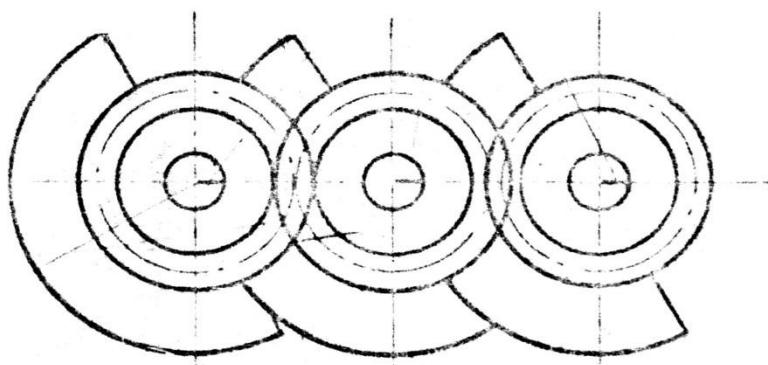
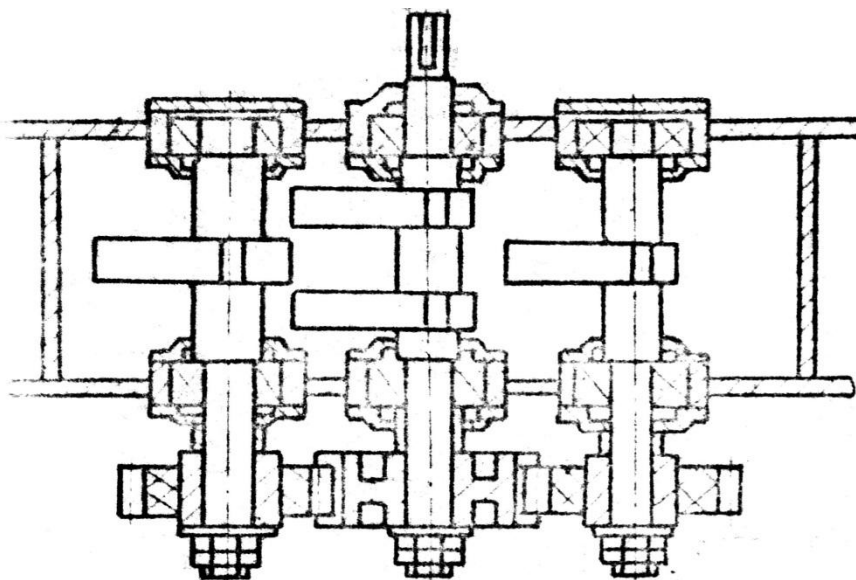


Рисунок 1.5 - Загальний вигляд вібратора 1 АШЛ.

1.3. Розрахунок потужності електроприводу вібролюка.

Виконані розрахунки включають визначення режиму роботи люка, а також основних параметрів привода, пружної системи, вібратора й перевірку міцності несучих елементів конструкції.

Вихідні дані для розрахунків, згідно з технічним завданням:

- технічна продуктивність, не менше т/годину - 1000
- максимальний розмір шматка, що транспортується, мм - 1000

					КНУ РМ.141.25.476с.12.01.Р1	Лист
Вим.	Лист	№ докум.	Підпис			15

- частота коливань, коливань/хв - 850-1200
- зусилля, що збурює, не більш, кг - 100
- кут вібрації, град. - 20 – 40
- амплітуда коливань, мм - 2,5 – 5
- наробіток до капітального ремонту, тис. тонн - 100
- термін служби, місяців - 36
- об'ємна вага руди в розпушеному стані, т/м³ - 2,5 – 3

Люк вібраційний шахтний 1АШЛ призначений для випуску гірської маси вологістю до 8% на шахтних рудозвального-перепускних і повстаючи рудоспусках.

Особливістю експлуатації люка є навантаження гірської маси в шахтні вагони, що сполучене із частими пусками й зупинками привода – робота з підвищеним ПВ.

Передача двигун – вібратор: еластична муфта, що допускає неспіввісність до 20 мм.

Вибір режиму роботи люка й амплітуди коливань

Люк вібраційний шахтний у процесі експлуатації піддається різним коливанням навантаження. Матеріал, що транспортується ним, має високу абразивність, крім того часто трапляються липкі глинисті включення. Для таких умов найбільш підходящим є режим вібротранспортування з підкиданням без проковзування із зарезонансним настроюванням. При цьому відсутнє проковзування вантажу щодо люка, у наслідку чого досягається максимальна швидкість транспортування й мінімальне зношування транспортуючої поверхні. Оптимальні значення коефіцієнта режиму перебувають у межах $1 < \lambda < 3,3$, [4].

Режим вібротранспортування визначається коефіцієнтом режиму, [4]

$$\lambda = \frac{A \cdot \omega^2 \sin \beta}{g \cdot \cos \alpha};$$

де А – амплітуда коливань, м;

					КНУ РМ.141.25.476с.12.01.Р1	Лист
Вим.	Лист	№ докум.	Підпис			16

ω – частота змушених коливань робочого органа люка, 1/с;

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 895}{60} = 93,6 \text{ 1/с}$$

n – число обертів двигуна;

β – кут вібрації, град.;

g – прискорення вільного падіння, м/с²;

α – кут нахилу лотка до горизонту, гради.

Розрахунки коефіцієнта режиму робимо для різних значень амплітудних коливань (у межах заданого діаметра) і кутів нахилу лотка.

З аналізу розрахунків коефіцієнта режиму випливає, що найбільш прийнятною є амплітуда $A=3,0$ мм.

1.3.1 Розрахунки споживаної потужності.

Потужність, що витрачається на забезпечення заданої продуктивності:

$$N = K_{01} \cdot N_n, \text{ кВт}; \quad (1.1)$$

де K_{01} коефіцієнт, що враховує втрати потужності на подолання опорів у підшипниках, гальмування лотка падаючим матеріалом, вплив стовпа руди і т.д. За результатами аналізу роботи вібролюків АШЛ, БПР – 4М и ін. в умовах залізрудних шахт;

$$K_{01} = 1,6 \div 2$$

N_n - витрати потужності на підкидання гірської маси при транспортуванні, кВт;

Потужність, затрачувана на підкидання при транспортуванні

$$N_n = \frac{E \cdot \omega}{490}, \text{ кВт}; \quad (1.2)$$

де E – кінетична енергія, повідомлювана матеріалу при підкиданні;

$$E = \frac{(m_l + m_{np}) \cdot U_l^2}{2}, \frac{\text{кг} \cdot \text{м}^2}{\text{с}^2}; \quad (1.3)$$

тут m_l – маса коливних частин лотка,

$$m_l = 1500 \text{ кг};$$

$m_{пр}$ – приведена маса матеріалу, що транспортується, кг;

$U_{л}$ – максимальна швидкість руху робітника органу,

$$U_{л} = A \cdot \omega = 3 \cdot 10^{-3} \cdot 93,6 = 0,28 \text{ м/с};$$

ω – змушена частота коливань робітника органу, 1/с.

Приведена маса матеріалу, що транспортується

$$m_{пр} = \lambda \cdot m_M, \text{ кг}; \quad (6)$$

де λ – коефіцієнт приєднання маси, обумовлений по формулі

$$\lambda = \frac{0,73}{F} - 0,18.$$

m_M – маса матеріалу, що транспортується.

Маса матеріалу, що транспортується, визначається по формулі:

$$m_M = h_{сл} \cdot (L - L_1) \cdot B \cdot \gamma + \frac{1}{3} (H - h_{сл})^2 \operatorname{ctg} \varphi \cdot B \cdot \gamma + m_{М.З}, \text{ кг} \quad (1.4)$$

де $h_{сл}$ – висота шару гірської маси, що транспортується

$$h_{сл} = \frac{Q}{3600 \cdot B \cdot \gamma \cdot U_{сл}}, \text{ м} \quad (1.5)$$

$Q = 1000$ т/годину – технічна продуктивність люка;

$B = 1,2$ м – ширина робочого органу;

$\gamma = 2500$ кг/м³ – щільність розпушеної гірської маси;

$$U_{сл} = K_u \cdot U_{л} = 0,8 \cdot 0,28 = 0,22 \text{ м/с}, \quad (1.6)$$

тут K_u – дослідний коефіцієнт передачі швидкості;

$$h_{сл} = \frac{1000}{3600 \cdot 1,2 \cdot 2,5 \cdot 0,22} = 0,42 \text{ м}$$

L_1, L_2, B – розміри, що характеризують геометрію розміщення гірської маси на лотку м;

$\varphi = 40^\circ$ – кут природнього укосу гірської маси;

$m_{М.З}$ – маса матеріалів на заглибленій під рудоспуском частини лотка

$$m_{М.З} = R \cdot \left(\frac{1 + 2 \operatorname{tg}^2 \varphi}{\operatorname{tg} \varphi} + \frac{4}{3} \sqrt{1 + 2 \operatorname{tg}^2 \varphi} \right) \cdot B \cdot L_1 \gamma, \text{ кг} \quad (1.7)$$

тут R – гідравлічний радіус випускного вікна.

$$R = \frac{S_{ок}}{P_{ок}} = \frac{1,76}{4,7} = 0,374 \text{ м}; \quad (1.8)$$

$S_{ок}$ – площа випускного вікна;

$$S_{ок} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 1,5^2}{4} = 1,76 \text{ м}^2; \quad (1.9)$$

$$P_{ок} = \pi \cdot d = 3,14 \cdot 1,5 = 4,7 \text{ м}. \quad (1.10)$$

У формулах (12) і (13) $d = 1,5 \text{ м}$ – діаметр рудоспуску.

Підставляємо знайдене значення R у формулу (10) знаходимо:

$$m_{м.з} = 0,374 \cdot \left(\frac{1 + 2tg^2 40}{tg 40} + \frac{4}{3} \sqrt{1 + 2tg^2 40} \right) \cdot 1,2 \cdot 1,2 \cdot 2500 = 7850 \text{ кг}$$

Тоді маса матеріалу, що транспортується, по формулі (7) рівна

$$m_M = 0,42 \cdot (3,55 - 1,2) \cdot 1,2 \cdot 2500 + \frac{1}{2} (1,2 - 0,42)^2 ctg 40 \cdot 1,2 \cdot 2500 + 7850 = 107600 \text{ кг},$$

а значення приведеної маси, певної по формулі (6) для різних величин коефіцієнта λ_1 зведеним у таблиці 1.

Підставляючи вихідні дані у формули (5), (4) і (3), знаходимо потужність, споживану приводом. Отримані розрахункові значення потужності зведено в таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 - Розрахунки потужності електроприводу вібролюка

α , град.	λ	λ_1	N
0	1,34	0,36	7,5
10	1,36	0,35	7,4

Розрахована потужність відповідає тривалому режиму роботи привода (ПВ = 100%). Однак у практиці люкового навантаження шахтних вагонеток доводиться мати справу з багаторазовими пусками й зупинками привода, що пов'язане з короткочасністю завантаження вагонетки й можливістю впливати на інтенсивність витікання гірської маси з рудоспуску резонансними ривками люка, які проявляються при розгоні й вибігу вібратора.

Годинна продуктивність люкового навантаження становить $Q_u = 250 \text{ м}$
(по даним експлуатації люків АШЛ і ВПР – 4м).

Звідси, режим роботи привода (ПВ) становить:

$$ПВ\% = 100 - \frac{t_p}{t_u} = 100 - \frac{15}{60} = 25\% \quad (1.11)$$

де t_p – машинний час роботи люка в перебігу часу циклу, $t_u = 60 \text{ хв.}$;

$$t_p = \frac{Q_u \cdot 60}{Q} = \frac{250 \cdot 60}{1000} = 15 \text{ хв} \quad (1.12)$$

Таким чином, потужність двигуна для розрахованого ПВ складе $N_{ПВ=25\%} = 15,5 \text{ кВт.}$

1.3.2 Розрахунки збурюючого зусилля.

Величина збурюючого зусилля:

$$F = r_m \cdot \omega^2, \text{ кгс} \quad (1.13)$$

де r_m – кінетичний момент вібратора;

$$r_m = 375 \frac{N}{A \cdot \omega^3}, \text{ кгс.с}^2;$$

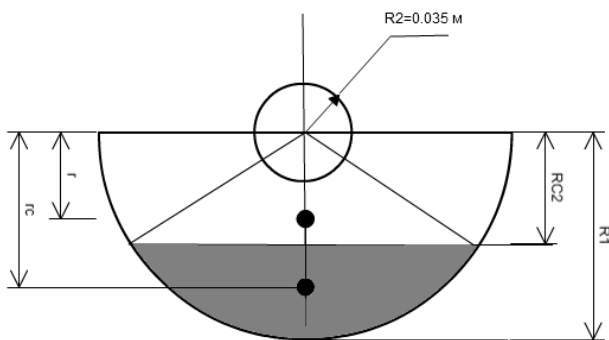


Рисунок 1.6. - До розрахунків регульованого сегмента.

Результати розрахунків зводимо в таблицю 1.2.

Таблиця 1.2 - Розрахунки збурюючого зусилля.

α , град.	кВт	F, Н
0	7,5	99800
10	7,4	99000

Рекомендована завданням величина збудюючогозусилля забезпечить задану продуктивність при куті установки лотка до обрію $\alpha = 0^\circ$.

1.3.3. Розрахунки вібратора.

У якості збудника коливань застосований трьохвальний інерційний самобалансовий вібратор. Вали із закріпленими на них дебалансами установлені в корпусі нf сферичних роликopідшипниках і синхронізовані шестірнями з передаточним числом $i = 1$.

На середньому валу встановлено чотири, а на крайніх – по два дебаланси. Не кожному з дебалансів закріплені сегменти, знявши які, можна зменшити масу дебалансів і ,отже, збудююче зусилля вібратора.

1.4 Визначення маси й геометричних розмірів дебаланса

Масу дебаланса визначаємо по формулі

$$F' = r \cdot m \cdot \omega^2, H \quad (1.14)$$

звідки

$$m = \frac{F'}{\omega^2 \cdot r}, \text{ кг} \quad (1.15)$$

де F' - відцентрова сила, яку необхідно розвинути 1 дебалансу:

$$F' = \frac{F}{K} = \frac{10000}{8} = 12500 H. \quad (1.16)$$

тут $F = 10000 H$ – максимальне збудююче зусилля

$K = 8$ – кількість дебалансів

r – радіус обертання дебаланса [6]

$$r = \frac{4 \cdot (R_1^3 - R_2^3)}{3 \cdot \pi \cdot (R_1^2 - R_2^2)} = \frac{4 \cdot (0,2^3 - 0,035^3)}{4 \cdot \pi \cdot (0,2^2 - 0,035^2)} = 0,087, \text{ м} \quad (1.17)$$

тут $R_1 = 0,2 \text{ м}$ - радіус дебаланса, розмір обраний конструктивно;

Відцентрова сила, що розвивається одним сегментом

$$F_c = r_c \cdot m_c \cdot \omega^2, H \quad (1.18)$$

де $m_c = 3,5 \text{ кг}$ - маса сегмента.

r_c – радіус обертання сегмента

$$r_c = \frac{2 \cdot R_1^3 \cdot \sin \frac{\alpha_1}{2}}{3 \cdot S}; м, \quad (1.19)$$

тут α_1 центральний кут сегмента;

S – площа сегмента

$$S = \frac{R_1^2}{2} \cdot \left(\frac{\pi \cdot \alpha_1}{180} - \sin \alpha_1 \right) = \frac{0,2^2}{2} \cdot \left(\frac{3,14 \cdot 94}{180} - \sin 94 \right) = 0,128 м^2.$$

Підставляючи отримані значення у формулу (1.19)

$$r_c = \frac{2 \cdot 0,2^3 \cdot \sin \frac{94}{2}}{3 \cdot 0,128} = 0,16 м,$$

і по формулі (1.18)

$$F_c = 3,5 \cdot 93,8^2 \cdot 0,16 = 5000 Н$$

Дебаланс зі знятим сегментом створює збурююче зусилля

$$F_g = F' - F_c = 12500 - 5000 = 7500 Н \quad (1.20)$$

$R_2 = 0,035 м$ – радіус вала, розмір визначений конструктивно.

Маса дебаланса дорівнює

$$m = \frac{12500}{93,8^2 \cdot 0,087} = 16,3 кг$$

Визначаємо ширину дебаланса, користуючись вихідною формулою

$$m = \left(\frac{\pi \cdot R_1^2}{2} - \frac{\pi \cdot R_2^2}{2} \right) \cdot b \cdot \gamma, кг \quad (1.21)$$

звідки

$$b = \frac{m}{\left(\frac{\pi \cdot R_1^2}{2} - \frac{\pi \cdot R_2^2}{2} \right) \cdot \gamma} = \frac{16,3}{\left(\frac{3,14 \cdot 0,2^2}{2} - \frac{3,14 \cdot 0,035^2}{2} \right)} = 0,035 м,$$

де b – ширина дебаланса, м;

γ – щільність матеріалу, для Ст. 3

$$\gamma = 7,85 \cdot 10^3 кг/м$$

З метою регулювання величини, що обурює сили вібратора, дебаланси виконані зі знімними сегментами, знявши які одержимо збурююче зусилля вібратора

$$F_2 = 60000 \text{ Н.}$$

4.2.4. Вібратор зі знятими сегментами створює зусилля

$$F_2 = F_g \cdot \kappa = 7500 \cdot 8 = 60000 \text{ Н} \quad (1.22)$$

Зробимо перевірочний розрахунки середнього вала вібратора, як самого навантаженого. Розрахунковий момент на приводному валу вібратора визначимо по формулі

$$M_{\kappa} = 97400 - \frac{N_g \cdot \eta}{n} = 97400 - \frac{15,5 \cdot 0,85}{895} = 1470 \text{ кгс.см},$$

де $N_g = 15,5 \text{ кВт}$ - установлена потужність двигуна;

$\eta = 0,85$ - к. п. буд. передачі.

Окружна сила на шестірні (рис.1.7):

$$P_1 = \frac{2 \cdot M_{\kappa}}{D} = \frac{2 \cdot 1470}{25,4} = 110 \text{ кгс}, \quad (1.23)$$

де $D = 25,6 \text{ см}$ – діаметр ділильної окружності шестірні.

Радіальне зусилля на шестірні

$$R_1 = P_1 \cdot \operatorname{tg} \beta = 110 \cdot \operatorname{tg} 20 = 40 \text{ кгс}, \quad (1.24)$$

де $\beta = 20^\circ$ - кут зачеплення.

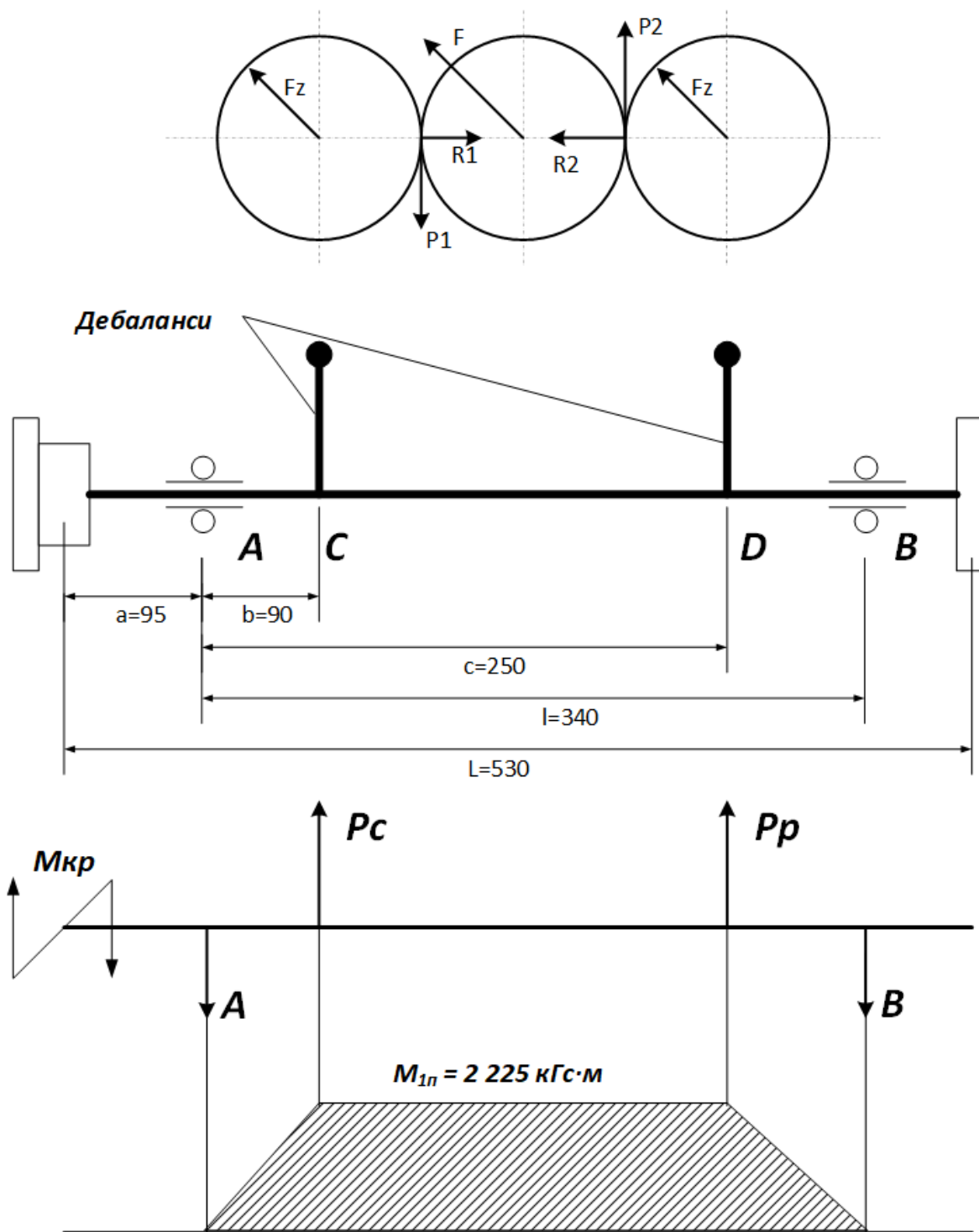


Рисунок 1.7 - Схема навантажень середнього валу вібратора.

Визначимо реакції опор і згинальні моменти, користуючись розрахунковою схемою (рис. 1.7):

$$\sum M_A = 0; -P_c \cdot b - P_D \cdot C + B \cdot l = 0; \quad (1.25)$$

$$B = \frac{P_c \cdot b + P_d \cdot C}{l} = \frac{2500 \cdot 90 + 2500 \cdot 250}{340} = 2500 \text{ кгс}, \quad (1.26)$$

$$\sum M_B = 0; -A \cdot l + P_c(l + B) + P_d(l - C) = 0; \quad (1.27)$$

$$A = \frac{P_c(l + B) + P_d(l + C)}{l} = \frac{2500(340 - 90) + 2500(340 - 250)}{340} = 2500 \text{ кгс}. \quad (1.28)$$

Визначимо згинальні моменти в небезпечних перерізах

$$M_u(A) = 0$$

$$M_u(C) = M_u(D) = P_c \cdot b = 2500 \cdot 9 = 22500 \text{ кгссм} \quad (1.29)$$

Діаметр валу знаходимо по таблиці, знаючи згинаючий і крутний

момент

$$\text{Для } \frac{M_k(\max)}{M_u(\max)} = \frac{1470}{22500} = 0,065 - \text{діаметр валу } d = 70 \text{ мм.}$$

Перевіряємо вал на міцність по формулі

$$\sigma = \frac{\sqrt{M_u^2 + 0,45 \cdot M_k^2}}{W} = \frac{\sqrt{225^2 + 0,45 \cdot 1470^2}}{34,2} = 735 \text{ кгс/см}^2 < [\sigma] \quad (1.30)$$

$$\text{де } W = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = 0,1 \cdot d^3 = 0,1 \cdot 7^3 = 34,2 \text{ см}^3;$$

$$[\sigma] = 1500 \text{ кгс/см}^2$$

1.5. Розрахунки довговічності підшипників вібратора

Довговічність вібратора до капітального ремонту з урахуванням нерівномірності випуску гірської маси

$$h = \frac{Q_p}{Q} \cdot K_n, \text{ часов,} \quad (1.31)$$

де $Q_p = 1000000 \text{ т}$ - ресурс люка до капітального ремонту;

$Q = 1000 \text{ т/час}$ - продуктивність люка;

K_n - коефіцієнт нерівномірності;

$$K_n = K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_4; \quad (1.32)$$

тут $K_1 = 2$ - коефіцієнт, що враховує середню продуктивність люка;

					КНУ РМ.141.25.476с.12.01.Р1	Лист
						25
Вим.	Лист	№ докум.	Підпис			

$K_2 = 1,1 \dots 1,2$ - коефіцієнт, що враховує час на усунення зависань;

$K_3 = 1,8 \dots 2$ - коефіцієнт, що враховує час на навантаження негабариту;

$K_4 = 1,1$ - коефіцієнт, що враховує час на розгін і вибіг привода.

Підставляючи знайдені коефіцієнти у формулу (1.32), одержимо:

$$K_n = 2 \cdot 1,15 \cdot 2 \cdot 1,1 = 5$$

тоді по формулі (31)

$$h = \frac{100000}{1000} \cdot 5 = 500 \text{ часов}$$

Розрахунки еквівалентного динамічного навантаження зробимо за методикою

Розрахунок виконано при умові, що будуть установлені підшипники серії 3600.

Еквівалентне динамічне навантаження визначається по формулі:

$$P = (V \cdot X \cdot P_p + Y \cdot P_a) \cdot K \cdot \sigma \cdot K_m \quad (1.33)$$

де P_p и P_a - відповідно радіальне й осьове навантаження, кГс;

V – коефіцієнт обертання щодо вектора, для навантаження внутрішнього кільця підшипника; $V = 1$

X, Y – відповідно коефіцієнти радіальної й осьовий навантажень, значення X і Y визначаються по спеціальним таблицям.

Для підшипника на середньому валу по формулі (36)

$$P_{cp} = (1 \cdot 2500 + 1,81 \cdot 0) \cdot 2,5 \cdot 1,05 = 6570 \text{ кГс},$$

при $h = 500 \text{ часов}$ $f_h = 1$;

при $n = 1450 \text{ об/мин}$ $f_n = 0,372$.

Необхідна динамічна вантажопідйомність підшипника на середньому валу

$$C = \frac{f_h}{f_n} \cdot P_{cp} = \frac{1}{0,372} \cdot 65700 = 17600 \text{ кГс} \quad (1.34)$$

Для середнього вала вибираємо підшипник 3614, у якого $C = 17800 \text{ кГс}$.

Еквівалентне навантаження на підшипники, установлений на крайньому валу, рівна:

$$P_{кр} = (1 \cdot 1250 + 1,81 \cdot 0) \cdot 2,5 \cdot 1,05 = 3280 \text{ кГс},$$

Необхідна динамічна вантажопідйомність підшипника на крайньому валу

$$C = \frac{f_h}{f_n} \cdot P_{кр} = \frac{1}{0,372} \cdot 3280 = 8800 \text{ кГс} \quad (1.35)$$

Вибираємо підшипник 3610 (3 = 9840 кгс).

З метою уніфікації приймаємо на крайніх валах підшипники 3614

1.6. Розрахунки пружної системи.

1.6.1. Визначення геометричних розмірів амортизаторів

Площа опорної поверхні для випадку, коли кут вібрації збігається з кутом установки амортизаторів

$$\alpha \beta \geq \frac{P' \cdot \cos \beta'}{[\sigma]} \quad (1.36)$$

де P' - статичне навантаження, що доводиться на самий навантажений амортизатор:

$$P' = \frac{P}{n} \cdot \kappa = \frac{12000}{4} \cdot 1,5 = 4500 \text{ кГс} \quad (1.37)$$

тут $P = 12000 \text{ кГс}$ - навантаження на віброживильник, визначена за технічним завданням;

$n = 4$ – кількість амортизаторів;

$\kappa = 1,5$ – коефіцієнт нерівномірності навантаження на амортизатори;

β' - кут нахилу площини амортизатора до обрію при куті установки амортизатора $\beta = 30^\circ$ й кута установки віброживильника $\alpha = -10^\circ$.

$$\beta' = \beta + \alpha = 30 + (-10) = 20 \quad (1.38)$$

$[\sigma] = 9 \text{ кг/см}^2$ - нормальна напруга, що допускається, стиску при стаціонарних динамічних навантаженнях для гуми твердістю 70 ед. по шору при факторі форми.

$$\Phi = \frac{a \cdot b}{2 \cdot (a + b) \cdot h} = \frac{30 \cdot 14}{2 \cdot (30 + 14) \cdot 7,5} = 0,64 \text{ см} \quad (1.39)$$

тут $a = 30 \text{ см}$, $b = 14 \text{ см}$ і $h = 7,5 \text{ см}$ - довжина, ширина й висота гумового елемента; для попереднього розрахунків прийняті орієнтовно.

Підставляючи знайдене значення у формулу (1.36), визначаємо:

$$\alpha\beta \geq \frac{4500 \cdot \cos 20^\circ}{9} = 473 \text{ см}^2$$

Визначаємо довжину гумового елемента амортизатора, попередньо задаючись його шириною $a = 17 \text{ см}$

$$b = \frac{a \cdot b}{a} = \frac{473}{17} = 27,8 \text{ см} \quad (1.40)$$

Ухвалюємо $b = 28 \text{ см}$.

Перевіряємо міцність амортизатора при роботі його на зрушення.

$$\tau = \frac{P_{\text{зд}}}{ab} = \frac{960}{17 \cdot 28} = 2 \text{ кгс/см}^2 < [\tau] = 2,2 \text{ кгс/см}^2,$$

де $P_{\text{зд}}$ -, що зрушують навантаження на амортизатор;

$$P_{\text{зд}} = F' \pm P \cdot \sin \beta' = 2500 - 4500 \cdot \sin \beta' = 960 \text{ кгс} \quad (1.41)$$

тут $F' = \frac{F}{n} = \frac{10000}{4} = 2500 \text{ кгс}$ - зусилля, що обурює, доводиться на один

амортизатор при силі, що обурює, вібратора

$$F = 10000 \text{ кгс}$$

Знак «-» у формулі взятий тому, що при зворотному ході лотка навантаження, що зрушують, компенсуються пружним упором, установленим перпендикулярно площини коливань.

Визначення жорсткості пружної системи

Жорсткість амортизатора в горизонтальному напрямку

$$C_{cd} = \frac{G_d \cdot ab}{h} = \frac{14 \cdot 17 \cdot 28}{7,5} = 890 \text{ кгс/см}, \quad (1.42)$$

де $G_d = 14 \text{ кгс/см}^2$ - динамічний модуль зрушення.

Жорсткість амортизатора на стиск

$$C_{сж}' = \frac{E \cdot (1 + \Phi^2) \cdot ab}{h} = \frac{84 \cdot (1 + 0,64^2) \cdot 17 \cdot 28}{7,5} = 7560 \text{ кгс/см}, \quad (1.43)$$

де $E = 6 \cdot G_d = 6 \cdot 14 = 84 \text{ кгс/см}^2$ - динамічний модуль пружності.

Жорсткість пружної системи в горизонтальному напрямку

$$C_{cd} = n \cdot C_{cd}' = 4 \cdot 890 = 3560 \text{ кгс/см} \quad (1.44)$$

на стиск

$$C_{сж} = n \cdot C_{сж}' = 4 \cdot 7560 = 30200 \text{ кгс/см} \quad (1.45)$$

Визначення власної частоти коливань віброживильника в напрямку, паралельному площини вібрації

$$\omega_{cx} = \sqrt{\frac{C_{cd} \cdot g}{m}} = \sqrt{\frac{3560 \cdot 980}{1500}} = 49 \text{ с}^{-1} \quad (1.46)$$

$$\omega_{cy} = \sqrt{\frac{C_{сж} \cdot g}{m}} = \sqrt{\frac{30200 \cdot 980}{1500}} = 141 \text{ с}^{-1} \quad (1.47)$$

Визначаємо ступінь настроювання віброживильника щодо резонансу

З розрахунку видно, що

$$\omega_{cx} = 49 \text{ 1/с} < \omega = 93,6 \text{ 1/с} < \omega_{cy} < 141 \text{ 1/с},$$

причому $\frac{\omega}{\omega_{cx}} = \frac{93,6}{49} = 1,91, \text{ т.е.}$

віброживильник настроєний у зарезонансний режим роботи.

1.7 Привідний двигун вібролюка та схема прямого запуску.

Характеристика двигуна АИР180М8: двигун серії 4А з фазним ротором; виконання за способом захисту – IP54 - захист від проникнення всередину оболонки предметів довжиною до 80 мм і твердих тіл розміром понад 12 мм, ступінь захисту від проникнення всередину машини води 4;

станина алюміній, щити чавунні ; висота осі обертання - 225мм; настановний розмір по довжині станини середній; число полюсів-6; кліматичне виконання - УЗ, тобто можливість експлуатації електричної машини в зоні помірного клімату, в закритих приміщеннях.

Електродвигун	АИР180М8
Потужність	15 кВт
Частота обертання	750 об/хв
Напруга В / Частота, Гц живлячої мережі	380/50
Номінальний струм, А	33,2
Кратність пускового моменту	1,6
Кратність максимального моменту	2,2
Кратність пускового струму	5,3
ККД, %	91
Коефіцієнт потужності	0.78
Режим роботи	S3
Клас ізоляції	F
Кліматичне виконання	У2
Вага	170 кг.

Схема управління асинхронним двигуном з використанням магнітного пускача, (рис.1.6), включає в себе магнітний пускач, що складається з контактора КМ і двох вбудованих в нього теплових реле захисту КК. Така схема забезпечує прямий (без обмеження струму і моменту) пуск АД, відключення його від мережі, а також захист від коротких замикань (запобіжники FA) і перевантаження (теплові реле КК).

Для пуску двигуна замикається вимикач QF і натискається кнопка пуску SB1. При цьому отримує живлення котушка контактора КМ, який, включившись, своїми головними силовими контактами в колі статора підключає двигун до джерела живлення, а допоміжним контактом шунтує кнопку SB1. Відбувається розбіг асинхронного двигуна за його природній

характеристиці. При натисканні кнопки зупинки SB2 контактор КМ втрачає харчування і відключає АД від мережі. Починається процес гальмування асинхронного двигуна вибігом під дією моменту навантаження на його валу.

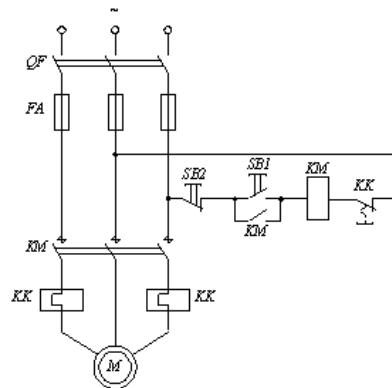


Рисунок 1.8 - Принципова схема управління пуском АД з короткозамкнутим ротором

Висновки до розділу 1

У першому розділі розглянуто технологію вібротранспортування, яка використовується при підземній розробці корисних копалин, розглянуто конструкцію вібролюка АШЛ-1, виконано необхідні розрахунки механічної конструкції вібролюка. Розрахована необхідна потужність електроприводу вібролюка. Виконано розрахунки пружної системи вібролюка. Виконано перевірку довговічності підшипників вібролюка. У якості приводного електродвигуна обрано асинхронний двигун типу АИР180М8 потужністю 15 кВт.

Розділ 2 РЕЖИМИ РОБОТИ ЕЛЕКТРОПРИВОДУ ВІБРАЦІЙНОГО ЖИВИЛЬНИКА

2.1 Складання схеми заміщення електроприводу вібраційного живильника і розрахунок її параметрів

Т-подібна схема заміщення асинхронного двигуна має такий вигляд:

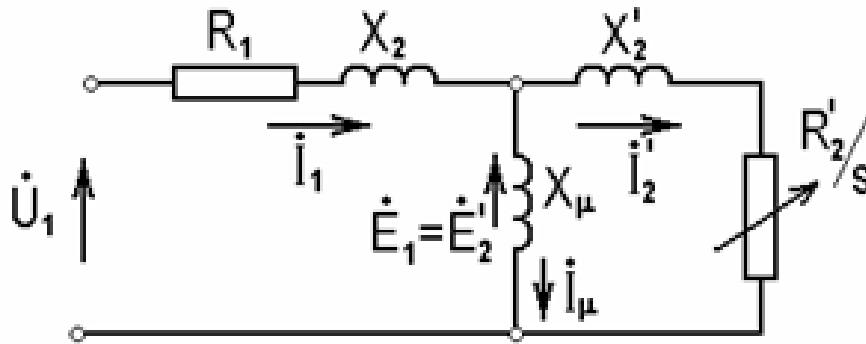


Рисунок 2.1 – Т-подібна схема заміщення асинхронного двигуна

де R_1 , X_1 – активний та індуктивний опір фази статора АД;

R_2 , X_2 – активний та індуктивний опір фази ротора АД;

X_μ – індуктивний опір контуру намагнічування АД;

Знаходимо параметри схеми заміщення. Для спрощення розрахунків допустимо знехтувати активним опором контуру намагнічування.

Номінальна кутову швидкість:

$$\omega_{\text{ном}} = n_{\text{ном}} \cdot \frac{\pi}{30} = 76,45 \text{ 1/с}$$

Кутова швидкість холостого ходу:

$$\omega_0 = n_0 \cdot \frac{\pi}{30} = 78,54 \text{ 1/с}$$

					КНУ РМ.141.25.479с.12.02.Р2		
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата			
Розроб.		Фурсенко С.В.			Режими роботи	Літ.	Арк.
Перевір.		Льченко О.В.					32
Реценз.						ЕМ гр. ЕМО-24м	
Н. Контр.		Льченко О.В.					
Затверд.		Толмачов С.Т.					

Номінальне ковзання:

$$S_n = \frac{\omega_0 - \omega_{\text{НОМ}}}{\omega_0} = 0,027$$

Номінальний момент двигуна:

$$M_{\text{НОМ}} = 1000 \cdot \frac{P_{\text{НОМ}}}{\omega_{\text{НОМ}}} = 196,22 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Критичне ковзання для рухового режиму:

$$S_k = S_H \left(\lambda_m + \sqrt{\lambda_m^2 - 1} \right) = 0,098$$

За кратністю пускового струму знаходимо повний опір двигуна при непорушному роторі ($S=1$):

$$Z_{k1} = \frac{U_{1\text{НОМ}}}{\sqrt{3} k_i I_{1H}} = \frac{220}{\sqrt{3} \cdot 5,3 \cdot 33,2} = 0,723 \text{ Ом}$$

Приймаємо для двигуна значення коефіцієнта насичення магнітного кола $C_1=1,04$ і механічні втрати, дорівнюють 1% від $P_{\text{НОМ}}$, тобто:

$$\Delta P_{\text{МЕХ}} = 0,01 \cdot P_H = 0,01 \cdot 18,5 = 0,15 \text{ кВт}$$

За кратністю пускового моменту $\lambda_{\text{П}}$ визначаємо активний опір ротора при $S=1$:

$$R'_2 = \frac{(P_H + \Delta P_{\text{МЕХ}}) \cdot \lambda_{\text{П}}}{3(1 - S_H) \cdot k_i^2 \cdot I_{1H}^2} = 0,285 \text{ Ом}$$

Активний опір статора можна визначити за виразом:

$$R_1 = \frac{U_{1H}^2 (1 - S_H)}{2c_1 (P_H + \Delta P_{\text{МЕХ}}) \cdot \lambda_{\text{П}} \cdot \left(1 + \frac{c_1}{S_k}\right)} = 0,079 \text{ Ом}$$

Індуктивний опір статора і ротора при $S = 1$ без урахування намагнічуючого струму:

$$X_K = \sqrt{\left(\frac{R'_2}{S_K}\right)^2 - R_1^2} = 2,886 \text{ Ом}$$

Індуктивний опір статора:

$$X_1 = \frac{X_K}{2} = 1,443 \text{ Ом}$$

Індуктивний опір ротора:

$$X'_2 = \frac{X_1}{c_1} = 1.415 \text{ Ом}$$

Індуктивність розсіювання ротора:

$$L_p = \frac{X'_2}{2\pi f} = 0.0046 \text{ Гн}$$

Індуктивність розсіювання статора:

$$L_s = \frac{X_1}{2\pi f} = 0.0045 \text{ Гн}$$

Струм контуру намагнічування

$$I_{\mu H} = I_{1H} \left(\sin \varphi_H - \frac{S_H \cdot \cos \varphi_H}{S_K} \right) = 13,75 \text{ А}$$

Індуктивний опір контуру намагнічування:

$$X_\mu = \frac{U_{1\phi}}{I_{\mu H}} = \frac{220}{18.22} = 16.01 \text{ Ом}$$

Індуктивність розсіювання контуру намагнічування:

$$L_\mu = \frac{X_\mu}{2\pi f} = \frac{12.08}{314.15} = 0.051 \text{ Гн}$$

За табличними даними можна визначити номінальні втрати двигуна, якщо відоме ККД при номінальному навантаженні і опір обмоток.

Сумарні втрати двигуна:

$$\Sigma \Delta P_H = \frac{P_H (1 - \eta_H)}{\eta_H} = 1484 \text{ Вт}$$

Номінальні змінні втрати двигуна із розрахунку 70% від повних складуть

$$\Delta P_{var} = \frac{\Sigma \Delta P_H}{(1 + 0.7 \cdot 0.7)} = 996 \text{ Вт}$$

Умовно сталі втрати потужності двигуна

$$\Delta P_{const} = \Sigma \Delta P_H - \Delta P_{var} = 488 \text{ Вт}$$

2.2 Розрахунок природних характеристик електроприводу

Для розрахунку необхідних характеристик асинхронного електродвигуна при частотному керуванні скористаємося символьним методом розрахунку ланцюгів змінного струму.

Комплексний опір ротора

$$Z_2(s) = \frac{r_2}{s} + jx_2$$

Комплексний опір ланцюгу намагнічування

$$Z_\mu = jx_\mu$$

Комплексний опір роторного ланцюгу схеми заміщення

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

Комплексний опір ланцюгу статора

$$Z_1 = r_1 + jx_1$$

Повний комплексний опір схеми заміщення

$$Z_0(s) = Z_1 + Z_{20}(s)$$

Струм статора АД

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

Напряга на затискачах ротора

$$E_{20}(s) = U_1 - I_1(s) \cdot Z_1$$

Струм ротора АД

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

Електромагнітний момент АД

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

Активна та реактивна потужності, споживані АД з мережі :

$$P(s) = 3 \cdot \text{Re} \left(U_1 \cdot \hat{I}_1(s) \right); \quad Q(s) = 3 \cdot \text{Im} \left(U_1 \cdot \hat{I}_1(s) \right)$$

Коефіцієнт корисної дії АД:

$$\eta(s) = \frac{M_{эм}(s) \cdot \omega_0 \cdot (1 - s)}{P(s) + \Delta P_{const}}$$

Коефіцієнт потужності АД:

$$k_m(s) = \cos(\arg(Z_0(s)))$$

Розрахунки по приведених вище формулах були виконані за допомогою програми MATHCAD. Результати розрахунків статичних і енергетичних характеристик електродвигуна приведені нижче.

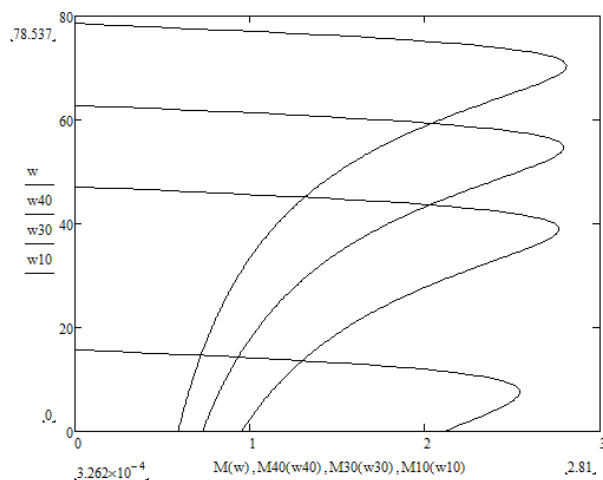
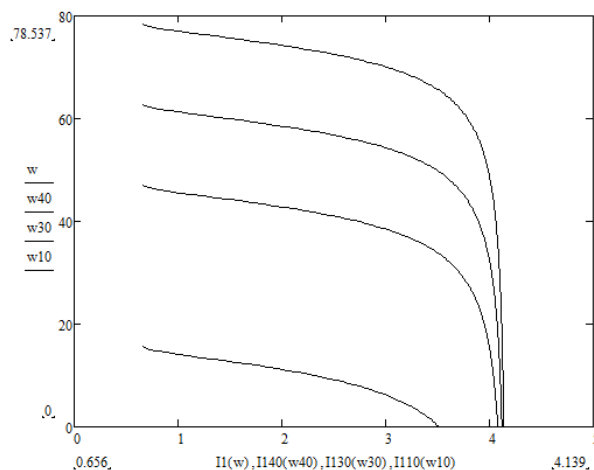
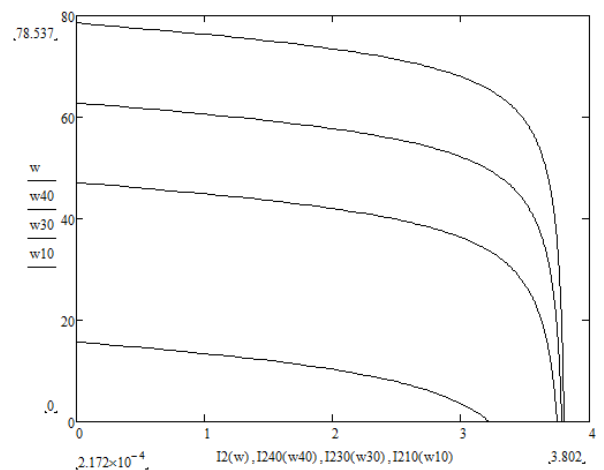


Рисунок 2.2 - Механічні характеристики АД при частотному регулюванні.

Частоти живлячої напруги – 50, 40, 30, 10 Гц



а) Швидкісні характеристики АД по струму статора при частотному

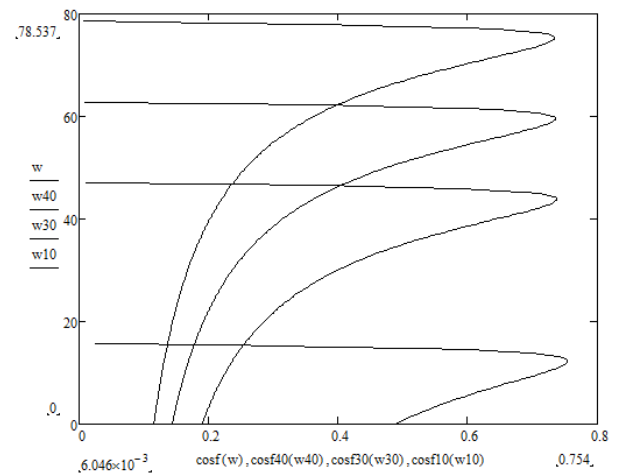
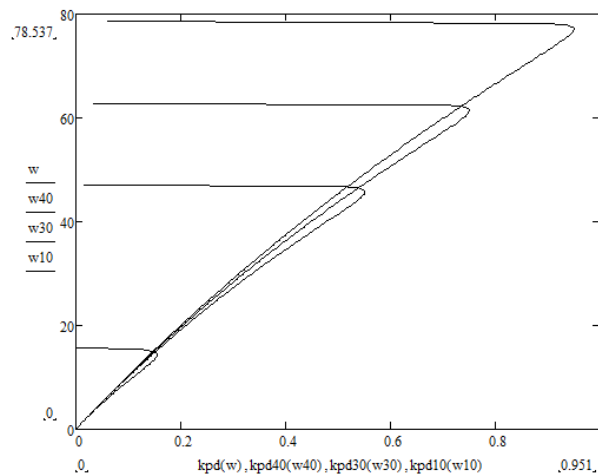


б) Швидкісні характеристики АД по струму ротора при частотному

регулюванні. Частоти живлячої
напруги – 50, 40, 30, 10 Гц

регулюванні. Частоти живлячої
напруги – 50, 40, 30, 10 Гц

Рисунок 2.3 - Швидкісні характеристики АД



а) Залежність ККД АД при
частотному регулюванні. Частоти
живлячої напруги – 50, 40, 30, 10 Гц

б) Залежність коефіцієнту
потужності АД при частотному
регулюванні. Частоти живлячої
напруги – 50, 40, 30, 10 Гц

Рисунок 2.4 – Енергетичні характеристики АД при частотному регулюванні

2.3 Теплова модель електродвигуна. Стандартні режими

У тепловому відношенні електрична машина – складний об'єкт: вона неоднорідна по матеріалу, має розосереджені внутрішні джерела тепла, інтенсивність яких залежить від режиму, тепловіддача залежить від швидкості й т.п. Саме ця складність спонукає користуватися на практиці для відносно грубих оцінок гранично простою моделлю, побудованої в припущенні, що машина – однорідне тіло з постійною теплоємністю C , Дж/°С, з однаковою температурою у всіх крапках ϑ , з тепловіддачею в зовнішнє середовище $A\tau$, пропорційної коефіцієнту тепловіддачі A , Дж/с·°С, і різниці τ температури машини ϑ і навколишнього середовища ϑ_{oc} , тобто $\tau = \vartheta - \vartheta_{oc}$, °С.

Тоді рівняння теплового балансу для деякого інтервалу часу dt буде

$$\Delta P dt = A \tau dt + C d\tau \quad (2.1)$$

Розділивши обидві частини на $A dt$, одержимо:

$$\frac{\Delta P}{A} = \tau + \frac{C}{A} \frac{d\tau}{dt}$$

або

$$\tau + T_T \frac{d\tau}{dt} = \tau_{\text{кон}}, \quad (2.2)$$

де $T_m = C/A$ – теплова постійна часу;

$\tau_{\text{кін}} = \Delta P/A$ – кінцеве (, що встановилося) значення перевищення температури.

У цьому випадку теплова змінна τ змінюється по експоненті, що є розв'язком (2.2):

$$\tau = (\tau_{\text{нач}} - \tau_{\text{кон}}) e^{-t/T_T} + \tau_{\text{кон}} \quad (2.3)$$

Рівняння (2.2) дозволяє представити динамічну теплову модель двигуна у вигляді передатної функції

$$W(p) = \frac{\tau(p)}{\Delta P(p)} = \frac{1/A}{T_m p + 1} \quad (2.4)$$

Відзначимо, що постійна часу T_m , загалом кажучи, - не постійна: у початковій частині нагрівання, коли гріються лише активні частини, головним чином мідь обмоток, і тепло не встигає поширитися по всім тілу машини, процес іде швидше, чим по (2.3), тобто $T_m' < T_m$ – пунктир на рис. 2.5.

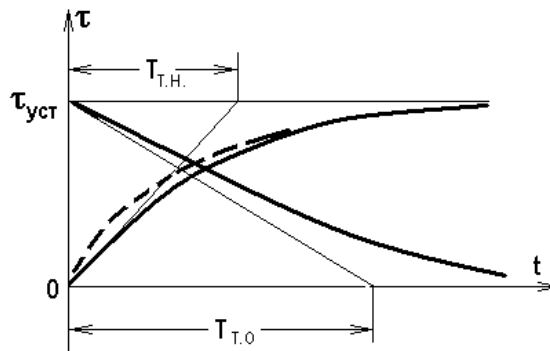


Рисунок 2.5 - Характеристики нагрівання – охолодження електричної машини

Для самовентильованих машин тепловіддача залежить від швидкості, зменшуючись із її зменшенням, тобто $T_{\omega=0} > T_{m\omega}$, причому різниця може бути істотною – в 2 і більш разу – див. рис. 2.5. Деяке уявлення про порядок постійних часу машин при $\omega \approx \omega_n$ дає рис. 2.6.

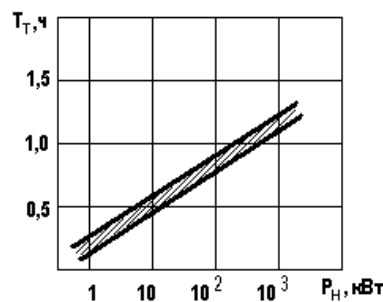


Рисунок 2.6 - Орієнтовна залежність теплової постійної часу від потужності електричної машини

Отже, реакція машини на швидкі зміни втрат у ній – відрізки експонент із відносно більшими (хвилини, навіть годинник для більших машин) постійними часу. У режимі, що встановився ($d\theta/dt = 0$) по (2.2) маємо

$$\tau = \Delta P / A; \quad (2.5)$$

у номінальному режимі по визначенню

$$\tau_n = \Delta P_n / A. \quad (2.6)$$

Знайдені закономірності нагрівання й охолодження двигунів дозволяють виділити три характерні стандартні режиму роботи електроприводів.

Тривалий режим S1 характеризується умовою

$$t_p > 3T_{m.n}, \quad (2.7)$$

т.е. за час роботи t_p температура перегріву досягає усталеного значення (рис. 2.7,а), тривалість паузи ролі не відіграє.

Короткочасний режим S2, при яким

$$t_p \ll 3T_{m.n},$$

$$t_o > 3T_{m.o}, \quad (2.8)$$

тобто за час роботи перегрів не встигає досягти величини, що встановилася, а за час паузи t_o двигун проохолоджується до температури навколишнього середовища (рис. 2.7, б).

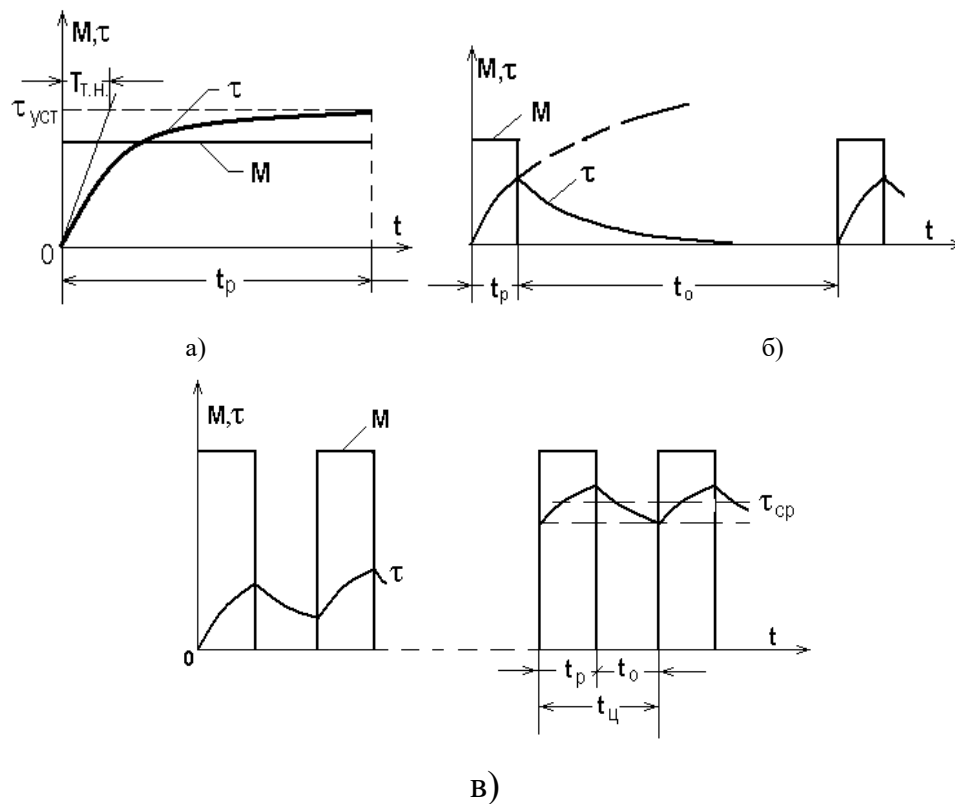


Рисунок 2.7 - Діаграми тривалого $S1$ (а), короткочасного $S2$ (б) і повторно-короткочасного $S3$ (в) режимів

Повторно-короткочасний режим $S3$ відповідає умовам

$$\begin{aligned} t_p &<< 3T_{m.n}, \\ t_o &<< 3T_{m.o} \end{aligned} \quad (2.9)$$

тобто за час роботи перегрів не досягає $\tau_{уст}$, а за час паузи не стає рівним нулю. При досить довгій повторенні циклів процес установлюється, тобто температура перегріву на початку й кінці циклу однакова і її коливання відбуваються близько середнього рівня $\tau_{порівн}$ (рис.2.7, в). Повторно-короткочасний режим характеризується відносною тривалістю включення ε або $ПВ$

$$\varepsilon = \frac{t_p}{t_p + t_o} \quad (2.10)$$

$$ПВ = \varepsilon \cdot 100\%.$$

При повторно-короткочасному режимі обмежується як ε ($\varepsilon \leq 0,6$), так і час циклу ($t_{\text{ц}} \leq 10 \text{хв}$).

Ще чотири стандартні режими базуються на перерахованих вище основні: $S4$ і $S5$ відрізняються від $S3$ обліком динамічних моментів при пуску й гальмуванні, $S6$ і $S7$ відповідають $S1$, але при змінній навантаженні ($S6$) і з урахуванням пуску й гальмування ($S7$). Стандартний режим $S8$ відбиває самий загальний випадок періодичної зміни M и ω .

2.4 Уточнена тепла модель асинхронного двигуна

У курсі електропривода розрахунки теплового стану асинхронного двигуна найбільше повно розглянутий для детермінованого графіка навантаження, коли можна встановити циклічний характер її зміни й

ідентичність в окремих циклах. Така ідеалізація навантажувальних діаграм спрощує теплові розрахунки й, очевидно, тому широко використовується в інженерній практиці. Однак у більшості випадків, за винятком добре налагодженого потокового виробництва, режим роботи електродвигуна неможливо представити у вигляді детермінованого циклічного графіка, тому що виникають погрішності у визначенні еквівалентного навантаження й, отже, перевищень температури. Тому широко використовуваний на практиці метод розрахунків потужності на підставі рівності «середніх втрат» слушний лише в тому випадку, коли коливання температури обмотки електродвигуна, обумовлені характером навантаження, невеликі.

Оскільки електродвигун машини вібротранспорту працює у повторно-короткочасному режимі з випадковими величинами навантажень, тривалості включень, числа й тривалості пусків, то завдання визначення теплової потужності електродвигунів машини вібротранспорту у випадкових режимах є актуальною. Для встановлення теплової потужності електродвигунів у випадкових режимах роботи необхідні математичні моделі, що дозволяють визначати тепловий стан двигуна із задовільною точністю у випадкових режимах роботи з різними імовірнісними характеристиками зміни навантаження, тривалості включення і т.д. Для цього доцільно розглядати асинхронний двигун як стаціонарну динамічну систему, що перетворить випадкову функцію струму $I(t)$ у випадкову функцію температури $\Theta(t)$ де перша є входом, а друга — виходом розглянутої динамічної системи.

Складання математичного опису теплового стану асинхронного двигуна в повторно-короткочасному режимі з випадковими величинами навантажень і тривалостей включення — складне завдання, тому що в кожній частині робочого циклу (пуск, робота під навантаженням, пауза) змінюються в часі умови охолодження, виділювані втрати, що гріють, тривалості включень і так далі. Очевидно, що різні методи еквівалентування й спрощення завдання приводять до викривлення реальної картини

					КНУ РМ.141.25.476с.12.02.Р2	Лист
						42
Вим.	Лист	№ докум.	Підпис			

моделюємих теплових процесів в електродвигуні й найбільш достовірні результати досяжні при прямому моделюванні теплового стану електродвигуна в різних частинах циклу з урахуванням законів зміни навантажень, тривалості включення (тривалості часу роботи й пауз).

Як і в детермінованих режимах, у кожній частині робочого циклу (пуск, робота під навантаженням, пауза) тепловий стан електродвигуна описується системою рівнянь із постійними провідностями, усередненими за час даної частини циклу. Теплові провідності й теплоємності елементів схем заміщення розраховуються відповідно до [6].

Точність математичної моделі у великій мірі залежить від точності визначення втрат, що виділяються у різних частинах електродвигуна під час перехідного процесу й при роботі під навантаженням. У пусковому режимі втрати в обмотці ротора визначаються інтегруванням рівняння втрат, що впливає з рівняння руху, втрати в обмотці статора перебувають по відомих залежностях з урахуванням співвідношень опорів обмоток статора й ротора, втрати в сталі в першому наближенні можна прийняти постійними й рівними номінальним для режиму $S1$, а вплив механічних і додаткових втрат при пуску можна не враховувати. Втрати в обмотках електродвигуна під час роботи під навантаженням визначаються законом розподілу навантаження (струму) і його параметрами — математичним очікуванням, дисперсією й кореляційною функцією.

Тепловий стан електродвигуна у випадковому повторно-короткочасному режимі описується трьома системами лінійних диференціальних рівнянь із постійними коефіцієнтами: пуск, робота зі сталим навантаженням, пауза.

Аналіз теплових схем заміщення вибухозахищених електродвигунів показав, що моделювання ротора у вигляді декількох тіл не дає істотних уточнень у визначенні середніх перевищень температур частин обмотки статора. Головною причиною погрішності тут може бути нерівномірність

нагрівання обмотки статора й корпусу уздовж довжини, викликана зміною коефіцієнтів теплообміну уздовж корпусу й підігрівом повітря в міжреберних каналах. При цьому лобова частина обмотки з боку привода має перевищення температури на 8—12 °С більше, чим з боку вентилятора. Отже, розрахунки необхідно вести для половини довжини електродвигуна з боку привода. Опір тепловіддачі з поверхні кінцевої частини корпусу з боку привода в 1,5-1,8 раз більше, чим з боку вентилятора. Тому при моделюванні цієї половини електродвигуна загальний еквівалентний опір тепловіддачі з поверхні корпусу збільшується на 8-10 % у порівнянні з повною схемою заміщення, а перевищення температури обмотки статора збільшується: пазової частини — на 3,5-4,5%, лобової частини — на 1,5-2 %.

Втрати в обмотці статора задаються при температурі, обумовленої математичним очікуванням навантаження. Коливання температури вважаються пропорційними $(I_j/I_N)^2$, але при цьому не враховується зміна опору.

Наближена оцінка показує, що при коефіцієнтах варіації струму 0,1-0,4 додаткова погрішність визначення перевищення температури становить 1-3%; при значеннях струму вище номінального погрішність із негативним знаком, тобто частково компенсує погрішність, викликану малим числом тел. У цілому погрішність розрахунків розглянутої математичної моделі перебуває в межах 10-12%, при цьому прийнята за основу уточнена схема заміщення дає погрішність 5-7 %.

В електродвигунах очисних комбайнів, що ставляться до закритих машин, у тривалому режимі з випадковим навантаженням спостерігаються значні відхилення перевищень температури лобових частин обмотки статора від внутрішньопазових, що обумовлене різними ефективними теплоємкостями й тепловіддачею цих частин обмотки. Відомі методи аналітичного визначення імовірнісних характеристик нагрівання електродвигунів у зазначених режимах по теплових схемах заміщення з

одного-трьох тіл [5, 6] не дозволяють урахувати нерівномірність нагрівання різних частин обмотки. Тому представляється доцільним моделювати асинхронний двигун у вигляді схеми із чотирьох тіл (див. рис. 2.8), де як окреме тіло розглядається лобова частина обмотки статора.

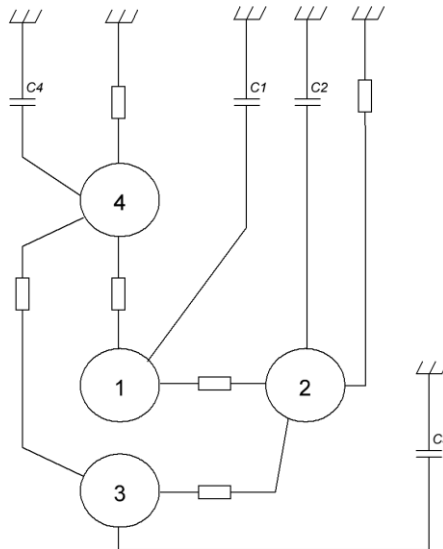


Рисунок 2.8 – Теплова схема заміщення асинхронного електродвигуна.

1, 2 – відповідно обмотка статора в пазах та лобова частина; 3 – ротор; 4 – сталь статора і корпус; C1-C4 – відповідні теплоємності.

Система диференціальних рівнянь теплового балансу, що описує схему заміщення із чотирьох тіл, має вигляд (коефіцієнти розраховуються на половину довжини двигуна):

$$\begin{cases} C_1 \frac{d\theta_1}{dt} + a_{11}\theta_1 - a_{12}\theta_2 - a_{14}\theta_4 = P_1(t) \\ C_2 \frac{d\theta_2}{dt} - a_{21}\theta_1 + a_{22}\theta_2 - a_{23}\theta_3 = P_2(t) \\ C_3 \frac{d\theta_3}{dt} - a_{32}\theta_2 + a_{33}\theta_3 - a_{34}\theta_4 = P_3(t) \\ C_4 \frac{d\theta_4}{dt} - a_{41}\theta_1 - a_{43}\theta_3 + a_{44}\theta_4 = P_4(t) \end{cases} \quad (2.11)$$

Запишемо залежність втрат: від завантаження

$$\begin{cases} P_1(t) = P_{1H} K'_1 K^2(t) \\ P_2(t) = P_{1H} K'_2 K^2(t) \\ P_3(t) = 0.5(P_{1H}/K_3 + P_{др}) K^2(t) \\ P_4(t) = 0.5(P_{СТ} + P_{МЕХ} K'_4) + 0,5 \cdot P_{дс} \cdot K^2(t) \end{cases} \quad (2.12)$$

де P_{1H} – втрати в обмотці статора в тривалому номінальному режимі роботи;

$$K^2(t) = \left[\frac{I_1(t)}{I_{1H}} \right]^2; K'_1 = \frac{l_{a1}}{l_{\omega 1}}; K'_2 = \frac{l_{\lambda 1}}{l_{\omega 1}}; K'_3 = \frac{r_1}{r_2} \left(1 + \frac{2I_0}{D_K} \right) \quad (2.13)$$

$l_{a1}, l_{\lambda 1}, l_{\omega 1}$ - довжина відповідно пакета статора, лобової частини та витка обмотки статора; P_{CT} – втрати в сталі статора та механічні; K'_4 - коефіцієнт приведення механічних втрат до сталі статора, r_1, r_2 – активні опори обмоток статора та ротора; I_0, D_K – струм холостого ходу та діаметр кругової діаграми двигуна.

Гріючі втрати у вузлах схеми заміщення асинхронного двигуна:

а) в пазовій частині обмотки статора

$$P_1(t) = \frac{3}{2} \cdot I_1^2 \cdot r_1 \cdot \frac{2l_{\pi 1}}{l_{\omega 1}} = 0.31 \cdot I_1^2$$

б) в лобовій частині обмотки статора

$$P_2(t) = \frac{3}{2} \cdot I_1^2 \cdot r_1 \cdot \frac{l_{\lambda 1}}{l_{\omega 1}} = 0.19 \cdot I_1^2$$

в) в роторі

$$P_3(t) = \frac{P_1(t) + P_2(t) - P_{\text{э.о.}}}{\frac{r_1}{r_2} \left(1 + 2 \frac{I_0}{D_K} \right)} + P_{\text{доб}} = 0.59 \cdot I_1^2$$

г) в сталі статора і корпусі

$$P_4(t) = 0.5(P_{CT} + P_{\text{МЕХ}}K'_4) + 0,5 \cdot P_{\text{дс}} \cdot K^2(t) = 0,16 \cdot I_1^2 + 102,2$$

Для номінального струму статора отримуємо наступні гріючі втрати, табл.3.1.

Табл.3.1. Гріючі втрати для номінального режиму електроприводу

Гріючі втрати	Значення, Вт
в пазовій частині обмотки статора	341,7
в лобовій частині обмотки статора	209,4
в роторі	650,3

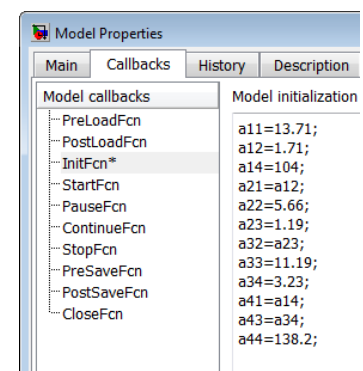
в сталі статора і корпусі	278,6
Усього	1480

В табл.3.2. наведено теплові провідності схеми заміщення асинхронного двигуна АИР180М8

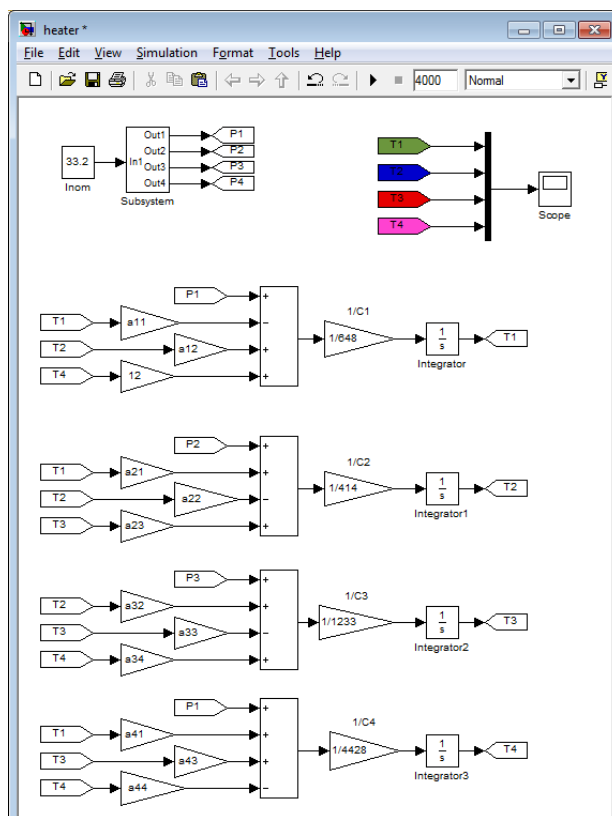
Теплові провідності				Теплові провідності			
Позначення	Значення при			Позначення	Значення при		
	запуску	роботі під навантаженням	паузі		запуску	роботі під навантаженням	паузі
a12	1,71	1,71	1,71	a32	1,19	2,42	0,77
a14	104,00	104,00	104,00	a11	13,71	13,71	13,71
a34	3,23	7,58	2,05	a22	5,66	6,71	4,73
a40	1,49	3,03	1,00	a33	11,19	13,62	9,48
a20	0,24	0,58	0,15	a44	138,2	157,9	132,1
a30	0,28	0,45	0,21				

На основі отриманих рівнянь можливо складання структурної схеми теплової частини асинхронного двигуна та дослідження теплових режимів асинхронного двигуна у експлуатаційних режимах.

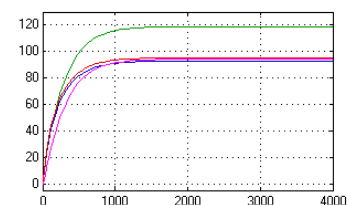
Структурна схема теплової схеми заміщення асинхронного двигуна, розроблена за рівняннями (2.11), зображена на рис. 2.9.



б) налаштування змінних



а) теплова модель електродвигуна



в) результати моделювання

Рисунок 2.9 – Чотирьохтільна теплова модель асинхронного електродвигуна

Висновки до розділу 2

У другому розділі для обраного асинхронного двигуна за Т-подібною схемою заміщення виконано розрахунки електромеханічних та енергетичних характеристик електроприводу у розімкненій системі керування.

Асинхронний двигун має високу жорсткість механічних характеристик, але коефіцієнт корисної дії електроприводу та його коефіцієнт потужності різко погіршуються при коливаннях моменту навантаження. Тому слід очікувати невисоких енергетичних характеристик електроприводу при реальному режимі навантаження.

Розглянуто існуючі теплові моделі асинхронного двигуна.

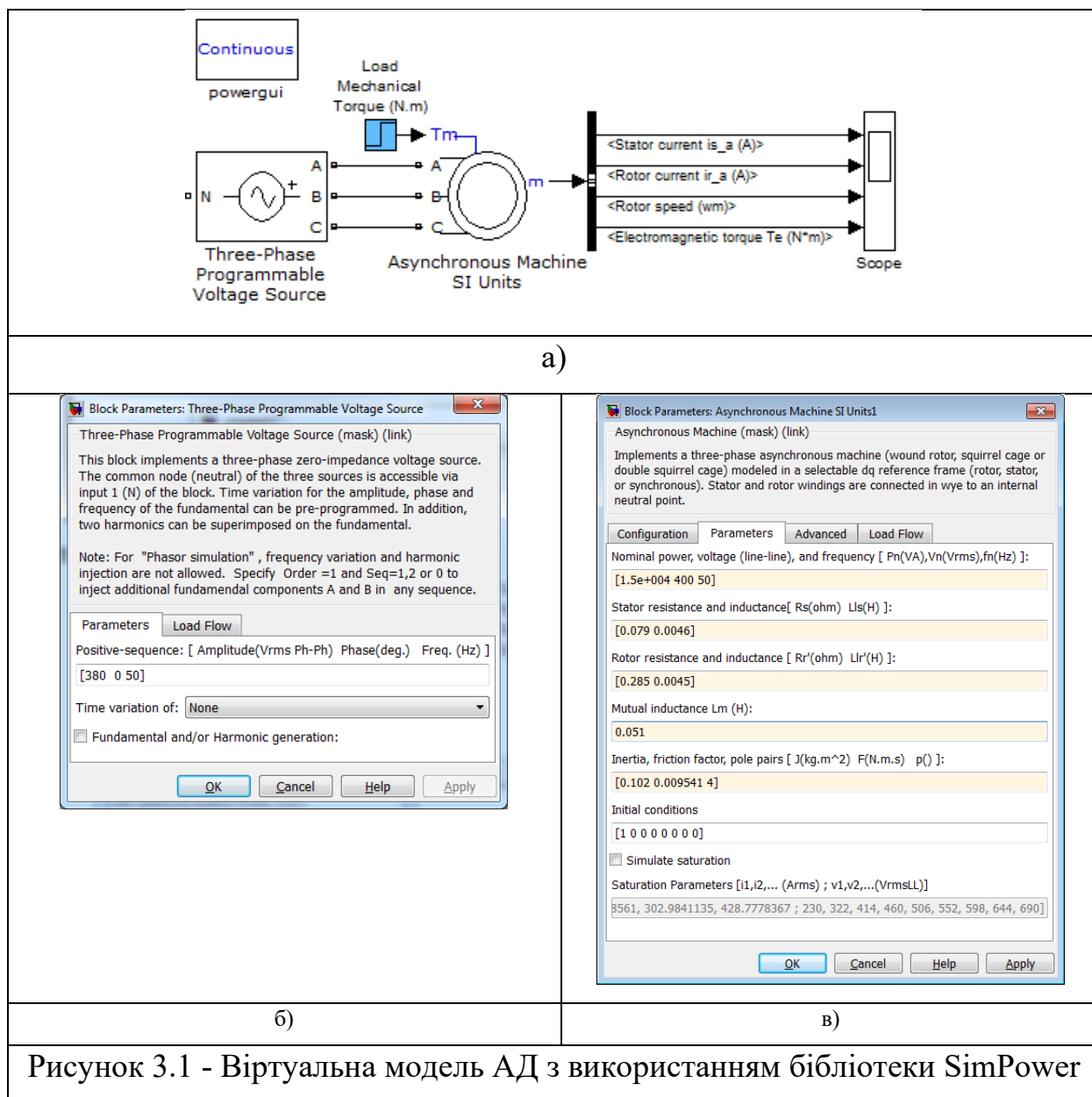
Використання найпростішої моделі двигуна у вигляді одно масової системи не дає нам необхідної точності розрахунків теплових режимів. Тому розроблено більш складну і точну модель нагрівання АД, у якій електродвигун розглядається як чотирьох тільна модель. Окремо розглядаються процеси нагрівання пазової та лобової частин обмотки статора, ротор, залізо статора з його корпусом.

					КНУ РМ.141.25.476с.12.02.Р2	Лист
						49
Вим.	Лист	№ докум.	Підпис			

Розділ 3 АНАЛІЗ ТЕПЛОВИХ РЕЖИМІВ ЕЛЕКТРОПРИВОДУ ВІБРАЦІЙНОГО ЖИВИЛЬНИКА ТА ШЛЯХИ ПІДВИЩЕННЯ ЙОГО НАДІЙНОСТІ

3.1 Віртуальна модель асинхронного двигуна

Віртуальна модель АД з використанням елементів бібліотеки SimPower наведена на рис. 3.1, а.

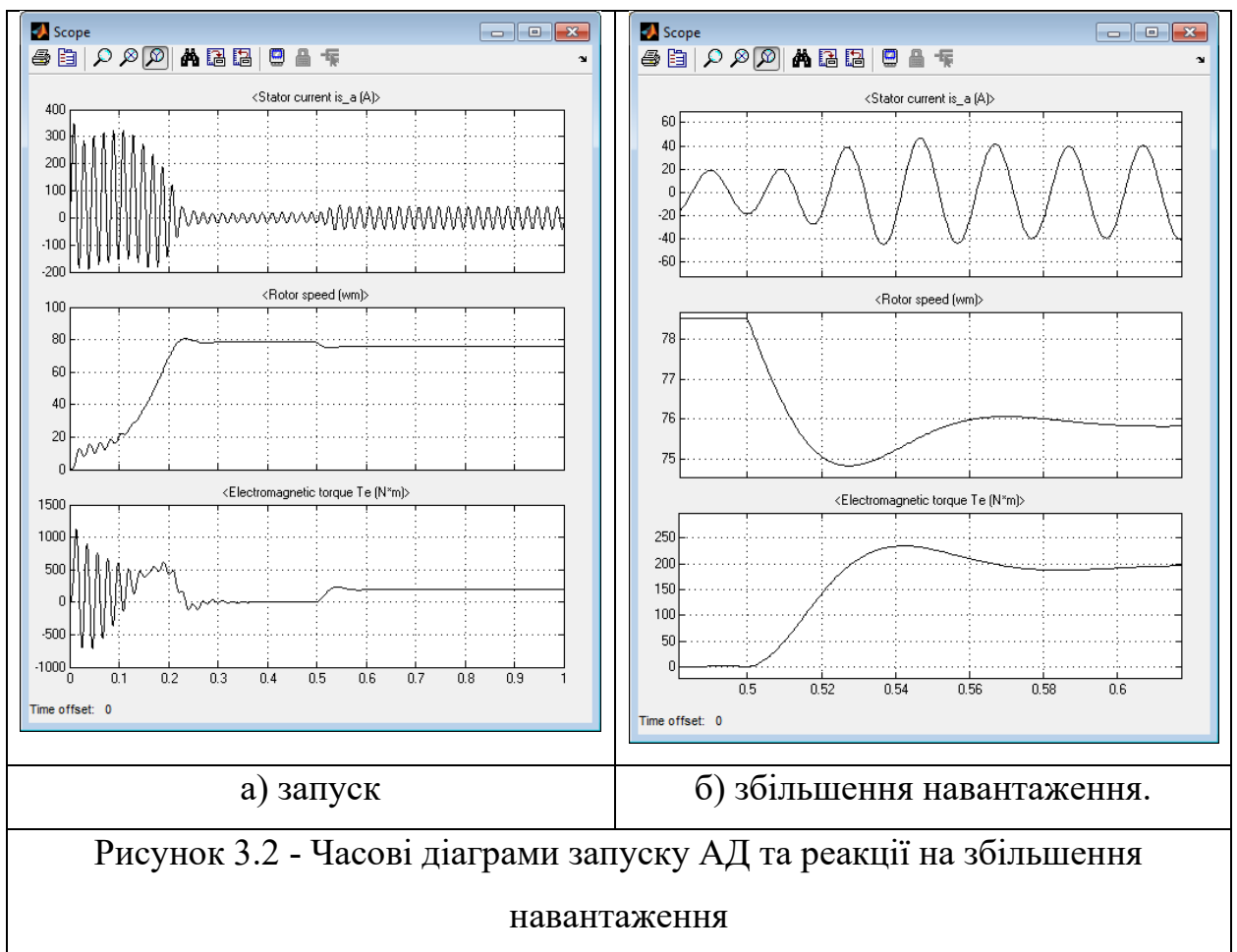


					КНУ РМ.141.25.479с.12.03.РЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Теплові режими			
Розроб.	Фурсенко С.В.							
Перевір.	Льченко О.В.							
Реценз.								
Н. Контр.	Льченко О.В.							
Затверд.	Толмачов С.Т.				ЕМ гр. ЕМО-24м			
					Літ.	Арк.	Аркушів	
						50		

На рис.3.1.б, в зображено діалогові вікна налаштування параметрів трифазного джерела живлення та асинхронного двигуна відповідно.

Для розрахунку динамічних режимів використовувався метод Дорманда-Прінса з максимальним кроком інтегрування $h = 0.0005\text{с}$.

Отримані графіки електромеханічних процесів у моделі з визначеними у розділі 2.1. параметрами наведено на рис. 3.2. Показано діаграми для струмів статора та ротора, а також швидкість та електромагнітний момент АД при запуску вхолосту. При $t = 2,5\text{ с}$ момент навантаження АД зростає до номінального $M_{\text{ст}} = 220\text{ Нм}$. На рис.3.2,б наведено діаграми процесів АД при зростанні навантаження у збільшеному масштабі часу.



Як видно з рис.3.2.б, значення струмів та кутової швидкості при номінальному навантаженні задовільно співпадають з паспортними даними асинхронного двигуна, табл. 3.1.

Таблиця 3.1. Порівняння результатів моделювання з паспортними та розрахунковими даними АД.

Параметр	Паспортні дані	Експериментальні дані
Струм намагнічування, А	13,75	12,58
Номінальний струм статора, А	33,2	32,24
Номінальна швидкість, 1/с	76,45	75,87

3.1.1 Момент навантаження електроприводу вібраційного живильника

Машина вібраційного живильника створює пульсуючий момент навантаження на валу електроприводу, притому цей момент навантаження залежить від кутового положення ротора електродвигуна. З урахуванням виконаних у п.1.3.2 розрахункам збурюючи зусиль для розрахунку моменту навантаження використовуємо наступну формулу:

$$M_{CT} = M_0 \cdot \sin(\varphi) \quad (3.1)$$

де φ – кут повороту ротора АД, M_0 – амплітудне значення моменту опору; з розрахунків механічної системи вібраційного живильника отримуємо $M_0 = 248$ Нм.

На рис.3.3 наведено часові діаграми запуску та роботи електроприводу вібраційного живильника з реальним моментом опору на валу.

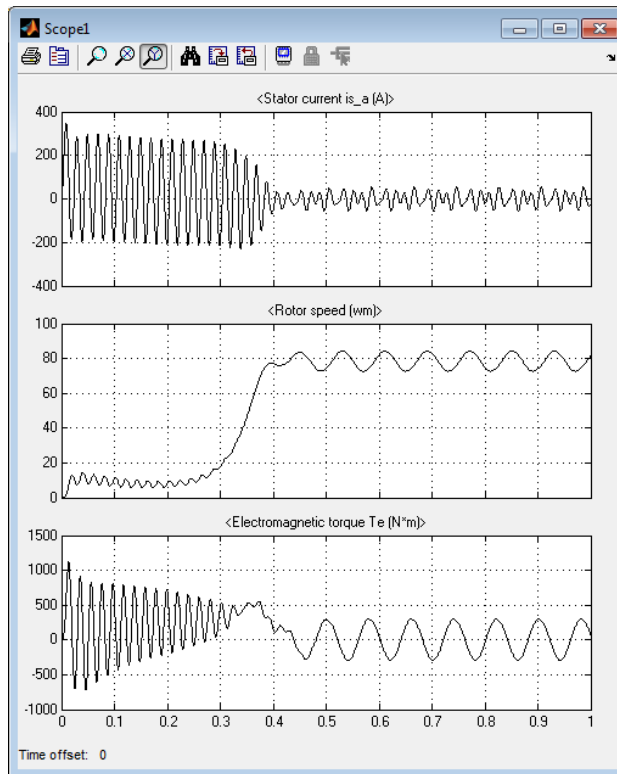


Рисунок 3.3 - Часові діаграми запуску і роботи асинхронного електропривода вібраційного живильника

3.2 Математична модель для розрахунку теплових режимів електроприводу вібраційного живильника

Поеднуючи розроблені вище математичні моделі асинхронного двигуна з характерним моментом опору вібраційного живильника, рис. 3.3 з уточненою моделлю нагрівання асинхронного двигуна, рис. 2.9, а, отримуємо повну модель для розрахунку теплових режимів електроприводу вібраційного живильника. На вхід теплової моделі подається струм статора АД, отриманий у результаті роботи відповідної частини загальної моделі. Повна модель для аналізу теплових режимів АД зображена на рис. 3.4.

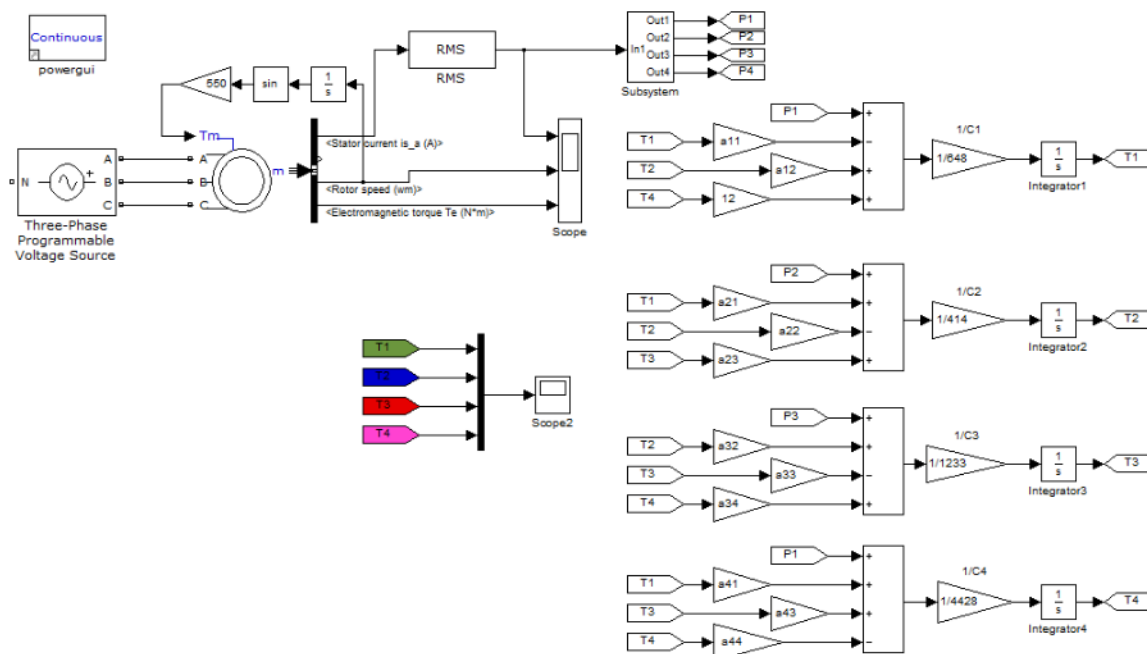


Рисунок 3.4 – Математична модель нагрівання АД. T1, T2 – відповідно температура обмотки статора в пазах та лобова частина; T3 – температура ротора; T4 – температура сталі статора і корпусу;

На рис.3.5. зображено часові діаграми нагрівання АД у тривалому режимі роботи, отримані за допомогою моделі рис.3.4.

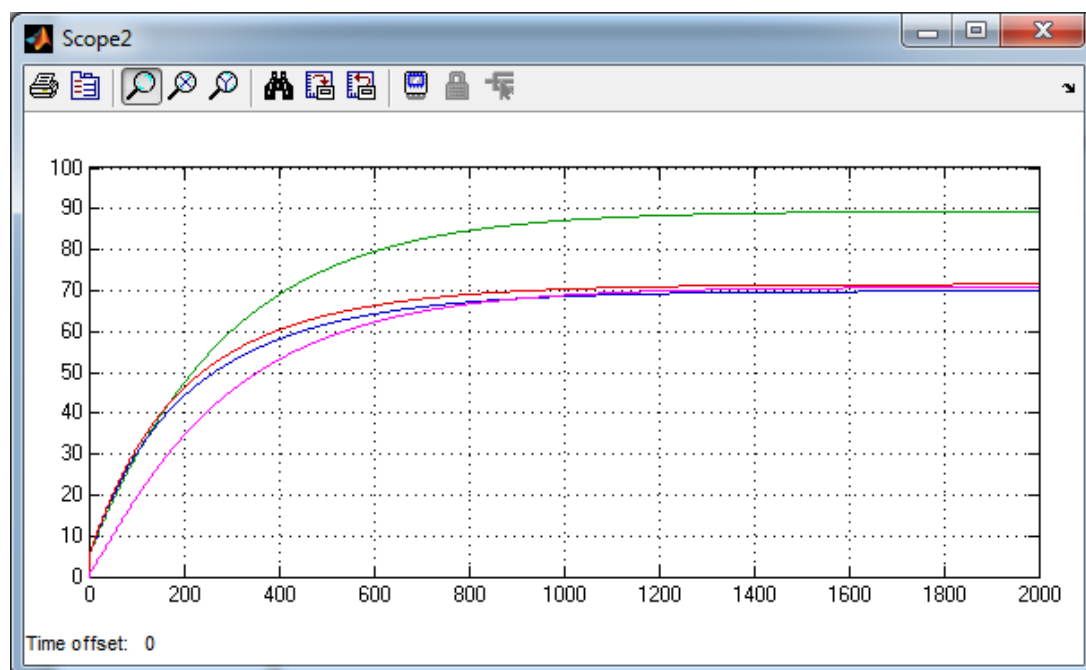


Рисунок 3.5. – Часові діаграми нагрівання різних частин асинхронного двигуна при тривалому режимі роботи

З рис.3.5. видно, що найбільше нагрівається пазова частина обмотки АД.

Особливістю експлуатації люка є навантаження гірської маси в шахтні вагони, що сполучене із частими пусками й зупинками привода – робота з підвищеною тривалістю включення. Найбільш складним для електроприводу є режим віброструсу гірської маси, коли можливе виконання декількох пусків і зупинок електроприводу без паузи між окремими запусками. Саме цей режим періодичних віброструсів за допомогою періодичних запусків електроприводу може призводити до перегріву електродвигуна пусковими струмами та виводити електродвигун з ладу. Для дослідження нагрівання електродвигуна під час віброструсів використовуємо віртуальну модель АД, аналогічну моделі рис.3.4, доповнену керованим автоматичним вимикачем у статорному колі асинхронного двигуна, рис.3.6.

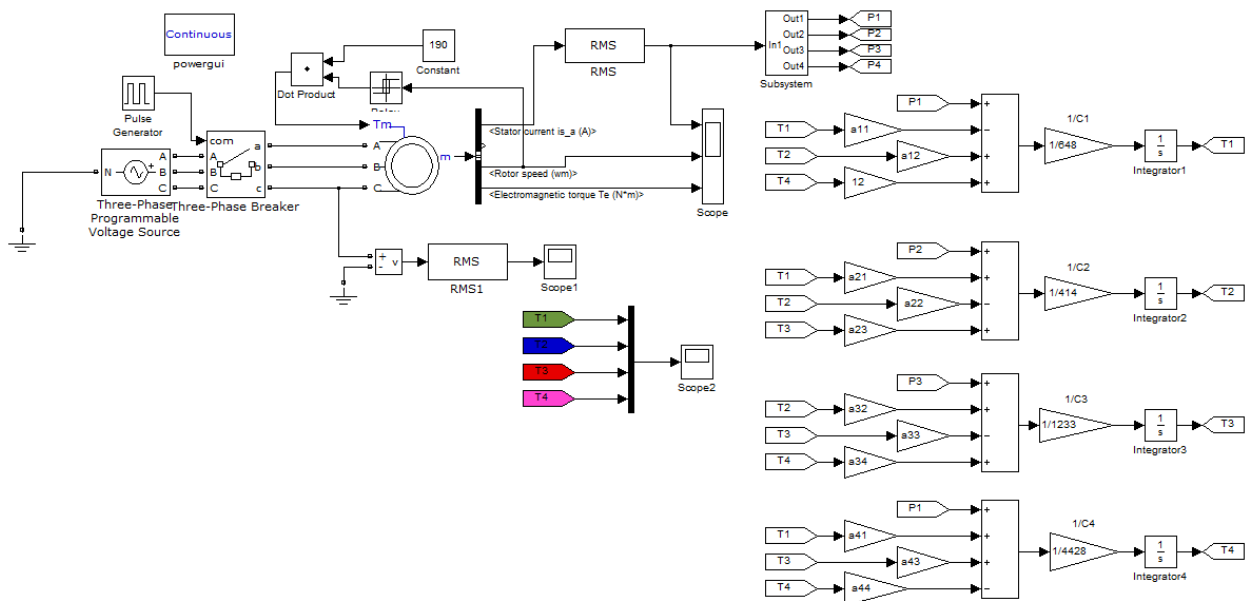
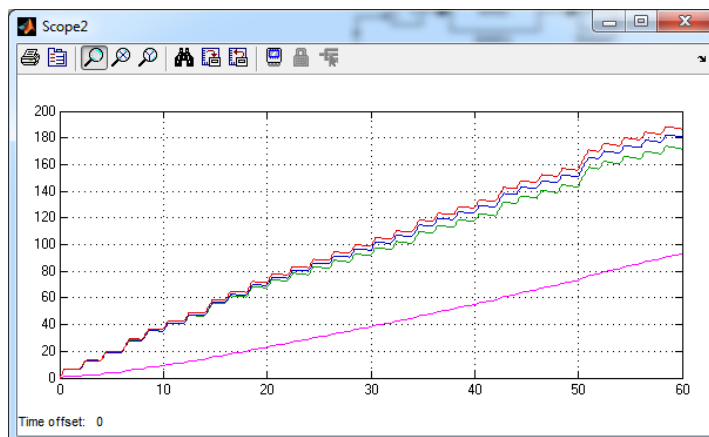
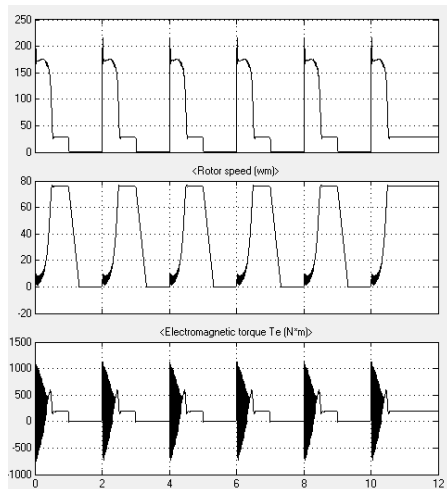


Рисунок 3.6 – Математична модель нагрівання АД у режимі віброструсів

На рис.3.7 зображено часові діаграми електромеханічних змінних асинхронного двигуна та його нагрівання під час послідовних віброструсів.



а) діючий струм, швидкість,
електромагнітний момент АД
у режимі віброструсів

б) нагрівання АД у режимі віброструсів

Рисунок 3.7 - Часові діаграми роботи та нагрівання електроприводу
вібраційного живильника у режимі віброструсів.

Вже за 18 с роботи у режимі віброструсів відбувається значний нагрів обмоток АД – до 40 °С. Температура пазових частин обмоток досягає за той же час у тривалому режимі роботи досягає значення лише 6 °С.

За 40 с роботи у режимі віброструсів відбувається недопустимий перегрів пазової частини обмоток АД на 120 °С, при цьому температура корпусу АД підвищується лише на 58 °С.

Якщо запуск електроприводу відбувається при пониженій напрузі, то недопустимий перегрів обмоток АД може відбуватися ще швидше.

Для зменшення перегріву обмоток АД у режимі вібропоштовхів доцільно обмежити пускові струми АД шляхом використання плавного запуску АД з регулюванням живлячої напруги статора АД.

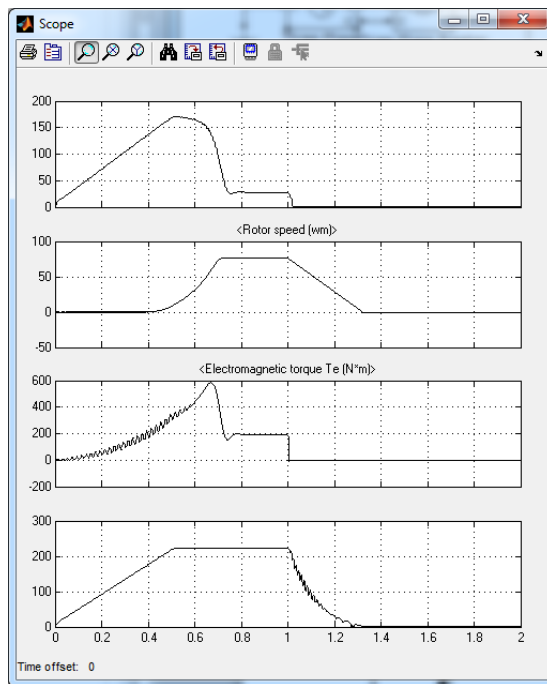
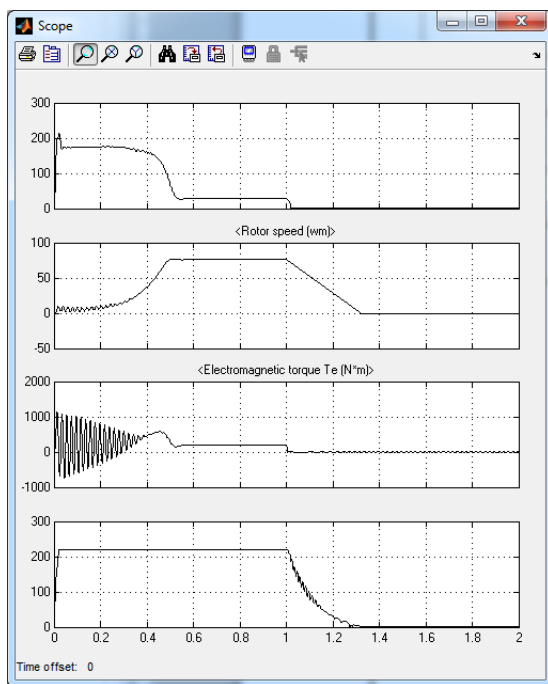
На рис.3.8 наведено часові діаграми електромеханічних та термічних процесів АД у режимі вібропоштовху як при прямому запуску, так і при

плавному запуску з лінійною зміною напруги статора від 0 до номінальної за час 0,5с.

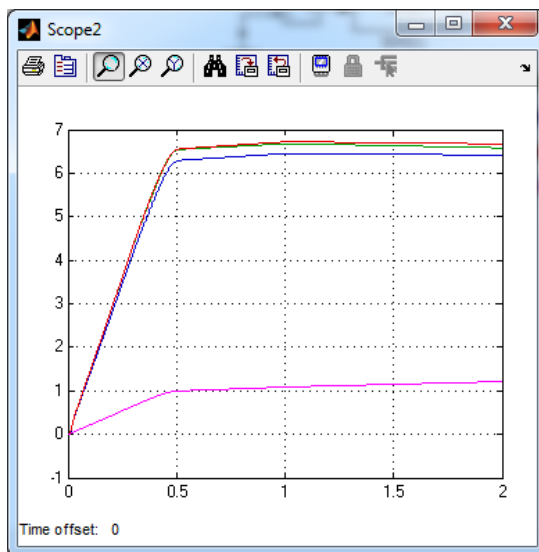
При такому способі запуску струм статора практично не досягає значення пускового, дещо збільшується час запуску АД.

Значно зменшується температура частин асинхронного двигуна. При прямому запуску перегрів пазової частини статорної обмотки за час пуску складає 7.6 °С, при використанні системи плавного запуску перегрів пазової частини статорної обмотки складає лише 4.9 °С, тобто перегрів зменшився на 1.7 °С або на 22%.

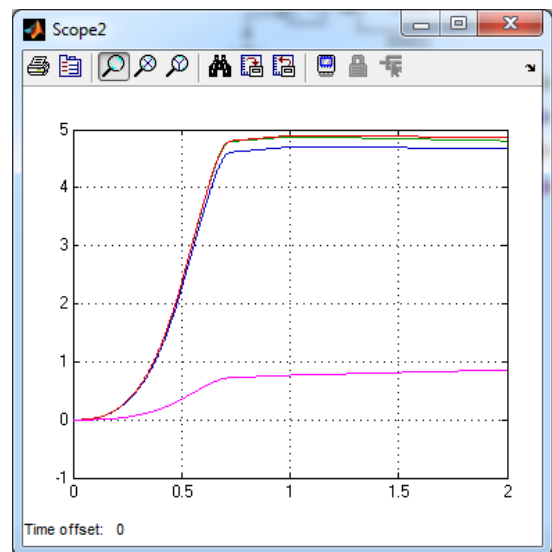
Встановлено, що використання електроприводу вібраційного живильника у режимі вібропоштовхів може призводити до суттєвого, недопустимого перегріву обмоток АД та призводити до його передчасного виходу з ладу. Плавний пуск АД дозволяє суттєво зменшити перегрів обмоток АД в процесі роботи і сприятиме підвищенню надійності електроприводу вібраційного живильника, зменшенню експлуатаційних витрат на ремонт електродвигунів.



а) діючий струм, швидкість ротору, електромагнітний момент, діюча напруга статора.



б) діючий струм, швидкість ротору, електромагнітний момент, діюча напруга статора.



в) температури окремих конструктивних частин АД

г) температури окремих конструктивних частин АД

Рисунок 3.8 – Електромеханічні (а, б) та термічні (в, г) процеси у асинхронному двигуні у режимі вібропоштовху при прямому включенні (а, в) та при плавному запуску з лінійною зміною напруги (б, г)

Технічно цей спосіб обмеження пускових струмів може бути виконано за допомогою пускових систем на базі тиристорного регулятора напруги.

Для зниження нагріву приводного електродвигуна вібраційного живильника необхідно використати систему полегшеного запуску електропривода на базі тиристорного регулятора напруги.

Висновки до розділу 3

У третьому розділі за допомогою програми MATLAB розроблено віртуальну модель приводного асинхронного двигуна, отримано графіки типових електромеханічних процесів запуску і навантаження, що підтверджують правильність роботи моделі двигуна. Математичну модель

АД доповнено підсистемою формування реального моменту опору на валу електропривода вібраційного живильника.

Розглянуто повну модель нагрівання асинхронного двигуна при роботі як у безперервному режимі S1, так і у режимі віброструсів. Шляхом математичного моделювання показано, що за 40 с роботи у режимі віброструсів відбувається недопустимий перегрів пазової частини обмоток АД на 120 °С, при цьому температура корпусу АД підвищується лише на 58 °С.

Якщо запуск електроприводу відбувається при пониженій напрузі, то недопустимий перегрів обмоток АД може відбуватися ще швидше.

Основною причиною підвищеної аварійності електродвигунів вібролюків можна вважати значний експлуатаційний перегрів внутрішніх частин електродвигуна при роботі у режимі віброструсів. Для зменшення перегріву двигуна та відповідного підвищення надійності його роботи запропоновано використовувати пристрій плавного запуску двигуна. За рахунок цього технічного рішення перегрів асинхронного двигуна може бути зменшено приблизно на 20 – 25 %.

Висновки

У першому розділі розглянуто технологію вібротранспортування, яка використовується при підземній розробці корисних копалин, розглянуто конструкцію вібролюка АШЛ-1, виконано необхідні розрахунки механічної конструкції вібролюка. Розрахована необхідна потужність електроприводу вібролюка. Виконано розрахунки пружної системи вібролюка. Виконано перевірку довговічності підшипників вібролюка. У якості привод-ного електродвигуна обрано асинхронний двигун типу АИР180М8 потужністю 15 кВт.

У другому розділі для обраного асинхронного двигуна за Т-подібною схемою заміщення виконано розрахунки електромеханічних та енергетичних характеристик електроприводу у розімкненій системі керування.

Асинхронний двигун має високу жорсткість механічних характеристик, але коефіцієнт корисної дії електроприводу та його коефіцієнт потужності різко погіршуються при коливаннях моменту навантаження. Тому слід очікувати невисоких енергетичних характеристик електроприводу при реальному режимі навантаження.

Розглянуто існуючі теплові моделі асинхронного двигуна.

Використання найпростішої моделі двигуна у вигляді одно масової системи не дає нам необхідної точності розрахунків теплових режимів. Тому розроблено більш складну і точну модель нагрівання АД, у якій електродвигун розглядається як чотирьох тільна модель. Окремо розглядаються процеси нагрівання пазової та лобової частин обмотки статора, ротор, залізо статора з його корпусом.

					КНУ РМ.141.25.476с.12.ВН			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Висновки			
Розроб.		Фурсенко С.В.						
Перевір.		Ільченко О.В.						
Реценз.								
Н. Контр.		Ільченко О.В.						
Затверд.		Толмачов С.Т.						
					Літ.	Арк.	Аркушів	
						60		
					ЕМ гр. ЕМО-24м			

У третьому розділі за допомогою програми MATLAB розроблено віртуальну модель приводного асинхронного двигуна, отримано графіки типових електромеханічних процесів запуску і навантаження, що підтверджують правильність роботи моделі двигуна. Математичну модель АД доповнено підсистемою формування реального моменту опору на валу електропривода вібраційного живильника.

Розглянуто повну модель нагрівання асинхронного двигуна при роботі як у безперервному режимі S1, так і у режимі віброструсів. Шляхом математичного моделювання показано, що за 40 с роботи у режимі віброструсів відбувається недопустимий перегрів пазової частини обмоток АД на 120 °С, при цьому температура корпусу АД підвищується лише на 58 °С.

Якщо запуск електроприводу відбувається при пониженій напрузі, то недопустимий перегрів обмоток АД може відбуватися ще швидше.

Основною причиною підвищеної аварійності електродвигунів вібролюків можна вважати значний експлуатаційний перегрів внутрішніх частин електродвигуна при роботі у режимі віброструсів. Для зменшення перегріву двигуна та відповідного підвищення надійності його роботи запропоновано використовувати пристрій плавного запуску двигуна. За рахунок цього технічного рішення перегрів асинхронного двигуна може бути зменшено приблизно на 20 – 25 %.

Перелік використаних джерел

1. Беляков В. А., Калініченко В. П. Монтаж, експлуатація та ремонт транспортних машин гірничорудних шахт. — М.: Надра, 1982.
2. Волотковський С. А. Рудникова електровозна тяга. — М.: Надра, 1981.
3. Підземний транспорт шахт і рудників/Під ред. Г.Я. Пейсаховича та І.П. Ремізова. — М.: Надра, 1985.
4. Пухов Ю. С. Рудниковий транспорт: Підручник. — М.: Надра, 1983.
5. Татаренко А. М., Максецький И. П. Рудниковий транспорт. — М.: Надра, 1990.
6. Сиромятніков І.А. Режим роботи асинхронних і синхронних електродвигунів. М.; Л.: ГЕІ, 1963. 528с.
7. Маміконянц Л.Г. Електромагнітні моменти обертання синхронних машин при включенні їх в мережу способом самосинхронізації // Електрика. 1954. № 8. С. 9-15.
8. Андрєєв В.П., Сабінін Ю.А. Основи електроприводу. — М.;Л.: Держенерговидат, 1963. —772 с.
9. Сіпайлов Г.А. та ін. Електричні машини М:Вища школа, 1987-287 с.
10. Чілікін М.Г., Соколов М.М. Основи автоматизованого електроприводу М., Енергія 1974, 568с.
11. Вешеневський С.Н. Характеристики двигунів в електроприводі. М., Енергія, 1977, 432 с.
12. Важнов А.І. Перехідні процеси в машинах змінного струму.-Л.: Енергія, 1980.-256 с

					КНУ РМ.141.25.476с.12.ДЖ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Перелік використаних джерел	Літ.	Арк.	Аркушів
Розроб.		Фурсенко С.В.					62	
Перевір.		Ільченко О.В.						
Реценз.								
Н. Контр.		Ільченко О.В.						
Затверд.		Толмачов С.Т.						
						ЕМ гр. ЕМО-24м		

