

Центральноукраїнський національний технічний університет

Механіко-технологічний факультет

Кафедра: „Матеріалознавство та ливарне виробництво”

“Допущено до захисту”

зав. кафедрою МЛВ

к.т.н., доцент

_____ Олександр Кузик

“ _____ ” _____ 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА **за першим (бакалаврським) рівнем вищої освіти**

на тему:

**“Конструювання і розрахунок автомату
формуально-пресового моделі В440М”**

Виконав здобувач вищої освіти

IV курсу, групи ПМ(ОЛ)-20

спеціальності 131 – «Прикладна механіка»

_____ Полещук Д.Ю.

“ _____ ” _____ 2024 р.

Керівник роботи

к.т.н., доцент

_____ Віктор Ломакін

“ _____ ” _____ 2024 р.

Рецензент _____

**ЦЕНТРАЛЬНОУКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ**

Факультет _____ механіко-технологічний _____
Кафедра _____ матеріалознавства та ливарного виробництва _____
Рівень вищої освіти _____ бакалавр _____
Галузь знань _____ прикладна механіка _____
Спеціальність _____ 131 – Прикладна механіка _____
Освітньо-професійна (освітньо-наукова) програма
_____ 131 – Прикладна механіка _____

ЗАТВЕРДЖУЮ:
Завідувач кафедри

“ _____ ” _____ 2024 р.

**ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ
ЗА ПЕРШИМ (БАКАЛАВРСЬКИМ) РІВНЕМ ВИЩОЇ ОСВІТИ
ЗДОБУВАЧА ВИЩОЇ ОСВІТИ**

_____ Полещук Дмитро Юрійович _____

прізвище, ім'я, по батькові

1. Тема роботи: “Конструювання і розрахунок автомату формувально-пресового моделі В440М”, затверджена наказом по університету від _____ квітня 2024 р., № _____
2. Керівник роботи: Ломакін Віктор Миколайович, к.т.н., доцент
3. Строк подання роботи до захисту: 26.06.2024 р.
4. Мета кваліфікаційної роботи: конструювання і розрахунок автомату формувально-пресового моделі В440М
Завдання роботи: розрахунки важільного механізму, об'єму ресивера, шибєрного дозатора, клинопасової передачі, привода автомата
Креслення: автомат формувально-пресовий, головка пресо́ва диференціальна

5. Консультанти по роботі із зазначенням розділів роботи

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв
Огляд існуючих конструкцій формувальних машин	Ломакін В. М.		
Будова та принцип роботи формувального автомата	Ломакін В. М.		
Аналіз і розрахунок робочого процесу автомата	Ломакін В. М.		
Розрахунок основних механізмів	Ломакін В. М.		

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1.	Огляд існуючих конструкцій формувальних машин		
2.	Будова та принцип роботи формувального автомата		
3.	Аналіз і розрахунок робочого процесу автомата		
4.	Розрахунок основних механізмів		
6.	Оформлення рецензії		
7.	Захист кваліфікаційної роботи		

Дата видачі завдання:

“ ” 2024 р.

Підпис керівника

_____ Ломакін В. М.
(прізвище та ініціали)

Підпис здобувача

_____ Полещук Д. Ю.
(прізвище та ініціали)

Анотація

стор. 46, рис. 9, табл. 3, бібліографічних назв 6

Пресово-важільний автомат, опока, ущільнення, формувальна суміш, вал, вісь

В бакалаврській роботі на тему “Конструювання і розрахунок автомату формувально-пресового моделі В440М” розраховано основні технологічні параметри робочого процесу машини, виконаний розрахунок колінно-важільного механізму, елементів конструкції автомата-дозатора, ресивера.

Abstract

Page 46, Fig. 9, tab. 3, bibliographic titles 6

Press-lever machine, flask, seal, molding sand, shaft, axis

In the bachelor's work on the topic "Design and calculation of the automatic forming-press model B440M" the main technological parameters of the working process of the machine were calculated, the calculation of the knee-lever mechanism, the design elements of the automatic dispenser, receiver.

Вступ.....	7
1. Огляд існуючих конструкцій формувальних машин.....	9
1.1. Порівняльна характеристика машин	9
1.2. Мета бакалаврської роботи.....	12
1.3. Завдання бакалаврської роботи	12
2. Будова та принцип роботи формувального автомата	13
3. Аналіз і розрахунок робочого процесу автомата.....	16
3.1. Робочий процес	16
3.2. Аналіз індикаторної діаграми.....	22
3.3. Розрахунок основних механізмів	23
3.3.1. Розрахунок коефіцієнта підсилення важільного механізму	23
3.3.2. Розрахунок важільного механізму	25
3.3.3. Розрахунок об'єму ресивера.....	28
3.3.4. Розрахунок шибєрного дозатора.....	29
3.3.5. Розрахунок клинопасової передачі.....	31
3.3.6. Розрахунок привода.....	35
3.4. Розрахунок вузлів і деталей автомата на міцність	36
3.4.1. Розрахунок валу на міцність	36
3.4.2. Розрахунок нижньої основи преса	39
3.4.3. Розрахунок на міцність осей шарнірів колінно- важільного механізму	40
3.4.4. Розрахунок на міцність механізму пресування	42
Висновки	45
Література	46
Додатки.....	47

Вступ

Ливарне виробництво один із найстаріших видів обробки металів. За минулий період свого розвитку ливарна справа весь час переростала в ливарне виробництво. Основними споживачами відливок являється машинобудування, металургія і будівництво. За останні роки виготовляється більше 25 мільйонів тон литва за рік, з них 6 млн. тон заводами України.

Для споживання сучасною промисловістю виливки виготовляються із сірого, ковкого, високоміцного і легованого чавуну, із вуглецевої і легової сталі, із алюмінієвих, магнієвих, цинкових і ін. сплавів.

Основним ливарним матеріалом є чавун – близько 70% відливок. В теперішній час збільшилася доля ковкого і високоміцного, які мають високі механічні властивості.

Кінцевою операцією, яка визначає структуру і механічні властивості відливок часто є термічна обробка. Для чавунних відливок використовують відпуск для зняття напруги, зниження твердості, ліквідації, відбілу, графітизуючий відпал білого чавуну при виробництві ковкого чавуну. Нормалізацію і закалювання для підвищення твердості.

Ливарне виробництво являється однією із основних галузей сучасного машинобудування, майже всі машини і приладі мають литі деталі:

- станини металорізальних верстатів і прокатних верстатів;
- деталі автомобілів і літаків, тракторів, локомотивів;
- розрахунково-різальних верстатів і пристроїв;
- лопасті гігантських гідротурбін.

Немає такої галузі машинобудування, приладобудування, будівництва, де не застосовуються відливки. Тобто ливарне виробництво є основною заготівельною базою машинобудування.

Незважаючи на основні значні переваги ливарне виробництво розвивається набагато повільніше від інших галузей народного господарства. Доменні цехи, прокатні цехи – це, власне, цехи-автомати. У металообробці теж широко застосовують автоматичні верстати і автоматичні лінії.

У ливарних цехах ще залишається багато ручної праці. Це пояснюється як об'єктивними, так і суб'єктивними причинами. Об'єктивні причини – складність і широта ливарного виробництва. Щоб зробити відливку, треба виконати близько 30 різних груп операцій, фізично і технічно абсолютно не схожих одна на одну: подрібнення і плавлення, вибивання і виготовлення форм. Окрім того, одну таку «операцію» можна «виготовити» і виконати багатьма способами, насипанням. Пресуванням, порушуванням, за допомогою піскомета та піскоструйних агрегатів.

Сучасне ливарне виробництво – це комплекс взаємозв'язаних і взаємоузгоджених машин, автоматів і автоматичних ліній.

1. Огляд існуючих конструкцій формувальних машин

1.1. Порівняльна характеристика машин

В крупносерійному виробництві важливо, щоб метод ущільнення формувальної суміші був би швидким. У випадку виготовлення форм малих і середніх розмірів невеликої висоти це може бути досягнуто пресуванням, вібропресуванням. Ці методи забезпечують високу якість ущільнення форм.

Пресові формувальні машини поділяються на групи по наступним ознакам [1]:

а) по способу прикладання пресуючої дії – на механізми з верхнім та нижнім пресуванням;

б) по величині пресуючої дії – на механізми з низьким, середнім, високим і максимально високим питомим тиском пресування;

в) по конструктивному використанню – на поршневі, діафрагменні, багатоплунжерні, катково-ричажні та мундштучні;

г) по роду привода – на пневматичні, гідравлічні, пневмоциліндрові і електромагнітні.

Автомат формувального пресу В 440М (див. кресл. БР – 131.24.02.01.01.00.00 В3) є основним агрегатом автоматичної ливарної лінії ІЛ225 і призначений для виготовлення земельних напівформ в спеціальних опоках з розмірами в світлі 900 x 600мм і висотою 125-250мм методом диференціального верхнього пресування під високим питомим тиском [1, 2]. Цей автомат складається з наступних основних частин: рами, циліндра головного, механізму важільного, механізму підйому рами, механізму опускання рами синхронізатора, плити, яка рухається, головки пресової, наповнювальної рамки, бункера, дозатора, привода дозатора, живильника, вібратора, привода каретки, блоку обдува і розбризкування, ділянки обслуговування. Максимальне зусилля пресування 235 тс, питомий тиск пресування до 40 кГс/см², продуктивність (циклова) – 240 напівформ за годину, тип пресування – верхнє, диференціальне, режим роботи автоматичний, витрати формувальної суміші: найменші – 16,2 м³/год, найбільші – 32,4 м³/год.

Автомат має важільний механізм, який дає змогу отримати високий тиск пресування. За рахунок цього відливки у формах будуть мати більш точні розміри і чистоту поверхні. Але важільний механізм ускладнює конструкцію, сприяє втраті потужності. Верхнє пресування пресовою плитою дає нерівномірне ущільнення: найбільше ущільнення суміші біля пресової плити, найменше – у площині роз'єма форми.

Пресовий формувальний автомат з багатоплунжерною головкою В725 не забезпечує рівномірної густини формувальної суміші, тому при формуванні форм висотою понад 150 мм застосовують багатоплунжерні головки [2]. Формувальний автомат складається із преса, пристроїв для встановлення, заповнення опоки та знімання опоки. Автомат призначений для виготовлення напівформ в опоках 900x900x600мм. Тиск пресування – 2,5 МПа. На нижній плиті преса закріплено колони, з'єднані вгорі траверсою. На траверсу встановлено циліндр. Шток з'єднаний з важільним механізмом. Нижні кінці важелів з'єднані з корпусом пасивної плунжерної головки. На траверсі змонтовано циліндр підняття насипної рамки з напрямними планками циліндра пневмопругин. Підмодельну плиту закріплено на пересувному столі, який рухається за допомогою пневмоциліндра. Після закінчення пресування головка піднімається вгору, стиснене повітря подається в порожнину циліндра і насипна рамка спочатку повільно, а потім швидко рухається вгору, знімаючи напрямними планками напівформу з підмодельної плити. Чергова опока проштовхує готову напівформу і стає на її місце. Насипна рамка і опока завжди рухається в горизонтальному положенні, що дає змогу уникнути підривання форми при зніманні форми з моделі.

Консольний піскомет 24314 застосовують для виготовлення форм в опоках, розміщених в радіусі дії головки, тобто на відстані до 2600 мм [2]. Піскомет встановлюють на бетонному фундаменті розміром 1500x1500 мм. Постійне навантаження на фундамент – 59900 Н. Перекидний молот – 70 кН. У цьому піскометі ручне керування головкою піскомета здійснюється тільки при набиванні по контуру моделі (над моделлю набивка відбувається автоматично). Піскомет складається з станини, на якій з можливістю повороту від гідроприлада

розміщено пантограф і стрічковий конвеєр великого рукава, що має завантажувальну воронку і електропривод. Для регулювання густини набивання частина формувальної суміші через розвантажувальний пристрій подається в опоку, оминаючи головку. Оскільки піскомет працює в автоматичному режимі, крісло оператора розміщене поруч. Піскомет додатково має механізм орієнтування опок. Недоліком стаціонарних піскометів є обмежена площа, яку вони обслуговують. Радіус дії головки: найбільший – 4400 мм, найменший – 1500 мм, габаритні розміри піскомета 6050x2550x3510 мм, маса піскомета – 5800 кг.

Напівавтоматична потрусна з допресовкою формувальна машина 22111 призначена для виготовлення верхніх напівформ [2]. Машина складається з механізму струшування та пресування, траверси, стояка і пульта керування. Механізм струшування складається зі станини, що є пресовим циліндром пресового поршня. З боків станини закріплено гідроциліндри, на штоках яких встановлено траверси, які несуть штифти. Стиснене повітря від мережі через отвір надходить до циліндра, стіл піднімається вгору, отвір закривається. При подальшому підніманні стола, відкривається отвір, через який повітря з циліндра витікає в атмосферу. Тиск у циліндрі зменшується, стіл опускається, бойок під дією пружини піднімається вгору. Стіл вдаряється об бойок. Енергія удару перетворюється на роботу сил деформації, за рахунок чого поступово ущільнюється формувальна суміш. Розмір опоки машини 500x400x200 мм, вантажопідйомність – 200 кг, зусилля пресування – 40 кг, тиск пресування – 0,2 МПа, найбільша продуктивність 145 напівформ за годину.

Висновки:

Розглянуті конструкції обладнання для ущільнення формувальної суміші мають кілька конструктивних недоліків, а саме:

- значні габаритні розміри;
- висока металоємність;
- використання гідравлічної апаратури, яка працює під тиском;
- надмірні витрати електроенергії.

Для умов виробництва в цеху доцільно використовувати формувально-пресовий автомат В400, продуктивністю 240 напівформ за годину, розміром форми 900х600х100...250 мм.

1.2. Мета бакалаврської роботи

Метою бакалаврської роботи є конструювання і розрахунок основних технологічних параметрів колінно-важільного автомату продуктивністю 240 напівформ за годину. Розміром форми 900х600х100...250 мм.

1.3. Завдання бакалаврської роботи

1. Виконати розрахунки колінно-важільного механізму.
2. Провести розрахунок елементів конструкції автомата-дозатора, ресивера.
3. Виконати розрахунки на міцність деталей і вузлів механізму.

2. Будова та принцип роботи формувального автомата

Автомат формувально-пресовий моделі В440М складається із наступних основних частин: рами, циліндра головного, механізму важільного, механізму підйому рамки, механізму опускання рамки, синхронізатора, плити рухомої, головки пресової, наповнювальної рамки, бункера, дозатора, привода дозатора, живильника, вібратора, привода каретки, блока обдуву і розбризкування, ділянки обслуговування.

Рама автомата представляє собою дві плити, які зв'язані чотирма квадратними колонами. Між колонами по направляючим рухається плита.

На верхній плиті рами встановлено циліндр головний, шток якого зв'язаний з траверсою важільного механізму. Між рухомою і нижньою плитою рами на прямих рейкових колонах, які мають направляючі у верхній плиті рами, закріплена наповнювальна рамка. Наповнювальна рамка рухається угору за допомогою механізму підйому рамки і вниз за допомогою механізму опускання рамки. Одночасність руху чотирьох рейкових колон забезпечується двома синхронізаторами. На нижній плиті рами встановлена каретка, яка представляє собою вібратор, на якому кріпиться модельний комплект. За допомогою електронагрівачів, вмонтованих у верхній частині вібратора, здійснюється підігрів модельного комплекту.

До рами кріпиться привід каретки, який складається з циліндра виштовхування каретки і механізму підводу рукавів і кабелів.

Циліндр виштовхує кератку з модельним комплектом по направляючим за межі автомата, а потім повертає її назад.

Автомат має механізм засипки, який складається з бункера з щелепним затвором, дозатора суміші, привода дозатора і живильника. Щелепний затвор бункера і затвор дозатора приводяться в рух гідроциліндрами.

Дозатор представляє собою короб змінного об'єму з подом (що відкривається), який закріплений на двох важелях і має можливість рухатися у вертикальній площині.

Зміна об'єму досягається вертикальним переміщенням дозатора за допомогою привода дозатора, керування яким винесено на пульт автомата.

Ділянка обслуговування складається з окремих секцій, огорожень, сходин і призначена для спостереження за роботою і обслуговування механізмів верхньої частини автомата, і одночасно вона служить опорою під механізм засипки.

Механізм важільний представляє собою оригінальний механізм типу подвійного важеля Ейлера рухомі ланцюги якого пов'язані з ведучим ланцюгом-кривошипом.

Рух штока головного циліндра передається через важільний механізм на рухому плиту зі змінним по ходу передаточним відношенням, який забезпечує постійне зростання зусилля пресування у відповідності зі збільшенням опору формувальної суміші. Наприкінці робочого ходу передаточне відношення досягає значення 1:10. Таким чином, зусилля головного циліндра 23,5 тс, що передається через важільний механізм (важільний підсилювач) і досягає 235 тс.

Особливістю системи важільного підсилювача є те, що на останніх 24 мм ходу пересування за рахунок повороту кривошипа зберігається практично постійне передаточне відношення. Це дозволяє при пресуванні зберегти постійну ступінь ущільнення формувальної суміші, незалежно від зміни вологості і об'єму формування.

Важелем підсилювальний механізм може не тільки добре узгоджувати характеристику наростання зусиль пресування з реактивними силами опору ущільнення суміші, але і дозволяє, що важливо, відмовитися від звичайних направляючих для рухомої плити. Важільний підсилювальний механізм сприймає всі ексцентричні навантаження на рухому плиту, повністю розвантажує направляючі, які у цьому випадку утримують плиту від переміщення тільки в горизонтальній площині.

Живильник служить для рівномірного розподіляння суміші по всьому об'єму опоки. Конструктивно він виконаний у вигляді барабану з 54-ма lopастями. Повертаючи lopасть, можна вибрати оптимальний кут зустрічі зі сумішшю. Для покращення завантаження суміші по периферійним частинам опоки служать чотири пружинні пластини, що регулюються гвинтами. Привід

барабана – електричний через шків і клинопасову передачу. Установка барабана здійснюється за допомогою пневмоциліндра і монтажних планок.

Головка пресова диференціальна призначена для рівномірного розподілення зусилля по всій ділянці опоки (див. кресл. БР – 131.24.02.01.02.00.00 КС). Вона складається з корпусу і 35 вмонтованих гідроциліндрів. На кінці кожного штока кріпиться колодка. На одній чи двох колодках у потрібному місці може встановлюватися модель ливникової чаші. На початку пресування колодки автоматично виставляються у відповідності із реактивними силами опору суміші. Загальне пресування здійснюється колодками, які зайняли відповідну площину, що добре вирівнює тиск по всій поверхні опоки і забезпечує перетіканню суміші. Спресована таким чином форма має рівномірну твердість по всій поверхні.

При добрій відладці автомата виготовлена на ньому напівформа повинна мати рівномірну (5-6 од.) твердість по площині роз'єму в межах 80-95 одиниць по кульковому твердоміру моделі 071. По куткам опоки можливі точки з пониженою твердістю (на величину до 10 од.), що не впливає на якість відливка.

Відбитки моделей і ливникової системи отримуються чіткими без підривів і деформацій. Тріщини сильно ущільненої форми (≥ 92 од.) можливі при недостатній жорсткості модельного комплекту.

Величина напуска зі сторони, протилежної ладу опоки, регулюється налаштуванням автомата і повинна бути в межах 2...20 мм до його зрізання.

Твердість форми на вертикальних стінках може відрізнятися від твердості по ладу в залежності від фізико-механічних властивостей формувальної суміші чи її прогинання по відношенню до площини ладу опоки свідчить про недостатню відладку автомата.

3. Аналіз і розрахунок робочого процесу автомата

3.1. Робочий процес

Основним показником економічної роботи пресового механізму є відношення роботи стисненого повітря, яке витрачається на чисте пресування, до роботи сил тертя, які виникають в процесі пресування. Визначити це відношення зручно шляхом побудови індикаторної діаграми.

Індикаторна діаграма пресового механізму будується в координатах P-S, де S – висотні параметри механізму.

Максимальне зусилля головного циліндра 23,5 тс, що передається через важільний механізм формуваального автомата досягає 235 тс, відповідно, тиск пресування автомата складає 235 кгс/см^2 (235000 Па).

Точка 1 діаграми відповідає початку підйому поршня. Тиск повітря на поршень повинен бути достатнім щоб подолати силу тяжіння частин машини, які піднімаються, з корисним навантаженням Q і силу тертя поршня об стінки циліндра R [3]:

$$P_1 = \left(1 + \frac{Q + R}{F}\right) \cdot 10^5; \quad (3.1)$$

де F – площа пресового поршня, м^2

$$F = \frac{\rho \cdot F_0 + Q + R}{\rho_0}; \quad (3.2)$$

де ρ – тиск пресування Па;

ρ_0 – тиск повітря в мережі $\rho_0 = 0,6 \text{ МПа}$;

F_0 – площа опоки в плані, м^2

$$0,6 \cdot 0,9 = 0,54 \text{ м}^2$$

Вага піднімаємих частин з навантаженням в машинах з верхнім пресуванням і розташуванням пресового механізму становить $(0,13 \div 0,22) F_0$. Силу тертя при розрахунках приймають $R = 0,15 \div 0,25 \cdot Q$.

Відповідно:

$$Q = (0,13 \div 0,22) \cdot 5400 = 1188 \text{ кгс} = 11880 \text{ Па};$$

$$R = 0,25 \cdot 1188 = 297 \text{ кгс} = 2970 \text{ Па};$$

$$Q + R = 11880 + 2970 = 14850 \text{ Па};$$

$$F = \frac{235000 + 0,54 + 14850}{6 \cdot 10^5} = 0,24 \text{ м}^2;$$

$$P_1 = \left(1 + \frac{0,1485}{0,24} \right) \cdot 10^5 = 1,6 \cdot 10^5 \text{ Па}$$

Ордината точки 1 діаграми [3]:

$$S_1 = \frac{V_0}{F} = S_0; \quad (3.3)$$

де V_0 – об'єм шкідливого простору, м^3 ;

S_0 – приведена висота шкідливого простору;

$$S_0 = 4 \text{ см} = 0,04 \text{ м}$$

$$S_1 = 0,04 \text{ м} = 4 \text{ см}.$$

Точка 2 діаграми відповідає такій висоті підйому поршня, при якій вибирається зазор Z між наповнювальною рамкою і пресовою колодкою ($Z=2$). Тиск повітря залишається незмінним:

$$P_2 = P_1 = 1,6 \cdot 10^5 \text{ Па}$$

При цьому:

$$S_2 = S_0 + Z = 4 + 2 = 6 \text{ см}$$

Точка 2а діаграми відповідає початку входження пресової колодки в об'єм наповнювальної рамки. Тиск під пресовим поршнем зростає зі зростанням опору форми ущільненню, і наростає стрибками [3]:

$$P_{2a} = P_2 + \left(\frac{\delta_0 - 1}{c} \right)^4 \cdot \frac{F_0}{F} \cdot 10^5; \quad (3.4)$$

де δ_0 – початкова густина суміші, $\delta_0 = 1,13 \text{ г/см}^3$;

c – коефіцієнт ущільнення суміші, $c = 0,4 \div 0,6$;

$$P_{2a} = 1,6 \cdot 10^5 + \left(\frac{1,13 - 1}{0,5} \right)^4 \cdot \frac{0,54}{0,24} \cdot 10^5 = 1,61 \cdot 10^5 \text{ Па};$$

Ордината точки 2а:

$$S_{2a} = S_2 = 6 \text{ см.}$$

Точка 3 діаграми відповідає закінченню процесу пресування, тобто тому моменту, коли пресова колодка, перемістившись на всю висоту наповнювальної рамки, запресувала весь об'єм суміші, що знаходиться в ній, в опоку. В цей період густина формувальної суміші в опоці досягає заданої а тиск становить [3]:

$$P_3 = P_2 + \left(\frac{\delta - 1}{c} \right)^4 \cdot \frac{F_0}{F} \cdot 10^5; \quad (3.5)$$

де δ – задана густина суміші, $\delta = 1,6 \text{ г/см}^3$;

$$P_3 = 1,6 \cdot 10^5 + \left(\frac{1,6 - 1}{0,5} \right)^4 \cdot \frac{0,54}{0,24} \cdot 10^5 = 6,3 \cdot 10^5 \text{ Па}$$

Ордината точки 3:

$$S_3 = S_0 + Z + h \text{ см};$$

де h – висота наповнювальної рамки, см;

$$h = \left(H - \frac{V_m}{F_0} \right) \cdot \left(\frac{\delta}{\delta_0} - 1 \right);$$

де H – висота опоки, см; $H=0,20$ м.

$$V_M = 0,25 \cdot F_0 \cdot H = 0,25 \cdot 5400 \cdot 20 = 27000 \text{ см}^3 = 0,027 \text{ м}^3$$

$$h = \left(0,2 - \frac{0,027}{0,54} \right) \cdot \left(\frac{1,6}{1,13} - 1 \right) = 0,066 \text{ м} = 6,6 \text{ см};$$

Відповідно:

$$S_3 = 4 + 2 + 6,6 = 12,6 \text{ см}$$

Визначаємо густину суміші (г/см³) в проміжних точках n_1 і n_2 :

$$\delta_{n1} = \delta_0 \cdot \left(\frac{h_{n1}}{H - (V_m/F_0)} + 1 \right); \quad (3.6)$$

$$\delta_{n2} = \delta_0 \cdot \left(\frac{h_{n2}}{H - (V_m/F_0)} + 1 \right); \quad (3.7)$$

де h_{n1} , h_{n2} – проміжні положення пресової колодки; задаються $h_{n1} = 1,5$ см,
 $h_{n2} = 3,5$ см.

$$\delta_{n1} = 1,2 \cdot \left(\frac{1,5}{20 - (27000/5400)} + 1 \right) = 1,32 \text{ г/см}^3$$

$$\delta_{n2} = 1,2 \cdot \left(\frac{3,5}{20 - (27000/5400)} + 1 \right) = 1,45 \text{ г/см}^3$$

Знаходимо питомі тиски пресування:

$$P_{n1} = \left(\frac{\delta_{n1} - 1}{c} + 1 \right)^4 \cdot 10^5; \quad (3.8)$$

$$P_{n2} = \left(\frac{\delta_{n2} - 1}{c} + 1 \right)^4 \cdot 10^5; \quad (3.9)$$

$$P_{n2} = \left(\frac{1,32 - 1}{0,5} + 1 \right)^4 \cdot 10^5 = 0,17 \cdot 10^5 \text{ Па}$$

$$P_{n2} = \left(\frac{1,45 - 1}{0,5} + 1 \right)^4 \cdot 10^5 = 0,66 \cdot 10^5 \text{ Па}$$

Тиск повітря у пресовому циліндрі:

$$P_{Yn1} = P_2 + \left(\frac{\delta_{n1} - 1}{c} \right)^4 \cdot \frac{F_0}{F} \cdot 10^5;$$

$$P_{Yn2} = P_2 + \left(\frac{\delta_{n2} - 1}{c} \right)^4 \cdot \frac{F_0}{F} \cdot 10^5;$$

$$P_{Yn1} = 1,6 \cdot 10^5 + \left(\frac{1,32 - 1}{0,5} \right)^4 \cdot \frac{0,54}{0,24} \cdot 10^5 = 1,98 \cdot 10^5 \text{ Па}$$

$$P_{Yn2} = 1,6 \cdot 10^5 + \left(\frac{1,45 - 1}{0,5} \right)^4 \cdot \frac{0,54}{0,24} \cdot 10^5 = 3,1 \cdot 10^5 \text{ Па}$$

Ординати точок n_1 і n_2 відповідно дорівнюють:

$$S_{n1} = S_0 + Z + h_{n1}; \quad (3.10)$$

$$S_{n2} = S_0 + Z + h_{n2}; \quad (3.11)$$

$$S_{n1} = 4 + 2 + 1,5 = 7,5 \text{ см}$$

$$S_{n2} = 4 + 2 + 3,5 = 9,5 \text{ см.}$$

Точка 4 діаграми відповідає моменту, коли на ділянці 3-4 діаграми тиск повітря в циліндрі різко знижується внаслідок відкриття вихлопного клапана. Пресовий поршень починає опускатися. Рушійною силою при цьому буде сила тяжіння рухомих частин машини і корисного навантаження [3]. При цьому:

$$P_4 = \left(1 + \frac{Q + R}{F} \right) \cdot 10^5; \quad (3.12)$$

$$P_4 = \left(1 + \frac{0,08910}{0,24} \right) \cdot 10^5 = 1,37 \cdot 10^5 \text{ Па}$$

$$S_4 = S_3 = 12,6 \text{ см}$$

Точка 5 діаграми відповідає закінченню опускання поршня в початкове положення [3]:

$$P_5 = P_4 = 1,37 \cdot 10^5 \text{ Па}$$

$$S_5 = S_1 = 4 \text{ см.}$$

На ділянці 5-1 циліндр наповнюється повітрям.

Індикаторні витрати вільного повітря на одне пресування, м^3 [3]:

$$V = (F \cdot S + V_0) \cdot (P_0 + 1) - V_0; \quad (3.13)$$

де S – хід пресового поршня, м;

V_0 – об'єм шкідливого простору, м^3 ;

Із відношення (3.3):

$$V_0 = 0,01776 \text{ м}^3$$

$$V = (0,24 \cdot 0,07 + 0,01776) \cdot (6 + 1) - 0,01776 = 0,22 \text{ м}^3$$

Індикаторна діаграма процесу пресування показана на рис. 3.1.

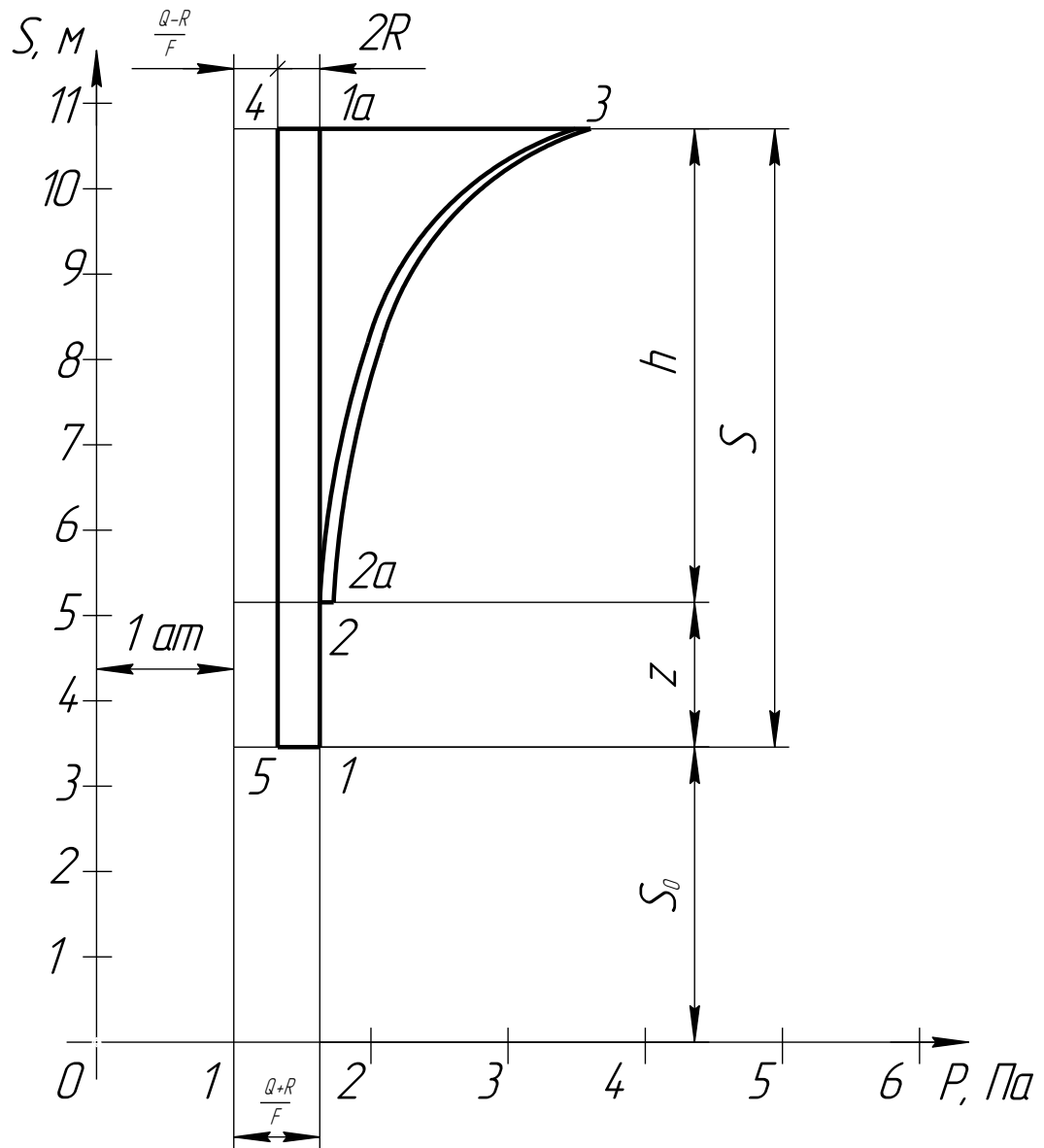


Рис. 3.1 – Індикаторна діаграма пресового механізму.

3.2. Аналіз індикаторної діаграми

Вся площа індикаторної діаграми дорівнює роботі стисненого повітря віднесеної до 1 cm^2 площі поршня. Ця робота використовується на пресування і подолання тертя при ході поршня вниз і вгору. Робота пресування виражається на діаграмі площею $F_{\text{прав}} (2 - 2a - 3 - 3a - 2)$. Робота сил тертя на діаграмі виражається площею $F_{\text{прав}} (1 - 3a - 4 - 5 - 1)$.

Індикаторні витрати вільного повітря на одне пресування знайдемо, якщо віднімемо від кількості повітря в циліндрі (точка “в” діаграми) кількість повітря

в шкідливому просторі після вихлопу (точка 5 діаграми). При цьому не враховуємо різницю температур повітря в циліндрі і атмосферного повітря, а також температуру повітря в шкідливому просторі. Крім того, оскільки тиск повітря в точці 3 дорівнює тиску повітря в системі, отримаємо витрату вільного повітря на одне пресування [3]:

$$V_{in\partial} = F_s (1 - \varepsilon) \cdot (P_0 + 1) \cdot 10^{-6}; \quad (3.14)$$

де $\varepsilon = S_0/S$ – коефіцієнт об'єму;

P_0 – тиск повітря в системі

$$V_{in\partial} = 0,57 \cdot 0,12 \left(1 + \frac{0,12}{0,03} \right) \cdot (5 + 1) \cdot 10^{-6} = 2,1 \cdot 10^{-6} \text{ атм.}$$

3.3. Розрахунок основних параметрів механізмів

3.3.1. Розрахунок коефіцієнта підсилення важільного механізму

Основним параметром важільного механізму є коефіцієнт підсилення, який розраховується за формулою [3]:

$$\eta = \frac{P_{np}}{P_{nn}}; \quad (3.15)$$

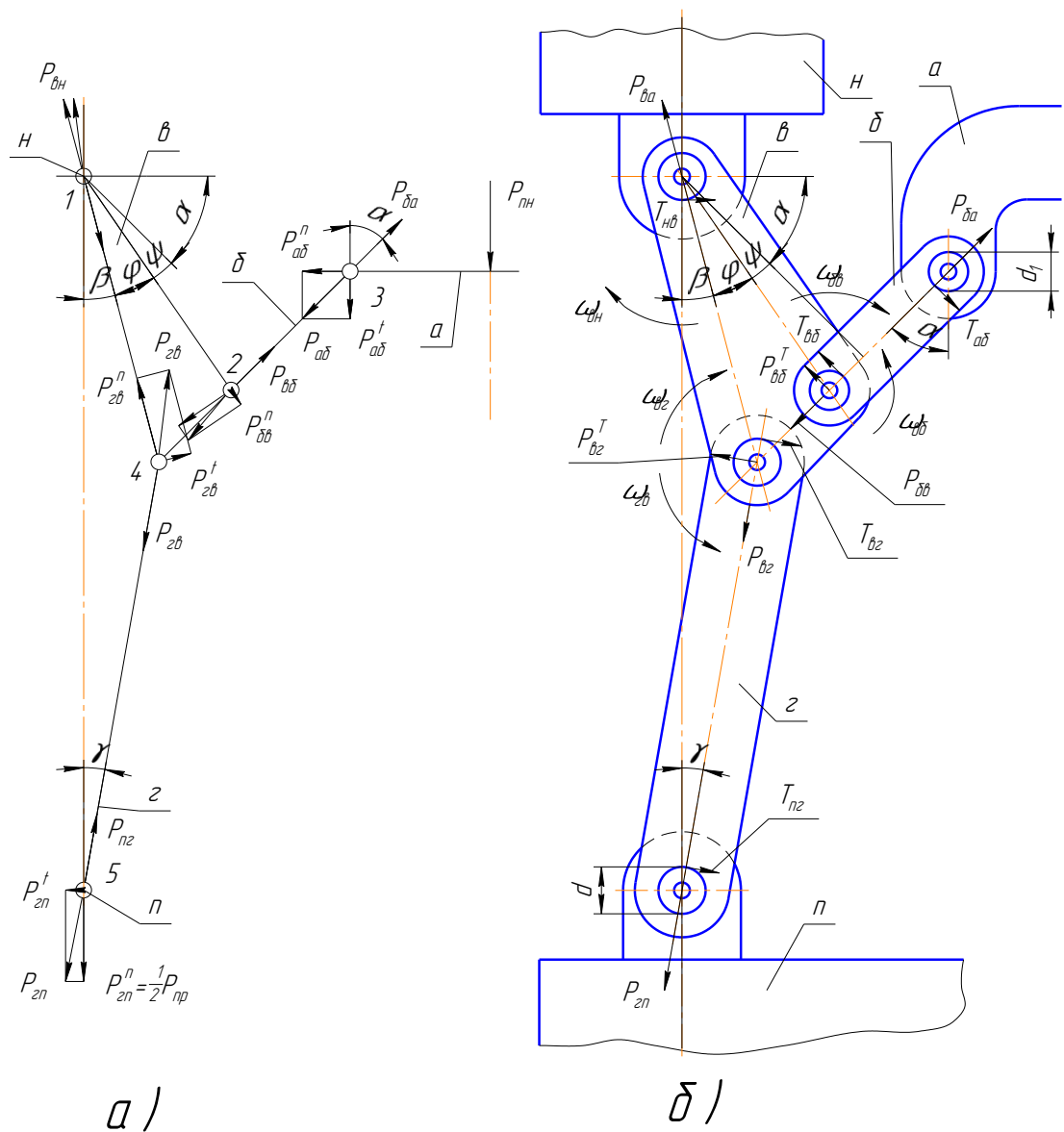
де P_{np} – сила пресування, Н;

P_{nn} – сила дії силового пневмоциліндра, Н.

Для колінно-важільного механізму (див. рис. 3.2) формула для розрахунку коефіцієнта підсилення має вигляд:

$$\eta = \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\sin(\beta + \gamma) - \frac{l_{2,4}}{l_{2,3}} \cdot \sin(\alpha + \beta + \gamma)} \cdot \frac{\cos \gamma}{\cos \alpha}; \quad (3.16)$$

$l_{2,3}$ – довжина ланки 2.3.



б) з урахуванням сил тертя.

Приймаємо, що кут α змінюється від 45° до 90° , кут β – від 15° до 0° , кут γ – від 30° до 0° .

Результати розрахунку наведено в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 – Значення коефіцієнта підсилення від зміни кутів α, β, γ

№	Значення η	Зміна кутів, град		
		α	β	γ
1	1,99	45	30	15
2	2,25	48	28	14
3	2,59	51	26	13
4	3,01	54	24	12
5	3,55	57	22	11
6	4,28	60	20	10
7	5,28	63	18	9
8	6,70	66	16	8
9	7,83	69	14	7
10	8,23	72	12	6
11	9,13	75	10	5
12	10,83	78	8	4
13	24,53	81	6	3
14	30,79	84	4	2
15	1041,30	87	2	1
16	∞	90	0	0

3.3.2. Розрахунок важільного механізму

Важільний механізм створює плавне нарощування зусилля, яке прес розвиває на протязі всього ходу, відповідно до зростання сил опору суміші. Це є перевагою важільного механізму і дозволяє з успіхом використовувати його в ливарному машинобудуванні, в конструкціях пресових машин.

При проектуванні важільного пресового механізму необхідно по заданій величині зусилля пресування P_{np} визначити необхідне зусилля силового пневмоциліндра P_{nn} , величину $\eta \cdot \frac{P_{np}}{P_{nn}}$ називають коефіцієнтом зусилля

важільного механізму. Цю величину можна вивести, якщо використати принцип можливих переміщень.

Згідно цього принципу, робота діючих сил, прикладених до ведучого ланцюга, на можливому переміщенні δ_{x3} дорівнює роботі сил опору, прикладених до ведучого ланцюга δ_{x5} :

$$P_{nn} \cdot \delta_{x3} = P_{np} \cdot \delta_{x5}; \quad (3.17)$$

де P_{np} – зусилля пневмоциліндра;

P_{nn} – зусилля, яке розвивається пресовою плитою.

З формули (3.15) визначаємо:

$$\eta_0 = \frac{P_{nn}}{P_{np}} = \frac{\delta_{x3}}{\delta_{x5}}; \quad (3.18)$$

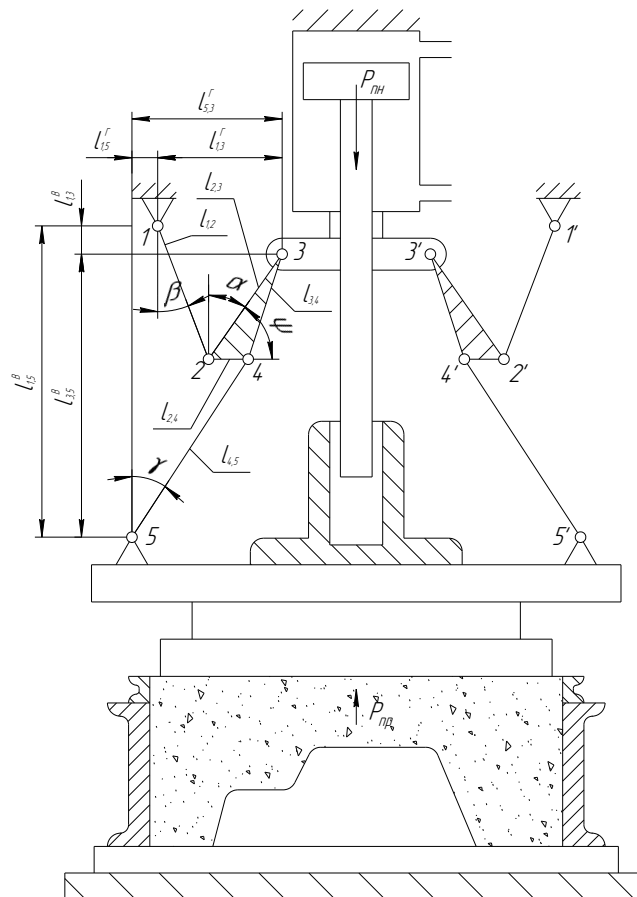


Рис. 3.3 – Розрахункова схема колінно-важільного механізму з ексцентриком, зв'язаним з ланкою 2-3

Проектуючи ланцюги 1-2-3 1-2-4-5 на напрямлення поздовжньої вертикальної вісі машини (рис. 3.2) будемо індексами «В» і «Г» зверху позначати

проекції довжини важеля l_i на вертикальні $l_{i,j}^B$ і, відповідно, горизонтальне $l_{i,j}^r$ напрямлення, де i, j – номери шарнірів, які зв'язані важелем $l_{i,j}$, отримаємо:

$$l_{1,3}^B = l_{1,2} \cdot \cos \beta - l_{2,3} \cdot \cos \alpha; \quad (3.19)$$

$$l_{1,5}^B = l_{1,2} \cdot \cos \beta + l_{2,4} \cdot \cos(\alpha + \varphi) + l_{4,5} \cdot \cos \gamma; \quad (3.20)$$

Тут кути α, β, γ змінюються в залежності від положення ланцюгів, кут γ – постійний, його вибирають конструктивно:

$$\varphi = 50^\circ; \quad \alpha = 40^\circ; \quad \beta = 30^\circ; \quad \gamma = 40^\circ.$$

Можливі переміщення ведучого ланцюга і відомого отримаємо диференціюючи вираз (3.6) і (3.7):

$$\delta_{x3} = d(l_{1,3}^B) = -l_{1,2} \cdot \sin \beta \cdot d_\beta + l_{2,3} \cdot \sin \alpha \cdot d_\alpha; \quad (3.21)$$

$$\delta_{x5} = d(l_{1,5}^B) = -l_{1,2} \cdot \sin \beta \cdot d_\beta - l_{2,4} \cdot \sin(\alpha + \varphi) \cdot d_\alpha - l_{4,5} \cdot \sin \gamma \cdot d_\gamma; \quad (3.22)$$

де $d_\alpha, d_\beta, d_\gamma$ – прирощування кутів, які відповідають можливим переміщенням δ_{x3} і δ_{x5} .

Для того, щоб знайти зв'язок між кутами d_β і d_γ кутом d_α спроектуємо ланцюги 1-2-3 1-2-4-5 на напрямлення попередньої горизонтальної вісі машини. Отримаємо:

$$l_{1,3}^r = l_{1,2} \cdot \sin \beta + l_{2,3} \cdot \sin \alpha; \quad (3.23)$$

$$l_{1,5}^r = l_{1,2} \cdot \sin \beta + l_{2,4} \cdot \sin(\alpha + \varphi) - l_{4,5} \cdot \sin \gamma; \quad (3.24)$$

Диференціюючи вирази (3.23) і (3.24) отримаємо:

$$d(l_{1,3}^r) = l_{1,2} \cdot \cos \beta \cdot d_\beta + l_{2,3} \cdot \cos \alpha \cdot d_\alpha; \quad (3.25)$$

$$d(l_{1,5}^r) = l_{1,2} \cdot \cos \beta \cdot d_\beta + l_{2,4} \cdot \cos(\alpha + \varphi) \cdot d_\alpha - l_{4,5} \cdot \cos \gamma \cdot d_\gamma; \quad (3.26)$$

Так як при роботі механізму відстань $l_{1,3}^r$ і $l_{1,5}^r$ не змінюється, тоді:

$$d(l_{1,3}^r) = 0; \quad d(l_{1,5}^r) = 0$$

Із формул (3.25) і (3.26) знаходимо:

$$d_\beta = -\frac{l_{2,3} \cdot \cos \alpha}{l_{1,3} \cdot \cos \beta} \cdot d_\alpha; \quad (3.27)$$

$$d_\gamma = -\frac{l_{2,3} \cdot \cos \alpha - l_{2,4} \cdot \cos(\alpha + \varphi)}{l_{4,5} \cdot \cos \gamma} \cdot d_\alpha; \quad (3.28)$$

Знак «—» вказує на те, що коли при опусканні поршня пневмоциліндра кут α збільшується, кути β і γ зменшуються.

Підсумовуючи вираз (3.27) і (3.28) в формули (3.6) і (3.7), отримаємо:

$$\delta_{x3} = l_{2,3} \cdot \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta} \cdot d_{\alpha}; \quad (3.29)$$

$$\delta_{x5} = \left[l_{2,3} \cdot \frac{\sin(\beta + \gamma)}{\cos \beta} - l_{2,4} \cdot \frac{\sin(\alpha + \gamma + \varphi)}{\cos \alpha} \right] \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \gamma} \cdot d_{\alpha}; \quad (3.30)$$

Підставляємо (3.29) і (3.30) в (3.15) і отримаємо кінцеву формулу для коефіцієнта зусилля даного важільного механізму у вигляді:

$$\eta_0 = \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\sin(\beta + \gamma) - \frac{l_{2,4}}{l_{2,3}} \cdot \sin(\alpha + \gamma + \varphi)} \cdot \frac{\cos \gamma}{\cos \alpha}; \quad (3.31)$$

$$l_{2,4} = 197,5 \text{ мм}, \quad l_{2,3} = 200 \text{ мм}$$

$$\eta_0 = \frac{\sin(40 + 30)}{\sin(30 + 40) - \frac{197,5}{200} \cdot \sin(40 + 50 + 40)} \cdot \frac{\cos 40}{\cos 40} = 9,99 \approx 10$$

3.3.3. Розрахунок об'єму ресивера

На основі рівняння газу первинна маса повітря в ресивері розраховується по формулі [3]:

$$M = \frac{P_p \cdot V_p}{R \cdot T_p}; \quad (3.32)$$

де P_p – тиск в ресивері, Па;

V_p – об'єм ресивера, м³;

R – газова стала;

T_p – температура повітря в ресивері, °К.

Маса повітря після витоку:

$$M_y = \frac{P_{py} \cdot V_p}{R \cdot T_p}; \quad (3.33)$$

Маса повітря, що перейшла в об'єм циліндра:

$$M_y = \frac{P_{py} \cdot V_y - P_a \cdot V_0}{R \cdot T_p}; \quad (3.34)$$

де P_a – початковий тиск повітря в циліндрі, Па;

V_0 – первинний об’єм порожнини циліндра, м³;

V_y – кінцевий об’єм порожнини циліндра, м³;

Кінцевий об’єм порожнини циліндра розраховується за формулою:

$$V_y = F_n \cdot x_y; \quad (3.35)$$

де F_n – площа поршня, м² ;

x_y – хід поршня, м.

Початкова маса повітря в ресивері визначається рівнянням:

$$M = M_p + M_y; \quad (3.36)$$

Підставивши в формулу (3.32) значення змінних отримаємо:

$$\frac{P_p \cdot V_p}{R \cdot T_p} = \frac{P_{py} \cdot V_p}{R \cdot T_p} + \frac{P_{py} \cdot V_y - P_a \cdot V_0}{R \cdot T_p}; \quad (3.37)$$

Звідси об’єм ресивера:

$$V_p = \frac{0,85 \cdot P_p \cdot F_n \cdot x_y - P_a \cdot V_0}{0,05 \cdot P_p}; \quad (3.38)$$

$$V_p = \frac{0,85 \cdot 0,5 \cdot 10^5 \cdot 0,54 \cdot 0,8 - 0,1 \cdot 10^5 \cdot 0,02}{0,05 \cdot 0,5 \cdot 10^5} = 7,8 \text{ м}^3$$

Таким чином, об’єм ресивера повинен бути – 8 м³.

3.3.4. Розрахунок шиберного дозатора

Необхідна доза суміші утворюється в коробці 1 (див. рис. 3.4), що утворюється двома шиберами 6 нижнім 2 і верхнім 3, які отримують одночасне переміщення від пневмоциліндра 4. При русі штока пневмоциліндра вліво верхній шибер 3 відсікає матеріал в бункері (на рисунку бункер, що розміщений вище дозатора, не показаний), а нижній 2 видає набрану дозу через випускний отвір коробки.

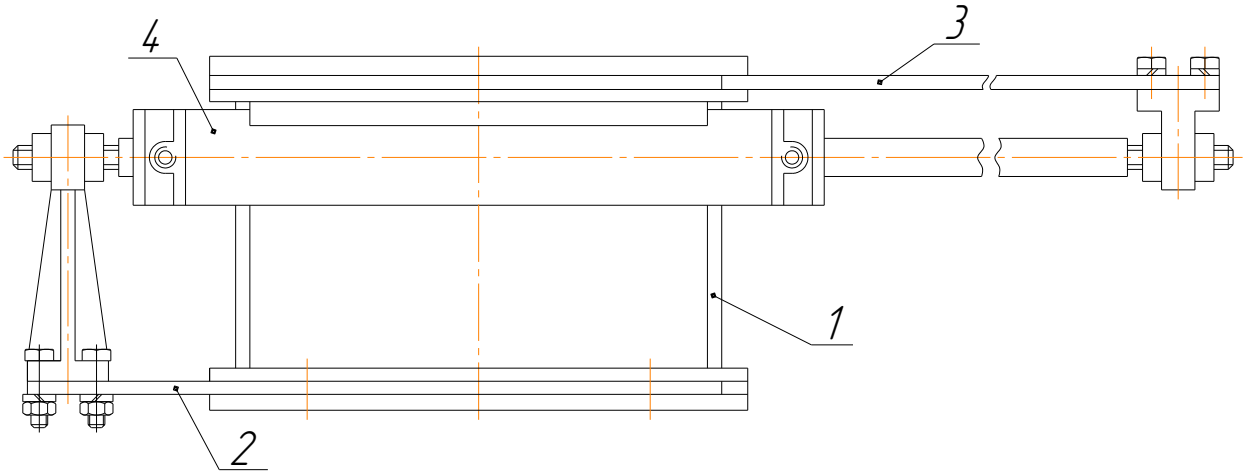


Рис. 3.4 – Шибєрний дозатор.

При проектуванні шибєрних дозаторів необхідно розрахувати швидкість дозування коробки, її об'єм і зусилля руху. Швидкість руху шибєрів повинна бути більше технологічно необхідної швидкості, тобто [3, 4]:

$$v_{III} > v_{TEX}; \quad (3.39)$$

де v_{III} – швидкість руху шибєрів.

$$v_{III} = \frac{\ell}{t}; \quad (3.40)$$

де ℓ – довжина ходу пневмоциліндра;

t – час його спрацювання.

$$v_{TEX} = \frac{1}{tg\varphi} \sqrt{\frac{g \cdot h}{2}}; \quad (3.41)$$

де φ – кут природного відкосу;

h – відстань між шибєрами.

$$v_{TEX} = \frac{1}{tg35^\circ} \sqrt{\frac{9,81 \cdot 0,2}{2}} = 0,14 \text{ м/с}$$

$$v_{III} = \frac{0,95}{4} \approx 0,24 \text{ м/с}$$

$$0,24 > 0,14$$

Умова (3.39) виконується.

Об'єм дозуючої коробки розраховують по формулі:

$$V_{кор} = k_{зан} [a \cdot b \cdot h_{он} - V_{мод}] \cdot \frac{\delta}{\delta_0}; \quad (3.42)$$

де $k_{зан}$ – коефіцієнт запасу $k_{зан} = 1,1 \dots 1,2$

$a \cdot b \cdot h_{on}$ – відповідно, довжина, ширина і висота опоки;

V_{mod} – об'єм моделі;

δ, δ_0 – відповідно, об'ємні маси неущільненої і ущільненої суміші.

$$V_{кор} = 1,2 \cdot [90 \cdot 60 \cdot 20 - 36000] \cdot \frac{1,8}{1} = 155520 \text{ см}^3$$

Зусилля руху шиберів розраховано за формулою:

$$P_{зан} = k_{зан} \cdot [f' \cdot p + f(p + 2 \cdot b_{III})]; \quad (3.43)$$

де $k_{зан}$ – коефіцієнт запасу; $k_{зан} = 1,1 \dots 1,2$;

f' – коефіцієнт тертя по плиті;

p – вертикальне зусилля;

f – коефіцієнт тертя $f = 0,4 \dots 0,5$;

b_{III} – вага шибера

$$f' = 0,06 \cdot (W + 1,4); \quad (3.44)$$

де W – коефіцієнт $W = 0,35$;

$$f' = 0,06 \cdot (0,35 + 1,4) = 0,123$$

$$P_{зан} = 1,2 \cdot [0,123 \cdot 2000 + 0,4(2000 + 2 \cdot 300)] = 1543,2 \text{ Н}$$

Зусилля для руху шиберів під час опорожнення коробки:

$$P_{ОПОР} = k_{закр} \cdot P_{зан}; \quad (3.45)$$

де $k_{закр}$ – коефіцієнт $k_{закр} = 1,3 \dots 1,5$;

$$P_{ОПОР} = 1,5 \cdot 1543,2 = 2314,8 \text{ Н}$$

3.3.5. Розрахунок клинопасової передачі

Проведемо розрахунок клинопасової передачі, встановленої на вібраторі від асинхронного електродвигуна. Потужність двигуна $N_1 = 4 \text{ кВт}$, $n_1 = 2880 \text{ хв}^{-1}$ передаточне число $u = 4$.

Крутний момент на валу [5]

$$T = 9550 \frac{N_1}{n_1} = 9550 \frac{4}{2880} = 13,3 \text{ Нм} \quad (3.46)$$

При даному моменті по таблиці 2.12 приймаємо розріз «0» з розмірами $b_p = 8,5 \text{ мм}$; $h = 6 \text{ мм}$; $b_0 = 10 \text{ мм}$; $y_0 = 2,1 \text{ мм}$; $F_1 = 0,47 \text{ см}^3$;

Діаметр меншого шківa у відповідності з рекомендаціями таблиці 2.12 $d_{p1} = 63 \text{ мм}$.

Діаметр більшого шківa:

$$d_{p2} = d_{p1} \cdot u \cdot (1 - \varepsilon); \quad (3.47)$$

де u – передаточне число $u = 2 \div 4$;

ε – коефіцієнт ковзання прогумованого паска $\varepsilon = 0,02$

$$d_{p2} = 63 \cdot 4 \cdot (1 - 0,02) = 220 \text{ мм}$$

Стандартний діаметр по ДСТУ 17383-78 $d_{p2} = 224 \text{ мм}$

Фактичне передаточне число:

$$u_p = \frac{d_{p2}}{d_{p1} \cdot (1 - \varepsilon)}; \quad (3.48)$$

$$u_p = \frac{224}{63 \cdot (1 - 0,02)} = 3,6$$

Швидкість паска:

$$v = \frac{\pi \cdot d_{p1} \cdot n_1}{60 \cdot 1000}; \quad (3.49)$$

$$v = \frac{3,14 \cdot 63 \cdot 2880}{60 \cdot 1000} = 9,5 \text{ м/с}$$

Частота обертів вала:

$$n_2 = \frac{d_{p1} \cdot n_1 \cdot (1 - \varepsilon)}{d_{p2}}; \quad (3.50)$$

$$n_2 = \frac{63 \cdot 2880 \cdot (1 - 0,02)}{224} = 793,8 \text{ хв}^{-1}$$

Міжосьова відстань, згідно рекомендації:

$$a = 0,95 \cdot d_{p2}; \quad (3.51)$$

$$a = 0,95 \cdot 224 = 212,8 \text{ мм}$$

Розрахункова довжина паска:

$$L = 2 \cdot a + \frac{\pi}{2} \cdot (d_{p1} + d_{p2}) + \frac{(d_{p2} - d_{p1})^2}{4a}; \quad (3.52)$$

$$L = 2 \cdot 212,8 + \frac{3,14}{2} \cdot (63 + 224) + \frac{(224 - 63)^2}{4 \cdot 212,8} = 906,7 \text{ мм}$$

Стандартна довжина паска: $L = 1000 \text{ мм}$.

По стандартній довжині паска уточнюємо дійсну міжосьову відстань:

$$a = \frac{2 \cdot L - \pi \cdot (d_{p1} + d_{p2}) + \sqrt{[2 \cdot L - \pi \cdot (d_{p1} + d_{p2})]^2 - 8 \cdot (d_{p2} - d_{p1})^2}}{8}; \quad (3.53)$$

$$a = \frac{2 \cdot 1000 - 3,14 \cdot (63 + 224) + \sqrt{[2 \cdot 1000 - 3,14 \cdot (63 + 224)]^2 - 8 \cdot (224 - 63)^2}}{8} = 238 \text{ мм}$$

Мінімальна міжосьова відстань для зручності монтажу і зняття паска:

$$a_{\min} = a - 0,01 \cdot L; \quad (3.54)$$

$$a_{\min} = 238 - 0,01 \cdot 1000 = 228 \text{ мм}$$

Кут обхвату на меншому шківу:

$$\alpha_1^{\circ} = 180^{\circ} - 60^{\circ} \frac{d_{p2} - d_{p1}}{a}; \quad (3.55)$$

$$\alpha_1^{\circ} = 180^{\circ} - 60^{\circ} \frac{224 - 63}{228} = 130 > [\alpha_1^{\circ}] = 110$$

Вихідна довжина ремня $L_0 = 1320 \text{ мм}$.

Відносна довжина $l/L_0 = 1000/1320 = 0,75$.

Коефіцієнт довжини $C_L = 0,95$.

Вихідна потужність при $d_{p1} = 63 \text{ мм}$ та $v = 9,5 \text{ м/с}$ $N_0 = 0,82 \text{ кВт}$

Коефіцієнт кута обхвату $C_{\alpha} = 0,89$.

Поправка до крутного моменту на передаточне число $\Delta T_u = 0,5$.

Поправка по потужності:

$$\Delta N_u = 0,0001 \cdot \Delta T_u \cdot n_1; \quad (3.56)$$

$$\Delta N_u = 0,0001 \cdot 0,5 \cdot 2880 = 0,14$$

Коефіцієнт режиму роботи при вказаному навантаженні $C_p = 0,92$.

Допустима потужність на один пасок:

$$[N] = (N_0 \cdot C_{\alpha} \cdot C_L + \Delta N_u) \cdot C_p; \quad (3.57)$$

$$[N] = (0,82 \cdot 0,89 \cdot 0,95 + 0,14) \cdot 0,92 = 1,13 \text{ кВт}$$

Розрахункова кількість пасків в передачі:

$$z = \frac{N_1}{[N]} = \frac{4}{1,13} = 3,43; \quad (3.58)$$

Коефіцієнт, який враховує нерівномірність навантаження $C_z = 0,9$.

Дійсна кількість пасків в передачі:

$$z' = \frac{z}{C_z} = \frac{3,43}{0,9} = 3,7 \quad (3.59)$$

Прийmemo кількість пасків $z' = 3$

Сила початкового натягу одного клинового паска:

$$S_{0,1} = \frac{780 \cdot N}{v \cdot C_\alpha \cdot C_p \cdot z'} + q \cdot v^2; \quad (3.60)$$

де $q = 0,1$ кг/м

$$S_{0,1} = \frac{780 \cdot 4}{9,5 \cdot 0,89 \cdot 0,92 \cdot 3} + 0,1 \cdot 9,5^2 = 147 \text{ Н}$$

Зусилля, яке діє на вал передачі:

$$F_p = 2 \cdot S_{0,1} \cdot z' \cdot \sin \frac{\alpha_1^o}{2}; \quad (3.61)$$

$$F_p = 2 \cdot 147 \cdot 3 \cdot \sin \frac{139^o}{2} = 826 \text{ Н}$$

Розміри обода шківів:

$$\ell_p = 8,5 \text{ мм}; h = 7 \text{ мм}; b = 2,5 \text{ мм}; \ell = 12 \text{ мм}; f = 8 \text{ мм};$$

$$r = 0,5 \text{ мм}; h_{\min} = 6 \text{ мм}; \alpha_1 = 34^o; \alpha_2 = 38^o.$$

Зовнішні діаметри шківів:

$$d_{\ell 1} = d_{p1} + 2 \cdot b; \quad (3.62)$$

$$d_{\ell 2} = d_{p2} + 2 \cdot b; \quad (3.63)$$

$$d_{\ell 1} = 63 + 2 \cdot 2,5 = 68 \text{ мм}$$

$$d_{\ell 2} = 224 + 2 \cdot 2,5 = 255 \text{ мм}$$

Ширина обода шківів:

$$H = (z' - 1) \cdot \ell + 2 \cdot f; \quad (3.64)$$

$$H = (3 - 1) \cdot 12 + 2 \cdot 8 = 40 \text{ мм}$$

3.3.6. Розрахунок привода

При розрахунку привода пневмоциліндра знаходимо наступні параметри: діаметр циліндра, діаметр штока, діаметр пропускного розрізу труб для підводу стисненого повітря, товщину стінок циліндра. Площа поршня розрахована раніше і дорівнює: $F = 0,24 \text{ м}^2$.

Діаметр циліндра розраховується за формулою [5]:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{3,14}}; \quad (3.65)$$

де F – площа поршня, м^2 ;

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,24}{3,14}} = 0,75 \text{ м.}$$

Діаметр штока для нормалізованих циліндрів вибирають по формулі:

$$d_{ш} = (0,2 \div 0,25) \cdot D; \quad (3.66)$$

Приймаємо $d_{ш} = 0,2 \cdot D = 0,15 \text{ м} = 150 \text{ мм}$.

Діаметр пропускного розрізу труб для підводу стисненого повітря знаходиться у співвідношенні:

$$d_{np} = (0,005 \div 0,1) \cdot D; \quad (3.67)$$

$$d_{np} = 0,1 \cdot 0,75 = 0,075 \text{ м}$$

Товщину стінки циліндра визначають з розрахунку циліндра як ємності з тонкими стінками:

$$\delta = \frac{1}{\delta_s} \cdot D \cdot p_m \cdot n; \quad (3.68)$$

де δ_s – межа пропорційності матеріалу труби, визначається державними стандартами на матеріал, Па; $\delta_s = 300 \text{ МПа}$ для матеріалу Ст.6;

n – коефіцієнт запасу міцності ($n = 10 \dots 20$)

$$\delta = \frac{1}{300} \cdot 0,75 \cdot 0,6 \cdot 10 = 0,015 \text{ м} = 15 \text{ мм}$$

3.4. Розрахунок вузлів і деталей автомата на міцність

3.4.1. Розрахунок валу на міцність

Визначаємо коефіцієнт запасу міцності n для шкідливого розрізу валу вібратора (рис 3.5).

Вихідні дані:

- крутний момент на валу $T = 13,3 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}$;
- зусилля пасової передачі $F_p = 826 \text{ Н}$.

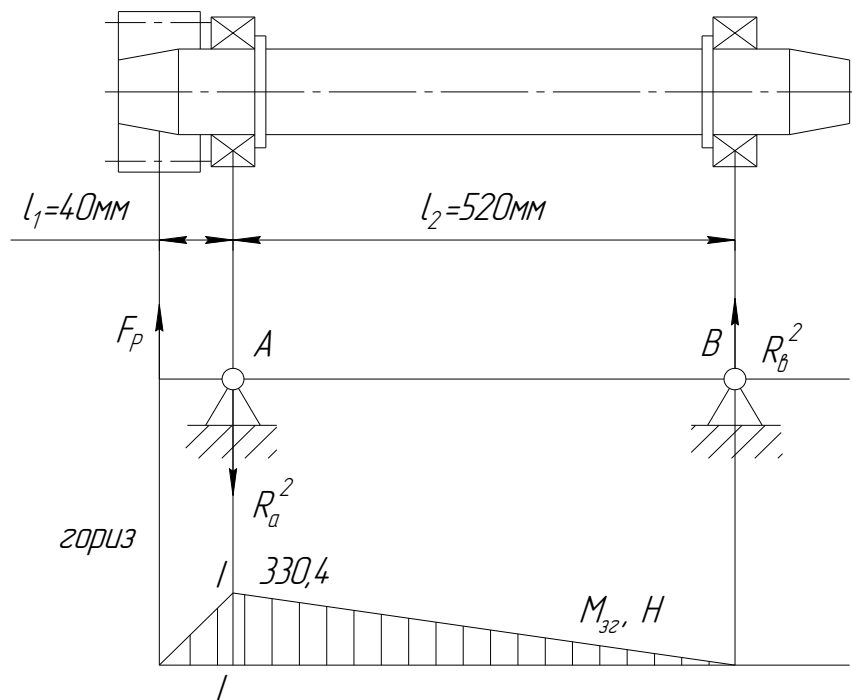


Рис. 3.5 – Схема для розрахунку валу.

Із схеми рис. 3.5 визначаємо реакції в горизонтальній площині [6]:

$$\sum M_A = 0$$

$$F_p \cdot l_1 - R_b^{zop} \cdot l_2 = 0$$

$$R_b^{zop} = \frac{F_p \cdot l_1}{l_2} = \frac{826 \cdot 40}{520} = 63$$

$$\sum M_B = 0$$

$$F_p \cdot (l_1 + l_2) + R_a^{zop} \cdot l_2 = 0$$

$$R_a^{zop} = -\frac{F_p \cdot (\ell_1 + \ell_2)}{\ell_2} = \frac{826 \cdot (40 + 520)}{520} = 889 .$$

$$\text{Перевірка: } \sum F(x) = 0$$

$$F_p + R_g^{zop} - R_a^{zop} = 826 - 889 + 63 = 0 .$$

В вертикальній площині згинаючий момент буде рівний 0. Відповідно, епюра сумарних моментів буде дорівнювати згинаючому моменту в горизонтальній площині. Матеріал вала – сталь 40Х, нормалізована з характеристикою: тимчасовий опір розриву $\delta_B = 1000$ МПа; межа витривалості при згині $\delta_{-1} = 450$ МПа; межа витривалості при симетричному періоді напруг крутіння $\tau_{-1} = 250$ МПа; коефіцієнт чутливості матеріалу до симетрії періоду напруг відповідно при згинанні і крутінні $\varphi_\delta = 0,15$ і $\varphi_\tau = 0,1$.

Допустимий запас витривалості $[n] = 1,8$ [6]. Перевіряємо запас міцності по межі витривалості в розрізі I – I (рис. 3.5).

Знаходимо ефективні коефіцієнти концентрації напруг при згинанні і крутінні від шпоночного паза. Для вала із сталі, який має $\delta_B = 1000$ МПа.

$$k_\delta = 2,27 \text{ і } k_\tau = 2,17 .$$

Масштабний коефіцієнт при згинанні і крутінні для вала із сталі 40Х діаметром $d_1 = 90$ мм $\varepsilon_\delta = 0,7$ і $\varepsilon_\tau = 0,6$.

$$\text{Коефіцієнт стану поверхні при шорсткості } R_a = 2,5 \text{ мкм } k_\delta'' = k_\tau'' = 1,18 .$$

Ефективні коефіцієнти концентрації напруг для даного розрізу вала при згинанні і крутінні у випадку відсутності технологічного зміцнення:

$$k_{\delta D} = \frac{k_\delta + k_\delta'' - 1}{\varepsilon_\delta} ; \quad (3.106)$$

$$k_{\tau D} = \frac{k_\tau + k_\tau'' - 1}{\varepsilon_\tau} ; \quad (3.107)$$

$$k_{\delta D} = \frac{2,27 + 1,18 - 1}{0,7} = 3,5 ; \quad k_{\tau D} = \frac{2,17 + 1,18 - 1}{0,6} = 3,9$$

Визначаємо ефективні коефіцієнти концентрації напруг при згинанні і крутінні вала, обумовлені ступицею шківів. При $\delta_B = 1000$ МПа та $d_1 = 90$ мм; $k_{\delta D} = 4$ та $k_{\tau D} = 2,8$.

Приймаємо найбільші значення коефіцієнтів і розраховуємо запас міцності для нормальних напруг:

$$n_{\delta} = \frac{\delta_{-1}}{k_{\delta D} \cdot \delta_a + \varphi_{\delta} \cdot \delta_m}; \quad (3.108)$$

$$n_{\delta} = \frac{450}{4 \cdot 30} = 3,75$$

де амплітуда номінальних напруг згину

$$\delta_a = \delta = \frac{M_{3\Gamma_{I-I}}}{W_0}; \quad (3.109)$$

де $M_{3\Gamma_{I-I}}$ – зникаючий момент в розрізі I-I (рис. 3.7) $M_{3\Gamma_{I-I}} = 330,4 \cdot 10^3$

W_0 – момент опору $W_0 = 50800 \text{ мм}^3$.

$$\delta_a = \delta = \frac{330,4 \cdot 10^3}{50800} = 6,5 \text{ МПа}$$

Знаходимо запас міцності для дотичних напруг. Попередньо визначаємо полярний момент опору при $d_1 = 90 \text{ мм}$; $W_p = 89100 \text{ мм}^3$.

Напруга при скручуванні [6]

$$\tau = \frac{T}{W_p}; \quad (3.110)$$

$$\tau = \frac{13,3 \cdot 10^3}{89100} = 0,15 \text{ МПа}$$

Амплітуду і середнє значення номінальних напруг кручення визначаємо:

$$\tau_a = \tau_m = \frac{\tau}{R}; \quad (3.111)$$

$$\tau_a = \tau_m = \frac{0,15}{2} = 0,075 \text{ МПа.}$$

Запас міцності для дотичних напруг:

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{k_{\tau D} \cdot \delta_a + \varphi_{\tau} \cdot \delta_m}; \quad (3.112)$$

$$n_{\tau} = \frac{250}{3,9 \cdot 0,075 + 0,1 \cdot 0,075} = 83$$

Загальний запас міцності в розрізі I-I:

$$n = \frac{n_{\delta} \cdot n_{\tau}}{\sqrt{n_{\delta}^2 + n_{\tau}^2}}; \quad (3.113)$$

$$n = \frac{3,75 \cdot 83}{\sqrt{3,75^2 + 83^2}} = 3,7 > [n] = 1,8$$

Коефіцієнт запасу більше мінімально допустимого. Звідси маємо, що міцність валу забезпечується.

3.4.2. Розрахунок нижньої основи преса

Основа формувального преса представляє собою зварну деталь коробчастого типу. Основу розглянемо як умовну балку на двох шарнірних опорах з навантаженням, прикладеним до середини і рівним силі пресування [6].

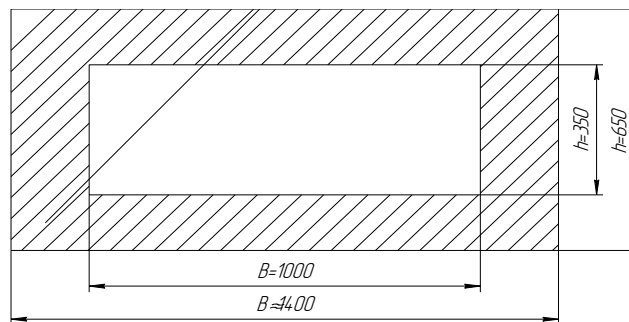


Рис. 3.6 – Перетин основи формувального преса.

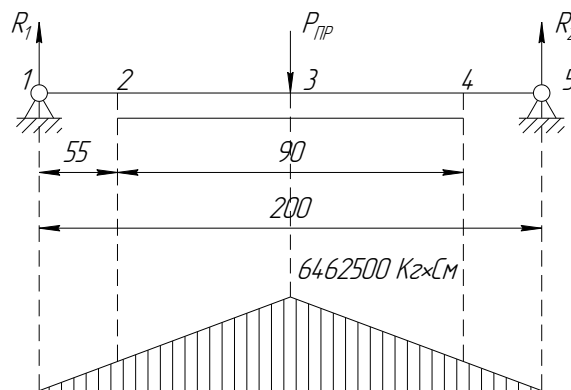


Рис. – 3.7 Епюра зникаючих моментів.

$$\sum M_1 = P_{\text{пр}} \cdot 100 - R_5 \cdot 200 = 0; \quad R_5 = \frac{P_{\text{пр}} \cdot 100}{200}$$

$$\sum M_5 = -P_{\text{пр}} \cdot 100 + R_1 \cdot 200 = 0; \quad R_1 = \frac{P_{\text{пр}} \cdot 100}{200}$$

$$\delta_n \leq \frac{M_{\text{max}}}{W} < [\delta_{\text{ТАБЛ}}]$$

$$M_{\max} = 6462500 \text{ кг} \cdot \text{см}$$

$$W = \frac{B \cdot H^3 - b \cdot h^3}{6 \cdot H} = \frac{140 \cdot 65^3 - 100 \cdot 35^3}{6 \cdot 65} = 87590 \text{ см}^3$$

$$\delta_n = \frac{6462500}{87590} = 74 \text{ кгс/см}^2$$

$$74 \text{ кгс/см}^2 < 800 \text{ кгс/см}^2.$$

Умова міцності виконується.

3.4.3. Розрахунок на міцність осей шарнірів колінно-важільного механізму

Розрахунок ведеться по методиці, що базується на аналізі характеру деформації навантажених осей (див. рис. 3.8).

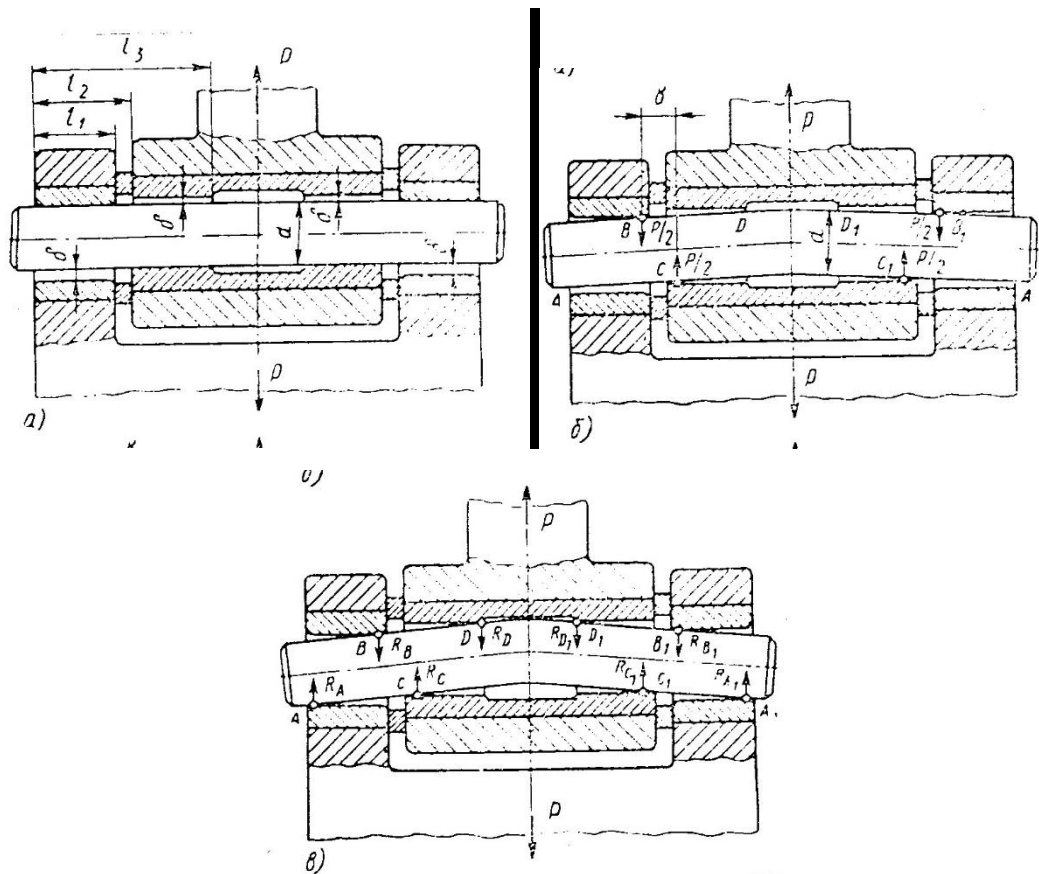


Рис. 3.8 – Розрахункова схема навантаженого шарніра важільного механізму.

До початку деформації всі радіальні зазори між віссю і середніми втулками розташовані по одну сторону від вісі, а між віссю і крайніми втулками – по-іншу.

По мірі підходу важеля, що ламає до мертвої точки, шарнірне з'єднання приймає на себе повне робоче навантаження P і вісь деформується.

При цьому повний контакт між віссю і втулками по всій довжині опорних поверхонь навантажується, і точки прикладання рівнодіючих розташовуються не в середніх перетинах втулок, а переміщуються в напрямку до їх країв. У зв'язку з цим, згинаючий момент і відповідні йому нормальні навантаження суттєво зменшуються, а дотичні навантаження від периферійних сил починають відігравати більш важливу роль і в більшості випадків визначають міцність вісі важільного з'єднання.

Основною характеристикою, що визначає лімітуюче навантаження, є величина бокового зазору [6]:

$$\mu = \frac{b}{d}; \quad (3.114)$$

де b – боковий зазор між середніми і крайніми втулками з урахуванням розмірів фасок, мм;

d – діаметр вісі, мм.

Із креслення $b = 5$ мм; $d = 140$ мм.

$$\mu = \frac{5}{140} = 0,035$$

Оскільки $\mu < 0,2$, то перевірку міцності вісі проводять по дотичним навантаженням від перерізаючих сил при вигині:

$$\tau_{\max} = \frac{4}{3} \cdot \frac{P}{2} \cdot \frac{1}{F} \leq [\tau]; \quad (3.115)$$

де P – діюче зусилля, Н;

F – площа поперечного перерізу вісі, м²;

$[\tau]$ – допустиме навантаження згинання.

$$\tau_{\max} = \frac{4}{3} \cdot \frac{587500}{2} \cdot \frac{1}{0,015} = 25443138 \text{ Н/м}^2$$

Таблиця 3.2 – Розрахунок осей на міцність

№	Параметр	Позначення	Формула або джерело	Розмір - ність	Значення
1	Зусилля пресування	$P_{\text{пр}}$	Вихідні данні	кН	2350
2	Число осей	i	Креслення	-	4
3	Зусилля що передається одним шарнірним з'єднанням	P	$\frac{P_{\text{пр}}}{i}$	кН	587,5
4	Діаметр осі	d	Креслення	мм	140
5	Площа перетину осі	F	$\frac{\pi \cdot d^2}{4}$	мм ²	15393,8
6	Боковий зазор	b	Креслення	мм	5
7	Відносний боковий зазор	μ	$\frac{b}{d}$	-	0,036
8	Максимальна дотична напруга від перерізуючих сил	τ_{max}	$\frac{4}{3} \cdot \frac{P}{2} \cdot \frac{1}{F}$	Н/м ²	25443138
9	Матеріал осей, термообробка	-	Креслення	-	40 х - у
10	Допустима напруга здвигу при III кат. навантаження	$[\tau]^{ТАБЛ}$	[6]	Н/м ²	90000000
11	Масштабний фактор	ε	[6]	-	0,65
12	Допустиме навантаження	$[\tau]$	$\varepsilon \cdot [\tau]^{ТАБЛ}$	Н/м ²	58500000

3.4.4. Розрахунок на міцність механізму пресування

Для розрахунку колон важільного механізму пресування розглянемо схему розташування колон пресового автомата, що представлена на рисунку 3.9.

Бокові колони мають квадратний перетин. Колони закріплено на траверсі верхньої пресової плити зварюванням. Із схеми видно, що зусилля, яке діє на одну колону, дорівнює [6]:

$$R_1' = 0,5 \cdot R_1; \quad (3.116)$$

$$R_2' = 0,5 \cdot R_2; \quad (3.117)$$

де R_1 , R_2 – реакції опор.

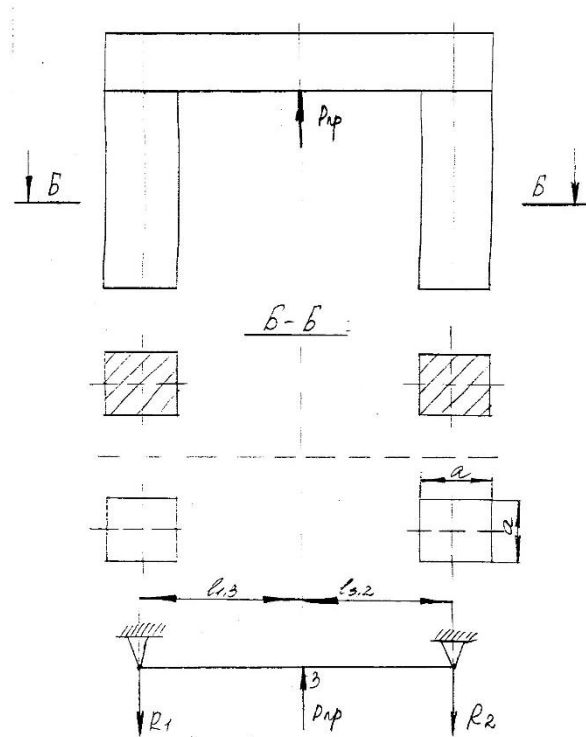


Рис. 3.9 – Розрахункова схема колінно-важільного механізму пресування.

Виконавши перетворення отримаємо:

$$R_1 = R_2 = \frac{\ell_{1,3}}{\ell_{3,2}} \cdot P_{PP}; \quad (3.118)$$

$$R_1 = R_2 = \frac{1}{2} \cdot 2350000 = 1175000 \text{ Н}$$

Площа небезпечного перетину F_K :

$$F_K = a^2; \quad (3.119)$$

$$F_K = 25^2 = 625 \text{ см}^2$$

Зусилля на одну колону:

$$R' = 0,5 \cdot R_1 = 0,5 \cdot 1175000 = 587500 \text{ Н}$$

Таблиця 3.3. – Розрахунок на міцність механізму пресування

№ п/п	Параметр	Позначення	Формула або джерело	Розмірність	Значення
1	Зусилля, яке діє на одну колону	R_2' R_1'	$0,5 \cdot R_2$ $0,5 \cdot R_1$	Н	287500
2	Площа небезпечного перетину	F_K	a^2	см ²	625
3	Розтягуємо навантаження в колонні	ε_K	$\frac{R}{F_K}$	кгс/см ²	940
4	Матеріал креслення	—	Креслення	—	Сталь 45
5	Допустиме розтягнення при розтягненні II кат. навантаження	$[\varepsilon]_p^{ТАБЛ}$	[6]	кгс/см ²	1400
6	Коефіцієнти впливу абсолютних розмірів	ε	[6]	—	0,68

Допустима напруга:

$$[\varepsilon]_p = \varepsilon \cdot [\varepsilon]_p^{ТАБЛ} = 0,68 \cdot 1400 = 950 \text{ кгс/см}^2$$

Розрахунок на міцність показує, що міцність колон автомата під час пресування забезпечується.

Висновки

В бакалаврській роботі розраховано основні технологічні параметри робочого процесу пресової машини, виконаний розрахунок колінно-важільного механізму, елементів конструкції автомата-дозатора, ресивера, розраховано на міцність деталі і вузли механізму.

Література

1. Туманський Б. Ф. Проектування ливарних цехів: навчальний посібник. – К.: ННК, 1992. – 188 с.
2. Сумцов В. П. Устаткування ливарних цехів. – К.: ІСДО, 1993. – 552 с.
3. Методичні вказівки з використання ЕВМ при курсовому та дипломному проектуванні обладнання ливарних цехів. Розрахунки робочих процесів машин ливарного виробництва. Частина 1. – Кіровоград: КІСМ, 1983.
4. Методичні вказівки з використання ЕВМ при курсовому та дипломному проектуванні для студентів спеціальності 0502. Частина 2. – Кіровоград: КІСМ, 1983.
5. Киркач Н. Ф., Баласанян Р. А. Розрахунок і проектування деталей машин. Ч. 1. 2-ге вид. – Х.: Вища школа, вид-во при Харківському університеті, 1987. – 136 с.
6. Опір матеріалів/Під ред.. Писаренка Г. С. – К.: Вища школа, 1993. – 655с.