

Міністерство освіти і науки України

Запорізький національний університет

(повне найменування вищого навчального закладу)

Інженерний навчально-науковий інститут ім. Ю.М. Потебні

(назва факультету)

кафедра металургійного обладнання

(повна назва кафедри)

ВИПУСКНА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА БАКАЛАВРА

На тему Удосконалення механізму переміщення дверезнімальної штанги дверезнімної машини коксової батареї в умовах виробничого цеху ПрАТ «Запоріжжкокс»

Виконав: студент групи 6.1330

Ельмендєєв Я. О.

(ПІБ)

(підпис)

спеціальності

133 Галузеве машинобудування

(шифр і назва)

спеціалізація

(шифр і назва)

Освітньо-професійна програма

133 Галузеве машинобудування

(шифр і назва)

Керівник Шейко С. П.

(прізвище та ініціали)

(підпис)

Н.контроль Васильченко Т. О.

(прізвище та ініціали)

(підпис)

Запоріжжя – 2024 року

Запорізький національний університет
(повне найменування вищого навчального закладу)

Факультет Інженерний навчально-науковий інститут ім. Ю.М. Потєбні

Кафедра металургійного обладнання

Рівень вищої освіти бакалавр

(перший (бакалаврський) рівень)

Спеціальність 133 Галузеве машинобудування

(шифр і назва)

Спеціалізація _____

(шифр і назва)

Освітньо-професійна програма 133 Галузеве машинобудування

(шифр і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедрою А.О. Власов

“ _____ ” _____ 20__ року

Завдання

до випускної кваліфікаційної роботи бакалавра

Ельмендєєва Ярослава Олександровича

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема кваліфікаційної роботи: Удосконалення механізму переміщення дверезнімальної штанги дверезнімної машини коксової батареї в умовах виробничого цеху ПрАТ «Запоріжжкокс»
керівник кваліфікаційної роботи доцент, канд. техн. наук, Шейко С.П.
затверджені наказом вищого навчального закладу від “26” грудня 2023 року № 2215-с
2. Строк подання студентом кваліфікаційної роботи 14 червня 2024 року.
3. Вихідні дані кваліфікаційної роботи техніко-економічні показники роботи виробничого цеху
4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити): 1. Загальна частина; 2. Спеціальна частина; 3. Експлуатаційна частина; 4. Охорона праці та техногенна безпека. Загальні висновки та рекомендації
5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень): 1. Дверезнімна машина – 1А1; 2. Дверезнімний пристрій – 1А1; 3. Дверезнімний пристрій (модернізація) – 1А1; 4. Гідроциліндр механізму переміщення дверезнімальної штанги – 1А1; 5. Схема строкування гідроциліндра – 1А1; 6. Кабіна керування дверезнімною машиною – 1А1.

6. Консультанти розділів кваліфікаційної роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв
1	Шейко С. П., канд. техн. наук, доцент		
2	Шейко С. П., канд. техн. наук, доцент		
3	Шейко С. П., канд. техн. наук, доцент		
4	Шейко С. П., канд. техн. наук, доцент		

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів кваліфікаційної роботи	Примітки
1	Збір матеріалу на проектування	13.05.2024 – 20.05.2024	
2	Групування та аналіз зібраного матеріалу. Уточнення завдань проектування	21.05.2024 – 27.05.2024	
3	Виконання теоретичної частини проекту	26.05.2024 – 29.05.2024	
4	Виконання графічної частини проекту	30.05.2024 – 05.06.2024	
5	Написання та оформлення пояснювальної записки	06.06.2024 – 10.06.2024	
6	Перевірка проекту консультантами	11.06.2024 – 13.06.2024	
7	Попередній захист проекту	14.06.2024	
8	Переплітання пояснювальної записки	Згідно з графіком	
9	Захист проекту	Згідно з графіком	

Студент _____
 (підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник кваліфікаційної роботи _____
 (підпис) (прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

Ельмендєєв Я. О. Удосконалення механізму переміщення дверезнімальної штанги дверезнімної машини коксової батареї в умовах виробничого цеху ПрАТ «Запоріжжкокс»

Кваліфікаційна випускна робота для здобуття ступеня вищої освіти бакалавр за спеціальність 133 – Галузеве машинобудування, керівник С. П. Шейко. Запорізький національний університет, Інженерний навчально-науковий інститут ім. Ю.М. Потебні, кафедра металургійного обладнання, 2024.

Виконано аналіз конструктивного компонування вузлів дверезнімної машини. Запропоновано варіант модернізації механізму переміщення дверезнімальної штанги. Виконані необхідні розрахунки для впровадження запропонованої модернізації. Приділено увагу питанням техногенної безпеки та екології в коксохімічному виробництві.

Ключові слова: привод, крутний момент, дверезнімальна штанга, гідроциліндр

ABSTRACT

Elmendiev Ya. O. Improvement of the Mechanism for Moving the Door-Removing Bar of the Door-Displacing Machine of the Coke Battery in the Conditions of the Production Workshop of Zaporizhkok PrJSC

Qualifying thesis for obtaining a bachelor's degree in higher education, specialty 133 - Industrial engineering, adviser S. P. Sheyko. Zaporizhzhia National University, Engineering Educational and Scientific Institute them. Yu.M. Potebni, Department of Metallurgical Equipment, 2024.

An analysis of the structural layout of the door-opening machine nodes was performed. A variant of the modernization of the mechanism for moving the door-removing rod is proposed. The necessary calculations for the implementation of the proposed modernization have been carried out. Attention is paid to issues of man-made safety and ecology in coke-chemical production.

Key words: drive, torque, door-removing bar, hydraulic cylinder

ЗМІСТ

ВСТУП	7
1 ЗАГАЛЬНА ЧАСТИНА	8
1.1 Коротка характеристика продукції, що випускається ПрАТ «Запоріжжкокс»	8
1.2 Коротка характеристика механічного обладнання коксового цеху	9
1.2.1 Устаткування для планування й видачі коксу з печі	10
1.2.2 Устаткування для приймання гарячого коксу з печі	12
1.2.3 Устаткування для завантаження шихти в піч	14
1.2.4 Устаткування для видачі гарячого коксу з печі	15
1.3 Технологія коксування	16
1.4 «Вузькі» місця діючого цеху і заходи щодо їх усунення	17
2 СПЕЦІАЛЬНА ЧАСТИНА	18
2.1 Типи дверезнімних машин та їх призначення	18
2.2 Місце дверезнімної машини в технологічному процесі та її технічні характеристики	19
2.2.1 Механізм для чищення дверей	20
2.2.2 Механізм пересування дверезнімної машини	21
2.2.3 Механізми пересування дверезнімальної штанги	22
2.2.4 Механізм для чищення рам і броні	28
2.2.5 Коксонаправляючий кошик	29
2.2.6 Опис кінематичної схеми приводу дверезнімної машини	32
2.3 Пропозиції, щодо проекту модернізації дверезнімної машини	34
2.4 Розрахунок потужності приводу механізму пересування дверезнімної машини	36
2.5 Розрахунок механізмів гідравлічного приводу дверезнімальної штанги	41
2.5.1 Розрахунок зусилля на гвинті механізму переміщення дверезнімальної штанги	41

	2
2.5.2 Розрахунок силового гідроциліндра механізму переміщення дверезнімальної штанги	46
2.5.3 Вибір насоса й гідравлічної апаратури	50
2.5.4 Перевірочний розрахунок гідроциліндра на міцність та повздовжній вигин штоку	58
2.5.5 Розрахунок болтового з'єднання гідроциліндра	60
3 ЕКСПЛУАТАЦІЙНА ЧАСТИНА	62
3.1 Загальні вимоги при монтажі дверезнімної машини	62
3.2 Підготовка до роботи основних вузлів дверезнімної машини	64
3.3 Технічне обслуговування вузлів дверезнімної машини	67
3.4 Розрахунок стропування гідроциліндра механізму переміщення дверезнімальної штанги	68
3.5 Розрахунок змащення вальниць кочення опорних роликів виштовхуючої штанги	72
4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ТЕХНОГЕННА БЕЗПЕКА	76
4.1 Аналіз потенційних і шкідливих факторів виробничого середовища	76
4.2 Заходи щодо захисту від виявлених шкідливих і небезпечних чинників виробничого середовища	77
4.3 Технічні рішення по гігієні праці і виробничій санітарії	78
4.3.1 Опалення й вентиляція	78
4.3.2 Природне й штучне освітлення	79
4.3.3 Виробничі випромінювання	81
4.4 Техногенна безпека	81
4.4.1 Заходи безпеки праці	81
4.4.2 Пожежна безпека	83
4.5 Розрахунок звукоізоляційної кабіни керування дверезнімною машиною	85
Висновки	89
Список використаної літератури	90
ДОДАТКИ	94

ВСТУП

Аналіз процесів коксування показує, що існуючий шаровий процес тривалий час буде основним методом переробки вугілля, а коксохімічне виробництво збереже провідну роль доти, поки процес виробництва сталі буде займати провідні позиції в економіці.

Кокс, що є основним продуктом коксохімічного виробництва, використовується для виплавки чавуну, одержання феросплавів, фосфору, карбиду кальцію й інших продуктів у ливарнім виробництві, у шахтних печах для виплавки кольорових металів, для агломерації руд і ін.

Рідкі й газоподібні продукти коксування (бензол, нафталін, феноли, аміак, сірка й сірчана кислота, водень, пік і ін.) є найважливішою сировиною для хімічної й інших галузей промисловості. Тому коксохімічна промисловість є найважливішою галуззю народного господарства, від обсягу виробництва якої і якості продукції, що випускається, залежать розвиток і техніко–економічні показники виробництв, що використовують кокс і хімічні продукти коксування.

Особливістю роботи машин і встаткування коксових цехів є несприятливі умови його експлуатації – високі температури, загазованість і запилованість середовища. Загальна тенденція в розвитку вітчизняного й закордонного коксохімічного виробництва – збільшення розмірів камер коксування, інтенсифікація процесу коксування й потужності коксових батарей – вимагає звернути увагу конструкторів-механіків на удосконалення конструкцій і підвищення надійності в роботі машин і устаткування коксохімічних підприємств.

Пояснювальна записка до дипломного проекту містить 102 сторінки, на яких 18 рисунків, 7 таблиць, 8 додатків та бібліографічний список, що має 34 найменування літературних джерел.

Об'єкт проектування – механізм переміщення дверезнімальної штанги.

Мета роботи – покращення конструктивного виконання вузла переміщення дверезнімальної штанги дверезнімальної машини.

1 ЗАГАЛЬНА ЧАСТИНА

1.1 Коротка характеристика продукції, що випускається ПрАТ «Запоріжкокс»

ПрАТ « Запоріжкокс» один з небагатьох коксохімічних заводів з повною переробкою вугілля. Основною продукцією є кокс і пековий кокс, на даний час виготовляють п'ять фракцій коксу.

Вугілля на завод надходить у вагонах, після розвантаження вагонів за допомогою роторного вагоноперекидача вугілля по транспортерах подається на склад вуглепідготовчого цеху, де різні марки вугілля змішують і одержують шихту, яка по транспортерам попадає в бункер на коксовій ботарейі, з печі гарячий кокс у гасильному вагоні попадає у вежу гасіння. Через рампу по транспортерах доставляється на сортування, де сортується за допомогою грохотів і гилів по фракціях. Частина коксу відправляється на „Запоріжсталь”, „ЗФЗ”, „Укрграфіт”, а частина в пекококсівий цех де одержують рідкий пек і пековий кокс.

У результаті коксування з газу, що утворюється, у цеху вловлюють бензол, бентол, дизель, сольвент, а при виробництві бензолу побічна продукція сульфат амонію (добриво) і смола для дорожнього покриття. У цеху сіркоочищення в результаті очищення коксового газу від сірки побічною продукцією є колоїдна сірка.

Почато будівництво нового цеху який повинен виготовляти вогнетривку цеглу. Печі з метою економії й охорони навколишнього середовища будуть обігріватися коксовим газом, а частина сировини для виробництва цегли утворюється в результаті мийки вугілля.

Була запущена котельня із двома великими й одним малим казанами, яка також працює на коксовому газі. Із запуском котельні завод повністю перейшов на власну пару, а також була побудована бойлерна, де воду підігрівають за допомогою пари.

Для забезпечення виготовлення коксу, газу й хімічних продуктів коксохімічний завод має наступні основні виробничі цехи: вуглепідготовчий, коксовий, цех уловлювання, смолоперегінний цех, цех сіркоочищення, ЖДЦ, ремонтний цех, енергоцех, цех пароводопостачання, цех безрейкового транспорту [1].

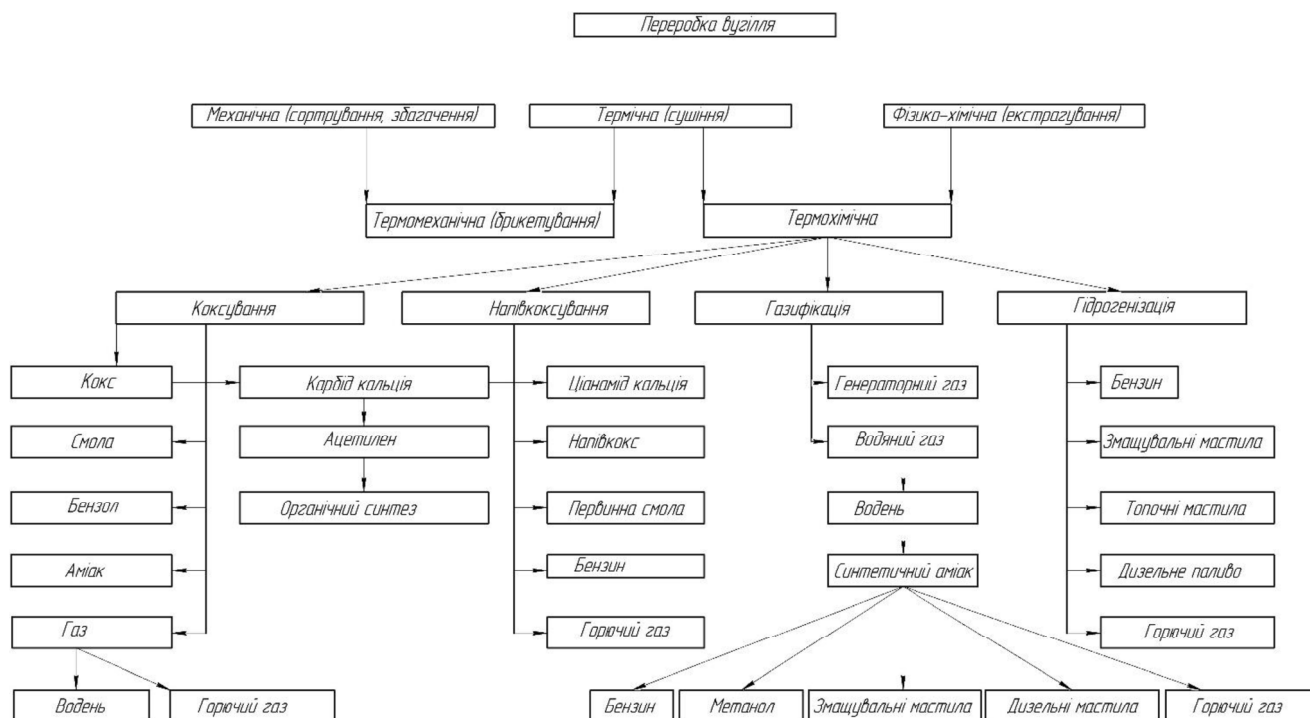


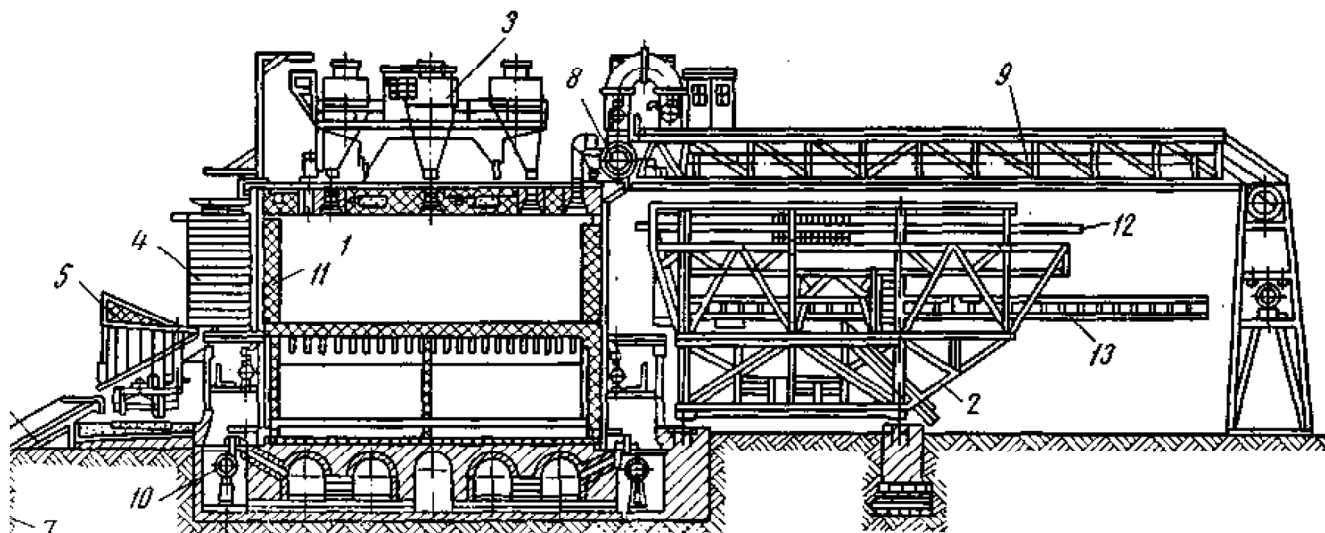
Рисунок 1.1 – Схема переробки вугілля на коксохімічному заводі [2]

1.2 Коротка характеристика механічного обладнання коксового цеху

Все устаткування цеху (рис.1.2) можна розділити на такі групи:

- устаткування для завантаження шихти в піч.
- устаткування для планування й видачі коксу з печі.
- устаткування для приймання гарячого коксу з печі.
- коксосортувальне устаткування.
- транспортуюче устаткування.

Розглянемо основне обладнання



1 – камера коксування; 2 – коксовиштовхувач; 3 – завантажувальний загін; 4 – дверез'ємна машина; 5 – коксогасильний вагон; 6 – коксова рампа; 7 – транспортер на коксосортування; 8 – газозбірник; 9 – газопровід сирого коксового газу; 10 – газопровід доменного газу; 11 – двері; 12 – планір; 13 – штанга

Рисунок 1.2 – Коксова батарея (поперечний розріз)

1.2.1 Устаткування для планування й видачі коксу з печі

До обладнання, що використовується для планування та видачі коксу з печі відноситься коксовиштовхувач. По кількості й складності виконуваних операцій і встановлених механізмів коксовиштовхувач (рис.1.3) є найважливішою й найбільшою машиною коксового цеху.

Коротка технічна характеристика коксовиштовхувача:

Маса машини, т.	271960
Швидкість пересування, м/с	1,77
Кут повороту двері, град.	180
Швидкість виштовхування коксового пирога, м/с	0,52
Швидкість планування, м/с	1,34
Габаритні розміри; мм:	
довжина	14510

ширина 25530

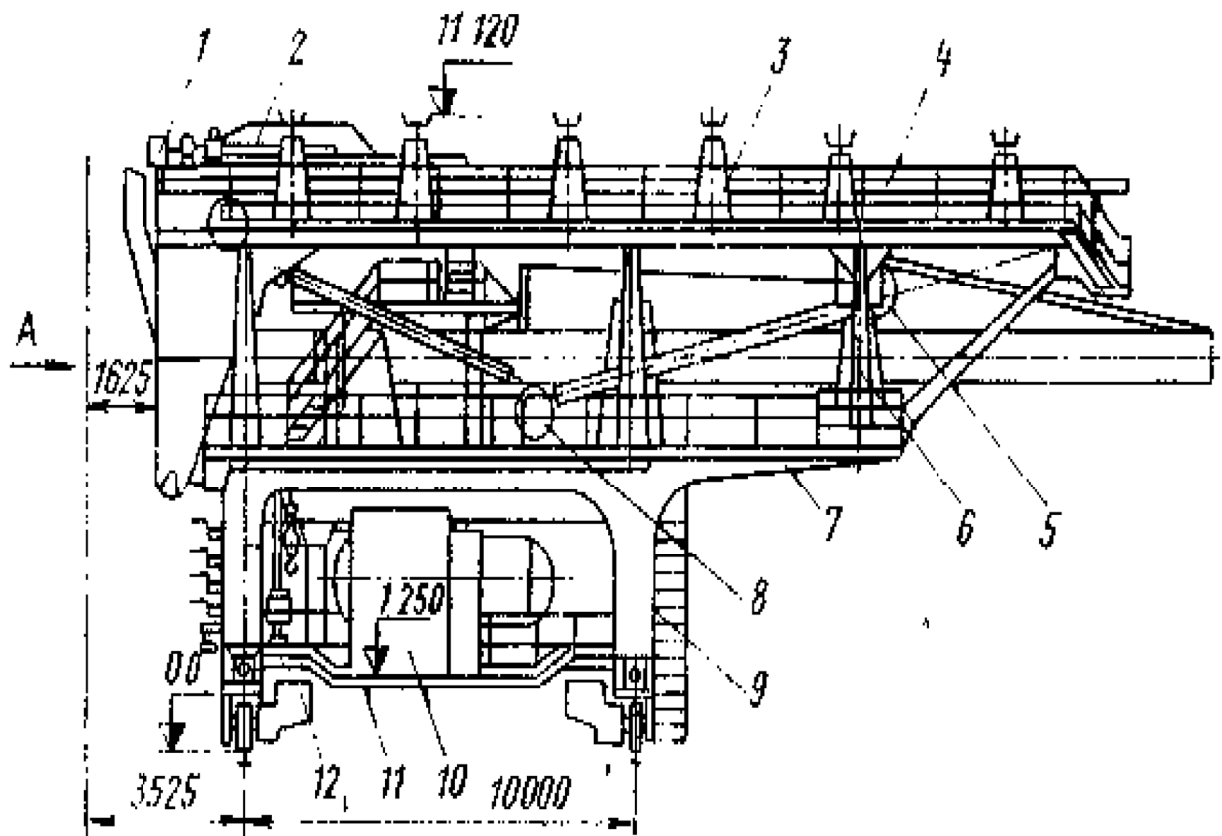
висота 13420

Коксовиштовхувач виконує наступні операції:

1. Відмикання й запирання дверей коксової печі.
2. Підйом на 10–15 мм двері з порога й зворотне опускання.
3. Відвід знятої двері від печі й підвід до печі при закриванні.
4. Чищення привалочної поверхні рами й бічних поверхонь броні від смоляних відкладань і графіту.
5. Чищення ущільнюючої рамки, цеглаутримувачів і футеровки двері від смоляних відкладань і графіту.
6. Виштовхування з печі коксового пирога.
7. Обезграфітування зводів камери коксування.
8. Відкривання й закривання планірної дверцяти.
9. Планування (розрівнювання) вугільної шихти, що завантажується в піч.
10. Очищення рами планірного лючка й дверцяти від смоляних відкладань.
11. Транспортування до скіпового підйомника шихти, що вигрібається при плануванні.
12. Подача дверей до ремонтних станцій і назад до печей.
13. Збирання з обслуговуючого майданчика коксу, що прокидається при відкриванні дверей (кінців) і шихти при плануванні.

Більшість перерахованих операцій механізовані й виконуються за допомогою механізмів, установлених на коксовиштовхувачі.

Відповідно до нормативів обслуговування кожної типової батареї з 61–77 печами проводиться окремим коксовиштовхувачем, а на блок із чотирьох батарей дається одна резервна машина.



1 – механізм відкриття – закриття планірної дверцяти; 2 – механізм зіштовхування шихти; 3 – стійка планірної штанги; 4 – планірна штанга; 5 – обезграфічувальний пристрій; 6 – опорна металоконструкція верхнього майданчика; 7 – верхні основні поздовжні балки; 8 – привід планірного пристрою; 9 – опорна рама порталу; 10 – кабіна пускорегулювальної апаратури; 12 – механізм пересування коксовиштовхувача

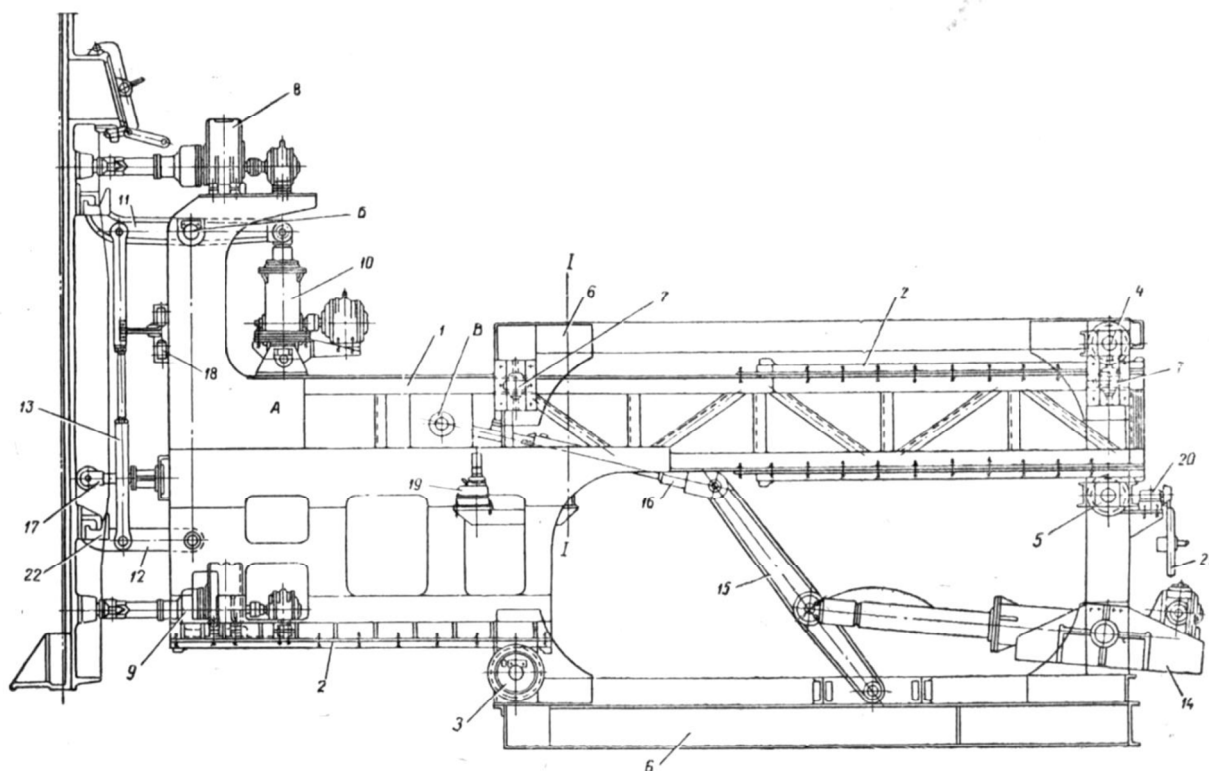
Рисунок 1.3 – Коксовиштовхувач

1.2.2 Устаткування для приймання гарячого коксу з печі

Дверезнімна машина (рис. 1.4) складається з опорної конструкції із кабіною машиніста й механізмами для виконання наступних операцій, пов'язаних з видачею коксу.

Кожна машина має коксопрямуючий кошик для напрямку в коксогасильний вагон видаваного з печі коксу.

Дверезнімні машини оснащені механізмами очищення дверей, рам і броні від відкладань смоли й графіту.



1 – дверезнімна штанга; 2 – рейки; 3,4,5 – опорні ролики; 6 – опорна рама дверезнімної штанги; 7 – бокові (направляючі) ролики; 8 – верхній механізм для відкручування та закручування ригельних гвинтів; 9 – верхній механізм для відкручування та закручування ригельних гвинтів; 10 – механізм для зривання дверей; 11 – верхній захват; 12 – нижній захват; 13 – тяга; 14 – механізм переміщення дверезнімного пристрою; 15 – важелі; 16 – пружинна тяга; 17 – упорний пружинний буфер; 18,19,20 – кінцеві вимикачі; 21 – ручний привід мехізму переміщення дверезнімної штанги; 22 – пристрій для відведення ригелів від гачків армуючої рами.

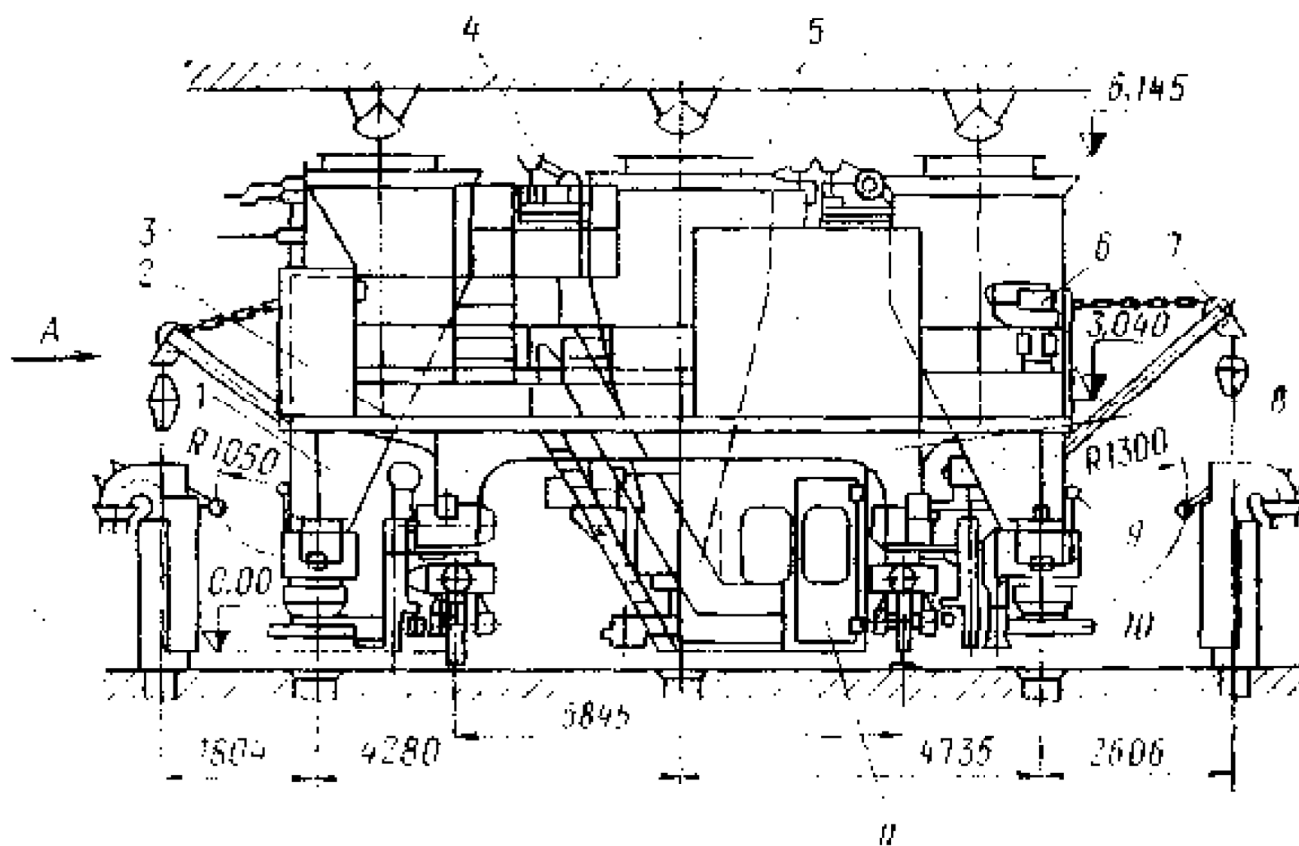
Рисунок 1.4 – Дверезнімна машина

Коротка технічна характеристика дверезнімної машини:

– Маса машини, т	136,4
– Швидкість пересування, м/с	1,98
– Кут повороту дверей, град.	90
– Габаритні розміри; мм:	
довжина	7500
ширина	8410
висота	10655

1.2.3 Устаткування для завантаження шихти в піч

Вуглезавантажувальний вагон (рис.1.5) — це машина, що виконує весь комплекс операцій по набору шихти з вугільної вежі й майже всі операції, пов'язані з доставкою й завантаженням шихти в камеру печі. Окремі операції автоматизовані — набір шихти в бункери вагона, робота електровібраторів, завантаження шихти в піч по заданій програмі, знімання й установка кришок завантажувальних люків і ін.



1 – бункер; 2 – поперечна балка; 3 – струмоприймачі; 4 – механізм відкривання й закривання затворів вугільної вежі; 5 – кабіна для електроустаткування; 6 – телескоп; 7 – чищення колодязів стояків; 8 – головна балка; 9 – механізм обслуговування стояків; 10 – люкоз'ємний механізм; 11 – кабіна; 12 – механізм пересування

Рисунок 1.5 – Вуглезавантажувальний вагон

Коротка технічна характеристика:

– Маса машини без шихти, т	113,8
– Швидкість пересування, м/с	1,7
– Потужність електродвигуна, кВт	11
– Корисна ємність бункерів, м ³	61
– Габаритні розміри; мм:	
довжина	11000
ширина	11805
висота	7830

Кабіна машиніста розташована в нижній частині вагона для того, щоб краще керувати всіма механізмами по завантаженню шихтою коксових печей.

1.2.4 Устаткування для видачі гарячого коксу з печі

Гасильний вагон необхідний для приймання розпеченого коксу, видаваного з печей, транспортування його під вежу для гасіння й вивантаження після гасіння на рампу. Вагон пересувається за допомогою електровоза уздовж коксових батарей по рейкових шляхах нормальної залізничної колії.

Коротка технічна характеристика гасильного вагону:

Коротка технічна характеристика

– Маса машини без шихти, т.	91
– Швидкість пересування, м/с	15
– Вантажопідйомність, т.	27
– Кут нахилу, гради.	28

Дно кузова вагона встановлено з нахилом 28°, що забезпечує вивантаження коксу самопливом. Для розвантаження коксу відкривають затвори, підвішені на шарнірах до передньої стінки, що й приводяться в дію самостійно за допомогою пневматичного приводу. Затворів два, по одному для кожного відсіку, на які розділений кузов по довжині.

У кабіні машиніста електровоза розташований спеціальний пристрій у

вигляді світлової сигналізації, котрий фіксує положення затворів.

1.3 Технологія коксування

Доменний і ливарний кокси одержують коксуванням вугільної шихти (суміші в певній пропорції вугіль різних технологічних груп) у горизонтальних камерних печах. Технологія виробництва доменного й ливарного коксів складається з наступних операцій [4].

Підготовка вугільної шихти по певному речовинному й гранулометричному складу полягає в прийманні, складуванні, дробленні (до змісту в шихті 75–85 % класу 0–3 мм), дозуванні й змішуванні вугіль. Вугільна шихта повинна забезпечувати:

- одержання коксу з необхідними фізико–хімічними властивостями (міцністю, зольністю, виходом летучих, сірчаністю, реакційною здатністю й ін.);
- достатній, але не небезпечний для кладки коксових печей тиск розпирань;
- певний вихід хімічних продуктів коксування й газу;
- невисоку вологість.

При складанні вугільних шихт необхідно прагнути до використання мінімальної кількості компонентів [5].

Вугільна шихта з відділення вуглепідготовки подається у вугільну вежу, призначену для забезпечення безперебійної роботи коксових печей, де здійснюється періодичний процес коксування й одержання коксу [6].

З камер коксування гарячий кокс (з температурою 723–823 °С) направляється на мокре – у тушільних вежах, або сухе – установки сухого гасіння коксу (УСТК) – гасіння.

Після охолодження кокс направляють на коксортування, у якій валовий кокс розділяють на наступні класи: 0–10 мм (коксівий дріб'язок), 10–25 мм (коксівий горішок); класи > 25 мм називають металургійним коксом. На

багатьох заводах металургійний кокс розсіюють на більш вузькі класи: 25–40, 40–60, > 40 мм і ін.

Формування фізико-механічних властивостей і розмірів шматків коксу відбувається без доступу повітря в камері коксових печей під впливом тепла, переданого вугільному завантаженню від розпечених стін камер коксування.

1.4 «Вузькі» місця діючого цеху і заходи щодо їх усунення

В основному по заводу для переміщення сипучих вантажів застосовують транспортери з гумовими стрічками. Стрічка рухається по металевих роликах. У процесі роботи ролики швидко зношуються й можуть привести до порізу або розриву стрічки. Ролики виготовляють із труби діаметром 150 мм, в основному зношування відбувається по середині ролика, або або виходять з ладу вальниці кочення.

Для більш довговічної роботи роликів пропонується поверхню покрити гумою, а в корпуси вальниць поставити більш якісні фторпластові ущільнення для захисту від пилу й вологи.

У результаті буравлення печей кокс висипається на рейки дверезнімної машини в результаті чого вони зазнають деформації. Деформація рейок може привести до поломки механізму пересування.

На дверезнімній машині часті поломки пов'язані з черв'ячно–гвинтовим приводом механізму переміщення двертзнімальної штанги. Вирішенню цієї проблеми і присвячено розрахункову частину дипломного проєкту

2 СПЕЦІАЛЬНА ЧАСТИНА

2.1 Типи дверезнімних машин та їх призначення

З коксової сторони батареї печі обслуговуються дверезнімною машиною.

У цей час відома велика кількість конструктивних різновидів дверезнімних машин.

Кількість і характер операцій, що виконуються дверезнімною машиною, у великій мірі залежать від ступеня її технічної досконалості. Але кожна машина має коксонаправляючий кошик для напрямку в коксогасильний вагон видаваного з печі коксу й пристрій для знімання й відводу дверей від печі. Дверезнімна машина використовується також для перевезення дверей від печі до станцій ремонту дверей на кінцевих майданчиках і назад.

Крім цих основних елементів, дверезнімні машини можуть бути оснащені механізмами очищення дверей, рам і бронею від відкладань смоли й графіту, а також збирання кінців коксу з обслуговуючих майданчиків.

Дверезнімна машина пересувається по рейковому шляхові, покладеному на обслуговуючому майданчику, зі швидкістю від 60 до 120 м/хв. Обертання ходових коліс здійснюється від електродвигуна через редуктор.

Відомо два типи коксонаправляючих кошиків – нерухливі й рухливі. Нерухливі коксонаправляючі кошики застосовували в старих конструкціях, зараз вони вийшли із уживання.

Дверезнімні пристрої можуть бути двох типів – штангові й важільні.

У штанговому пристрої дверезнімна головка кріпиться до горизонтальної штанги, що переміщається по напрямних роликах. У важільному пристрої дверезнімна головка підвішується шарнірно на важелях так, що при повороті важелів рухається в напрямку від печі (або до печі) з одночасним підйомом (або опусканням). Обоє типу дверезнімних пристроїв мають конструктивні модифікації з поворотними на 90° дверезнімними головками, що створює більш

вільний доступ до знятих дверей для її очищення як ручним, так і механізованим способом.

У деяких конструкціях штангових пристроях також проводиться додатковий підйом знятої з печі двері, що значно полегшує очищення нижніх частин двері, особливо при малих відстанях від головки рейки шляху машини до поду камери коксування.

Також існують дверезнімні машини, у яких дверезнімний пристрій і коксонаправляючий кошик змонтований на одному загальному візку.

Істотним недоліком такої конструкції є те, що коксонаправляючий кошик перебуває у важких температурних умовах, вимагає частих ремонтів і заміни основних вузлів, що викликає необхідність виходу з ладу всієї машини. Випуск таких машин припинений в 1947 р.

Цього недоліку не мають конструкції машин, у яких коксонаправляючий кошик і дверезнімний пристрій установлюють на окремі зчеплені між собою візки.

Привод для пересування машини розташовують на дверезнімній частині, як найбільш важкій, для забезпечення необхідної сили зчеплення ведучих коліс із рейками. Така машина називається дверезнімною машиною з роздільною коксонаправляючою. За умовами безпеки обслуговуючого персоналу коксонаправляюча розташовується з боку гасильної вежі. По розташуванню коксонаправляючої відносно дверезнімного пристрою, будови машини мають праве й ліве виконання. Якщо дивитися на дверезнімну машину зі шляху гасильного вагона, то в машинах правого виконання коксонаправляюча розташована із правої сторони.

2.2 Місце дверезнімної машини в технологічному процесі та її технічні характеристики

Основне призначення дверезнімної машини – виконання наступних операцій, пов'язаних з видачею коксу:

1. Відмикання й запирання дверей камери коксової печі.
2. Підйом дверей з порога на 10–15 мм і зворотнє опускання.
3. Відведення знятих дверей від печі при відкриванні й підведення при закриванні печі.
4. Очищення привалочної поверхні рами й бічних поверхонь броні від смоляних відкладань і графіту.
5. Очищення ущільнюючої рамки, цеглоутримувачів і футеровки дверей від смоляних відкладань і графіту.
6. Збирання з обслуговуючого майданчика коксу, що прокидається на неї, при відкриванні дверей (кінців).
7. Задання напрямку у коксогасильний вагон коксового пирога, видаваного з печі.

Дверезнімна машина відноситься до складного обладнання, яке умовно можна розділити на складові механізми, що будуть розглянуті далі.

2.2.1 Механізм для чищення дверей

Вперше одержати задовільні результати по механізованому очищенню дверей коксових печей від смоли й відкладень графіту вдалося працівникам Криворізького коксохімічного заводу в 1954 р.

Головним в запропонованій заводом конструкції є схема розташування щіток на масивному нескінченному роликовому ланцюзі, що робить у кільцевій напрямній зворотно-поступальний рух, при якому бічні щітки очищають від графіту бічні сторони цеглотримачів і мурування, а торцеві щітки очищають мембрану й ущільнюючу рамку від відкладань смоли.

Встановлювані в цей час на дверезнімних машинах механізми для чищення дверей конструкції КБ Коксохіммаша є подальшим удосконаленням цих механізмів.

Важільний дверезнімний пристрій краще сполучається з механізмом для чищення дверей, який у цьому випадку встановлюється стаціонарно, а дверезнімний пристрій уводить у нього двері.

При штангових пристроях повернені двері залишаються нерухливими, а на них потрібно насувати механізм чищення, для чого він робиться рухливим.

Це ж відноситься й до важільних пристроїв при низькому (295 мм і нижче) розташуванні поду камери коксування щодо головки рейки шляху дверезнімної машини.

Характеристика такого механізму чищення дверей конструкції наступна:

Потужність електродвигуна, кВт	3,5
Число обертів у хвилину	875
Редуктор черв'ячний:	
передаточне число	10,33
довжина ходу щіток, мм	1300
число проходів щіток при чищенні	10 – 15
швидкість руху щіток, м/хв	47
Тривалість очищення дверей, хв	1
Вага механізму, кг	2500

Очищення дверей проводиться одночасно із чищенням рам або при видачі коксу й додаткового часу для затримання дверезнімної машини не вимагає.

Для дверезнімних машин з неповоротними дверезнімними пристроями механізм чищення дверей ще не створений.

2.2.2 Механізм пересування дверезнімної машини

Пересування дверезнімних машин уздовж фронту коксових печей проводиться по рейковому шляхові, виконаному із залізничних рейок типу Р–50 нормального прокату, покладених на металевих балках каркаса обслуговуючих майданчиків. Типова ширина колії для печей з ємністю камер 20 м³ і 21,6 м³ становить 1500 мм, а для печей з ємністю камер 30 і 35,6 м³ 1800 мм.

Електропривод для пересування всієї машини встановлений на дверезнімній частині. Коксонаправляюча й механізм чищення рам пересуваються разом із дверезнімною частиною, з якою вони з'єднані спеціальними зчіпними пристроями.

Швидкість пересування дверезнімних машин коливається в межах від 62,8 до 114 м/хв. Для сучасних машин по технічним умовам Гіпрококса швидкість повинна бути не менш 90 м/хв. З 1962 р. дверезнімні машини обладнують двома приводними механізмами для пересування машини на чотирьох колесах. З 1963 р. у ходову частину машини введена балансірна підвіска одного із двох скатів машини для забезпечення розподілу навантаження від ваги машини на всі чотири колеса.

2.2.3 Механізми пересування дверізнімальної штанги

Для пересування дверізнімальної штанги до печі й назад на дверізнімальному пристрої встановлюють спеціальний механізм. Він забезпечує необхідний рух дверізнімальної штанги для установки механізмів зриву дверей й відгвинчування ригельних гвинтів, а також виконання інших операцій, зв'язаних зі зняттям і установкою дверей. Механізм пересування дверізнімальної штанги поряд із цим повинен забезпечити плавне підведення механізмів дверізнімального пристрою до печі, а також створити зусилля, необхідне для установки дверей у піч після її зняття.

У коксохімічному машинобудуванні відомі три кінематичні схеми механізму пересування дверізнімальної штанги.

Перша схема забезпечує пересування дверізнімальної штанги за допомогою зубчастої рейки, закріпленої на штанзі, і провідної шестірні, що приводиться в рух від електродвигуна через редуктор. У машинах нової конструкції ця схема не застосовується, тому що наявність відкритої передачі й твердий зв'язок штанги із приводним механізмом не відповідають вимогам технічних умов.

Друга схема пересування дверізімальної штанги із застосуванням кривошипно–шатунного механізму одержала за останні роки велике поширення.

Основними перевагами механізму із кривошипно–шатунним приводом прийнято вважати можливість досягнення плавного підведення двері до печі для її установки при відносно великих середніх швидкостях пересування дверізімальної штанги, а також можливість створення значних зусиль по осі штанги, які необхідні для установки дверей, при невеликій потужності електродвигуна.

Плавне підведення дверей до печі необхідне для того, щоб уникнути удару ущільнюючої рамки об дзеркало армууючої рами.

Найбільш плавне підведення дверей до печі при використанні кривошипно–шатунного механізму можна здійснити при робочому русі кривошипа на кут $\gamma = 180^\circ$, як показано на рис. 2.1. На схемі наведені й найбільш вигідні розміри окремих ланок механізму. На рисунку 3.2 наведена кінематична схема механізму пересування штанги, коли кут робочого руху кривошипа $\gamma = 113^{\circ}30'$.

Характер зміни швидкості пересування дверізімальної штанги при кривошипно–шатунному механізмі залежить головним чином від кута робочого руху кривошипа. Число обертів кривошипа, розміри його радіуса й співвідношення плечей коромисла позначаються головним чином на величині швидкості штанги й зовсім незначно на плавності руху її в крайніх положеннях. Зменшення кута робочого руху кривошипа приводить до різких змін швидкості руху штанги в початкові моменти руху. Така зміна швидкості вимагає значно більшої потужності електродвигуна для привода механізму. Досвід роботи механізмів пересування дверізімальних штанг із кутом робочого руху кривошипа $\gamma = 120\text{--}130^\circ$ повністю підтверджує правильність зробленого виводу.

Розглянемо величину зусилля, що створюється за допомогою кривошипно–шатунного механізму. У результаті розкладання сил у кривошипно–шатунному механізмі при постійному крутному моменті на валу електродвигуна зусилля в шатуні, а отже, і в наступних ланках кінематичного ланцюга механізму міняються від рівного окружного зусиллю кривошипа при куті $\alpha = 90^\circ$ до теоретичного

рівного нескінченності при кутах $\alpha = 0^\circ$ або 180° (коли положення кривошипно-шатунного механізму відповідають мертвим крапкам).

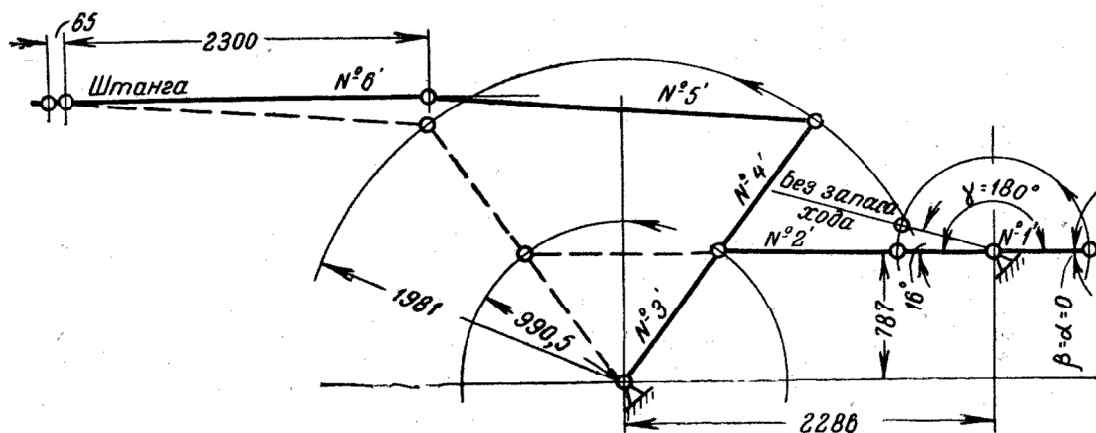


Рисунок 2.1 – Кінематична схема кривошипно-шатунного механізму для пересування дверізімальної штанги

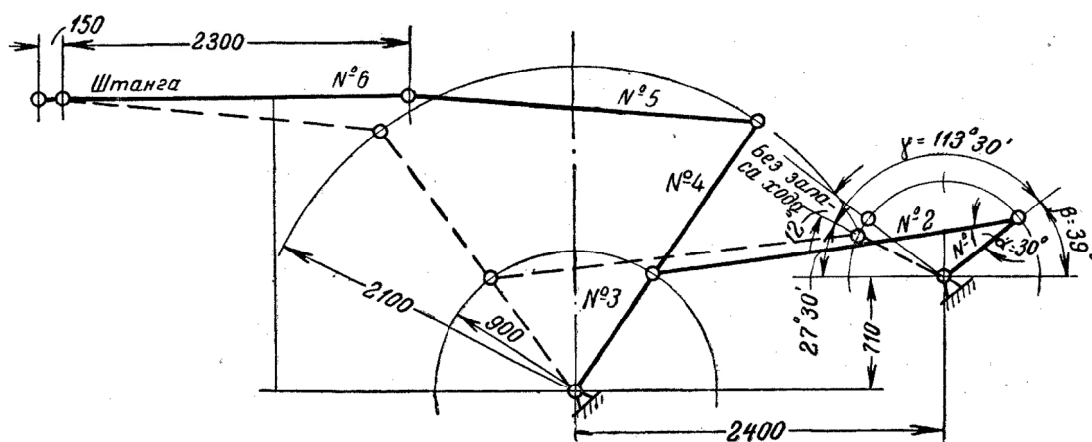


Рисунок 2.2 – Кінематична схема кривошипно-шатунного механізму для пересування дверізімальної штанги зі змінним кутом кривошипа

Багаторічний досвід експлуатації показав, що, незважаючи на установку пружинного компенсатора, при розкладанні сил кривошипно-шатунного механізму в ланках механізму створюються неприпустимо великі зусилля. Вони

приводять до розладу всього механізму пересування дверізімальної штанги, поломці окремих деталей, розриву болтів як на корпусі редуктора, так і в місцях з'єднання рами механізму з основною металоконструкцією машини й т.д. Все це, незважаючи на ряд позитивних моментів шатунно–кривошипного механізму, змусило відмовитися від його використання. Одержання плавного, без ударів, підходу дверей до печі може бути досягнуте за рахунок вибору раціональної швидкості пересування дверізімальної штанги. Прийняті на окремих коксовиштовхувачах великі швидкості пересування дверізімальної штанги (15—20м/хв) виявилися в експлуатації непотрібними й навіть шкідливими, тому що навіть при наявності кривошипно–шатунних механізмів створювали удари дверей об армуючі рами. З метою значного зменшення швидкості підходу двері до рами встановлюють додаткові редуктори або ж двигуни з меншим числом обертів.

Третя схема (рис. 2.3) механізму пересування дверізімальної штанги передбачає як привод штанги черв'ячно-гвинтовий редуктор. Він забезпечує плавне пересування дверізімальної штанги, плавний підхід дверей до печі й створення заданих зусиль, необхідних для установки дверей. Черв'ячно-гвинтовий редуктор 1 і електродвигун 2 установлені на спеціальній хитній рамі 3. Хитання рами редуктора здійснюється на опорах Г, укріплених на опорній рамі механізму дверізімального пристрою. Шток 4 черв'ячно-гвинтового редуктора шарнірно з'єднаний з коромислом 5, що у свою чергу з'єднано одним кінцем із пружинною тягою 6, а іншим укріплено на шарнірі 7. Пружинна тяга 6 шарнірно з'єднана з металоконструкцією дверізімальної штанги.

На рисунку 2.4 наведені кінематична схема й основні розміри по третій схемі. У кінематичному ланцюзі механізму пересування дверізімальної штанги встановлюється пружинна тяга, яка забезпечує більш плавну передачу зусиль на штангу, а також дозволяє здійснювати вимикання електродвигуна, як тільки зусилля в ланках механізму почнуть збільшуватися більше розрахункових.

Це досягається тим, що пружина при зусиллях, що перевищують припустимі, стискується, шток з упором у цей час іде вперед, і за допомогою кінцевого вимикача виключає двигун. Під час відходу упору від важеля

кінцевого вимикача електродвигун механізму пересування дверізімальної штанги автоматично включається. Між електродвигуном і редуктором установлена фрикційна муфта, відрегульована на заданий крутний момент на той випадок, якщо кінцевий вимикач із якої-небудь причини не спрацює.

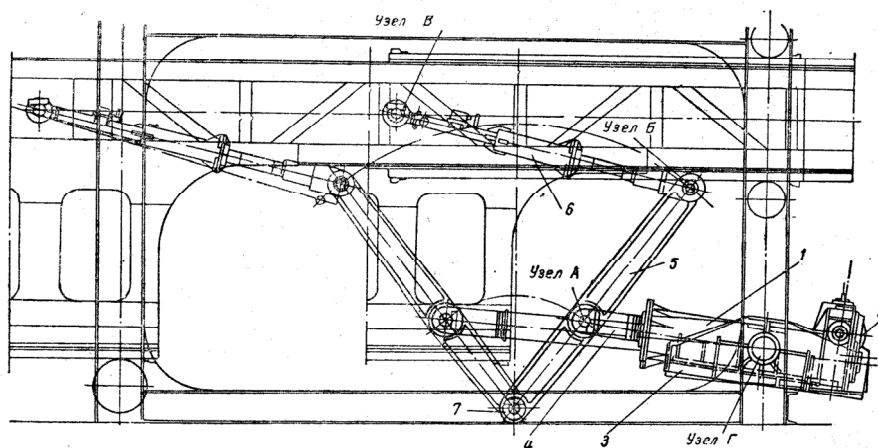
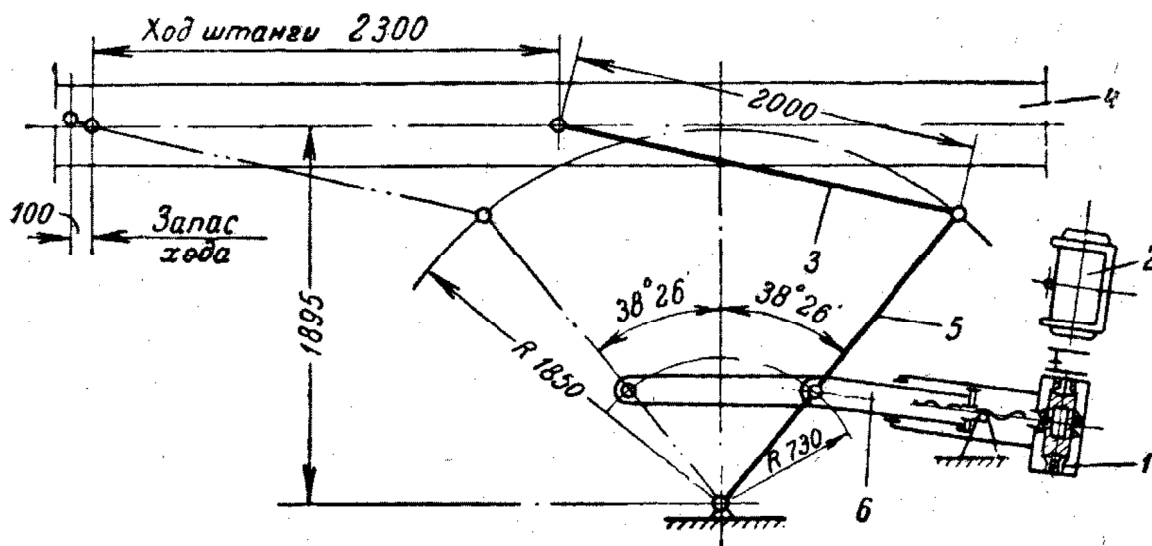


Рисунок 2.3 – Загальний вид електропривода механізму пересування дверізімальної штанги за третьою схемою (позиції наведено в тексті)



1 – черв'ячно-гвинтовий редуктор, 2 – електродвигун, 3 – пружинна тяга; 4 – металоконструкція дверізімальної штанги, 5 – коромисло; 6 – шток редуктора

Рисунок 2.4 – Кінематична схема механізму пересування дверізімальної штанги з черв'ячно-гвинтовим редуктором

Характеристика механізму пересування дверізнімальної штанги коксовиштовхувача із черв'ячно-гвинтовим редуктором (проект КБ Коксохіммаша 1953 р.):

Електродвигун:

тип	МТ– 21–6
тип струму	змінний
потужність при ПВ 15%, кВт	6,5
напруга, В	380
число обертів у хвилину	922
допустиме перевантаження двигуна	2,9
номінальний крутний момент, Нм	68,6
Рух дверізнімальної штанги, мм	2300
Середня швидкість пересування дверізнімальної штанги, м/хв	6,63
Тривалість операції пересування, с	20–40
Співвідношення плечей коромисла, мм	1850/730

Черв'ячно–гвинтовий редуктор:

робочий рух тяги, мм 1000

Черв'ячна пара:

модуль осьовий m , мм	8
західність черв'яка, Z_1	4
число зубів черв'ячного колеса Z_2	34
ККД	0,87

Гвинтова пара:

зовнішній діаметр гвинта, мм	100
середній діаметр гвинта, мм	94
західність різьблення	2
крок різьблення, мм	12
ККД	0,45

Розрахункове зусилля, що діє на гвинт

редуктора при установці (посадці)

дверей Q, кг 5500

2.2.4 Механізм для чищення рам і броні

Механізм для чищення рам і броні розташовується на візку між дверезнімною частиною й коксонаправляючою або на загальному з коксонаправляючою візку. Виконавчим органом служать щітки, що закріплюються на торцевих і бічних каретках, що рухаються поступально у вертикальних напрямних, для очищення вертикальних та горизонтальних ділянок. Для підведення щіток до рами й броні й зворотного відводу є спеціальний приводний механізм.

Основний недолік механізму для чищення дверей, рам і броні – швидкий вихід з ладу сталевих щіток. Характеристика механізму для чищення рам та броні КБ Коксохіммаша наведена нижче.

Механізм підведення та відведення напрямної рами з каретками:

потужність електродвигуна, кВт	5
число обертів у хвилину	910
Редуктор	Черв'ячно – гвинтовий
Передаточне число	15,5
Крок гвинта, мм	20
Привод механізму чищення:	
Тип	Ланцюговий
потужність електродвигуна, кВт	3,5
число обертів у хвилину	875
Редуктор	Циліндричний
Передаточне число	11, 85
Швидкість підведення каретки до дверної	

рами, м/хв	1,17
Величина відводу кареток, мм	970
Час відводу, сек	13
Швидкість руху щіток, м/хв.	41
Тривалість чищення, сек.	60
Число проходів щіток	10–15
Хід кареток, мм	1050
Довжина механізму, мм	1620
Повна вага механізму, кг	7119
Місце установки	окремий візок
Рух щіток	зворотньо-поступальний

2.2.5 Коксонаправляючий кошик

Існує кілька кінематичних схем спеціального приводного механізму подачі коксонаправляючого кошика до дзеркала дверної рами для видачі коксу в гасильний вагон і відводу в крайнє заднє положення після закінчення видачі.

В одних схемах обертовий рух від привода перетворюється в прямолінійний поступальний рух кошика за допомогою шестеренного механізму й рейки, закріпленої на кошику знизу (Слов'янський завод, Южуралмашзавод і КБ Коксохіммаш) або збоку (НКМЗ і американський Копперс). В інших схемах рух від привода здійснюється кривошипно–шатунним механізмом (Южуралмашзавод, КБ Коксохіммаш, Веллман).

Кінематична схема кривошипно–шатунного механізму пересування кошика конструкції Южуралмашзавода показана на рис. 2.5, а характеристика в табл. 2.1.

Тяга 5 черв'ячно–гвинтового редуктора 3 шарнірно з'єднана із трикутним важелем 7. Ланка 8 на вузлі 9 шарнірно з'єднана з кошиком, а опори шарнірних вузлів 10 і 11 жорстко прикріплені до ходового візка.

КБ Коксохіммаш була розроблена кінематична схема механізму пересування кошика, що показана на рис.2.6

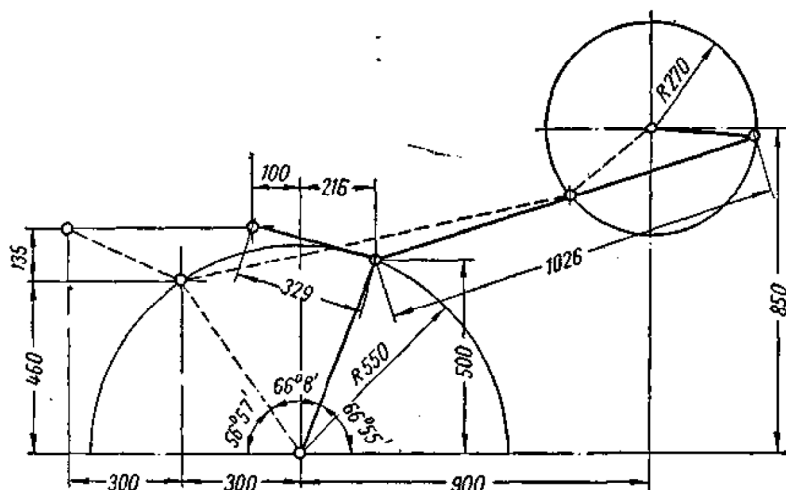
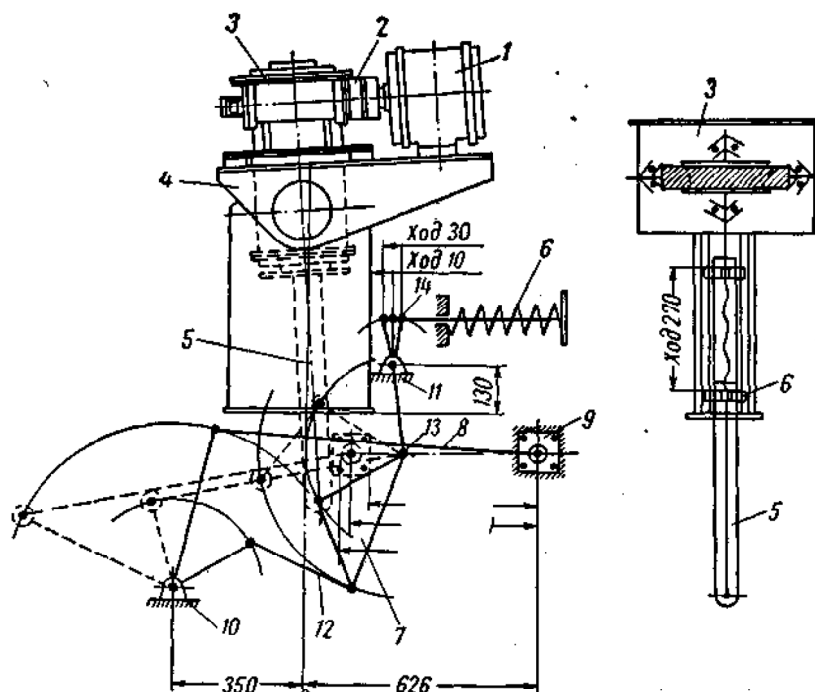


Рисунок 2.5 – Кінематична схема кривошипно-шатунного механізму пересування кошика



1 – електродвигун; 2 – пружна муфта; 3 – редуктор червячно-гвинтовий; 4 – рама; 5 – тяга; 6 – пружинний амортизатор; 7 – трикутний важіль; 8, 12, 13 – ланки; 9, 10, 11, 14 – шарнірні кути.

Рисунок 2.6 – Кінематична схема механізму пересування кошика конструкції КБ Коксохіммаша

На рис.2.5 показане положення всіх ланок механізму пересування при крайньому задньому вихідному положенні кошика. Коли тяга червячно-гвинтового редуктора зробить хід нагору на 270 мм, ланки механізмів

розташовуються так, як показано на рисунку пунктиром. При цьому кошик робить хід уперед у бік печей на 500 мм, установлюючись у робоче положення. При робочому положенні кошика ланка 12 і трикутний важіль установлюються по прямій, завдяки чому виходить надійне автоматичне стопоріння кошика й усе навантаження при проходженні коксового пирога передається на ланку 13, другий кінець якого у вузлі 14 з'єднаний із пружинним амортизатором.

Таблиця 2.1 – Характеристика механізму пересування кошика конструкції Южуралмашзавода

Показники	Тип струму та напруга, В	
	змінний 380	постійний 220
Електродвигун: потужність, кВт	3,5	4,4
число обертів у хвилину	870	1000
тривалість включення ПВ, %	25	
Передаточне число редуктора	215,1	212
Швидкість, м/хв	5	4,5
Хід кошика, мм	500	500

Характеристика механізму пересування кошика конструкції КБ Коксохіммаша наведена в табл. 2.2.

Таблиця 2.2 – Характеристика механізму пересування кошика конструкції КБ Коксохіммаша

Показники	Тип струму та напруга, В	
	змінний 380	постійний 220
Електродвигун: потужність, кВт.	1,6	2,5
число обертів у хвилину	1440	1000
тривалість включень ПВ, %	25	25
Передаточне число редуктора	15,5	15,5
Швидкість, м/хв	3,4	2,36
Хід кошика, мм	500	500

Якщо зусилля, що прагне відсунути кошик від печі, зростає, що може бути при недостатньо точній установці кошика по осі коксової печі, то воно передається на пружину амортизатора. При цьому пружина стискується й увесь кошик плавно відходить від печі на 115–20 мм, що практично не впливає на роботу коксонаправляючої.

Механізми пересування кошика й особливо шарнірний вузли важільної системи працюють у важких температурних умовах; у зв'язку із цим тут застосовані втулки із графітним змащуванням.

2.2.6 Опис кінематичної схеми приводу дверезнімної машини

Дверезнімна машина пересувається уздовж фронту батареї коксової сторони по рейковому шляхові, покладеному на обслуговуючому майданчику. Ширина колії шляху при висоті дверезнімної машини 8000 мм становить 1800 мм.

Дверезнімна машина має ходові візки, що опираються на дискові скати. На ходовому візку дверезнімної частини машини встановлено два механізми пересування. Інші ходові візки (коксонаправляючого кошика та кондиціонера з механізмами збирання коксу й коксового дріб'язку) не мають самостійного привода й можуть пересуватися разом із дверезнімною частиною, до якої приєднуються за допомогою спеціального зчіпного пристрою.

Механізм пересування дверезнімної машини (рис. 2.7) встановлений на двовісний візок дверезнімної частини й складається із чотирьох ведучих коліс 6 із двома самостійними приводами. Кожний привод складається з електродвигуна 1, потужністю 11 кВт, частотою обертання вала $73,5 \text{ с}^{-1}$, з'єднаного за допомогою муфт 2 зі швидкохідним валом триступінчастого циліндричного редуктора 8. Другий кінець швидкохідного вала має форму квадратного перетину для установки ручного аварійного привода.

Усі вали редуктора, крім тихоходного вала, встановлені в підшипниках кочення. За допомогою опорних підшипників із бронзовими вкладишами

редуктор опирається на вісь приводних скатів. У підшипниковій опорі встановлене регульоване чепцеве ущільнення для ліквідації витоків масла. Конструкція редуктора забезпечує роботу зубчастих передач у масляній ванні з достатньою герметичністю від влучення часток вугільному й коксовому пилю.

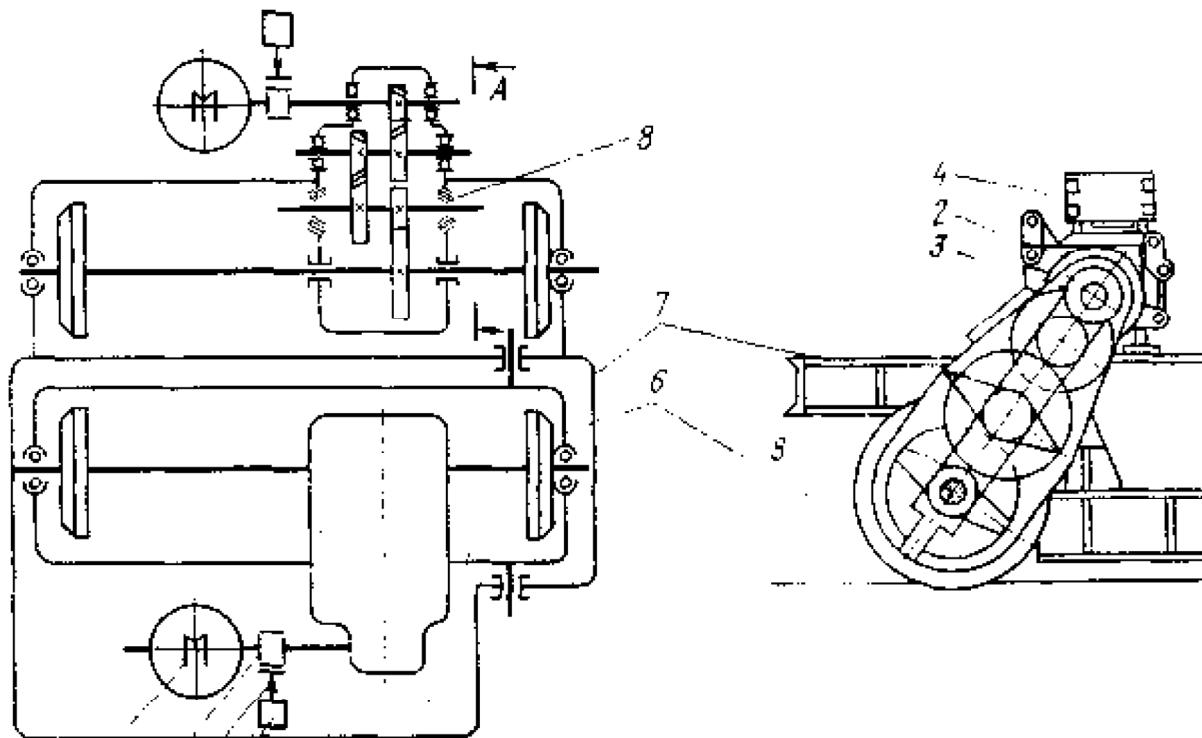


Рисунок 2.7 – Кінематична схема механізму пересування дверезнімної машини (позиції наведено в тексті)

Для забезпечення вільного доступу до вузлів механізму пересування, редуктор розташований під деяким кутом щодо вертикальної осі. Один із приводів механізму кріпиться до візка 5, а другий — до балансірної рами 7, яка з'єднана шарнірно з візком дверезнімної машини. Таке компонування вузлів забезпечує рівномірний розподіл маси дверезнімної машини на приводні колеса.

Для точної установки дверезнімної машини стосовно осі коксової печі на механізмі встановлено гальмо 3 типу ТКП-300 з електромагнітом 4 типу МП-301. Швидкість пересування машини 1,43 м/с.

Розрахунки необхідної потужності електродвигуна механізму пересування аналогічні розрахункам механізмів пересування вуглезавантажувального вагона й коксовиштовхувача. Як і в попередніх розрахунках істотний вплив на величину

опору руху від тертя представляють нерівності, засміченість рейкового шляху, відхилення від проектних розмірів колії й тертя реборд про рейки.

2.3 Пропозиції, щодо проекту модернізації дверезнімної машини

При проектуванні нових і модернізації існуючих конструкцій механічного обладнання варто застосовувати системи приводів, які дозволили б [7]:

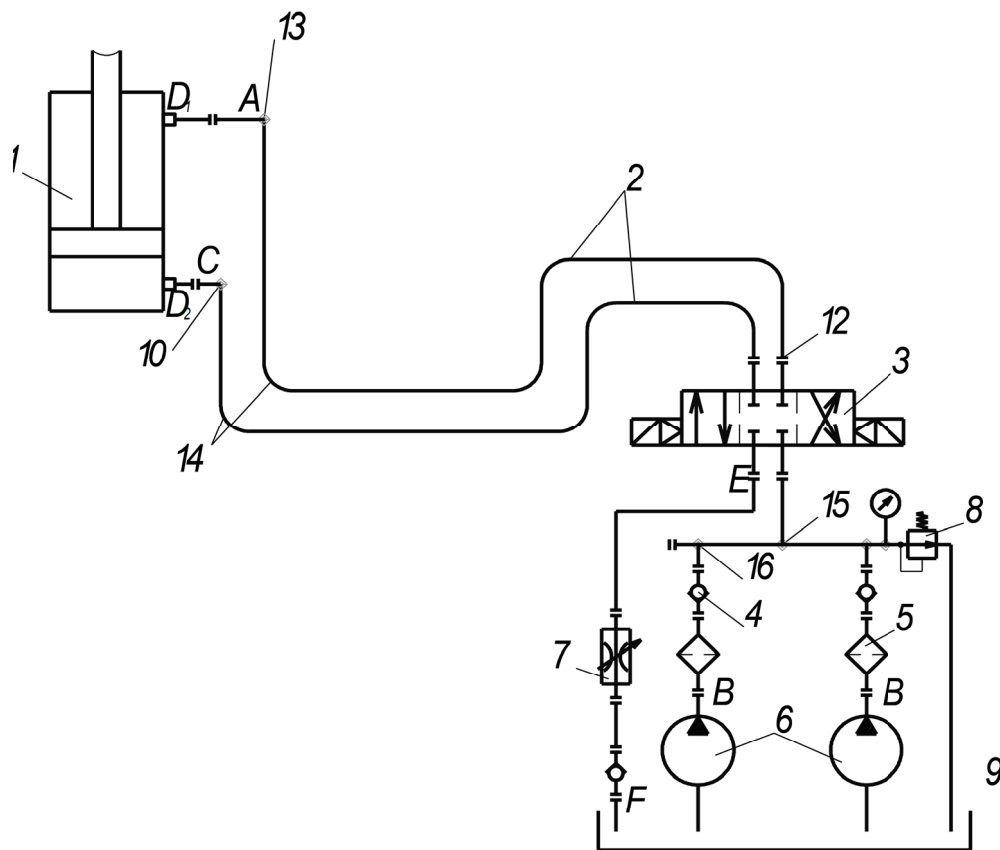
- бути надійними в роботі, зручними при ремонті й нагляді;
- гарантувати неможливість мимовільного опускання якого–небудь механізму під дією власної ваги;
- забезпечувати мінімальне й стабільне тертя у всіх елементах системи;
- забезпечувати максимальний твердий кінематичний зв'язок двигуна з передавальними механізмами, що виключає вплив піддатливості ланок на якість процесу регулювання;
- повинні мати мінімальні зазори в кінематичному ланцюзі;
- мати максимально можливий ККД і мінімальне розходження статичних моментів навантаження при роботі, що дозволяє знизити потужність регульованого двигуна й істотно поліпшити динамічні властивості системи регулювання;
- мати швидкий розгін і гальмування;
- мати максимально можливу (при дотриманні стійкості регулювання) швидкість переміщення механізмів при автоматичному й ручному керуваннях.

З урахуванням приведених вимог пропонується наступне: для проектування механізму переміщення дверезнімної штанги вибрати механізм із гідравлічним приводом, т.я. при такій конструкції привода металоємність привода зменшується на 30–40 %, площа, займана приводом зменшується на 10–15 %.

Пропонується установити гідропривод двосторонньої дії (рис.2.8) для механізму переміщення дверезнімної штанги.

Електромеханічний привод із черв'ячним редуктором і гвинтовою передачею замінено на гідроциліндр, що зменшує кількість пружних елементів привода й зменшує динамічні навантаження на нього – це підвищує надійність даного гідравлічного привода у порівнянні з електромеханічним.

Вибір гідроприводу обумовлений простотою виготовлення, відносною дешевизною й надійністю, простотою експлуатації. Гідравлічний привод дозволяє плавно регулювати швидкість й переміщення, що підвищує його технологічні можливості.



1 – гідроциліндр; 2 – трубопроводи; 3 – розподільник; 4 – зворотній клапан; 5 – фільтр; 6 – насос; 7 – дросель; 8 – запобіжний клапан; 9 – бак; 10 – колектор; 11–16 місцеві опори

Рисунок 2.8 – Гідравлічна схема запропонованого привода механізму переміщення дверезнімальної штанги

2.4 Розрахунок потужності привода механізму пересування дверезнімною машини

Вихідні данні до розрахунку:

– маса машини $G = 13640$ кг;

– маса переміщуємого вантажу $Q = 4000$ кг;

– діаметр ходових коліс $D_k = 800$ мм

Діаметр цапфи вала ходового колеса приймаємо рівним [8]:

$$d_k = (0,2 \div 0,25) D_k, \text{ мм.} \quad (2.1)$$

$$d_k = 0,2 \cdot 800 = 160 \text{ мм}$$

Тоді загальний опір пересуванню машини дорівнює [9]:

$$W_1 = (G + Q) \cdot \kappa_p \cdot g \cdot \left(\frac{\mu \cdot d_k + 2f}{D_k} \right), \text{ Н} \quad (2.2)$$

де G – маса машини, кг;

Q – маса переміщуємого вантажу, кг;

d_k – діаметр цапфи вала ходового колеса, м;

$\mu = 0,015$ – коефіцієнт тертя в підшипниках кочення ходових коліс

$f = 0,007$ – коефіцієнт тертя катання ходових коліс по рейках із плоскою головкою [10];

D_k – діаметр ходових коліс, м;

$\kappa_p = 2$ – коефіцієнт, що враховує тертя реборд об рейки та перекося шляху [10];

g – прискорення вільного падіння

$$W_1 = (13640 + 4000) \cdot 2 \cdot 9,81 \cdot \left(\frac{0,015 \cdot 0,16 + 2 \cdot 0,007}{0,8} \right) = 7023 \text{Н}$$

Статична потужність двигуна [11]:

$$N_{\text{ст}} = \frac{W_1 \cdot V_{\text{пер}}}{1000 \cdot \eta}, \text{кВт} \quad (2.3)$$

де $V_{\text{пер}}=1,98$ – швидкість пересування дверезнімної машини, м/с;

$\eta=0,8$ – ККД приводу [11].

$$N_{\text{ст}} = \frac{7023 \cdot 1,98}{1000 \cdot 0,8} = 8,8 \text{ кВт}$$

З огляду на виникнення динамічних моментів під час пуску двигуна вибираємо електродвигун із запасом потужності на 25% типу 4A160M8Y3 потужністю 11 кВт при ПВ 25% і із частотою обертання $n = 730 \text{ хв}^{-1}$. Пускове перевантаження $\lambda = 2,2$, маховий момент ротора $GD^2 = 0,21 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$. Діаметр вала двигуна $d = 50 \text{ мм}$

Номінальний момент двигуна:

$$M_{\text{ном}} = 9550 \frac{N}{n}, \text{Нм} \quad (2.4)$$

$$M_{\text{ном}} = 9550 \cdot \frac{11}{730} = 144 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Розрахунковий момент для вибору сполучних муфт:

Розмір муфти вибирають із каталогу по діаметру вала й крутному моменту

$$T_M = M_{\text{ном}} \cdot K_1 \cdot K_2, \text{Н} \cdot \text{м}. \quad (2.5)$$

де K_1 – коефіцієнт безпеки, що залежить від наслідків, які спричинить поломка муфти, для випадку коли поломка викликає аварію машини приймають $K_1 = 1,2$;

K_2 – коефіцієнт, що враховує умови роботи муфти, для нерівномірної роботи $K_2 = 1,2$.

$$T_M = 144 \cdot 1,2 \cdot 1,2 = 207 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Для швидкохідного трансмісійного вала вибираємо муфту зубчасту №1 з наступними параметрами:

$$d = 50; D = 185; D_1 = 125; L = 70; n_{\max} = 5000 \text{ хв}^{-1}; GD^2 = 0,21 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

Крім цього для тихохідного вала вибираємо муфту зубчасту №5 з маховим моментом $GD^2 = 1,8 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; $d = 90; D = 290; D_1 = 200; L = 115; n_{\max} = 2800 \text{ хв}^{-1}$

Перевірочний розрахунки на міцність зубчастої муфти здійснюється по формулі:

$$T_{M \max} \leq 2T_K \quad (2.6)$$

$$21,15 \leq 2 \cdot 1,4 = 21,15 \text{ Н м} < 2,8 \text{ кН м}$$

Умова виконується

Частота обертання ходових коліс:

$$n_{\text{хк}} = \frac{60 \cdot V_{\text{пер}}}{\pi \cdot D_k}, \text{ хв}^{-1} \quad (2.7)$$

$$n_{\text{хк}} = \frac{60 \cdot 1,98}{3,14 \cdot 0,8} = 48 \text{ хв}^{-1}$$

Загальне передаточне число привода:

$$U_{\text{заг}} = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{хк}}}, \quad (2.8)$$

$$U_{\text{заг}} = \frac{730}{48} = 15,2$$

Оскільки в приводі механізму пересування, що розраховується, встановлено два однакові редуктори, то на кожний з них (з урахуванням нерівномірності розподілу) доводиться потужність, рівна $(0,5 \div 0,6) \cdot N_{\text{ном}}$,

Виходячи із цієї потужності, вибираємо для середнього режиму роботи й частоти обертання швидкохідного вала редуктор типу Ц2У–250 з передаточним числом $U_p=10$.

Тоді передаточне число відкритого зубчатого зачеплення дорівнює:

$$U_{\text{в.з.}} = \frac{U_{\text{заг}}}{U_p}, \quad (2.9)$$

де $U_p=10$ – передаточне число редуктора

$$U_{\text{заг}} = \frac{15,2}{10} = 1,52$$

Виконаємо розрахунок гальмівних моментів та вибір гальма.

Максимальне максимально допустиме значення прискорення при гальмуванні розраховується по формулі:

Число ходових коліс зливковоза $z=4$, із них число приводних коліс $z_{\text{пр}}=4$.
Приймаємо $\varphi=0,13$ – коефіцієнт зчеплення ходових коліс, $k_\varphi=1,1$ коефіцієнт запасу зчеплення.

$$a_{\max}^r = \left[\frac{z_{\text{пр}}}{z} \times \left(\frac{\varphi}{k_{\varphi}} - \frac{\mu \cdot d_k}{D_k} \right) + (2 \cdot f + f \cdot d_k) \cdot \frac{k_p}{D_k} \right] \cdot g, \text{ м/с}^2 \quad (2.10)$$

де $z=4$ – число ходових коліс дверезнівної машини;

$z=2$ – число приводних ходових коліс дверезнівної машини;

$\varphi=0,15$ – коефіцієнт зчеплення ходових коліс;

$k_{\varphi}=1,1$ – коефіцієнт запасу зчеплення.

$$a_{\max}^r = \left[\frac{2}{4} \times \left(\frac{0,15}{1,2} - \frac{0,015 \cdot 0,16}{0,8} \right) + (2 \cdot 0,07 + 0,015 \cdot 0,16) \cdot \frac{2}{0,8} \right] \cdot 9,81 = 2,8 \text{ м/с}^2$$

Тоді час гальмування машини повинен бути не менше ніж:

$$t_{\max}^r = \frac{V_{\text{пер}}}{a_{\max}^r}, \text{ с} \quad (2.11)$$

$$t_{\max}^r = \frac{1,98}{2,8} = 0,7 \text{ с}$$

Опір при гальмуванні:

$$W_{\text{пр}}^r = g \cdot (G + Q) \cdot \left(\frac{\mu \cdot d_k + 2f}{D_k} \right), \text{ Н} \quad (2.12)$$

$$W_{\text{пр}}^r = (13640 + 4000) \cdot 9,81 \cdot \left(\frac{0,015 \cdot 0,16 + 2 \cdot 0,007}{0,8} \right) = 3547 \text{ Н}$$

Момент статичних опорів на гальмівному валу при гальмуванні машини, якщо вважати, що гальмо встановлене на валу двигуна:

$$M_c^r = \frac{W_{тр} \cdot D_k \cdot \eta}{2 \cdot U_{ред}}, \text{Н}\cdot\text{м} \quad (2.13)$$

$$M_c^r = \frac{3547 \cdot 0,8 \cdot 0,8}{2 \cdot 10} = 113 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Вибираємо гальмо типу ТКТ – 300 з найбільшим гальмовим моментом $M_T = 242 \text{ Н}\cdot\text{м}$, діаметром гальмового шківa $D_T = 300 \text{ мм}$, шириною гальмівної колодки $B_1 = 90 \text{ мм}$, і кутом обхвату колодки 700.

2.5 Розрахунок механізмів гідравлічного приводу дверезнімальної штанги

2.5.1 Розрахунок зусилля на гвинті механізму переміщення дверезнімальної штанги

Вихідні дані для розрахунку:

максимальний рух дверезнімальної штанги,	$L = 2400$;
вага дверей з муруванням, кг	$G_0 = 3000$;
вага механізмів, установлених на штанзі (механізмів відгвинчування, зриву дверей і інших деталей), кг	$G_1 = 1400$;
вага металоконструкції штанги, кг	$G_2 = 3000$;
середня швидкість пересування штанги, м/хв	$V_{ср} = 7$;
необхідне зусилля для установки дверей, кг	$P = 2000$.

При розрахунку механізму пересування дверезнімальної штанги необхідно врахувати наступні фактори, що визначають опір руху:

- 1) тертя в опорних роликах (передніх й задніх) і тертя в ребордах;
- 2) тиск вітру, т.я. механізм працює на відкритому повітрі;
- 3) сили інерції маси дверезнімальної штанги й дверей;

- 4) можливі перекося рейок, їхнє засмічення;
- 5) втрати в механізмі пересування.

Для визначення опору від тертя в опорних роликах і ребордах необхідно попередньо визначити реакції на опорах дверезнімальної штанги R_A і R_B залежно від положення штанги рис.2.9[3].

Положення 1. Дверезнімальна штанга перебуває в крайньому передньому положенні (у печі) і на захватах механізму зриву висять двері (рис. 2.9).

$$R = \frac{G_0 \cdot x_0 + G_1 \cdot x_1 + G_2 \cdot x_2}{x}, \text{ кг} \quad (2.14)$$

де G_0, G_1, G_2 – маса дверей та виконавчих механізмів;

x, x_0, x_1, x_2 – відстань від центра маси дверей та виконавчих механізмів до опори

$$R_A = \frac{3000 \cdot 766 + 1400 \cdot 611 + 3000 \cdot 511}{421} = 11100 \text{ кг}$$

$$R_B = \frac{3000 \cdot 345 + 1400 \cdot 190 + 3000 \cdot 90}{421} = 3700 \text{ кг}.$$

Положення 2. Дверезнімальна штанга перебуває в крайньому задньому (вихідному) положенні й на захватах механізму зриву висять двері:

$$R'_A = \frac{3000 \cdot 526 + 1400 \cdot 381 + 3000 \cdot 281}{421} = 7000 \text{ кг} ;$$

$$R'_B = \frac{3000 \cdot 105 + 1400 \cdot 40 + 3000 \cdot 140}{421} = 380 \text{ кг} .$$

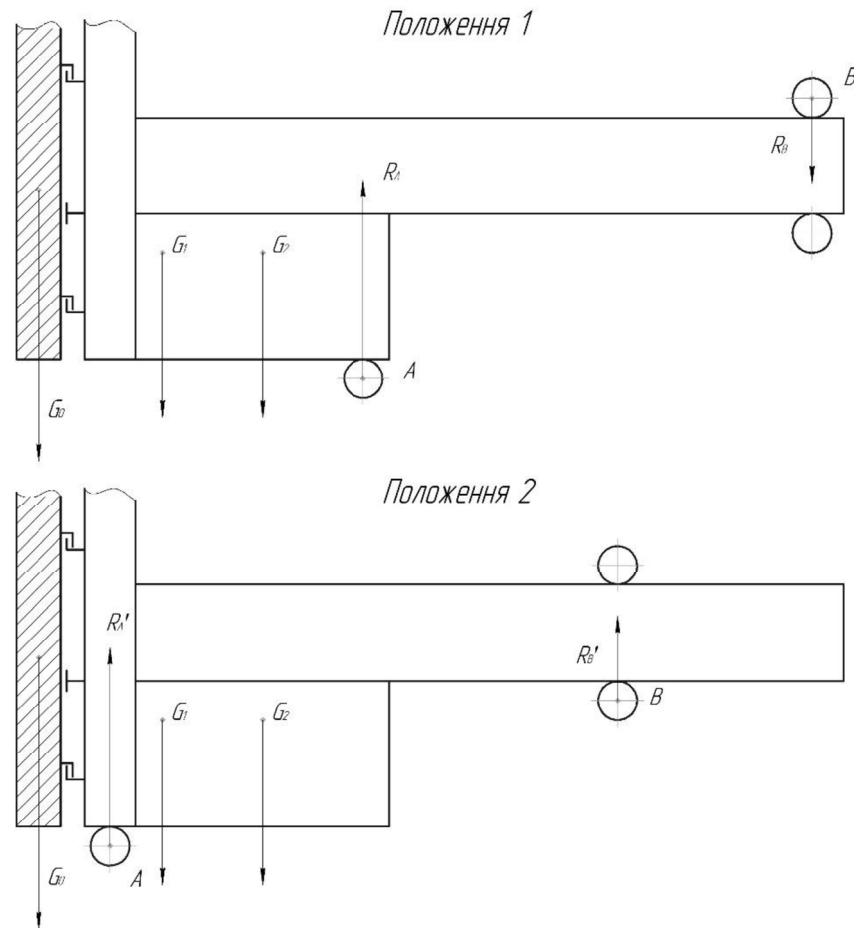


Рисунок 2.9 – Розрахункові положення дверезнімальної штанги

Розрахунок опору від тертя визначають, виходячи з отриманих реакцій R_A і R_B по першому випадку, що створює найбільший опір переміщенню.

Цей опір визначається по формулі:

$$W_1 = C \cdot \left(R_A \frac{2 \cdot f_k + f \cdot d_1}{D_1} + R_B \frac{2 \cdot f_k + f \cdot d_2}{D_2} \right), \text{кг} \quad (2.15)$$

де C – дослідний коефіцієнт, що враховує умови, у яких працює механізм

(перекуси, тертя в ребордах і т.д.), $C=3$;

f_k – коефіцієнт тертя кочення, $f=0,08$;

f – коефіцієнт тертя в опорах роликів, що працюють на вальниціях кочення, $f=0,015$;

d_1 – посадковий діаметр осі передніх опорних роликів, $d_1=0,11$ м;

d_2 – посадковий діаметр осі задніх опорних роликів, $d_2=0,1$ м;

D_1 – діаметр переднього опорного ролика, $D_1=0,35$ м;

D_2 – діаметр заднього опорного ролика, $D_2=0,25$ м.

Тоді:

$$W_1 = 3 \cdot \left(11100 \cdot \frac{2 \cdot 0,08 + 0,015 \cdot 0,11}{0,35} + 3700 \cdot \frac{2 \cdot 0,08 + 0,015f \cdot 0,1}{0,25} \right) = 450 \text{ кг} \approx 4,5 \text{ кН}$$

Визначаємо опір від тиску вітру:

$$W_2 = p \cdot F, \quad (2.16)$$

де F – підвітрена площа дверізімальної штанги, $F=6$ м²;

p – тиск вітру на 1 м² підвітреної площі приймаємо рівний 25 кг/м² \approx 250 Н/м².

Тоді:

$$W_2 = 25 \cdot 6 = 150 \text{ кг}.$$

Визначаємо додатковий опір руху в період пуску (розгону) W_3 .

Цей опір є наслідком сили інерції маси дверізімальної штанги із установленими на ній механізмами та дверима:

$$W_3 = \frac{G \cdot V_{\Pi}}{g \cdot t_{\Pi}}, \text{ кг} \quad (2.17)$$

де G – повна вага дверізімальної штанги із дверима, $G=7400$ кг;

V_{Π} – швидкість пересування штанги, $V_{\Pi}=0,12$ м/с;

t_{Π} – час розгону, $t_{\Pi}=2$ с.;

$g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – прискорення вільного падіння.

Тоді:

$$W_3 = \frac{7400 \cdot 0,12}{9,81 \cdot 2} = 44 \text{ кг} .$$

Повний опір пересуванню дверезнімальної штанги дорівнює:

$$W_3 = W_1 + W_2 + W_3, \text{ кг} \quad (2.18)$$

$$W_3 = 450 + 150 + 44 = 644 \text{ кг}$$

Для розрахунку механізму пересування дверезнімальної штанги необхідно приймати повний опір пересуванню штанги $W = 664 \text{ кг}$ і зусилля, необхідне для посадки дверей $P = 2000 \text{ кг}$:

$$S_p = W + P, \text{ кг} \quad (2.19)$$

$$S_p = 644 + 2000 = 2644 \text{ кг}$$

Це зусилля повинне бути прикладене по осі дверезнімальної штанги. Варто приймати до уваги, що якщо буде потреба підйому дверезнімального пристрою по похилій площині для зручності чищення низу дверей повний опір пересуванню штанги збільшуються з 664 до 1400 кг.

Кінематичну схему механізму пересування дверезнімальної штанги приймаємо згідно рис. 2.4. Для забезпечення заданого руху штанги на 2300 і 100 мм запасу ходу вперед тяга редуктора повинна мати робочий рух 1000 мм. При русі штанги на 2300 мм коромисло повертається на кут $38^\circ 26' \cdot 2 = 76^\circ 52'$.

Графоаналітичним розрахунком визначено, що при заданій кінематичній схемі й розмірах її ланок для одержання робочого зусилля по осі штанги, рівного

$S = 2644$ кг, необхідно прикласти по осі гвинта редуктора зусилля, рівне $Q = 5500$ кг.

Варто мати на увазі, що ці навантаження можуть значно зрости при роботі устаткування й у результаті розкладання сил у важільній системі механізму. Так, наприклад, коли дверезнімальна штанга перебуває в крайньому передньому положенні (при русі вперед на 2400 мм), зусилля по осі штанги може зрости з 2600 кг до 10000 кг, а зусилля по осі гвинта редуктора з 5500 до 16700 кг, тобто збільшиться приблизно в три рази. Таке збільшення зусиль відбудеться в тому випадку, якщо кінцевий вимикач на пружинній тязі й фрикційній муфті, що з'єднує двигун і редуктор, не спрацює. З огляду на особливу відповідальність деталей механізму, варто провести необхідні розрахунки з максимальними навантаженнями.

Для розрахунків приймемо зусилля на шток гідроциліндра що дорівнює максимально можливому навантаженню, $F=10000$ кг= 100 кН.

2.5.2 Розрахунок силового гідроциліндра механізму переміщення дверезнімальної штанги

Розрахунок силового гідроциліндра механізму переміщення дверезнімальної штанги проведемо згідно рекомендацій [13-14].

Необхідна сила діюча на поршень циліндра, дорівнює:

$$F = P_0 \cdot k, \quad (2.20)$$

де P_0 – розрахункове зусилля, що діє на шток гідроциліндра механізму,

$$P_0=10T=100\text{кН};$$

k – коефіцієнт безпеки, $k=1,1\dots 1,2$; приймаємо $k=1,2$.

$$F = 100 \cdot 1,2 = 120\text{кН}.$$

Визначаємо необхідний діаметр поршня:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{3,14 \cdot P_p}}, \text{мм} \quad (2.21)$$

де F – навантаження на шток гідроциліндра, Н.

P_p – робочий тиск рідини в гідроциліндрі, $P_p=5,5$ МПа

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 120 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 5,5}} = 166 \text{ мм}$$

Попередньо приймаємо стандартний діаметр поршня $D = 160$ мм.

Діаметр штока визначається з умови:

$$d_{III} = 0,60 \cdot D, \text{мм} \quad (2.22)$$

$$d_{III} = 0,6 \cdot 160 = 96 \text{ мм.}$$

Приймаємо $d_{III}=100$ мм.

Необхідний розрахунковий діаметр поршня, з урахуванням ККД циліндру складе:

$$D_{II} = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi \cdot P_p \cdot \eta_{II}}}, \text{мм} \quad (2.23)$$

де P_p – робочий тиск, $P_p=5,5$ МПа;

η_{II} – ККД циліндра, $\eta_{II}=0,85$.

$$D_{\Pi} = \sqrt{\frac{4 \cdot 120}{3,14 \cdot 5,5 \cdot 0,85}} = 182 \text{ м}$$

Остаточно приймаємо згідно ГОСТ 6540–68 стандартний діаметр поршня $D_{\Pi}=200$ мм.

Визначаємо необхідну витрату робочої рідини:

$$Q = V \cdot S, \text{ м}^3/\text{с} \quad (2.24)$$

де V – лінійна швидкість переміщення поршня, $V=0,05$ м/с;

S – корисна площа поперечного перерізу поршня:

$$S = \frac{\pi \cdot D_{\Pi}^2}{4}, \text{ м}^2 \quad (2.25)$$

$$Q = \frac{3,14 \cdot 0,2^2}{4} = 0,0314 \text{ м}^2$$

Тоді витрата робочої рідини складе:

$$Q = 0,05 \cdot 0,0314 = 0,00157 \text{ м}^3/\text{с}.$$

або

$$Q = 0,00157 \cdot \frac{1000}{1/60} = 94 \text{ л/хв.}$$

Зовнішній радіус циліндра:

$$R_k = R_0 \sqrt{\frac{\sigma_p + 0,4P_y}{\sigma_p - 1,3P_y}}, \quad (2.26)$$

де R_0 – внутрішній радіус циліндра;

σ_p – напруження розтягнення для сталі, $\sigma_p = 70$ МПа ;

P_y – розрахунковий тиск:

$$P_y = 1,4P_p, \text{ МПа} \quad (2.27)$$

$$P_y = 1,4 \cdot 5,5 = 7,7 \text{ МПа}$$

$$R_k = 100 \cdot \sqrt{\frac{70 + 0,4 \cdot 7,7}{70 - 1,3 \cdot 7,7}} = 110 \text{ мм.}$$

Приймаємо $R_k = 110$ мм, $D_H = 220$ мм.

Товщина стінки циліндра:

$$t_c = R_k - R_0, \text{ мм.} \quad (2.28)$$

$$t_c = 110 - 100 = 10 \text{ мм}$$

Товщина плоского дна гідроциліндра:

$$t_d = 0,405 \cdot d \sqrt{\frac{P}{\sigma_p}}, \quad (2.29)$$

$$t_d = 0,405 \cdot 200 \cdot \sqrt{\frac{7,7}{70}} = 26,6 \text{ мм.}$$

Приймаємо $t_a = 28$ мм.

2.5.3 Вибір насоса й гідравлічної апаратури

В проєктованому механізмі виток рідини становить: $Q=94$ л/хв.

Розрахунок насоса й гідравлічної апаратури проведемо за максимальним значенням витoku рідини $Q=94$ л/хв та робочим тиском $P_p=5,5$ МПа за схемою наведеною на рис.2.8.

Приймаємо пластинчастий насос ГА20–25 АМ з такими параметрами: $p_n=6,3$ МПа, $Q_n=1,667 \cdot 10^{-3}$ м³/с (100 л/хв.), $\eta=0,85$, а потім за цими даними обираємо необхідну апаратуру:

- фільтр Ф7 (виток рідини $3,33 \cdot 10^{-3}$ м³ / с, втрата тиску 0,2 МПа, умовний прохід $D_y=32$ мм);
- зворотній клапан 20–32 (виток рідини $2,67 \cdot 10^{-3}$ м³ / с, умовний прохід $D_y=32$ мм);
- розподільувач Р202 (виток рідини $2,67 \cdot 10^{-3}$ м³ / с, умовний прохід $D_y=20$ мм);
- дросель ПГ55–35 (виток рідини $2,67 \cdot 10^{-3}$ м³ / с, умовний прохід $D_y=32$ мм, втрата тиску 0,2 МПа).

Перетин трубопроводів в мережах обираємо за величиною $Q_n=1,667 \cdot 10^{-3}$ м³/с. Причому відповідно до рекомендацій [15-16] приймаємо швидкість переміщення рідини в трубопроводах ВАД₁ та ЕСД₂ як для зливних магістралей, в зв'язку з тим, що трубопроводи бувають змінно, то напорними то зливними. В данному випадку приймаємо $V_{зл}=2$ м/с.

Тоді перетин цих трубопроводів повинен бути:

$$S_T = \frac{Q}{V_{зл}}, \text{ м}^2 \quad (2.30)$$

$$S_T = \frac{1,667 \cdot 10^{-3}}{2} = 8,335 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

а діаметр

$$d_T = \sqrt{\frac{4 \cdot S_T}{\pi}}, \text{ м.} \quad (2.31)$$

$$d_T = \sqrt{\frac{4 \cdot 8,335 \cdot 10^{-4}}{3,14}} = 3,258 \cdot 10^{-2} \text{ м}$$

Приймаємо $d_T=32$ мм. За цією величиною обираємо труби 40 з кутом нахилу ≤ 4 .

Через те, що дросельний клапан встановлено в зливній магістралі ЕЖ (рис.2.8), він визначає величину втрат в ємності гідроциліндра. Для нашого випадку приймаємо величину втрат на дроселі $Q=1,667 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$. Тоді втрати в мережі СЖ будуть дорівнювати:

$$Q=1,667 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с},$$

а в мережі ВА:

$$Q_{BA} = Q_{СЖ} \cdot \frac{S_{III}}{S_{II}}, \text{ м}^3/\text{с}. \quad (2.32)$$

$$Q_{BA} = 1,667 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{0,00785}{0,02794} = 0,56 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$$

Визначаємо число Рейнольдса для різних ділянок трубопроводов за формулою:

$$R_e = \frac{Q}{(0,785 \cdot d \cdot v)}, \quad (2.33)$$

де ν – кінематична в'язкість, м²/с, для робочої рідини И-30А $\nu=3\cdot 10^{-5}$

м²/с=30·сСт;

d – внутрішній діаметр трубопровода, $d=20$ мм;

Q – втрати мастила, м³/с.

Ділянка ВА

$$R_e = \frac{0,56 \cdot 10^{-3}}{0,785 \cdot 3,2 \cdot 10^{-2} \cdot 3 \cdot 10^{-5}} = 743.$$

Т.я. $R_e=743 < R_{кр}=2500$ – режим переміщення рідини ламінарний.

Ділянка АД₁

$$R_e = \frac{0,56 \cdot 10^{-3}}{0,785 \cdot 3,2 \cdot 10^{-2} \cdot 3 \cdot 10^{-5}} = 743.$$

$R_e < R_{кр}$ – режим переміщення рідини ламінарний.

Ділянка СД₂

$$R_e = \frac{1,667 \cdot 10^{-3}}{0,785 \cdot 3,2 \cdot 10^{-2} \cdot 3 \cdot 10^{-5}} = 2212.$$

$R_e > R_{кр}$ – режим переміщення рідини турбулентний.

Ділянка СЕ та ЕЖ

$$R_e = \frac{1,667 \cdot 10^{-3}}{0,785 \cdot 3,2 \cdot 10^{-2} \cdot 3 \cdot 10^{-5}} = 2212.$$

$R_e > R_{кр}$ – режим переміщення рідини турбулентний.

Перед визначенням втрат тиску в трубопроводах, спочатку визначимо коефіцієнт λ для ламінарного режима переміщення:

$$\lambda = \frac{75}{\mathbf{R}_e}, \quad (2.34)$$

та турбулентного режиму переміщення:

$$\lambda = (100 \cdot \mathbf{R}_e)^{-0,25} \quad (2.35)$$

ділянка ВА $\lambda = \frac{75}{743} = 0,1,$

ділянка АД₁ $\lambda = \frac{75}{743} = 0,1,$

ділянка СД₂ $\lambda = (100 \cdot 2212)^{-0,25} = 4,61 \cdot 10^{-2},$

ділянка СЕ и ЕЖ $\lambda = (100 \cdot 2212)^{-0,25} = 4,61 \cdot 10^{-2}.$

Визначаємо втрати тиску в трубопроводах за формулою:

$$\Delta p = \frac{\lambda \cdot 8 \cdot Q^2 \cdot p \cdot l}{\pi^2 \cdot d^5}, \quad (2.36)$$

де λ – коефіцієнт опору;

l – довжина трубопровода.

Ділянка ВА ($l=12\text{м}$)

$$\Delta p = \frac{0,1 \cdot 8 \cdot (0,56 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 900 \cdot 12}{3,14^2 \cdot (3,2 \cdot 10^{-2})^5} = 8190 \text{ Па},$$

ділянка АД₁ (l=3 м)

$$\Delta p = \frac{0,1 \cdot 10^{-2} \cdot 8 \cdot (0,56 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 900 \cdot 3}{3,14^2 \cdot (3,2 \cdot 10^{-2})^5} = 2050 \text{ Па,}$$

ділянка Д₂Д₂ (l=3 м)

$$\Delta p = \frac{4,61 \cdot 10^{-2} \cdot 8 \cdot (8,335 \cdot 10^{-4})^2 \cdot 900 \cdot 3}{3,14^2 \cdot (3,2 \cdot 10^{-2})^5} = 2090 \text{ Па,}$$

ділянка СЕЖ (l=10 м)

$$\Delta p = \frac{4,61 \cdot 10^{-2} \cdot 8 \cdot (1,667 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 900 \cdot 10}{3,14^2 \cdot (3,2 \cdot 10^{-2})^5} = 27880 \text{ Па.}$$

Тоді втрати напора в трубопроводах складуть:

в нагнітальній магістралі:

$$\Delta p_{\text{тн}} = 8190 + 2050 = 10240 \text{ Па,}$$

в зливній магістралі

$$\Delta p_{\text{тз}} = 27880 + 2090 = 29970 \text{ Па.}$$

Відповідно до гідросхеми (рис.2.8) та рекомендацій [6] приймаємо коефіцієнт опору ξ :

$$\xi_3=2,5; \xi_4=2,5; \xi_{11л}=2; \xi_{11г}=1; \xi_{12}=0,12; \xi_{13}=1,25; \xi'_{13}=1,75; \xi_{14}=0,2; \xi_{15}=1,4; \xi_{16}=1,4.$$

Визначимо втрати тиску в місцевих опорах, при цьому, для спрощення розрахунків, діаметри умовних проходів штуцерів 12 з рис. 3.8 приймаємо такими як і діаметри трубопроводів:

ділянка ВА:

$$\Delta p_M = \frac{8 \cdot Q_{BA}^2 \cdot \rho}{\pi^2 \cdot d_T^5} \cdot (\xi_4 + 5 \cdot \xi_{12} + \xi_{13} + 6 \cdot \xi_{14} + \xi_{15} + \xi_{16}) + \Delta p_5 + \frac{8 \cdot Q_{BA}^2}{\pi^2 \cdot d_p^4} \cdot \xi, \text{ Н} \quad (2.37)$$

де d_p – діаметр каналів розподільника.

$$\begin{aligned} \Delta p_M &= \frac{8 \cdot (0,56)^2 \cdot 900}{3,14^2 \cdot (3,2 \cdot 10^{-2})^5} \cdot (2,5 + 5 \cdot 0,12 + 1,25 + 6 \cdot 0,2 + 1,4 + 1,4) + \\ &+ 2 \cdot 10^5 + \frac{8 \cdot (0,56)^2 \cdot 900}{3,14^2 \cdot (2 \cdot 10^{-2})^4} \cdot 2,5 = 226864 \text{ Н} \end{aligned}$$

ділянка Д₁Д₁ :

$$\Delta p_M = 2 \cdot \frac{8 \cdot Q_{D1D1}^2 \cdot \rho}{\pi^2 \cdot d_T^5} \cdot (\xi_{11} + \xi_{12}), \text{ Н} \quad (2.38)$$

$$\Delta p_M = 2 \cdot \frac{8 \cdot (0,56) \cdot 900}{3,14^2 \cdot (3,2 \cdot 10^{-2})^5} \cdot (2 + 0,12) = 1153 \text{ Н}$$

ділянка Д₂Д₂ :

$$\Delta p_M = 2 \cdot \frac{8 \cdot Q_{D2D2}^2 \cdot \rho}{\pi^2 \cdot d_T^5} \cdot (\xi_{11} + \xi_{12}), \text{ Н.} \quad (2.39)$$

$$\Delta p_M = 2 \cdot \frac{8 \cdot (8,335 \cdot 10^{-4})^2 \cdot 900}{3,14^2 \cdot (3,2 \cdot 10^{-2})^5} \cdot (2 + 0,12) = 2050 \text{ Н}$$

ділянка С–Ж:

$$\Delta p_M = \frac{8 \cdot Q_{\text{СЖ}}^2 \cdot \rho}{\pi^2 \cdot d_T^4} \cdot (\xi_4 + 6 \cdot \xi_{12} + \xi_{13'} + 8 \cdot \xi_{14}) + \frac{8 \cdot Q_{\text{СЖ}}^2 \cdot \rho}{\pi^2 \cdot d_T^4} \cdot \xi_3 + \Delta p_7, \text{ Па. (2.40)}$$

$$\begin{aligned} \Delta p_M &= \frac{8 \cdot (1,667 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 900}{3,14^2 \cdot (3,2 \cdot 10^{-2})^4} \cdot (2,5 + 6 \cdot 0,12 + 1,75 + 8 \cdot 0,2) + \\ &+ \frac{8 \cdot (1,667 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 900}{3,14^2 \cdot (2 \cdot 10^{-2})^4} \cdot 2,5 + 2 \cdot 10^5 = 244441 \text{ Па.} \end{aligned}$$

Тоді втрати тиску в місцевих опорах:

в нагнітаючій магістралі

$$\Delta p_{\text{МН}} = 226864 + 1153 = 228017 \text{ Па,}$$

в зливній магістралі

$$\Delta p_{\text{МЗ}} = 244441 + 2050 = 246491 \text{ Па.}$$

Сумарні втрати тиску в гідросистемі:

$$\Delta p = \Delta p_{\text{ТН}} + \Delta p_{\text{МН}} + \Delta p_{\text{ТЗ}} + \Delta p_{\text{МЗ}}, \text{ Па. (2.41)}$$

$$\Delta p = 10240 + 228017 + 29970 + 246491 = 514718 \text{ Па.}$$

Для підтримки системи в роботоспроможному стані приймаємо $\Delta p = 0,5 \text{ МПа}$.

Тоді робочий тиск з урахуванням втрат тиску складе:

$$P_p = 5,5 - 0,5 = 5 \text{ МПа.}$$

Отримана величина P_p мало відрізняється від прийнятого значення ($P_p=5,5$ МПа). Тому проводити уточнюючий розрахунок немає потреби.

Потужність двигуна насоса вчислимо за номінальними параметрами насоса:

$$N = \frac{p \cdot Q}{1000 \cdot \eta_0}, \quad (2.42)$$

де η_0 – сумарний ККД насоса, $\eta_0=0,85$.

$$N = \frac{6,3 \cdot 10^6 \cdot 1,667 \cdot 10^{-3}}{1000 \cdot 0,85} = 15 \text{ кВт.}$$

Обираємо електродвигун типу 4А160М6У3, асинхронний з короткозамкненим ротором, з потужністю $P=15$ кВт і частотою обертання $n=970$ хв⁻¹.

Визначимо необхідність охолодження робочої рідини:

$$S_p = \frac{3,6 \cdot \Delta p \cdot Q_{\text{ж}}}{(T_{\text{ж}} - T_0) \cdot K_{\delta}} \leq S_{\phi}, \quad (2.43)$$

де Δp – втрати тиску в гідросистемі, $\Delta p=0,6$ МПа;

$Q_{\text{ж}}$ – втрати рідини в гідросистемі;

$T_{\text{ж}}, T_0$ – температури робочої рідини та навколишнього середовища,

$T_{\text{ж}}=60^{\circ}\text{C}$, $T_0=20^{\circ}\text{C}$;

K_{δ} – коефіцієнт теплопередачі від бака в повітря, приймаємо $K_{\delta}=63$ кДж.

$$S_p = \frac{3,6 \cdot 0,6 \cdot 10^5 \cdot 1,667 \cdot 10^{-3}}{(60 - 20) \cdot 63} = 1,9 \text{ м}^2 < S_{\phi} = 2,35 \text{ м}^2.$$

При такому режимі роботи маслостанції необхідності в використанні охолоджувача немає.

Визначаємо товщину стінки циліндру:

$$\delta = \frac{p_y \cdot D \cdot \varphi}{2,3 \cdot [\sigma] - p} + C, \quad (2.44)$$

де φ – коефіцієнт міцності, $\varphi = 1,3$;

C – прибавка до розрахункової товщини стінки, $C=6$ мм.

$$\delta = \frac{7,68 \cdot 0,32 \cdot 1,3}{2,3 \cdot 80 - 7,68} + 0,006 = 0,01845 \text{ м} = 18,5 \text{ мм.}$$

Остаточню приймаємо товщину стінки циліндру $\delta=20$ мм.

2.5.4 Перевірочний розрахунок гідроциліндра на міцність та повздовжній вигин штоку

Згідно розрахунковій схемі (рис.2.10) умова міцності гідроциліндра має вигляд:

$$\sigma_p = 10^{-2} \cdot \frac{0,4 \cdot r^2 + 1,3 \cdot R^2}{R^2 - r^2} \cdot p_y \leq [\sigma_p], \quad (2.45)$$

де R – зовнішній радіус гідроциліндра, $R=110$ мм;

r – внутрішній радіус гідроциліндра, $r=100$ мм;

p_y – умовний тиск рідини, $p_y=7,7$ МПа;

σ_p – напруження розтягання на внутрішній поверхні стінки гідроциліндра;

$[\sigma_p]$ – допустиме напруження, на розтягнення, $[\sigma_p]=120$ МПа.

$$\sigma_p = 10^{-2} \cdot \frac{0,4 \cdot 0,100^2 + 1,3 \cdot 0,110^2}{0,110^2 - 0,100^2} \cdot 7,56 = 0,7 \text{ МПа} < 120 \text{ МПа.}$$

Що доводить, що міцність гідроциліндра забезпечена.

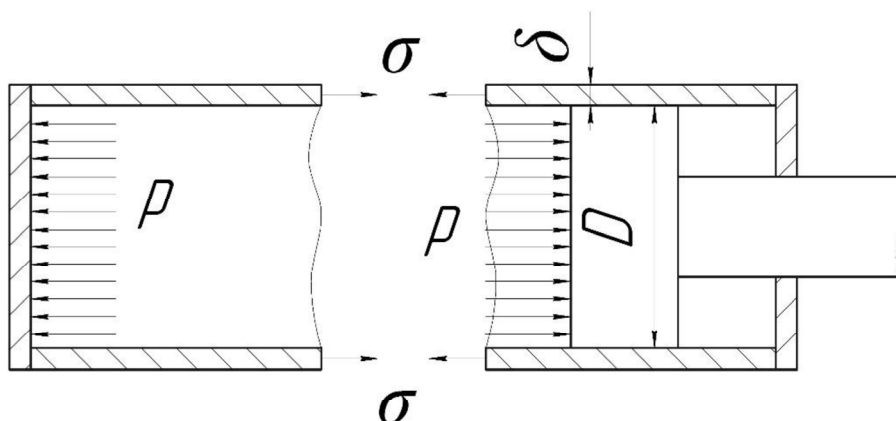


Рисунок 2.10 – Схема до розрахунку циліндра на міцність

Для попередження можливості повздовжнього вигину штоку гідроциліндра повинна виконуватися наступна умова:

$$F_k = k \cdot \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{L^2} \geq F_\phi, \quad (2.46)$$

де F_k – критичне зусилля при прикладенні якого виникає вигин штоку гідроциліндра;

F_k – фактичне зусилля прикладене до штоку гідроциліндра;

k – коефіцієнт, що враховує характер закріплення кінців штока й гідроциліндра, $k=1$ – при шарнірному закріпленні обох кінців;

E – модуль пружності матеріалу штока, $E=2 \cdot 10^5$ МПа;

I – момент інерції перетину штока;

L – довжина стисливої ділянки, $L=1$ м.

$$F_{кр} = 1 \cdot \frac{3,14^2 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 0,05 \cdot 0,140^4}{1^2} = 1,13 \text{ МН.}$$

$$F_k = 1,13 \text{ МН} > F_\phi = 0,1 \text{ МН.}$$

Умову виконано.

2.5.5 Розрахунок болтового з'єднання гідроциліндра

Номінальна напруга розтягнення, що діє на болт:

$$\sigma = \frac{4Q}{\pi d^2 z}, \quad (2.47)$$

де Q – розрахункове навантаження:

$$Q = T \cdot k, \text{ кг} \quad (2.48)$$

де T – зусилля затягування;

$k = 1,25 \div 1,5$ коефіцієнт затягування для постійного навантаження;

$$Q = 1,5 \cdot 11560 = 18496 \text{ кг};$$

D – діаметр різьблення, см ;

z – число болтів, $z = 6$.

P – зусилля діюче на нарізне сполучення.

Таким чином

$$\sigma = \frac{4 \cdot 18,496 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 2^2 \cdot 12} = 491 \text{ МПа.}$$

Дотичні напруження зрізу болтів:

$$\tau = \frac{T \cdot d \cdot k_1}{0,2 \cdot d^3 \cdot z}, \quad (2.49)$$

де $k_1 = 0,12$ – коефіцієнт тертя фрикційної пари.

$$\tau = \frac{18,496 \cdot 10^3 \cdot 2 \cdot 0,12}{0,2 \cdot 2^3 \cdot 12} = 231 \text{ МПа.}$$

Еквівалентне напруження:

$$\sigma_{\text{пр}} = \sqrt{\sigma^2 + \tau^2}, \text{ МПа} \quad (2.50)$$

$$\sigma_{\text{пр}} = \sqrt{491^2 + 231^2} = 542 \text{ МПа.}$$

Запас міцності з'єднання:

$$n = \frac{\sigma_{\text{п}}}{\sigma_{\text{пр}}} \geq 1,2 \div 2,5$$

де $\sigma_{\text{п}}$ – межа плинності, для сталі 40Х $\sigma_{\text{T}}=840$ МПа.

$$n = \frac{840}{542} = 1,557 > 1,2 \div 2,5.$$

Умова виконана, остаточно приймаємо 12 болтів М20 із сталі 40Х.

3 ЕКСПЛУАТАЦІЙНА ЧАСТИНА

3.1 Загальні вимоги при монтажі дверезнімної машини

Монтаж дверезнімної машини проводиться відповідно до плану організації робіт, розробленим за рекомендаціями [17-19].

Перед відправленням машини на коксохімічний завод на заводі виробнику виконується наступне:

- контрольне складання й випробування машини;
- маркування елементів машини, що сполучаються;
- розбирання машини на максимально – укрупнені транспортабельні вузли;
- консервація й упакування вузлів і деталей;

Поставлене на завод устаткування повинне зберігатися по групах:

1 група – металоконструкція, всі привода механізмів, а також механізми підлягають зберіганню в напіввідчинених складах, тобто під навісами.

2 група – прилади, відповідальні механізми, дрібні деталі, електроустаткування повинні зберігатися в закритих складах при температурі не нижче $+5^{\circ}\text{C}$ та відносній вологості не більш 80% і відсутності кислотних і інших шкідливих випаровувань.

Перед монтажем машини, її вузли й деталі розконсервують та піддають ревізії. Зібрана дверезнімна машина повинна бути перевірена на відповідність основним проектним розмірам.

Розміри машини по висоті повинні бути витримані в наступних межах, приймаючи від рівня головок рейок:

1. до вищої точки машини з точністю ± 20 мм, за винятком, коли він обмежується спеціальним допуском;
2. до середини верхніх упорних роликів з точністю ± 8 мм;
3. до осі верхнього захвату механізму зриву з точністю ± 5 мм;
4. до осі зчеплення з точністю ± 3 мм.

Габаритні розміри дверезнімної машини повинні бути витримані в наступних межах:

1. Довжина складених вузлів машини між крайніми точками (уздовж рейкового шляху) з точністю:
 - для дверезнімної частини ± 25 мм;
 - для коксонаправляючої ± 10 мм.
2. ширина машини (поперек рейкового шляху) ± 15 мм убік коксотушильного вагона;
3. габарит наближення до печі, уважаючи від середини рейки з точністю ± 5 мм;

Відстань між серединами поверхонь кочення ходових коліс (колія дверезнімної машини) повинна бути витримана в межах ± 3 мм;

Машина повинна опиратися на рейковий шлях усіма чотирма колесами й зберігати зчеплення коліс із рейками при русі уздовж батареї.

Осі скатів повинні бути паралельні між собою й перпендикулярні до осі рейкового шляху. Непаралельність осей скатів не більш 3 мм. Не перпендикулярність осей скатів щодо осі рейки не більш 1,5 мм. Розмір між центрами осей скатів (база ходової частини) повинен бути витриманий у межах ± 3 мм.

Вісь поворотної рами дверезнімного пристрою повинна бути вертикальна, вивірка проводиться по вискові, відхилення виска від центру нижньої опори – не більше 5мм.

Кут повороту двері для чищення повинен відповідати куту, зазначеному на кресленні. Допускається відхилення $\pm 30^\circ$.

Відстань між віссю повороту дверезнімного пристрою й віссю механізму чищення дверей повинна бути витримана в межах ± 5 мм. Вісь повороту дверезнімного пристрою й вісь механізму чищення дверей повинні бути вертикальними. Допускаємо відхилення крайніх точок витримати з точністю ± 5 мм.

Осьова площина механізму чищення рам і кошика коксонаправляючої повинні бути вертикальними й зберегти таке положення увесь час при русі чищення й кошика до печі. Відхилення від вертикалі не більш 10 мм.

Вивірка проводиться по вискові.

Хід коліски дверезнімого пристрою повинен бути витриманий у межах ± 10 мм. Відхилення осі коліски від вертикалі при русі її до печі й від неї повинне бути не більш 10 мм. Вивірка проводиться по вискові.

3.2 Підготовка до роботи основних вузлів дверезнімної машини

Налагодження механізмів дверезнімної машини полягає в остаточному регулюванні ходів, механізмів настроювання кінцевих вимикачів і командоапаратів відповідно до фактичного положення машини щодо печей.

Механізм пересування.

Для забезпечення постійного контакту всіх коліс дверезнімної машини з рейками необхідно, за допомогою регулювальних підбивок, забезпечити однакові зазори між візком і балансірною рамою по обидва боки машини. При налагодженні механізму пересування особлива увага повинна бути звернена на одночасне плавне спрацьовування гальм обох механізмів.

При правильному регулюванні гальм, довжина гальмівного шляху, при максимальній швидкості руху машини, повинна становити не більш 3,5 м.

Механізм відводу.

Обмеження крайніх положень коліски дверезнімого механізму, з урахуванням запасу ходу, здійснюється настроюванням командоапарата.

Обмеження робочого ходу коліски убік печі, при знятті дверей, здійснюється настроюванням кінцевого вимикача, встановленого на колісці, а від печі – кінцевим вимикачем встановленим на поворотній рамі.

Обмеження крайніх положень механізму стиску пружин здійснюється кінцевими вимикачами. Поворот ригелів здійснюється за допомогою вилки, що робить повернено – поступальний рух за допомогою гідроциліндра.

Крайнє положення регулюють реле тиску.

Механізм зриву.

У якості приводів застосовані гідроциліндри.

Фіксація захвата двері проводиться кінцевими вимикачами. Величина ходу підриву двері регулюється гідравлічним циліндром – дозатором. Вихідні положення захватів регулюються кінцевими вимикачами.

Механізм повороту.

Відрегулювати кут повороту дверезнімного механізму на 90° шляхом установки регулювальних кілець у гідроциліндр. Допускаємо відхилення величини кута повороту не повинне перевищувати $\pm 9^\circ$.

Механізм чищення дверей.

Налагодження механізму і його регулювання необхідно робити на холодних дверях, взятих з гаража. Перевірити натяг робочих ланцюгів, що несуть бічні й торцеві каретки. При необхідності натягнути ланцюги переміщуючи гвинтами рухливий блок зірочок.

Вручну або включаючи привод, установити каретки на вертикальних ділянках ланцюгів. Відрегулювати командоапарат, привода таким чином, щоб при відключенні електродвигуна привода, після одного проходу кареток вони зупинялися у вихідному положенні.

Подати двері в механізм чищення й перевірити положення щіток бічних кареток відносно цеглотримачів дверей, а щіток торцевих кареток щодо ущільнюючих рамок. Щітки бічних кареток повинні щільно притискатися до цеглотримачів, а щітки торцевих кареток щетиною повинні ввійти в простір між ущільнюючою рамкою й корпусом двері. При необхідності зробити регулювання кареток.

Механізм чищення рам.

Налагодження механізму чищення рам, робити на фальшрамі, встановленій на кінцевому або міжбатарейному майданчику коксової батареї.

Перевірити й відрегулювати натяг тягових ланцюгів за допомогою гайок, витримавши розмір 170 мм висоти пружини згідно креслення.

Бічні шкребки відрегулювати гвинтами (при відпущених гайках) так, щоб лезо шкребка прилягало до бічної поверхні броні, після чого закріпити гайками.

Відрегулювати гвинтами положення бічних шкребків так, щоб від вертикальної осі каретки до точки, що лежить на перетинанні леза шкребка й поверхні дзеркала рами, розміри у вільному стані шкребка були на 10 – 12 мм більше половини прорізу, очищаємої рами.

Притиснення бічних шкребків до поверхні, що очищається, броні (рами) зробити за допомогою гайок. При цьому зусилля притиснення повинне бути = 600 Н, яке може регулюватися в меншу й у більшу сторони.

Прилягання торцевих шкребків до поверхні, що очищається, дзеркала рами досягається на заводі виготовлювачі. Зусилля притиснення до дзеркала чищення рам не регульоване.

Лінійки кінцевих вимикачів обмеження ходи відрегульовані так, щоб привод підведення механізму чищення рам відключався тоді, коли забезпечене нормальне притиснення торцевих шкребків до дзеркала рами.

Командоапарат механізму відводу–підведення відрегулювати на максимальний хід візка на піч і на максимальний відвід від печі.

Механізм пересування кошика.

При подачі кошика коксонаправляючої у переднє крайнє положення ланки встановлюються по прямій, завдяки чому виходить надійне стопоріння кошика. Попередній натяг пружин пружинного амортизатора згідно із кресленням дозволяє сприйняти всі зусилля, що виникають при проходженні коксу уздовж кошика.

Якщо зусилля, що прагне відсунути кошик від печі, зростає, що може бути при недостатньо точній установці по осі коксової печі, то пружини амортизатора стискаються й увесь кошик плавно відходить від печі на 10 – 12 мм, що практично не відбивається на роботі коксонаправляючої.

Обмеження ходу кошика на піч і від печі здійснюється настроюванням кінцевих вимикачів. Відвід кошика від печі здійснюється автоматично. При

зворотному ході виштовхуючої штанги, у піч, повертається важіль установки кінцевого вимикача й включається механізм пересування кошика.

3.3 Технічне обслуговування вузлів дверезнімної машини

При технічному обслуговуванні дверезнімної машини необхідно виконувати як загальні вимоги [20], що відносяться до всіх механізмів машини, так і спеціальні вимоги, пред'являемі до кожного механізму окремо.

Загальні вимоги.

Стежити за роботою гальма й вчасно робити регулювання зазору між обладками колодок гальма й зовнішньою поверхнею обода шківів.

Стежити за справністю ущільнень редукторів.

Стежити за точністю спрацьовування кінцевих вимикачів і командоапаратів.

Вчасно змазувати механізми.

Механізми пересування, відводу та захватів.

Стежити за тим, щоб під час пересування машини завжди був зазор $\text{min } 3$ мм, між рамою балансірною й візком металоконструкції. Необхідно регулярно перевіряти справність блокування, що забороняє пересування машини.

При демонтажі гідроциліндра необхідно стиснути пружину за допомогою спеціальних стяжок. Стежити, щоб величина ходу захватів при зриві дверей не перевищувала 10 – 15 мм.

Механізм стиску пружин.

Стежити, щоб хід штока гідроциліндра був у межах 40 мм, при цьому зазор між штоками й притискним затискачем повинен бути в межах 23 мм.

Механізм повороту та чищення дверей.

Стежити за точністю зупинки двересъема із дверми в крайніх положеннях.

При експлуатації механізму чищення дверей машиніст повинен пам'ятати:

– не можна подавати двері в механізм чищення, якщо двері не перебуває на осі механізму чищення.

– не можна подавати двері в механізм чищення, якщо каретки не перебувають у вихіднім положенні.

– щітки необхідно регулярно очищати від смоли. Зручніше за все це робити наприкінці циклу або перерви, коли смола остигає й легко кришиться.

– заміну щіток робити в міру їх зношування.

– стежити за натягом ланцюгів.

Механізми чищення рам та пересування кошика.

При експлуатації механізму чищення рам машиніст повинен пам'ятати:

– не можна подавати механізм чищення на піч, якщо каретка перебуває в крайньому нижньому або верхньому положенні.

– не можна подавати механізм чищення на піч, якщо механізм не перебуває по осі камери печі. Що допускається відхилення в межах 20 мм.

– регулярно робити очищення шкребків від смолистих відкладань.

– заміну шкребків робити в міру їх зношування.

– стежити за натягом ланцюгів.

При експлуатації механізму пересування коксонаправляючої необхідно регулярно стежити, щоб при кожній подачі кошика на піч важелі встановлювалися на прямій для надійного стопоріння кошика. У випадку значного відходу кошика від печі, при видачі коксу, необхідно вчасно робити підтяжку пружин амортизаторів.

3.4 Розрахунок стропування гідроциліндра механізму переміщення дверезнімальної штанги

Розрахунок полягає у виборі канату, а також визначенні довжин строп і висоти стропування [21]. Вихідними даними для розрахунку стропування є: вага монтуемого устаткування (G_T) і кут між горизонтальною площиною й площиною в якій лежить строп (α) (рис.3.1).

Визначимо максимальний натяг у канаті:

$$S_{\max} = \frac{G}{n \cdot \sin \alpha} K_H, \quad (3.1)$$

де $G_B=172 \text{ кг}=1,72 \text{ кН}$ – вага монтуємого устаткування (гідроциліндр);

$n=2$ – число строп;

$\alpha =45^0$ – кут між горизонтальною площиною й площиною в якій лежить строп;

$K_H=1$ – коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження, при числі строп $n=2$.

$$S_{\max} = \frac{1,72}{2 \cdot \sin 45^0} \cdot 1 = 1,01 \text{ кН}.$$

По знайденому зусиллю визначаємо розривне зусилля каната:

$$P_p = k \cdot S_{\max}, \quad (3.2)$$

де $k=6$ – коефіцієнт запасу міцності каната,

$$P_p = 6 \cdot 1,01 = 6,06 \text{ кН}.$$

По знайденому розривному зусиллю визначаємо тип канату використовуваного в такелажній роботі, за довідником визначаємо, що для групи маркувань 1568 МПа, при діаметрі канату $d_k=8,3 \text{ мм}$, розривне зусилля канату в цілому становить $[P_p]=34,8 \text{ кН}$ (канат подвійний звивки типу ЛК–Р конструкції 6х19(1+6+6/6)+1 о.с. за ГОСТ 2688–80).

$$[P_p]=34,8 \text{ кН} > P_p=7,2 \text{ кН}.$$

Умова виконується.

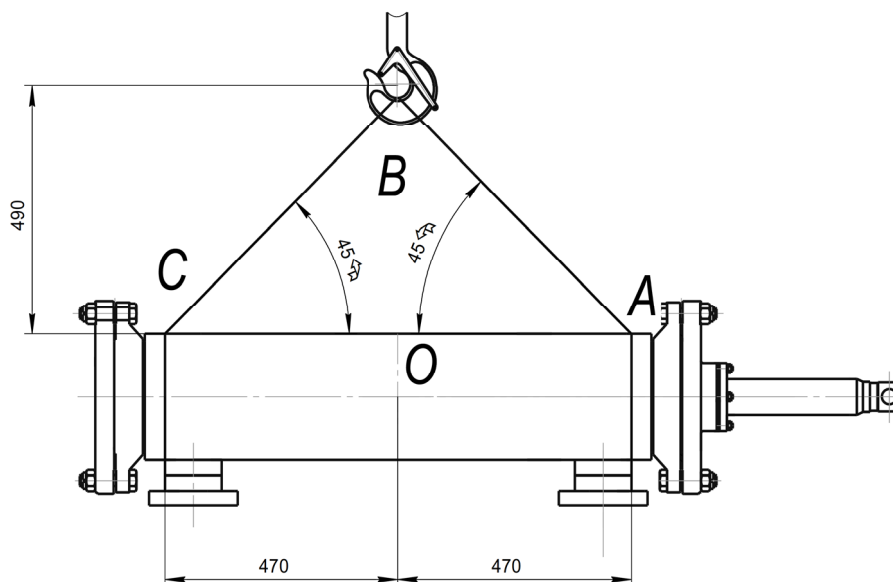


Рисунок 3.1 – Схема стропування гідроциліндра

Як правило строп представляє собою канат з обох кінців який має петлі (рис.3.3). Для утворення й утримання петель використовують забатіг або стиски. Схему зусиль виникаючих у стиску наведено на рисунку 3.2

Кількість стисків використовуваних при виготовленні стропа залежить від вантажопідйомності й вибирається з довідкових величин.

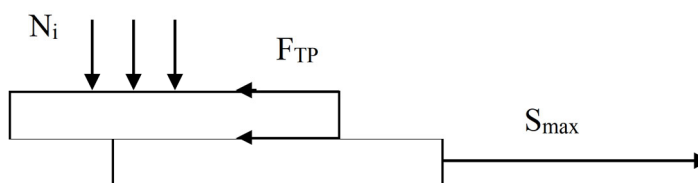


Рисунок 3.2 – Схема зусиль у стиску

Визначаємо кількість затискачів $Z_{сж}$:

$$Z_{сж} = \frac{k \cdot F_{кр}}{2 \cdot F_p \cdot f} \geq 3, \quad (3.3)$$

де k – коефіцієнт надійності кріплення: $k = 1,5$;

$F_{кр}$ – зусилля в канаті в місці його кріплення, $F_{кр} = 1,01$ Н (рівне S_{MAX});

F_p – зусилля, що діє уздовж осі різьбової скоби затиску, з урахуванням напружень, що виникають при затягуванні кріплення, Н.

$$F_p = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \cdot \frac{[\sigma_p]}{1,3}, \quad (3.4)$$

де $d_1 = 8,773$ мм – внутрішній діаметр різьбової частини скоби М10;

$[\sigma_p]$ – допустиме напруження матеріалу скоби на розтягування, $[\sigma_p] = 1,2 \cdot 10^8$ Па;

f – коефіцієнт тертя канату по канату, $f = 0,15 \dots 0,20$;

$$F_p = \frac{3,14 \cdot 0,008773^2}{4} \cdot \frac{1,2 \cdot 10^8}{1,3} = 5577 \text{ Н.}$$

Підставивши отримані значення у вираз (3.3), одержимо:

$$Z_{сж} = \frac{1,5 \cdot 10100}{2 \cdot 5577 \cdot 0,2} = 0,68.$$

Приймаємо число затисків $Z_{сж} = 3$.

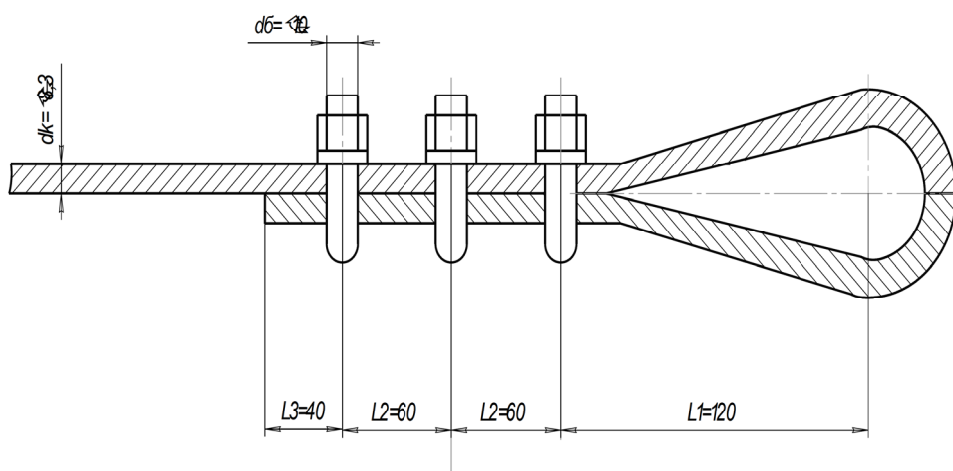


Рисунок 3.3 – Схема стисків стропа

Крок розташування затисків:

$$t = 6 \quad d = 6 \cdot 10 = 60 \text{ мм.}$$

Визначимо довжину заготівлі канату використовуваного для виготовлення одного стропа:

$$L_{\text{ЗАГ}} = 2[L_1 + L_2(n_{\text{СЖ}} - 1) + L_3] + 2 \cdot L_{\text{СТР}}, \quad (3.5)$$

де L_1, L_2, L_3 – довжини частин стиску, обумовлені емпірично, приймаємо

$$L_1 = 120 \text{ мм}, L_2 = 6 \cdot d_6 = 6 \cdot 10 = 60 \text{ мм}, L_3 = 40 \text{ мм};$$

$L_{\text{СТР}}$ – довжина стропа.

Її можна визначити (рис. 3.1):

$$L_{\text{СТР BC}} = \frac{OC}{\cos \alpha} + 0,5 \cdot d_B + b = \frac{470}{\cos 45^\circ} + 0,5 \cdot 220 + 350 = 1355 \text{ мм};$$

$$L_{\text{СТР AB}} = \frac{OA}{\cos \alpha} + 0,5 \cdot d_B + b = \frac{470}{\cos 45^\circ} + 0,5 \cdot 220 + 350 = 1355 \text{ мм}$$

Тоді мінімально необхідна довжина заготовки для виготовлення стропа:

$$L_{\text{ЗАГ AB}} = L_{\text{ЗАГ BC}} = 2 \cdot [120 + 60 \cdot (3 - 1) + 40] + 2 \cdot 1355 = 3270 \text{ мм.}$$

Остаточно приймаємо довжину заготовки для виготовлення стропа 3300 мм.

3.5 Розрахунок змащення вальниць кочення опорних роликів виштовхуючої штанги

Розрахунок змащення ведеться для вальниць типу №409, які встановлено в напрямних роликах дверезнімального пристрою, за методикою наведеною в [21].

Його параметри:

- а) $B_{\Pi} = 29$ мм – ширина вальниці;
- б) $D_{\Pi} = 120$ мм – зовнішній діаметр вальниці;
- в) $d_{\Pi} = 45$ мм – внутрішній діаметр вальниці;
- г) $d_p = 23,02$ мм – діаметр шарика;
- д) $n_{\text{ш}} = 7$ – кількість шариків;
- е) $m_{\Pi} = 1,52$ кг – маса вальниці.

Площа контакту шарика зі змащенням здійснюється по плямі контакту, площа якого умовно приймається:

$$F = \left(2_{\text{мм}} \cdot \frac{d_{\text{ш}}}{3} \cdot 2 \right) \cdot n_{\text{ш}}, \quad (3.6)$$

де 2 мм – ширина лінії контакту;

2 – число площин контакту.

Підставивши чисельні вираження в (3.6), одержимо:

$$F = \left(2 \cdot \frac{23,02}{3} \cdot 2 \right) \cdot 7 = 215 \text{ мм}^2.$$

Пластичне змащення для вузлів тертя вибирають залежно від умов навколишнього середовища, навантаження, робочої температури вузла й системи змащення. Для обраних вальниць граничне число обертів, при робочій температурі $T_{\text{раб}} = 130^{\circ}\text{C}$, становить $n = 1200 \text{ хв}^{-1}$. Якість тертьових поверхонь – задовільна. Навантаження не перевищує проектне. Норма витрати пластичного змащення (см^3) в одиницю часу (год) на одиницю площі змащуваної поверхні, що визначається з емпіричного вираження:

$$q = 11 \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 \cdot k_4 \cdot k_5, \quad (3.7)$$

де 11 – мінімальна норма витрати змащення для підшипників;

k_1 – коефіцієнт, що враховує залежність норми витрати змащення від діаметра вальниці; для вальниць кочення, при $d < 100$ мм, $k_1 = 1$;

k_2 – коефіцієнт, що враховує число обертів вальниць у хвилину n , хв^{-1} при $n = 9\text{хв}^{-1} \leq 100$, $k_2 = 1$;

k_3 – коефіцієнт, що враховує вплив якості тертьових поверхонь на норму витрати змащення. При гарній якості, тобто коли сумарна площа дефектів не перевищує 5% контактної поверхні, $k_3 = 1$, а при задовільному $k_3 = 1,3$; для розрахунків приймається $k_3 = 1,3$;

k_4 – коефіцієнт, що залежить від робочої температури вальниці T_p (якщо $T_p < 75^\circ\text{C}$, то $k_4 = 1$, при $T_p < 75 \div 150^\circ\text{C}$ $k_4 = 1,2$); приймаємо $k_4 = 1,2$;

k_5 – коефіцієнт, що враховує навантаження на вальницю, приймаємо $k_5 = 1,1$.

Підставивши числові значення в (3.7), одержимо:

$$q = 11 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,3 \cdot 1,2 \cdot 1,1 = 18,9 \frac{\text{см}^3}{\text{м}^2 \cdot \text{год}}$$

Обсяг змащення, періодично подаваної у вальницю:

$$V = q \cdot F \cdot T_{\text{ц}}, \quad (3.8)$$

де $F = 215 \text{ мм}^2 = 0,000215 \text{ м}^2$ – площа контактної поверхні вальниці, м^2 ;

$T_{\text{ц}} = 4$ год, період між двома послідовними подачами змащення, год.

Тоді:

$$V = 18,9 \cdot 0,000215 \cdot 4 \approx 0,016 \text{ см}^3.$$

Обираємо один чотирьохлінійний живильник з номінальною подачею в одне відведення – $0,02 \text{ см}^3/\text{рух}$: живильник 4–002–2.

Кількість змащення, яка витрачається за один цикл роботи:

$$Q_{\text{ц}} = a \cdot V, \quad (3.9)$$

де a – кількість дозуючих елементів, $a=4$;

V –номінальний обсяг змащення, $V=0,02\text{см}^3$.

$$Q_{\text{ц}} = a \cdot V = 4 \cdot 0,02 = 0,08 \text{ см}^3$$

Таким чином необхідно подати $0,08 \text{ см}^3$ за один раз на одну із чотирьох вальниць. На всі вальниці необхідно подати у 4 рази більше, тобто $0,32 \text{ см}^3$.

Кількість циклів змащування:

$$n_{\text{ц}} = 24/T = 24/4 = 6 \quad (3.10)$$

Добова витрата змащення:

$$Q_{\text{с}} = Q_{\text{ц}} \cdot n_{\text{ц}}, \quad (3.11)$$

$$Q_{\text{с}} = Q_{\text{ц}} \cdot n_{\text{ц}} = 0,32 \cdot 6 = 1,92 \text{ см}^3.$$

Подача насоса:

$$P_{\text{н}} = \frac{Q_{\text{ц}}}{\beta \cdot t_{\text{н}}}, \quad (3.12)$$

де $\beta = 0,75$ – коефіцієнт, який враховує зменшення подачі при зношуванні насоса;

$t_{\text{н}}$ – час нагнітання, $t_{\text{н}}=5$ хв.

$$P_{\text{н}} = \frac{Q_{\text{ц}}}{\beta \cdot t_{\text{н}}} = \frac{0,32}{0,75 \cdot 5} = 0,08 \text{ см}^3/\text{хв.}$$

Для змащення вальниць знадобилась би двухлінійна станція централізованого змащення з подачею $0,08 \text{ см}^3/\text{хв.}$, але враховуючи те, що система пластичного змащення вальниць роликів входить до загальної системи пластичного змащення дверезнімної машини, то змащування вальниць здійснюється від неї.

4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ТЕХНОГЕННА БЕЗПЕКА

4.1 Аналіз потенційних і шкідливих факторів виробничого середовища

Технологічну карту умов праці для ремонтного персоналу наведено в таблиці 4.1

Таблиця 4.1 – Технологічна карта умов праці ремонтного персоналу

Фактори	Нормативне значення, ГДК, ГДР	Фактичне значення	III клас шкідливих і небезпечних умов і характер праці			Час дії фактора, % у зміну
			1ст.	2ст.	3ст.	
I. Шкідливі хімічні речовини, мг/м ³						
1 клас безпеки						
Аміак	0,02	0,02	2			85
2 клас безпеки						
Фенол	5,0	6,5	1,3			85
Бензол	2,0	4,0	2			85
II. Пил переважно фіброгенної дії, мг/м ³						
Зміст кремнію діоксид – 2,5%	4,0	26,4			6,6	83,1
Пил коксовий кам'яновугільний, 3-4 клас безпеки	0,3	0,56	1,87			85
III. Шум, дБа	80	93		13		100
IV. Мікроклімат у приміщенні (теплий період року)						
– температура повітря, °C	27	40,5			13,5	83,1
– швидкість руху повітря, м/сек	0,2–0,5	0,27				83,1
– інфрачервоне випромінювання, Вт/м ²	140	794		654		80
V. Робоча поза						
Нахил корпусу в просторі, обумовлений технологічним процесом	28,1%	30%	6,7			
Кількість факторів			4	2	2	

Машиніст і дверовий в процесі своєї роботи піддаються таким шкідливим факторам як: пил – коксовий, кам'яновугільний, газоподібні хімічні речовини: аміак, фенол, бензол, оксид вуглецю.

1. Гігієнічна оцінка умов праці:

Умови й характер праці відносяться до III класу 3 ступені.

2. Атестація робочого місця:

Робочі місця мають у наявності: 2 фактора 3 ступені, 2 фактора 2 ступені, 4 фактор 1 ступені.

3. Пільги та компенсації:

Шкідливості й небезпеки коксового цеху відносяться до фізичної групи. По показниках робоче місце варто вважати з особливо шкідливими й особливо важкими умовами праці, що відповідає показникам списку №1 пункт 1. Відповідно до списку №1: скорочений пенсійний вік по пільгових умовах, за умови 10 років «гарячого» стажу, дається додаткова відпустка 7 днів, дається молоко, надбавка до заробітної плати до 24 %.

4.2 Заходи щодо захисту від виявлених шкідливих і небезпечних чинників виробничого середовища

У таблиці 4.2 наведені фактори виробничого середовища трудового процесу і заходи захисту на виробничій ділянці коксового цеху.

Всі працівники цеху безкоштовно забезпечені спец. одягом, спец. взуттям і засобами індивідуального захисту. До складу спецодягу входять: костюм х/б тканини, черевики, у зимовий час видається утеплена куртка й ватяні штани [22].

Таблиця 4.2 – Технічні міри захисту від впливу шкідливих факторів виробничого середовища

№ п/п	Небезпечний або шкідливий фактор виробничого середовища	Захисний пристрій	Тип пристрою	Параметри пристрою	Місце установки
1	Запилованість	Витяжна вентиляція	КЗ 3	7800 м ³ /год	У місцях утворення пилу
2	Запиленість	Респіратор ЗІЗОД	«Росток»	≤30 мг/м ³	Індивідуально
3	Шум	Навушники протишумові, біруші	Одноразові	Придатний до 110 дБА	Індивідуально
4	Температура -холодний період	Утеплена куртка, ватяні брюки	Тн 20	t _г ≥ -20°C	Індивідуально
	-теплий період	Костюм х/б рукавиці	Ти 15	t _г ≥ 15°C	
5	Шкідливі хімічні речовини	Теж, що й при запиленості + костюм х/б, рукавиці	Пм	≤30 мг/м ³	Індивідуально

4.3 Технічні рішення по гігієні праці і виробничій санітарії

4.3.1 Опалення й вентиляція

У прольоті металургійної ділянки використовують природну вентиляцію повітря [23]. У такому виді вентиляції повітря надходить і видаляється через щілини вікна, двері, ворота, ліхтарі.

Дієвим засобом забезпечення необхідних гігієнічних якостей повітря, що сприяють нормальній роботі, і відповідають вимогам [24] передбачена вентиляція деяких робочих місць. Допустими норми мікроклімату на постійних робочих місцях зазначені в таблиці 4.3.

Висновок: параметри робочого середовища по багатьом пунктам не відповідають допустимим нормам мікроклімату на постійних робочих місцях [24].

Таблиця 4.3 – Значення прийнятих параметрів повітряного середовища, що допускають, у робочій зоні приміщень

Період року	Категорія роботи з важкості	Період року			Температура повітря непостійних робочих місць, °С
		на постійних робочих місцях			
		температура повітря, °С	відносна вологість повітря, %	швидкість руху повітря, м/с	
Холодний	Середня Пб	15	75	0,2	13
Холодний	Важка ІІІ	13	75	0,3	12
Теплий	Середня Пб	16	70	0,4	15
Теплий	Важка ІІІ	15	75	0,5	13

4.3.2 Природне й штучне освітлення

Для створення сприятливих умов праці важливе значення має раціональне освітлення [25]. Незадовільне висвітлення утрудняє проведення робіт, веде до зниження продуктивності праці й працездатності очей і може бути причиною нещасних випадків й їхніх захворювань.

Характеристика зорової роботи приміщення ділянки:

– характер робіт	середня точність
– розмір об'єкта розпізнавання, мм	від 1 до 5
– розряд зорової роботи	V
– підрозряд роботи	B
– контрастність об'єкта розпізнавання	середня
– фон	середній
– E_n – штучна, лк	150

Для ремонту встаткування передбачене штучне висвітлення.

На промислових підприємствах штучне висвітлення підрозділяється на робоче (для проведення робіт у темний час доби або в місцях без достатнього природного висвітлення), аварійне (для проведення роботи при аварійному

відключенні робочого висвітлення), евакуаційне (аварійне висвітлення для евакуації людей із приміщення при аварійному відключенні робочого висвітлення) і охоронне. При необхідності частина світильників того або іншого виду висвітлення може використатися для чергового висвітлення.

Штучне освітлення проектується двох систем: загальне (рівномірне або локалізоване з урахуванням розташування робочих місць) і комбіноване, коли до загального висвітлення додається місцеве. Застосування одного місцевого висвітлення не допускається, тому що різкий контраст між яскраво освітленими й неосвітленими місцями стомлює очі сповільнює швидкість роботи й нерідко є причиною нещасних випадків. На ділянці використовуються енергозберігаючі лампи типу LED. Використовуються світильники типу: «Універсал», «Глибоковипромінювач», а також «Астра».

На ділянці використовується природне й штучне висвітлення. Прийнята система природного висвітлення – бічна.

Слюсар повинен мати V розряд зорової роботи. При загальній системі висвітлення освітленість становить $E = 150$ лк.

Значення КПО, обумовлене з урахуванням зорової роботи та становить $e^{IV} = e^{III} = 1,5\%$ – при бічному освітленні, без стійкого сніжного покриву.

Коефіцієнт світлового клімату для району Запоріжжя $m = 0,8$. Коефіцієнт сонячності клімату $c = 0,7$. Нормований коефіцієнт природної освітленості

$$e_{н}^{IV} = e^{III} \cdot m \cdot c = 1,5 \cdot 0,8 \cdot 0,7 = 0,84\% \quad (4.1)$$

Аварійне освітлення для продовження роботи

$$E_{ав.раб.} = 10\% \cdot E = 0,1 \cdot E = 0,1 \cdot 150 = 15 \text{ лк.} \quad (4.2)$$

Аварійне висвітлення для евакуації людей

$$E_{ав.эв.} = 5\% \cdot E = 0,05 \cdot E = 0,05 \cdot 150 = 7,5 \text{ лк.} \quad (4.3)$$

4.3.3 Виробничі випромінювання

Температурний режим у виробничих приміщеннях або в ізольованих його частинах залежить від величини тепловиділень устаткування, агрегатів, нагрітих напівфабрикатів і готової продукції, а також від сонячної радіації, що проникає в цех через відкриті й заклені прорізи. Частина тепла, що надійшла у цех, віддається назовні, а інше, надлишкове тепло, нагріває повітря робочих приміщень.

Робітники гарячих коксових цехів підприємств постійно або періодично піддаються впливу інфрачервоного випромінювання. Інтенсивність опромінення на робочих місцях залежно від розмірів і температури джерел випромінювання й відстані від нього змінюється в широких межах.

Для поліпшення умов праці в гарячих цехах і захисту працюючих від теплового впливу застосовують наступні способи: теплоізоляцію поверхонь, що випромінюють тепло, за допомогою водоохолоджуємих екранів, рам, щитів, завіс й ін.; теплоізоляцію й охолодження робочих місць (постів керування, кабін машиністів кранів й ін.); природну й механічну вентиляцію; повітряне охолодження замкнутих просторів печей, що перебувають у ремонті; спецодяг і індивідуальні захисні пристосування – щитки, екрани, окуляри, світлофільтри; раціональну організацію режиму праці й відпочинку [26].

4.4 Техногенна безпека

4.4.1 Заходи безпеки праці

З метою попередження нещасних випадків забороняється ущільнювати двері під час планування вугілля, так як при цьому тиск в печі підвищується, і полум'я може вибитися через нещільності між дверима і армуючою рамою.

Машиніст електровоза, приймаючи зміну, повинен ретельно оглянути сигнали, гальма, повітряну магістраль, струмоприймачі, зовнішнє і внутрішнє освітлення, перевірити наявність електрозахисних засобів (килимків та гумових

рукавичок) і жетона на право керування електровозом. Під час руху гасильного вагона по напрямку до башти гасіння втрачається видимість, тому необхідно встановити на гасильному вагоні автоматично діючу сигналізацію, щоб протягом всього шляху до башти гасіння з електровоза подавалися безперервні звукові сигнали. При русі гасильного вагона від башти в сторону рампи машиніст зобов'язаний, крім подачі сигналів, спостерігати за шляхами. Ходіння по коліях гасильного вагона категорично забороняється. Під час руху гасильного вагона з коксом можливі випадки самовільного відкривання фартухів, в результаті чого кокс висипається на майданчик у шляхів. Тому ходіння з коксової сторони дозволяється не ближче ніж за 4–5 м від шляху гасильного вагона.

Машиніст перед прийомом коксу зобов'язаний перевірити, чи надійно зачинені фартухи і чи достатній тиск стисненого повітря. Коли проводиться ремонт транспортерів однією з рамп, погашений кокс з обох гасильних вагонів, виїжджати на іншу (діючу) рампу забороняється.

Це пов'язано з небезпекою зіткнення електровозів. Тому переїзд гасильного вагона з одного блоку в інший повинен бути правильно організований начальником зміни, який зобов'язаний особисто керувати рухом обох гасильних вагонів. При роботі двох електровозів на одній рампі швидкість їх руху повинна бути зменшена. Місце виходу людей на шляху з приміщень, розміщений під вугільною вежею, потрібно обладнати звуковою і світловою сигналізацією, які автоматично включаються під час переїзду коксовиштовхувача з одного блоку печей на інший. Шляхи гасильного вагона необхідно періодично очищати від просипання коксу. Як правило, очистка шляхів повинна проводитися тільки в період циклических зупинок, коли кокс з печей не видається. Перед початком очищення шляхів машиніст ставить електровоз з гасильним вагоном в гараж, а ключ–реверс (жетон на право управління) передає керівнику робіт з очищення колій, після чого з тролейів знімається напруга. Після закінчення робіт з очищення шляхів машиніст і майстер повинні переконатися у відсутності людей на шляхах, по яких рухається гасильний вагон. Потім включається напруга і машиністу повертається жетон.

4.4.2 Пожежна безпека

Пожежна небезпека коксових цехів обумовлюється властивостями горючих газів (коксовий газ, доменний газ), твердих речовин (кам'яновугільна шихта, кокс). При неправильному пристрої газорозподільних приладів можлива загазованість території коксових цехів, а при наявності джерел запалювання – спалахи і швидке поширення вогню по території цеху.

Характерними джерелами запалювання є: відкрите **полум'я** газових форсунок; іскри при проведенні газозварювальних ремонтних робіт; кокс, нагрітий до температури вище температури само-займання; розряди статичної та атмосферного струму; іскри механічного походження (удари сталевих предметів і т.п.); іскри електричного походження (коротке замикання, великі перехідні опори тощо). Основною умовою попередження пожеж, вибухів і отруєнь є герметизація всіх апаратів, газопроводів, газової арматури і т.п. Виявлені нещільності повинні бути своєчасно ліквідовані, при чому підтягування болтів різної апаратури проводиться інструментом, що не дає іскри при ударі по сталі, а чеканку заклепочних швів виробляють обмідненим інструментом. У печах з нижнім підведенням газу в подбатарейном приміщенні, де розташовуються газопроводи і опалювальна арматура, щоб уникнути утворення вибухонебезпечних концентрацій передбачається провіттріння всього приміщення за рахунок раціонального підведення повітря на опалення печей. На газопроводах батарей для їх відключення встановлюються задвижки і передбачається можливість установки заглушок по ходу газу.

Для випуску в атмосферу надлишку очищеного коксового газу встановлюють газозбросний пристрій, автоматично включається при підвищенні надлишкового тиску в газопроводі. Газозбросні пристрої встановлюються на відстані не менше 30 м по горизонталі від сусідніх споруд. Якщо ця вимога не виконена, то гирло пристрою виводиться на висоту, що перевищує сусідню будівлю та обслуговуючі майданчики не менше ніж на 15 м. Висота газозбросного пристрою передбачається не нижче 30 м від рівня землі при розрахунковій кількості скидного газу до 50000 м³/год і не нижче 45 м при

великих кількостях скидаємого газу. Діаметри свічок на газозбірниках коксових батарей розраховуються на забезпечення необхідного тиску при повному припиненні отсоса і автоматичного відкривання при перевищенні зазначеного тиску. На всіх батареях висота газосбросних свічок передбачається не менше 4 м від площадки обслуговування газозбірників .

Коксовиштовхувальні машини можна віднести до категорії пожаронебезпеки В – П І, так як на машині використовується гідравліка і є бак з маслом більше 60 літрів [27]. На машині повинен бути вогнегасник пінний або порошковий, а для гасіння електропроводки застосовують вуглекислотні вогнегасники. На контрофорсах батареї передбачений пожежний щит і розводка пожежно – питної води, а також ящики з піском .

До первинних засобів пожежогасіння в коксовому цеху відносять: вогнегасники пінні серії ВХП–10, ВВП–10 і вогнегасники вуглекислотні серії ВВ–2, ВВ–5, ВВ –8, пожежний реманент (покривало з негорючого теплоізоляційного полотна, ящики з піском, пожежні цебра, совкові лопати, ломи, сокири, пожежні рукава) [28].

Цех має внутрішній протипожежний водогін з пожежними кранами й рукавами.

На території заводу забороняється:

- курити в неналежних місцях, а курити необхідно в спеціально відведених місцях;
- закривати й захарашувати проїзди, під'їзди й підходи до будинків, водопроводів і пожежним гідрантам;
- виключати окремі ділянки водопровідної мережі, внутрішні пожежні крани, знижувати встановлений тиск у мережах;
- допускати до вогневих робіт осіб неминулих інструктаж пожежного тех. мінімуму;
- користуватися водою з пожежних водойм і засобами пожежогасіння не за призначенням;
- застосовувати відкритий вогонь при огляді устаткування.

4.5 Розрахунок звукоізоляційної kabіни керування дверезнімною машиною

Виробничим шумом називається – шум на робочих місцях, на ділянках або на території підприємств, який виникає під час виробничого процесу [29].

З метою захисту від шуму обслуговуючого персоналу на виробничих місцях з шумними технологічними процесами або з шумним устаткуванням необхідно встановлювати kabіни спостереження і дистанційного контролю [30].

Використовуючи звукоізоляційні kabіни, можна забезпечити практично будь-яке необхідне зниження шуму [31]. Kabіни виготовляють з цеглини, бетону і інших будівельних матеріалів. Внутрішня поверхня kabіни покрита звукопоглинальним матеріалом з максимальними коефіцієнтами звукопоглинання в діапазоні (250 – 2000 Гц).

Згідно з [32] звукоізоляційні kabіни виходячи з міри ізоляції від шуму підрозділяються на чотири класи – таблиця 4.4.

Таблиця 4.4 – Ізоляція kabінів від шуму, дБА

Клас kabіни	Середня геометрична частота октанової смуги							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
1	25	30	35	40	45	50	50	55
2	15–24	20–29	25–34	30–39	35–44	40–49	40–49	35–44
3	5–14	10–19	15–24	20–29	25–34	30–39	30–39	25–34
4	0–4	0–9	5–14	10–19	15–24	20–29	20–29	15–24

Необхідне зниження шуму kabіною визначається по формулі:

$$R_{\text{каб.}} = L_{\text{ш}} - L_{\text{доп}}; \quad (4.4)$$

де $L_{\text{ш}}$ – октановий рівень звукового тиску на робочому місці шумного приміщення на певному місці установці kabіни (дБА), вимірюється в діючому приміщенні [33].

Октановий рівень звукового тиску на робочому місці визначається по формулі:

$$L_{\text{доп}} = L_{\text{ш}} - 20 \cdot \text{Lg}\left(\frac{R}{R_1}\right); \quad (4.5)$$

де $L_{\text{ш}}$ – рівень звукового тиску на відстані (R) від джерела шуму, $R = 3$ м;

$L_{\text{доп}}$ – допустимий рівень звукового тиску на робочих місцях в кабіні,

$L_{\text{доп}} = 80$ дБА; при $R_1 = 1$ м;

Таким чином:

$$80 = L_{\text{ш}} - 20 \cdot \text{Lg}\left(\frac{3}{1}\right) \Rightarrow L_{\text{ш}} = 80 + 9,5 = 89,5 \text{ дБА.}$$

Підставимо числові значення у вираження (7.5) і отримаємо:

$$R_{\text{каб.}} = 89,5 - 80 = 9,5 \text{ дБА.}$$

В таблиці 4.5 наведено основні вибрані елементи кабіни

Таблиця 4.5 – Вибір елементів кабіни

Конструкція	Поверхнева щільність (кг/м ²)	Товщина, мм		Середньо геометрична частота октанової смуги (Гц)
		Елементу	Повітряного проміжку	
Цегляна кладка, що мурується з двох сторін	220	140	–	1000 48
Одинарне вікно з органічним склом	–	5	–	28
Стандартні двері з щільними прокладеннями з пористої гуми	–	40	–	26
Перекриття ПХВ	320	20		48

Необхідна звукоізоляція кожного елемента визначається по формулі:

$$R_{Hi} = R_{cep} + 10Lg \frac{S_i}{S_{зар}} + 10Lg \cdot n \quad (4.6)$$

де $S_{зар}$ – загальна площа обгороджування, m^2 ;

S_i – площа, окремого елемента, m^2 (табл. 4.5)

n – кількість елементів;

Приймаємо:

– площа дверей – $S_d = 2,1 m^2$;

– площа вікна – $S_o = 4,14 m^2$ –

– площа перекриття – $S_n = 12 m^2$,

– площа цегляної кладки, мурованої з однією сторони $S_k = 35,76 m^2$.

З огляду на те, що кабіна розділена умовно на елементи (двері, вікно, перекриття, мурована кладка) виконаємо розрахунок необхідної звукоізоляції кожного елемента прийнявши $n=1$. Тоді підставивши числові значення у вираження (4.6) отримаємо:

– для цегляної кладки, мурованої з однією сторони:

$$R_{нк} = 17,5 + 10Lg \frac{35,76}{34} + 0 = 15,7 \text{ дБ.}$$

– для одинарного вікна з органічним склом:

$$R_{но} = 25,198 + 10Lg \frac{4,14}{34} + 0 = 14,04 \text{ дБА.}$$

– для стандартних дверей з прокладеннями ущільнювачів з пористої гуми:

$$R_{нд} = 25,198 + 10Lg \frac{2,1}{34} + 0 = 9,1065 \text{ дБА.}$$

– для перекриття:

$$R_{\text{нп}} = 25,198 + 10 \text{Lg} \frac{12}{34} + 0 = 13,665 \text{ дБА.}$$

Середня ізоляція шуму цієї неоднорідної конструкції (кабіни) визначається по формулі:

$$R_{\text{сер}} = 10 \cdot \text{Lg} \left(\frac{S_{\text{зар}}}{\sum_{i=1}^n S_i \cdot 10^{-0,1R_i}} \right), \quad (4.7)$$

де R_i – звукоізоляція, окремого елемента, дБА (табл. 4.5);

Підставимо числові значення у вираження (4.7) і отримаємо:

$$R_{\text{сер}} = 10 \cdot \text{Lg} \left(\frac{34}{2,1^{0,126} + 4,14^{-0,128} + 35,76^{-0,148} + 12^{-0,148}} \right) = 17,5 \text{ дБА.}$$

Оскільки ($R_{\text{сер}} < R_{\text{каб}}$) то в цьому випадку розрахунок закінчений. На підставі розрахунку вибираємо кабінку машиніста дверезнімної машини класу 2 з розмірами, ($a = 4\text{м}$) ($b = 3\text{м}$) ($h = 3\text{м}$).

Висновки

1. Ознайомлення з технологією й устаткуванням коксового цеху ПрАТ «Запоріжжкокс» показало, що одним з основних «вузьких» місць дверезнімної машини є черв'ячно-гвинтовий привод механізму переміщення дверезнімальної штанги.
2. На підставі наведеного огляду й аналізу технічної літератури встановлено, що для видачі коксу з печі у світовій практиці використовуються різні конструкції машин, серед яких перевага належить машинам, які мають ті ж самі недоліки, що й дверезнімна машина ПрАТ «Запоріжжкокс».
3. В результаті запропонованої модернізації можливе досягнення наступних цілей – збільшення продуктивності, терміну служби, а також збільшення міжремонтних періодів.
4. Проведено розрахунки на міцність найбільш навантажених деталей і вузлів дверезнімної машини, які вказують на її високу працездатність і надійність.
5. Для забезпечення необхідних показників роботи машини слід враховувати вимоги щодо її монтажу та експлуатації, які наведено в розділі 3, а для виконання правил безпечної роботи в цеху в цілому необхідно застосувати заходи, які наведено в розділі 4.
6. Згідно розрахованій необхідній потужності для виконання модернізації та вимогам до електроприводу маслостанції підібрано асинхронний з коротко–замкненим ротором електродвигун серії 4А160М6У3 потужністю $P=15$ кВт і частотою обертання $n=970$ хв⁻¹
7. Результати роботи можуть бути використані не тільки на комбінаті ПрАТ «Запоріжжкокс», але й на інших підприємствах чорної й кольорової металургії.

Список використаної літератури

1. Доменний кокс. *ПрАТ "Запоріжжкокс" – Запоріжжкокс – одне з найбільших коксохімічних підприємств на території України*. URL: <https://zaporozhcoke.com/produkcija-uk/domenni-y-koks/> (дата звернення: 27.02.2024).
2. Учасники проектів Вікімедіа. Коксохімічна промисловість України – Вікіпедія. *Вікіпедія*. URL: https://uk.wikipedia.org/wiki/Коксохімічна_промисловість_України (дата звернення: 27.02.2024).
3. Виробництво коксу / І. В. Шульга та ін. Харків-Тернопіль : НТУ «ХП», «Вид-во Крок», 2020. 110 с.
4. Є. М. Попов Дослідження світових тенденцій розвитку коксохімічної галузі. *Manager. Bulletin of Donetsk State University of Management*. 2020. Т. 89, № 4. С. 144–152. URL: <https://doi.org/10.35340/2308-104x.2020.89-4-17>
5. Коваль В. В., Мірошниченко Д. В., Богоявленська О. В. Оптимізація схеми підготовки вугілля до коксування : монографія. Харків : Крок, 2023. 136 с.
6. Удосконалення трактів підготовки вугільної шихти до коксування шляхом використання сучасного сортувально-змішувального обладнання / В. Й. Засельський та ін. *Science and Innovation*. 2021. Т. 17, № 3. С. 67–77. URL: <https://doi.org/10.15407/scine17.03.067> (дата звернення: 29.05.2024).
7. Свиргун В. Проблеми, що викликають при автоматизації кранів мостового типу. *Науковий журнал «Технічний сервіс агропромислового лісового та транспортного комплексів»*. 2020. № 21. С. 92–96. URL: <https://doi.org/10.37700/ts.2020.21.92-96>
8. Козуб Ю.Г., Маслійов С.В. Підйомно-транспортні машини: підруч. Старобільськ: ЛНУ імені Тараса Шевченка, 2018. 277 с.

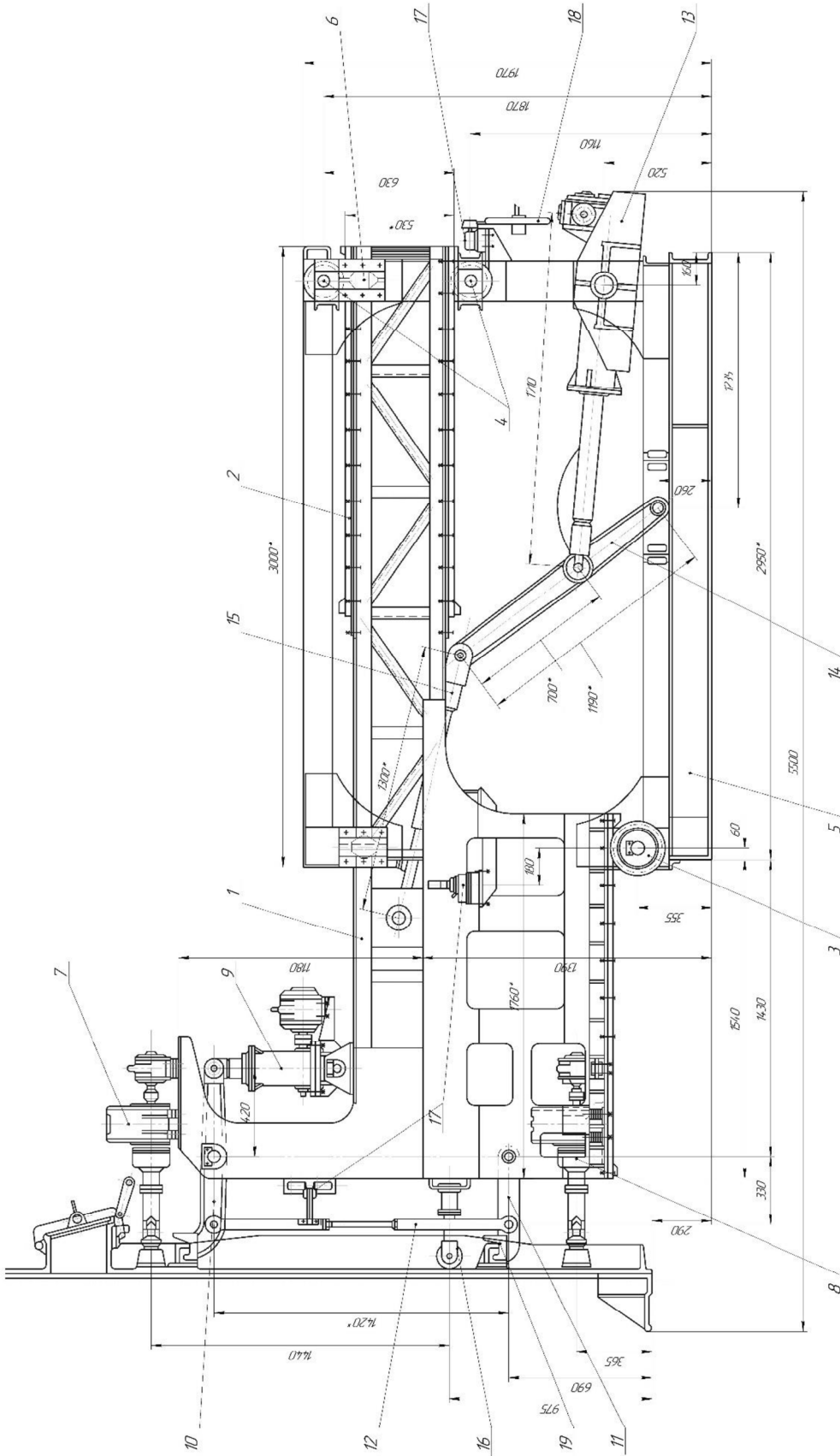
9. Жигулін О.А., Махмудов І.І., Жигуліна Н.О. Підйомно-транспортні машини: навч. посіб. Ніжин: Ніжинський агротехнічний інститут НУБіПУ, Вид. НДУ ім. Гоголя, 2020. 150 с.
10. Іванов Г.О., Бабенко Д.В., Полянський П.М. Підйомно-транспортні машини: метод. вказівки. Миколаїв: Миколаївський національний аграрний університет (МНАУ), 2020. 156 с.
11. Жук А. Я., Желябіна Н. К. Основи розрахунків приводів машин: Навчальний посібник. Запоріжжя: ЗДІА, 1996. 145 с.
12. Бондарев В.С., Дубинець О.І., Колісник М.П. та інші. Підйомно-транспортні машини. Розрахунки підйомальних і транспортувальних машин: підручник. Київ: Вища школа, 2009.
13. Рациональні приводи підйомно-транспортних, дорожніх машин та логістичних комплексів: монографія. / О.В. Григоров та ін. Х.: НТУ «ХП», 2016. — 352 с.
14. Григоров О.В. Гідравлічний привід підйомно-транспортних, будівельних та дорожніх машин: навч. посіб. Харків: НТУ "ХП", 2003. 264с.
15. Гідравліка, гідро- та пневмопривод. Навчально-методичний посібник для студентів інженерних спеціальностей ЗДІА/ Укл. В.К. Тарасов, О.В. Новокщонава. Запоріжжя: Видавництво ЗДІА, 2010. 132 с.
16. Мандрус В. І., Лещий Н. П., Звягін В. М. Машинобудівна гідравліка. Задачі та приклади розрахунків. Львів: Світ, 1995. 264 с
17. Монтаж металургійного обладнання : навч. посіб. / А. Я. Жук та ін. Київ : Вид-во «Кондор», 2017. 374 с.
18. Білоус О. І. Конспект лекцій з дисципліни "Монтаж, діагностика та ремонт обладнання". Кам'янське : ДДТУ, 2017. 113 с.
19. Ковтун Р.М. Складання металоконструкцій: підручник. Київ: Вища освіта, 2006. 560 с. ISBN: 966-8081-59-5
20. Технічне обслуговування металургійного обладнання : навч. посіб. / А. Я. Жук та ін. Київ : Вид-во «Кондор», 2017. 288 с.

21. Малишев Г.П., Хімін В.М. Триботехніка та змащування обладнання. Використання трибоніки та триботехніки при створенні металургійного обладнання: метод. Вказівки. Запоріжжя: ЗДІА, 2006. 49 с.
22. НПАОП 0.00–4.01–08 Положення про порядок забезпечення працівників спеціальним одягом, спеціальним взуттям та іншими засобами індивідуального захисту [Електронний ресурс] // Державний комітет України з промислової безпеки, охорони праці та гірничого нагляду. 2008. Режим доступу до ресурсу: http://online.budstandart.com/ru/catalog/doc-page?id_doc=28566.
23. ДСТУ EN 12097:2022. Вентиляція будівель. Повітроводи. Вимоги до складових повітроводів для полегшення обслуговування систем повітроводів. На заміну EN 12097:2006, IDT ; чинний від 2024-09-01. Вид. офіц. 2024.
24. ДСН 3.3.6.042–99 Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень
25. ДБН В.2.5–28–2006. Інженерне обладнання будинків і споруд. Природне і штучне освітлення [Електронний ресурс] // Мінбуд України. – 2006. – Режим доступу до ресурсу: [http://www.gorsvet.kiev.ua/wp-content/uploads/2016/08/ДБН-В.2.5–28–2006.pdf](http://www.gorsvet.kiev.ua/wp-content/uploads/2016/08/ДБН-В.2.5-28-2006.pdf).
26. ДСТУ 2894–94. Пристрої екранувальні для захисту від інфрачервоного випромінювання. Параметри та загальні технічні вимоги. Чинний від 1996–01–01. Вид. офіц. 1994.
27. ДСТУ 2272:2006. Пожежна безпека. Терміни та визначення основних понять. На заміну ДСТУ 2272-93 ; чинний від 2007-07-01. Вид. офіц.
28. НАПБ А.01.001–2014. Правила пожежної безпеки в Україні. На заміну НАПБ А.01.001–2004 Правила пожежної безпеки в Україні ; чинний від 2023–04–07. Вид. офіц. 2014.

29. Охорона праці на гірничо-металургійному підприємстві: навч. посібник. Ч.І: Металургійний комплекс. / В.О.Шеремет та ін. Дніпропетровськ: Січ, 2002. 375 с.
30. Ткачук К. Н. Охорона праці та промислова безпека. Навч.посіб. / К. Н. Ткачук. та ін. – К: Основа, 2009. – 360 с.
31. Геврик Е.О. Охорона праці. Навчальний посібник для студентів вищих навчальних закладів. – К.:Ельга, Ніка–центр. 2003. – 280с.
32. ДСН 3.3.6.037–99. Санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку. Чинний від 1999–12–01. Вид. офіц.
33. ДСТУ-Н Б В.1.1-32: 2013 Настанова з проектування захисту від шуму в приміщеннях засобами звукопоглинання та екранування
34. Румянцев В. Р. Методичні вказівки до виконання розділу «Охорона праці та техногенна безпека» у дипломних роботах (проектах) для студентів ЗДІА спеціальностей МЧМ, МБ та інші / В. Р. Румянцев, І. О. Ткаліч. – Запоріжжя: ЗДІА, 2012. – 16 с.

ДОДАТКИ

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание		
Справ. №	A1			<u>Документація</u>				
				ДП.021393.210 СБ	Складальне креслення			
					<u>Складальні одиниці</u>			
			1		Корпус	1		
					<u>Деталі</u>			
			2		Кришка задня	1		
			3		Кришка передня	1		
			4		Кришка задня	1		
			5		Втулка	1		
			6		Втулка	1		
			7		Поршень	1		
					<u>Стандартні вироби</u>			
			8		Болт М20 ДСТУ 7805-70	24		
			9		Гайка М10 ДСТУ 7805-70	1		
	10		Гайка М20 ДСТУ 7805-70	24				
	11		Шпилька М10х50 ДСТУ 7805-40	4				
	12		Гайка круга М56 ДСТУ 7805-70	1				
	13		Манжета 190х200х7 ДСТУ 5784-79	2				
	14		Ущільнення 100х10 ДСТУ 6207-80	3				
Підп. і дата	ДП.021393.210							
	Изм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата			
Инд. № подл.	Разрад.	Ельмендєєв Я.О.				Лит.	Лист	Листов
	Проб.	Шейко С.П.						
	Н.контр.	Васильченко Т.О.				МОН України ІННІ ім. Ю.М. Петейні ЗНУ, каф. МО, гр. 6.1330		
	Чтв.	Власов А.О.						
Гідроциліндр механізму переміщення дверезнімальної штанги								



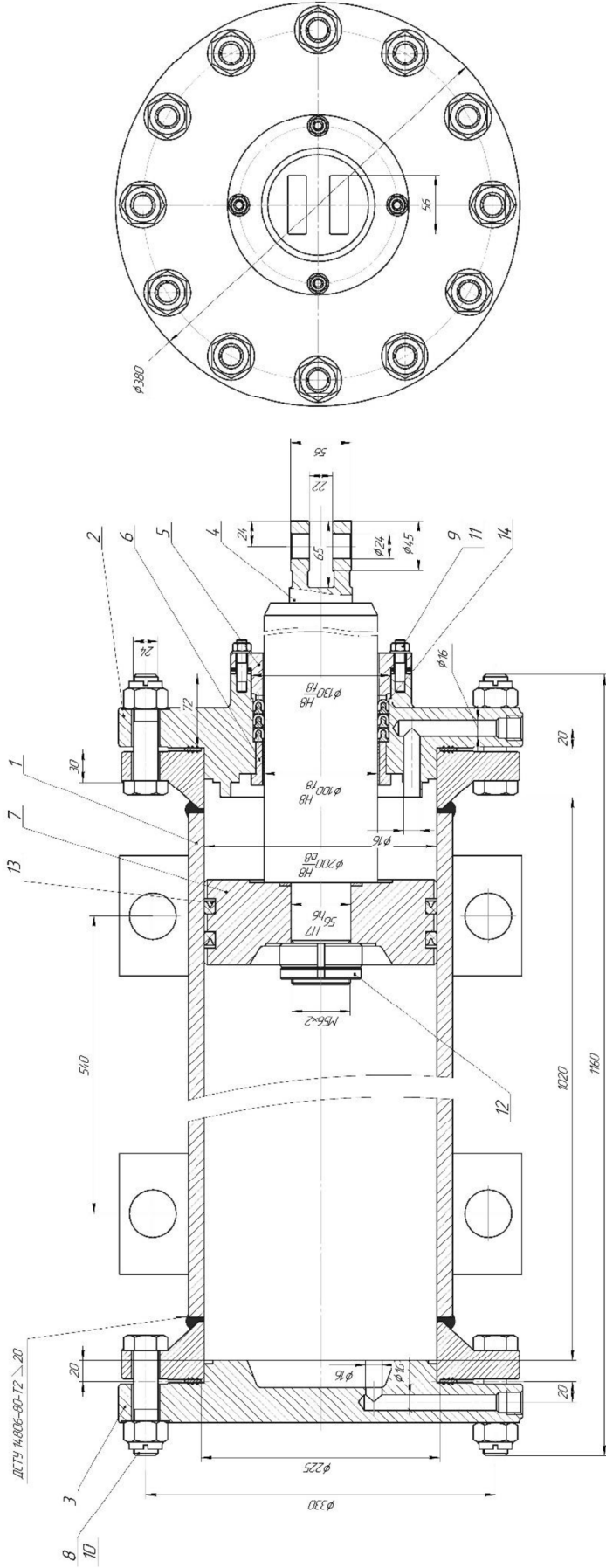
Чертеж для сборки

Лист № 1		Итого листов		Итого листов	
1	1	1	1	1	1
Деталь № 1					
Приспособление					
ДПО21393.200.1 СК					
Исполнитель: И.И. Иванов					
Проверил: С.С. Петров					
Утвердил: А.А. Сидоров					
Дата: 15.05.2020					

ДПО21393.200.1 СК

№ п/п	№ документа	Исполнитель	Дата
1	1	И.И. Иванов	15.05.2020

ДП.02.19.93.2.10 СК



Технико характеристика

- 1. Рабочий класс МПа 6,3
- 2. Максимальные рабочие давление кН 1000
- 3. Максимальный диаметр поршня мм 1000
- 4. Рабочие среды: масло шлангофид-200
- 5. Диаметр поршня мм 200
- 6. Диапазон рабочих температур °С -45...+200

ДП.02.19.93.2.10 СК		Исполнитель	И.И.И.	М.И.И.	М.И.И.
№ п/п	№ документа	И.И.И.	М.И.И.	М.И.И.	М.И.И.
1	1	И.И.И.	М.И.И.	М.И.И.	М.И.И.
2	2	И.И.И.	М.И.И.	М.И.И.	М.И.И.
3	3	И.И.И.	М.И.И.	М.И.И.	М.И.И.
4	4	И.И.И.	М.И.И.	М.И.И.	М.И.И.
5	5	И.И.И.	М.И.И.	М.И.И.	М.И.И.
6	6	И.И.И.	М.И.И.	М.И.И.	М.И.И.
7	7	И.И.И.	М.И.И.	М.И.И.	М.И.И.
8	8	И.И.И.	М.И.И.	М.И.И.	М.И.И.
9	9	И.И.И.	М.И.И.	М.И.И.	М.И.И.
10	10	И.И.И.	М.И.И.	М.И.И.	М.И.И.
11	11	И.И.И.	М.И.И.	М.И.И.	М.И.И.
12	12	И.И.И.	М.И.И.	М.И.И.	М.И.И.
13	13	И.И.И.	М.И.И.	М.И.И.	М.И.И.
14	14	И.И.И.	М.И.И.	М.И.И.	М.И.И.

