

Центральноукраїнський національний технічний університет

Механіко-технологічний факультет

Кафедра: „Матеріалознавство та ливарне виробництво”

“Допущено до захисту”

зав. кафедрою МЛІВ

к.т.н., доцент

_____ Олександр Кузик

“ _____ ” _____ 2026 р.

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

на тему:

**“Конструювання і розрахунок галтувального барабана
періодичної дії моделі ОБ-900 продуктивністю 3,5 т/год”**

**“Design and calculation of the periodic tumbling drum
model OB-900 with a capacity 3,5 t/h”**

Виконав здобувач вищої освіти

IV курсу, групи ПМ-22з-1

спеціальності 131 – «Прикладна механіка»

_____ Неменко А.О.

“ _____ ” _____ 2026 р.

Керівник роботи

к.т.н., доцент

_____ Віктор Ломакін

“ _____ ” _____ 2026 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 програма: Комп'ютерний інжиніринг технологій,
робототехніка і 3D друк

ЗАТВЕРДЖУЮ:
Завідувач кафедри

“ _____ ” _____ 2026 р.

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

Неменко Аліна Олександрівна

прізвище, ім'я, по батькові

1. Тема роботи: “Конструювання і розрахунок галтувального барабана періодичної дії моделі ОБ-900 продуктивністю 3,5 т/год”, затверджена наказом по університету №168-02 від 13.03.26
2. Керівник роботи: Ломакін Віктор Миколайович, к.т.н., доцент
3. Строк подання роботи до захисту: ____.06.2026 р.
4. Мета кваліфікаційної роботи: конструювання галтувального барабана періодичної дії моделі ОБ-900 продуктивністю 3,5 т/год.
Завдання роботи: проектний розрахунок галтувального барабана періодичної дії моделі ОБ-900 продуктивністю 3,5 т/год.
Креслення: загальний вид галтувального барабана, диск приводний, диск холостий.

5. Консультанти по роботі із зазначенням розділів роботи

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв
Огляд галтувальних барабанів ливарних цехів	Ломакін В. М.		
Конструювання і розрахунок галтувального барабана періодичної дії моделі ОБ-900 продуктивністю 3,5 т/год	Ломакін В. М.		
Креслення	Ломакін В. М.		

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1.	Огляд галтувальних барабанів ливарних цехів		
2.	Конструювання і розрахунок галтувального барабана періодичної дії моделі ОБ-900 продуктивністю 3,5 т/год		
3.	Креслення		
5.	Оформлення пояснювальної записки		
6.	Оформлення рецензії		
7.	Захист кваліфікаційної роботи		

Дата видачі завдання:

“ _____ ” _____ 2026 р.

Підпис керівника

Ломакін В.М.
(прізвище та ініціали)

Підпис здобувача

Неменко А.О.
(прізвище та ініціали)

Анотація

стор. 59, рис. 3, табл. 5, бібліографічних назв 6

Барабан галтувальний, диск приводний, диск холостий, муфта, привод

Кваліфікаційна робота за першим (бакалаврським) рівнем вищої освіти на тему: “Конструювання і розрахунок галтувального барабана періодичної дії моделі ОБ-900 продуктивністю 3,5 т/год” складається із трьох розділів.

В першому розділі роботи розглянуто конструктивні рішення щодо очистки виливків в ливарному цеху. Зокрема, дана загальна технічна характеристика галтувальних і дробометних барабанів безперервної і періодичної дії.

Другий і третій розділи присвячено конструювання і розрахунку галтувального барабана моделі ОБ-900 продуктивністю 3,5 т виливків за годину.

Показана висока ефективність і умови застосування спроектованого галтувального барабана.

Annotation

Page 59, fig. 3, table. 5, bibliographic titles 6

Tumbling drum, drive disk, idle disk, clutch, drive

The qualifying work for the first (bachelor's) level of higher education on the topic: "Design and calculation of a periodic tumbling drum model OB-900 with a capacity of 3.5 t/h" consists of three sections.

The first chapter of this work examines design solutions for cleaning castings in a foundry. Specifically, it provides the general technical characteristics of continuous and intermittent tumbling and shot blasting drums.

The second and third sections are devoted to the design and calculation of the tumbling drum model OB-900 with a capacity of 3.5 tons of castings per hour.

The high efficiency and conditions of application of the designed tumbling drum are demonstrated.

ЗМІСТ

	стор.
Вступ	7
1. Загальна характеристика галтувальних барабанів	9
1.1. Галтувальні барабани безперервної дії	9
1.2. Галтувальні барабани періодичної дії	11
1.3. Дробометні барабани періодичної дії	14
1.4. Дробометні барабани безперервної дії	16
1.5. Мета і завдання кваліфікаційної роботи	18
2. Конструювання барабана галтувального періодичної дії моделі ОБ-900	19
3. Проектний розрахунок барабана галтувального	22
3.1. Розрахунок основних параметрів барабана	22
3.2. Розрахунок навантажених деталей галтувального барабану	26
3.3. Розрахунок приводу галтувального барабану.....	28
Висновок.....	58
Список літератури	59
Додатки.....	60

ВСТУП

Виливки, отримані в результаті ливарного процесу, після вибивання з форм і стержнів мають складний комплекс поверхневих забруднень і технологічних залишків. До них належать залишки формувальної та стержневої суміші, пригар піску, окалина, ливниково-живильна система, а також можливі дефекти у вигляді задирок, облоя та нерівностей поверхні. У такому стані виливки не можуть бути передані на механічну обробку або використані в готових виробах, тому обов'язковим етапом технологічного процесу є їх очищення [1].

Очищення виливків є важливою складовою ливарного виробництва, що безпосередньо впливає на якість продукції, точність розмірів, стан поверхні та подальшу технологічність деталей. Крім того, правильно організований процес очищення дозволяє знизити трудомісткість наступних операцій, покращити умови праці та підвищити загальну ефективність виробництва. У сучасній практиці очищення виливків поділяють на первинне та вторинне, кожне з яких має свої задачі, методи та обладнання [2].

Первинне очищення виконується безпосередньо після вибивання виливків із ливарних форм і має на меті видалення основної маси формувальної суміші, залишків стержнів, пригару та окалини. На цьому етапі широко застосовують механізовані методи обробки, які забезпечують високу продуктивність і відносно рівномірну якість очищення. До основного обладнання первинного очищення належать галтувальні барабани періодичної та безперервної дії, дробометні камери, дробометні столи та дробоструминні установки [3].

Галтувальні барабани використовуються для обробки відносно невеликих і середніх за розміром виливків. У барабанах періодичної дії деталі завантажуються партіями і очищуються в процесі обертання за рахунок взаємного тертя та ударів. У барабанах безперервної дії виливки подаються та вивантажуються без зупинки процесу, що дозволяє підвищити продуктивність і застосовувати їх у серійному виробництві. Такий метод забезпечує ефективне видалення піщано-глинистих залишків і часткове очищення поверхні від окалини.

Дробометні камери та столи є більш інтенсивними методами первинного очищення. У дробометних камерах на поверхню виливків подається металевий дріб під дією відцентрових або пневматичних установок. Ударна дія дробу дозволяє ефективно видаляти пригар, окалину та щільно зчеплені залишки суміші. Дробометні столи застосовуються для обробки великогабаритних деталей і забезпечують можливість рівномірної очистки з різних сторін за рахунок обертання або переміщення виробу [4].

Після первинного очищення виконується вторинне очищення, яке має більш точний і завершальний характер. Його метою є повне видалення ливниково-живильних систем, залишкових задирок, облоя та локальних дефектів поверхні. На цьому етапі застосовуються різні види механічного обладнання: відрізні, шліфувальні, обдирні та зачистні верстати. Вони дозволяють забезпечити точну геометричну форму виробу та підготувати його до подальшої механічної обробки або складання [5, 6].

Таким чином, процес очищення виливків є багатоступеневим і включає поєднання механічних, ударних і абразивних методів обробки. Сучасні технології спрямовані на максимальну автоматизацію цих процесів, підвищення продуктивності обладнання та покращення якості поверхні виливків при одночасному зниженні витрат ручної праці. У даній роботі розглядаються основні методи первинного та вторинного очищення, принципи роботи відповідного обладнання та їх роль у сучасному ливарному виробництві.

1. ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА ГАЛТУВАЛЬНИХ БАРАБАНІВ

1.1. Галтувальні барабани безперервної дії

Галтувальні барабани безперервної дії моделей 312, Н26-4Л та 314С широко застосовуються у ливарних цехах для первинного очищення дрібних і середніх виливків із сірого чавуну та сталі після вибивання з форм. Основним призначенням такого обладнання є видалення залишків формувальної та стержневої суміші, пригару, окалини та часткове очищення поверхні виливків перед подальшими операціями. Найбільшого поширення ці барабани набувають у серійному та масовому виробництві завдяки високій продуктивності та можливості безперервної роботи у складі механізованих ліній очищення. Значна частина подібного обладнання виготовляється на машинобудівних підприємствах України, зокрема заводами «Укрлітмаш» та «Дніпромаш», які спеціалізуються на обладнанні для ливарного виробництва.

Принцип роботи галтувальних барабанів безперервної дії полягає у постійному переміщенні виливків усередині обертового барабана. Виливки безперервно завантажуються з одного боку барабана, а в процесі обертання корпусу поступово переміщуються до розвантажувального отвору. Очищення здійснюється внаслідок взаємного тертя та ударів виливків між собою і об внутрішню поверхню барабана. Для кращого видалення залишків формувальної суміші барабани часто виконуються з перфорованими стінками, через які висипається пісок та дрібні частинки.

Галтувальний барабан моделі 312 належить до найбільш простих і поширених установок безперервної дії. Він має циліндричний обертовий корпус і застосовується переважно для очищення дрібних та середніх виливків. Простота конструкції забезпечує надійність роботи та зручність експлуатації у ливарних цехах. Такі барабани часто встановлюються безпосередньо після вибивних ґрат і працюють у потоці з іншим обладнанням очищення. Однак через інтенсивні удари деталей між собою барабани цього типу не рекомендуються для тонкостінних або крихких виливків.

Модель Н26-4Л є більш продуктивною та вдосконаленою установкою. Вона має посилену конструкцію та забезпечує триваліше переміщення виливків усередині барабана, що покращує якість очищення. Такі барабани використовуються як для чавунних, так і для сталевих виливків. У багатьох випадках установки комплектуються аспіраційними системами для зменшення запиленості повітря у цеху, оскільки процес галтування супроводжується значним виділенням пилу.

Галтувальний барабан моделі 314С належить до більш потужних установок безперервної дії та використовується для очищення середніх і більш масивних виливків. Його конструкція відзначається підвищеною міцністю та більшим внутрішнім об'ємом. Завдяки тривалішому перебуванню виливків у зоні очищення забезпечується більш ефективне видалення пригару та залишків суміші. Такі барабани застосовуються переважно у великих ливарних цехах із високою продуктивністю.

Використання галтувальних барабанів безперервної дії дозволяє значно механізувати процес очищення виливків, знизити трудомісткість ручних операцій та забезпечити безперервність виробничого процесу. До основних переваг такого обладнання належать висока продуктивність, простота конструкції та можливість роботи у складі потокових ліній. Разом із тим барабани мають і певні недоліки, зокрема високий рівень шуму, значне пилоутворення та можливість пошкодження тонкостінних або складних фасонних виливків у процесі інтенсивного перемішування.

В табл. 1.1 приведена характеристика такого обладнання.

Таблиця 1.1 – Характеристика очисного обладнання безперервної дії

Назва	Модель	Продуктивність, т/год	Габаритні розміри обладнання, м	Маса, т	Потужність електродвигуна, кВт
Безперервна дія	312	5,0	6,5x2,5x2,8	17,8	22,0
Безперервна дія	H26-4Л	5,0	7,0x3,0x3,9	27,7	30,0
Безперервна дія	314С	5,0	6,4x4,2x5,4	22,4	20,0

1.2. Галтувальні барабани періодичної дії

Галтувальні барабани періодичної дії моделей ОБ-900 та ЗА11 застосовуються у ливарному виробництві для механічного очищення виливків після вибивання з форм. Їх основним призначенням є видалення залишків формувальної та стержневої суміші, пригару, окалини, ливарної кори, а також часткове згладжування поверхні виливків перед подальшою обробкою. Такі барабани широко використовуються у ливарних цехах машинобудівних підприємств при виготовленні чавунних і сталевих виливків невеликих та середніх розмірів. Особливо ефективними вони є у дрібносерійному та серійному виробництві, де необхідна відносно проста та надійна механізація процесу очищення.

На відміну від барабанів безперервної дії, галтувальні барабани періодичної дії працюють циклічно. Спочатку в барабан завантажується певна партія виливків, після чого здійснюється процес очищення протягом заданого часу, а потім проводиться вивантаження очищених деталей. Такий принцип роботи дозволяє регулювати тривалість очищення залежно від маси виливків, складності форми, ступеня забруднення та вимог до якості поверхні. Це робить

барабани періодичної дії більш універсальними у порівнянні з барабанами безперервної дії.

Процес очищення в барабанах здійснюється за рахунок взаємного тертя та ударної дії виливків між собою і об внутрішню поверхню барабана. Під час обертання барабана виливки піднімаються внутрішніми ребрами або напрямними та падають вниз, перекочуючись і перемішуючись. У результаті цього відбувається руйнування та відокремлення залишків формувальної суміші й пригару. Для підвищення ефективності очищення внутрішня поверхня барабана може мати ребра, виступи або спіралеподібні напрямні, що забезпечують інтенсивніше перемішування деталей.

Галтувальний барабан моделі ОБ-900 є однією з найбільш поширених установок періодичної дії. Він являє собою сталевий циліндричний барабан, змонтований на опорній рамі та встановлений під певним кутом для полегшення завантаження і вивантаження виливків. Усередині барабана розташовані напрямні ребра, які забезпечують перемішування деталей під час обертання. Обертання здійснюється електродвигуном через редукторний привід. Швидкість обертання барабана зазвичай становить 2–8 об/хв, що забезпечує достатню інтенсивність очищення без надмірного руйнування поверхні виливків.

Модель ОБ-900 характеризується відносно компактними розмірами та високою надійністю роботи. Найбільша маса одноразового завантаження становить близько 1,8 т, продуктивність досягає приблизно 3,5 т/год, а встановлена потужність електродвигуна складає близько 7,5 кВт. Конструкція барабана є простою в обслуговуванні та не потребує складних систем керування. Таке обладнання добре підходить для очищення дрібних і середніх виливків із сірого чавуну.

Галтувальний барабан моделі ЗА11 належить до більш потужних установок періодичної дії. Він призначений для очищення більш масивних або складних виливків та характеризується більшим об'ємом робочого простору. Конструктивно барабан також виконаний у вигляді обертового циліндра, однак має посилену раму, збільшену місткість та більш потужний приводний механізм. Завдяки цьому установка може працювати з більшими партіями

випливи і забезпечувати стабільний режим очищення при значних навантаженнях.

Для моделі ЗА11 характерна підвищена продуктивність, яка досягає близько 5 т/год. Найбільша маса завантаження становить приблизно 19,5 т, а маса самого обладнання — близько 4,8 т. Барабан оснащується електроприводом потужністю близько 7 кВт. Значні розміри та міцність конструкції дозволяють застосовувати його для очищення випливи складної геометрії або деталей із товстими стінками, на поверхні яких утворюється значний пригар.

Однією з важливих переваг галтувальних барабанів періодичної дії є можливість регулювання часу очищення. Це дозволяє оператору контролювати ступінь обробки поверхні та запобігати надмірному зношуванню або пошкодженню випливи. Такі установки особливо ефективні при очищенні фасонних деталей складної форми, для яких безперервні барабани можуть бути недостатньо ефективними або занадто жорсткими.

У процесі роботи галтувальні барабани створюють значне шумове навантаження та пилоутворення, тому в сучасних ливарних цехах вони часто оснащуються аспіраційними системами та шумозахисними кожухами. Для зменшення зношування внутрішніх поверхонь барабани можуть футеруватися зносостійкими плитами або спеціальними сталевими накладками. Крім того, важливе значення має правильний підбір режиму роботи — швидкості обертання, ступеня завантаження та тривалості циклу очищення.

Галтувальні барабани періодичної дії моделей ОБ-900 та ЗА11 дозволяють значно механізувати процес очищення випливи, зменшити обсяг ручної праці та підвищити продуктивність очисних дільниць ливарних цехів. Вони залишаються одним із найбільш простих, надійних і економічно вигідних видів обладнання для первинного очищення випливи у ливарному виробництві.

В табл. 1.2 приведена характеристика такого обладнання.

Таблиця 1.2 – Характеристика очисного обладнання безперервної дії

Назва	Модель	Найбільше масове завантаження, кг	Продуктивність, т/год	Габаритні розміри	Маса, т	Потужність електро-двигуна, кВт
Періодична дія	ОБ-900	1,8	3,5	3,5x1,65x1,5	3,9	75,0
Періодична дія	ЗА11	19,5	5,0	3,1x2,2x1,9	4,8	7,0

1.3. Дробометні барабани періодичної дії

Дробометні барабани періодичної дії застосовуються у ливарному виробництві для інтенсивного очищення чавунних і сталевих виливків після вибивання з форм. На відміну від звичайних галтувальних барабанів, у яких очищення здійснюється переважно за рахунок взаємного тертя та ударів деталей між собою, у дробометних барабанах додатково використовується потужний потік металевого дробу, який подається на поверхню виливків із великою швидкістю. Завдяки цьому значно підвищується ефективність очищення, покращується якість поверхні та скорочується тривалість обробки. Таке обладнання широко застосовується у ливарних цехах машинобудівних підприємств України при серійному та масовому виробництві виливків із сірого чавуну, високоміцного чавуну та сталі.

Значна частина дробометного обладнання, яке використовується у ливарному виробництві України, виготовляється або модернізується українськими підприємствами, що спеціалізуються на обладнанні для очищення металевих виробів. Подібні установки використовуються у цехах автомобілебудування, сільськогосподарського машинобудування, важкого машинобудування та на ремонтних підприємствах. Дробометні барабани періодичної дії особливо ефективні для очищення дрібних і середніх виливків,

які можуть вільно перемішуватися всередині барабана без ризику значного пошкодження.

Принцип роботи дробометного барабана періодичної дії полягає у циклічній обробці певної партії виливків. Після завантаження деталей барабан починає обертатися навколо своєї осі. Виливки піднімаються внутрішніми лопатями або ребрами та перекочуються всередині робочої камери. Одночасно на поверхню деталей подається металевий дріб, який розганяється дробометними апаратами відцентрового типу. Частинки дробу з великою швидкістю ударяють по поверхні виливків і видаляють залишки формувальної суміші, пригар, окалину та інші забруднення. Після завершення циклу очищення барабан зупиняється, очищені виливки вивантажуються, а використаний дріб повертається у систему рециркуляції.

Основною конструктивною особливістю дробометних барабанів є наявність замкненої системи циркуляції дробу. Після удару об поверхню виливків дріб разом із пилом і частинками суміші потрапляє у систему сепарації, де очищується та знову подається до дробометних апаратів. Це дозволяє значно знизити витрати дробу та забезпечити стабільний режим роботи установки. Для видалення пилу барабани комплектуються аспіраційними системами, які покращують санітарно-гігієнічні умови праці у ливарному цеху.

У ливарному виробництві України застосовуються дробометні барабани різної продуктивності та конструкції. Для очищення невеликих виливків використовуються компактні установки з об'ємом завантаження до кількох сотень кілограмів, тоді як у великих ливарних цехах встановлюються потужні барабани із завантаженням у декілька тонн. Барабани виготовляються зі зносостійкої сталі та футеруються змінними плитами, оскільки внутрішні поверхні піддаються інтенсивному абразивному зношуванню металевим дробом. Найбільшого зношування зазнають лопатки дробометних апаратів, захисні екрани та внутрішня футеровка робочої камери.

Важливими параметрами дробометних барабанів є продуктивність очищення, місткість барабана, швидкість обертання, потужність дробометних апаратів і витрата дробу. Швидкість обертання барабана підбирається таким чином, щоб забезпечити інтенсивне перемішування виливків без їх надмірного

ударного руйнування. Як робоче середовище використовують сталевий або чавунний дріб різної фракції. Для дрібних фасонних виливків застосовується більш дрібний дріб, тоді як для масивних деталей із значним пригаром використовують крупніші фракції.

До основних переваг дробометних барабанів періодичної дії належать висока інтенсивність очищення, можливість одночасної обробки великої кількості виливків, хороша якість очищення поверхні та значне зменшення ручної праці. Після дробометної обробки поверхня виливків набуває рівномірної матової структури, покращується якість подальшого фарбування, механічної обробки або нанесення покриттів. Крім того, дробометне очищення частково зміцнює поверхневий шар металу за рахунок ударної дії дробу.

Разом із перевагами дробометні барабани мають і певні недоліки. Процес роботи супроводжується високим рівнем шуму, значним абразивним зношуванням робочих елементів та підвищеним енергоспоживанням. Також існує обмеження щодо очищення тонкостінних або крихких виливків, які можуть пошкоджуватися під дією ударів дробу та взаємного перемішування. Для забезпечення стабільної роботи необхідне регулярне технічне обслуговування системи подачі дробу, аспірації та дробометних апаратів.

Дробометні барабани періодичної дії залишаються одним із найбільш ефективних видів обладнання для механізованого очищення виливків у сучасному ливарному виробництві. Їх використання дозволяє значно підвищити продуктивність очисних дільниць, покращити якість поверхні виливків та знизити трудомісткість технологічного процесу.

1.4. Дробометні барабани безперервної дії

Такі барабани застосовуються рідше. Принцип роботи: виливки подаються в камеру поступово, без зупинки. В середині постійно обертається барабан і подається дріб. На виході очищені виливки вивантажуються. Перевагами є: висока продуктивність, підходить для великого потоку однотипних виливків (масове виробництво). Недоліки: більше зношення, менше гнучкості (не

підходить для деталей, що можуть заклинути або пошкодитись), потребує системи дозування й синхронізації потоку. В табл. 1.3 приведена характеристика такого обладнання.

Таблиця 1.3 – Характеристика дробометних барабанів безперервної дії

Назва	Модель	Габаритні розміри виливків, м	Продуктивність, т/год	Габаритні розміри	Маса, т	Потужність електродвигуна, кВт
Безперервна дія	317	0,6x0,5x0,5	5,0	6,8x3,7x7,5	20,0	35,3
Безперервна дія	319	0,5x0,4x0,6	10,0	8,7x6,9x6,8	63,5	148,4

Очисний галтувальний барабан моделі 317 призначений для очистки дрібного та середнього литва. Складається з барабана який представляє зігнуту з товстого листового металу обичайку циліндричного перерізу, привода та рами на яку він спирається.

При обертанні барабану відливки які знаходяться в середині зтикаються і труться одна об одну та об барабані листи, очищаючись при цьому від пригорілої суміші та рубчиків. Для кращої очистки литва в барабан завантажують спеціальні зірочки з відбіленого чавуну.

Для більшості ливарних цехів, де очищуються виливки з чорних сплавів, перевагу надають дробометним барабанам періодичної дії — особливо якщо мова йде про змішане виробництво, середні й великі виливки, або виливки складної геометрії. Безперервні системи мають сенс при поточному виробництві дрібних, стандартних виливків.

1.5. Мета і завдання кваліфікаційної роботи

З метою покращення технологічного процесу, скорочення часу на обробку виливків обрана тема роботи: “ Конструювання і розрахунок галтувального барабана періодичної дії моделі ОБ-900 продуктивністю 3,5 т/год”.

Галтування в цьому барабані забезпечує високу якість поверхні виливків в порівнянні з іншими барабанами безперервної дії. За рахунок взаємних зіткнень та тертя виливків об стінки барабану в процесі галтовки одночасно з очисткою поверхні проходить вибивка стержнів та відбивки ливників. Для інтенсифікації процесу в барабан завантажуються зірочки відлиті з білого чавуну. Зірочки своїми гострими гранями чинять додаткову дію на поверхню виливків, прискорюючи процес та підвищуючи якість очистки. Крім того, зірочки попадають до внутрішніх порожнин і виконують їхню очистку.

Перевагою такого барабану, є простота конструкції, надійність в роботі, компактність та достатньо високий рівень механізації допоміжних операцій.

Метою роботи є: конструювання галтувального барабана безперервної дії моделі ОБ-900.

Завданням роботи є: проектний розрахунок галтувального барабана безперервної дії моделі ОБ-900.

2. КОНСТРУЮВАННЯ БАРАБАНА ГАЛТУВАЛЬНОГО ПЕРІОДИЧНОЇ ДІЇ МОДЕЛІ ОБ-900

Галтувальний барабан періодичної дії моделі ОБ-900 є типовим представником обладнання для механічного очищення виливків у ливарному виробництві. Його конструкція формується як сукупність взаємопов'язаних вузлів, що забезпечують циклічний процес обробки деталей: завантаження, обертання з інтенсивним перемішуванням, очищення за рахунок ударно-тертрової взаємодії та подальше вивантаження. Загальна компоновка установки базується на горизонтальному або похилому розташуванні обертового барабана на жорсткій рамі з приводною системою та опорними елементами, що забезпечують стабільність і надійність роботи в умовах динамічних навантажень.

Основою всієї конструкції є несуча рама, яка виконує функцію силового каркаса. Вона сприймає вагу барабана, завантажених виливків, а також динамічні навантаження, що виникають під час обертання та падіння деталей всередині робочої камери. Зазвичай рама виготовляється у вигляді зварної просторової конструкції зі сталевих профілів, таких як швелери та двотаври. Її жорсткість є критично важливою, оскільки будь-які деформації можуть призвести до перекосу барабана і нерівномірного зносу опорних елементів. Для зменшення вібрацій, які передаються на фундамент, конструкція часто передбачає встановлення демпфувальних прокладок або амортизуючих елементів.

Робочим органом установки є корпус барабана, який являє собою циліндричну зварну конструкцію зі сталевих листів. Саме в цьому вузлі відбувається процес очищення виливків. Внутрішня поверхня барабана піддається значному абразивному та ударному зносу, тому вона додатково захищається футеровкою з високоміцних або марганцевистих сталей. Футеровочні плити можуть бути змінними, що суттєво спрощує ремонт і продовжує термін служби обладнання. Конструктивно корпус встановлюється під невеликим кутом, що забезпечує поступове переміщення виливків уздовж осі барабана від зони завантаження до зони вивантаження. У середині корпусу також передбачаються люки для технічного обслуговування та ревізії.

Важливим елементом внутрішньої конструкції є система ребер та лопаток, які встановлюються на внутрішній поверхні барабана. Вони виконують функцію підйому та скидання виливків у процесі обертання. Завдяки цьому забезпечується інтенсивне перемішування деталей і багаторазові удари між собою, що є основним механізмом очищення. Форма і розташування цих елементів підбираються таким чином, щоб забезпечити оптимальну траєкторію руху виливків і уникнути їх «зависання» в нижній частині барабана. У ряді випадків ребра виконуються змінними або накладними, що дозволяє їх заміну при зношуванні без демонтажу всього корпусу.

Опорна система барабана складається з бандажів, опорних і упорних роликів. Барабан спирається на ролики через кільцеві бандажі, закріплені на його корпусі. Опорні ролики сприймають основне навантаження, тоді як упорні елементи забезпечують фіксацію барабана в осьовому напрямку і запобігають його зміщенню під час роботи. Вся система опор повинна забезпечувати плавне обертання без ривків і перекосів, оскільки навіть незначні відхилення можуть призвести до підвищеного зносу і зниження ресурсу обладнання.

Привідний механізм барабана ОБ-900 складається з електродвигуна, редуктора та зубчастієї передачі, яка забезпечує обертання корпусу. Найчастіше використовується схема з відкритим зубчастим зачепленням «шестерня – зубчастий вінець», де вінець закріплений безпосередньо на корпусі барабана. Така конструкція дозволяє передавати значний крутний момент при відносно простій кінематичній схемі. Привід захищається кожухами для безпеки обслуговування, а також може мати регулювання швидкості обертання залежно від типу виливків і ступеня їх забруднення.

Окремим конструктивним вузлом є система завантаження та вивантаження виливків. Оскільки барабан працює в періодичному режимі, завантаження здійснюється через спеціальний лоток або бункер, який подає виливки всередину камери. Після завершення циклу очищення виливки вивантажуються через розвантажувальний люк, який може мати механічне або гравітаційне відкривання. Конструкція цих елементів повинна забезпечувати герметичність

під час роботи, щоб мінімізувати втрати пилу і запобігти викиду деталей у робочу зону.

У процесі очищення утворюється значна кількість пилу та дрібних частинок формувальної суміші, тому конструкція ОБ-900 передбачає систему аспірації. Вона включає патрубки для відведення пилу та підключення до загальнозаводських або індивідуальних фільтрувальних установок. Це не лише покращує санітарні умови праці, але й зменшує знос механізмів за рахунок видалення абразивного пилу із зони роботи.

Система керування барабаном включає електричні пускові пристрої, елементи блокування та захисту. Обов'язково передбачається блокування запуску при відкритих люках, аварійна зупинка, а також захист електродвигуна від перевантаження. У більш сучасних виконаннях можливе використання автоматизованих систем керування циклом роботи.

Конструкційні матеріали, що застосовуються у виготовленні ОБ-900, підбираються з урахуванням інтенсивних ударних та абразивних навантажень. Рама і корпус виконуються зі звичайних конструкційних сталей, тоді як внутрішня футеровка виготовляється із зносостійких марганцевистих або легованих сталей. Це дозволяє забезпечити довговічність роботи навіть в умовах інтенсивної експлуатації.

Таким чином, конструкція галтувального барабана ОБ-900 є комплексною інженерною системою, в якій кожен вузол виконує чітко визначену функцію. Поєднання простої кінематичної схеми, надійної механіки та зносостійких матеріалів забезпечує ефективну роботу обладнання у ливарному виробництві, високу продуктивність очищення та відносну простоту обслуговування.

3. ПРОЕКТНИЙ РОЗРАХУНОК БАРАБАНА ГАЛТУВАЛЬНОГО

3.1. Розрахунок основних характеристик барабана

3.1.1. Швидкість обертання барабану

$$\text{При } D_6 \geq 0,7\text{м}; \omega \leq \frac{3,14}{\sqrt{D_6}} \text{рад/с}; \quad (3.1)$$

де; D_6 - діаметр барабану; $D_6 = 1120\text{мм}$.

$$\omega \leq \frac{3,14}{\sqrt{1,12}} = 2,96 \text{рад/с}$$

3.1.2. Потужність електродвигуна привода обертання барабана

$$N_6 = \frac{M \cdot \omega_6}{\eta}, \quad (3.2)$$

де η – коефіцієнт корисної дії приводу барабану, $\eta=0,6 \div 0,8$ приймаємо $\eta=0,7$;

M – момент відносно вісі обертання барабану.

$$M = (1 - k) \cdot D_6 \cdot 0.424 \cdot \sin \varphi \cdot G, \quad (3.3)$$

де k – коефіцієнт завантаження барабану; $k=0,7 \div 0,8$, приймаємо $k=0,8$;

φ – кут вільної поверхні завантаженого барабану, $\varphi=35 \div 45^\circ$, приймаємо $\varphi=40^\circ$;

G – вага завантаження барабану (табл. 3.1)

Об'єднавши формулу (3.2) і формулу (3.3), отримаємо

$$N_6 = \frac{(1-k) \cdot D_6 \cdot 0.424 \cdot \sin \varphi \cdot G \cdot \omega_6}{\eta}, \quad (3.4)$$

$$N_6 = \frac{0,424(1-0,8) \sin 40 \cdot 1,12 \cdot 3500 \cdot 2,96}{0,7} = 7746 \text{ Вт}$$

Установча потужність електродвигуна

$$N_y = n_y \cdot N_6, \quad (3.5)$$

де n_y – коефіцієнт установочної потужності $n_y=1,1 \dots 1,2$ приймаємо $n_y=1,2$;

$$N_y = 1,2 \cdot 7746 = 9295 \text{ Вт} \approx 9,3 \text{ кВт}$$

По каталогу приймаємо електродвигун ВАО – 52 – 4, потужністю $N=10$ кВт, з частотою обертів $n=1450$ об/хв; $\frac{M_{max}}{M_H} = 1,8$; $\frac{M_{пуск}}{M_H} = 1,2$; момент інерції ротора

$$I_p=0,0318 \text{ кгс} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2.$$

Таблиця 3.1 –Розрахунок потужності привода галтувального барабану

Найменування параметра	Позначення	Формула або джерело	Розмірність	Значення параметрів
Вага завантаження	G	вихідні дані	кгс	3500
Діаметр барабану	D_6	вихідні дані	м	1,12
Довжина барабану	L	вихідні дані	м	1,6
Кутова швидкість	ω_6	формула (3.1)	рад/сек	2,96
Коефіцієнт завантаження	k	-	-	0,8
Кут вільної поверхні вантажу	φ	-	град	40°
ККД	η	-	-	0,7
Потужність електродвигуна розрахована	N_6	формула (3.4)	кВт	7,75
Потужність електродвигуна установча	N_y	формула (3.5)	кВт	9,3
Потужність встановленого електродвигуна	N	Паспорт машини	кВт	10

3.1.3. Потужність електродвигуна скіпового підйомника

$$N = \frac{(Q+G) \cdot v}{\eta_{об}}, \quad (3.6)$$

де v – швидкість підйому ковша, $v=0,03 \div 0,04$ м/сек; приймаємо $v=0,035$ м/сек;

$\eta_{об}$ – загальний ККД механізму приводу скіпа,

$$\eta_{об} = \eta_{з.п.} \cdot \eta_p \cdot \eta_{р.п.} \cdot \eta_6 \cdot \eta_{п.}, \quad (3.7)$$

де $\eta_{з.п.}$ – ККД відкритої зубчатої передачі; η_p – ККД зубчатого редуктора; $\eta_{р.п.}$

– ККД клинопасової передачі; η_6 – ККД канатного барабану з урахуванням тертя в підшипниках; $\eta_{п.}$ – ККД поліспасти (табл. 3.2)

$$\eta_{об} = 0,9 \cdot 0,94 \cdot 0,95 \cdot 0,95 \cdot 0,94 = 0,72$$

$$N = \frac{(600+1500) \cdot 0,035}{0,72} = 1020 \text{ Вт}$$

3.1.4. Розрахунок гальма скіпа

Необхідний гальмівний момент повинен відповідати умові

$$M_m \geq K_m \cdot M_{cm}, \quad (3.8)$$

де K_m – коефіцієнт запасу гальмування, визначається в залежності від режиму праці механізму: при легкому режимі праці $K_m=1,5$; M_{cm} – статичний момент вантажу на гальмівному валу

$$M_{cm} = \frac{(Q+G) \cdot D_o \cdot c \cdot \eta_T}{2 \cdot a \cdot m \cdot i_p \cdot i_{з.п.}} \quad (3.9)$$

де D_o – діаметр барабана по центру каната; c – число віток канату; a – кратність поліспасти; m – число поліспастів; i_p – передаточне число редуктора; $i_{з.п.}$ – передаточне число циліндричної зубчатої пари; η_T – ККД механізму від нижніх блоків поліспасту до гальмівного валу,

$$\eta_T = \eta_{з.п.} \cdot \eta_p \cdot \eta_{б} \cdot \eta_n, \quad (3.10)$$

$$\eta_T = 0,9 \cdot 0,94 \cdot 0,95 \cdot 0,94 = 0,76$$

$$M_{cm} = \frac{(600+1500) \cdot 0,26 \cdot 2 \cdot 0,76}{2 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 31,5 \cdot 3,5} = 9,4 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Таблиця 3.2 – Розрахунок галтувального барабану

Найменування параметра	Позначення	Формула або джерело	Розмірність	Значення параметра
1	2	3	4	5
Вага ковша скіпу	Q	Вихідні дані	кгс	600
Вага завантаження скіпу	Q_c	Вихідні дані	кгс	1500
Швидкість підйому ковша	v	Вихідні дані	м/сек	0,035

Характеристика елементів приводу				
Редуктор типу РМ250 – Ш – 8 _ц	i_p	-	-	31,5
	η_p	-	-	0,94
Відкрита зубчаста передача	$i_{з.п.}$	Вихідні дані	-	3,5
	$\eta_{з.п.}$	-	-	0,9
Клинопасова передача	$\eta_{р.п.}$	-	-	0,95
Канатний барабан	η_b	-	-	0,95
Поліспасти	η_n	-	-	0,94
Загальний ККД привода скіпу	$\eta_{об}$	Формула (3.7)	-	0,72
Потужність електродвигуна:				
по розрахунку	N	Формула (3.6)	Вт	1020
встановленого	N_ϕ	Паспорт	кВт	2,8
Діаметр канатного барабану	D_o	креслення	М	2
Число віток канату	c	креслення	-	2
ККД механізму підйому	η_T	Формула (3.10)	-	0,76
Кратність поліспасти	a	Вихідні дані	-	2
Число поліспасти	t	Вихідні дані	-	2
Запас гальмування	K_m	-	-	1,5
Статичний момент вантажу на гальмівному валу	$M_{ст}$	Формула (3.9)	Н·М	9,4
Момент гальма:				

по розрахунку	M_m	Формула (3.8)	Н·М	14,1
встановленого	M_y	-	Н·М	20,0

3.2. Розрахунок навантажених деталей галтувального барабану

3.2.1. Вісь барабану

Навантаженими деталями галтувальних барабанів є елементи опорних пристроїв, відкрита зубчаста пара приводу обертання барабану та привода підйому скіпа.

При перевірці міцності вісі її можна розглядати як затиснуту з обох кінців балку, навантажену зосередженою силою.

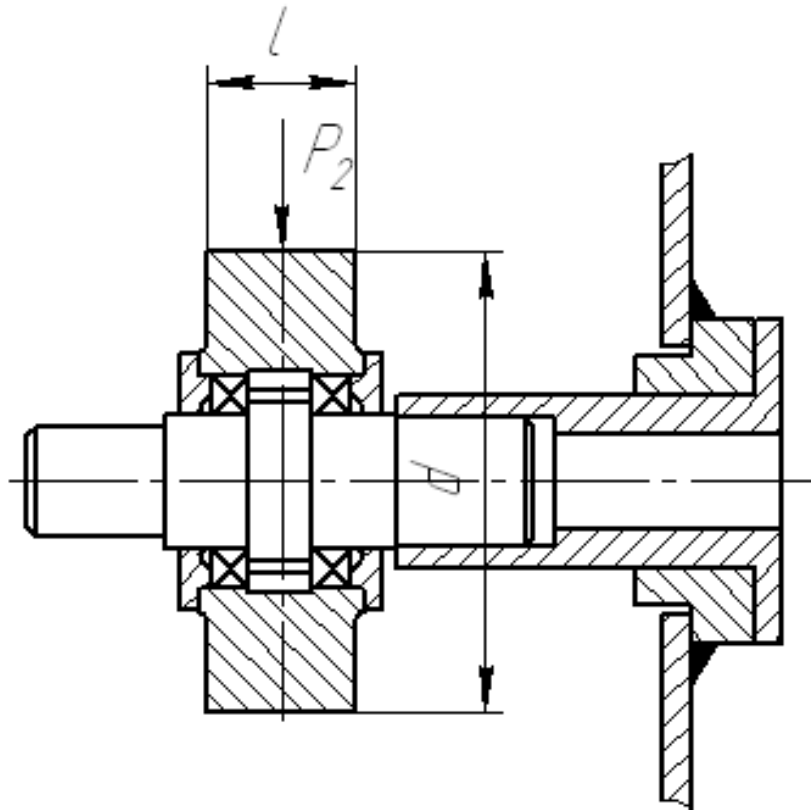


Рис. 3.1 – Схема вісі опорного ролика

Міцність опорного ролика перевіряємо по контактній напрузі:

$$q_0 = 0,59k_d \sqrt{\frac{P_2 E}{l_2} \cdot \frac{D_1 + d_2}{D_1 d_2}} \quad (3.11)$$

де P_2 – зусилля, що сприймаєме один ролик:

$$P_2 = \frac{C_0}{2 \cos \frac{\gamma}{2}} \quad (3.12)$$

де γ – кут між радіусами, проведеними з центра обертання барабану до центру роликів;

l_2, d_2 – ширина і діаметр ролика;

C_0 – вага барабану з навантаженням (див. табл. 3.3);

D_1 – діаметер поверхні кочення вінця барабану.

$$P_2 = \frac{89000}{2 \cos \frac{110}{2}} = 77583,4 \text{ Н};$$

$$q_0 = 0,59 \cdot 1,5 \sqrt{\frac{77583,4 \cdot 1,4 \cdot 10^8}{0,15} \cdot \frac{1,118+0,3}{1,118 \cdot 0,3}} \approx 15500 \text{ Н/м}^2.$$

3.2.2. Підшипники

Підшипники опорних роликів розраховуємо по коефіцієнту роботоздатності:

$$C_p = 0,0173 \cdot k_k \cdot k_d \cdot R_z (\omega_p \cdot T)^{0,3} \quad (3.13)$$

де C_p – розрахунковий коефіцієнт роботоздатності підшипника;

k_k – коефіцієнт, який враховує обертання зовнішнього кільця;

k_d – коефіцієнт динамічності навантаження;

R_z – радіальне навантаження на оди підшипник, $R_z = \frac{P_2}{2}$;

T – потрібна довговічність підшипника;

ω_p – кутова швидкість опорного ролика;

$$\omega_p = \omega_6 \frac{D_1}{d_2} \quad (3.14)$$

ω_6 – кутова швидкість барабану;

$$\omega_p = 2,96 \frac{1,118}{0,3} = 11,03 \text{ рад/сек};$$

$$C_p = 0,0173 \cdot 1,2 \cdot 1,5 \cdot 38791,7 (11,03 \cdot 18 \cdot 10^6)^{0,3} = 372745.$$

3.2.3. Відкрита зубчаста передача.

Розрахунок відкритої зубчастої передачі привода обертання барабану по напрузі згину виконується по формулі:

$$\sigma_H = \frac{2N_{ел} \cdot \eta_p \cdot k_{нер} \cdot k_{дн}}{\omega_6 \cdot i \cdot m^2 \cdot z \cdot b \cdot y} \quad (3.15)$$

де $N_{ел}$ – потужність встановленого електродвигуна;

η_p – ККД редуктора, встановленого перед розраховуємою шестернею;

$k_{нер}$ – коефіцієнт нерівномірності навантаження, обумовлений консольним розташуванням передачі;

$k_{дн}$ – коефіцієнт динамічності навантаження;

m – модуль зачеплення;

b – ширина колеса;

y – коефіцієнт форми зуба;

$$\sigma_H = \frac{2 \cdot 10 \cdot 0,94 \cdot 1,5 \cdot 1,25 \cdot 10^3}{2,96 \cdot 4,04 \cdot 0,016^2 \cdot 24 \cdot 0,15 \cdot 0,422} = 76 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2.$$

3.3. Розрахунок привода галтувального барабану

3.3.1. Кінематична схема привода

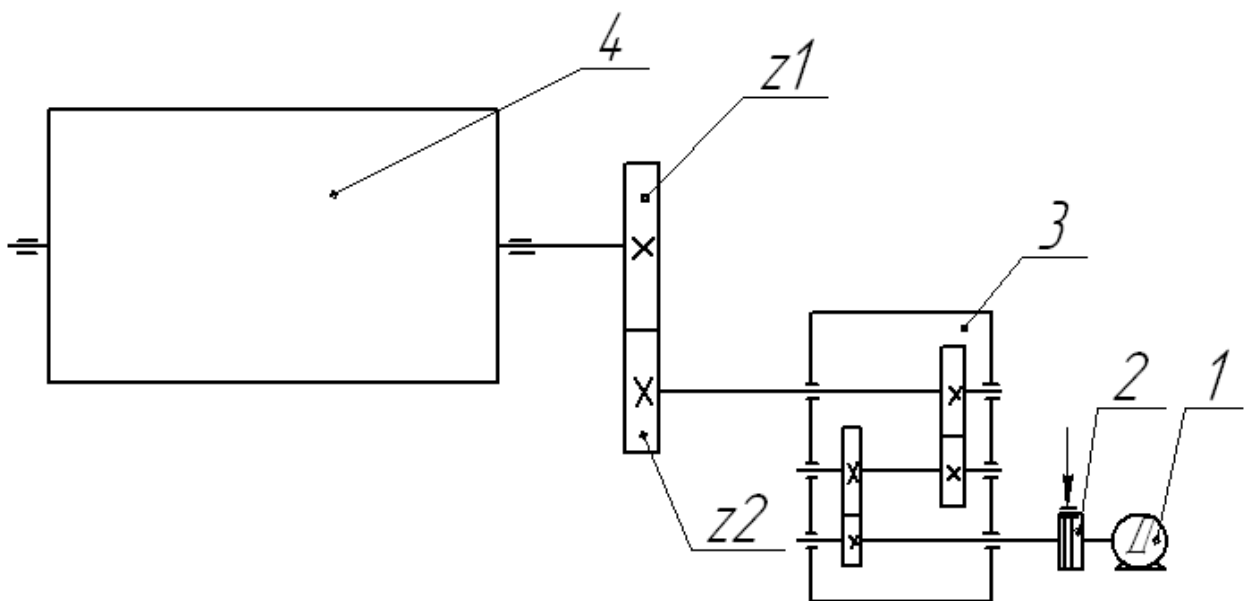


Рис.3.2 – Кінематична схема привода

1 – електричний двигун; 2 – гальмо; 3 – редуктор; 4 – барабан

Привод галтувального барабану працює від електродвигуна (1) через редуктор (3) ($i=23,24$) і ведучу шестерню $z_2=18$, котра передає обертання на колесо $z_1=37$ і на барабан.

Потужність електродвигуна привода обертання беремо з табл.3.1:

$$P_{ед}=10 \text{ кВт}; n=1450 \text{ об/хв.}$$

3.3.2. Розрахунок редуктора

Розраховуємо потужність, частоту обертання, крутний момент і кутову швидкість на кожному валу;

Вал №1 (швидкохідний вал редуктора)

$$P_1 = P_{ед} \cdot \eta_{муф} \cdot \eta_{п.п} \quad (3.16)$$

Значення ККД приймаємо відповідно рекомендаціям:

$\eta_{муф} = 0,99$ - ККД муфти;

$\eta_{п.п} = 0,99$ - ККД пари підшипників;

$$P_1 = 10 \cdot 0,99 \cdot 0,99 = 9,801 \text{ кВт};$$

$$T_1 = \frac{P_1 \cdot 10^3}{\omega_1}, \text{ де } \omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30} = \frac{3,14 \cdot 1450}{30} = 116,74 \text{ с}^{-1};$$

тоді: $T_1 = \frac{9,801 \cdot 10^3}{116,74} = 83,96 \text{ Н}\cdot\text{м.}$

Вал №2 (проміжний вал редуктора)

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_{з.з} \cdot \eta_{п.п} \quad (3.17)$$

де $\eta_{з.з} = 0,98$ - ККД закритої зубчатої передачі;

$\eta_{п.п} = 0,99$ - ККД пари підшипників;

$$P_2 = 9,801 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 9,51 \text{ кВт};$$

$$T_2 = \frac{P_2 \cdot 10^3}{\omega_2}, \text{ де } \omega_2 = \frac{\pi \cdot n_2}{30} = \frac{3,14 \cdot 241,67}{30} = 25,29 \text{ с}^{-1}, \quad n_2 = \frac{n_1}{U_{ззі}} = \frac{1450}{6} = 241,67$$

об/хв;

$U_{ззі}$ – передаточне число зубчатої передачі.

тоді $T_2 = \frac{9,51 \cdot 10^3}{25,29} = 375 \text{ Н}\cdot\text{м.}$

Вал №3 (тихохідний вал редуктора)

$$P_3 = P_2 \cdot \eta_{з.з.г} \cdot \eta_{п.п} \cdot \eta_{з.в.} \quad (3.18)$$

де $\eta_{з.з.г} = 0,98$ - ККД закритої зубчатої передачі;

$\eta_{п.п} = 0,99$ - ККД пари підшипників;

$\eta_{з.в.} = 0,93$ - ККД відкритої зубчатої передачі;

$$P_3 = 9,51 \cdot 0,98 \cdot 0,99 \cdot 0,93 = 8,58 \text{ кВт};$$

$$T_3 = \frac{P_3 \cdot 10^3}{\omega_3}, \text{ де } \omega_3 = \frac{\pi \cdot n_3}{30} = \frac{3,14 \cdot 62,12}{30} = 6,5 \text{ с}^{-1}, n_3 = \frac{n_{пов}}{U_{ред}} = \frac{1450}{23,34} = 62,12 \text{ об/хв};$$

$$\text{тоді } T_3 = \frac{8,58 \cdot 10^3}{6,5} = 1350 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Вал №4 (вал барабану)

$$P_4 = P_3 \cdot \eta_{п.п} \quad (3.19)$$

де $\eta_{п.п} = 0,99$ - ККД пари підшипників;

$$P_4 = 8,58 \cdot 0,99 = 8,4942 \text{ кВт};$$

$$T_4 = \frac{P_4 \cdot 10^3}{\omega_4}, \text{ де } \omega_4 = \frac{\pi \cdot n_4}{30} = \frac{3,14 \cdot 30}{30} = 3,14 \text{ с}^{-1}, n_4 = \frac{n_3}{U_{зв}} = \frac{62,12}{2,06} = 30 \text{ об/хв};$$

$$U_{зв} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{37}{18} = 2,06 \quad (3.20)$$

$$\text{тоді } T_4 = \frac{8,4942 \cdot 10^3}{3,14} = 2705,16 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Перевіримо правильність розрахунку:

$$P_{вих} = P_{ед} \cdot \eta_{заг} \quad (3.21)$$

де $\eta_{заг}$ - загальний ККД;

$$\eta_{заг} = \eta_{муф} \cdot \eta_{п.п} \cdot \eta_{з.з} \cdot \eta_{п.п} \cdot \eta_{з.з.г} \cdot \eta_{п.п} \cdot \eta_{з.в.} \cdot \eta_{п.п} \quad (3.22)$$

$$\eta_{заг} = 0,99 \cdot 0,99 \cdot 0,98 \cdot 0,99 \cdot 0,98 \cdot 0,99 \cdot 0,93 \cdot 0,99 = 0,8494.$$

$$P_{вих} = 10 \cdot 0,8494 = 8,494 \text{ кВт}.$$

$$T_4 = 9550 \cdot \frac{P_1}{n_1} \cdot U_{заг} \cdot \eta_{заг} \quad (3.23)$$

де $U_{заг}$ - загальне передаточне число;

$$U_{заг} = U_{ред} \cdot U_{зв} = 23,34 \cdot 2,06 = 48,0804;$$

$$T_4 = 9550 \cdot \frac{10}{1450} \cdot 48,08 \cdot 0,8494 = 2705,1 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Розрахунок виконано вірно.

3.3.2.1. Розрахунок першої ступені редуктора

Вихідні дані:

Потужність на першому валу $P_1 = 9,801$ кВт;

Частота обертання $n_1 = 1450$ об/хв;

Передаточне відношення $U = 6$;

Відношення моментів $\frac{T_{max}}{T_{ном}} = 1,25$;

Термін служби $t = 8000$ год.

Оскільки частота обертання n_1 достатньо велика вибираємо циліндричну передачу з косим зубом.

Обираємо матеріал і допустимі напруження для шестерні і колеса. Для сталі 40Х (поковка). ($\sigma_B=750$ МПа; $\sigma_T=520$ Мпа; $H=230\div 200$).

Для шестерні $HB_1=260$, для колеса $HB_2=235$.

Визначаємо допустимі напруження згину для шестерні:

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_{plim}}{S_p} \cdot Y_S \cdot Y_R \quad (3.24)$$

Знайдемо момент зношувачтї зубів при згинані:

$$\sigma_{plim} = \sigma_{F_{BMB1}}^{\circ} \cdot K_{FC} \cdot K_{FL1} \quad (3.25)$$

$$\sigma_{F_{BMB1}}^{\circ} = 1,8HB_1 = 1,8 \cdot 260 = 468 \text{ МПа.}$$

Кофіцієнт який враховує вплив прикладання навантаження при одностороньому прикладані навантаження при двохстороньому прикладані навантаження

$$K_{FC} = 1,0.$$

Коефіцієнт довговічності:

$$K_{FL1} = \sqrt[m_F]{\frac{N_{FO}}{N_{FE1}}} \quad (3.26)$$

де $m_F = 6$ (оскільки $HB < 350$);

$N_{FO} = 4 \cdot 10^6$ - базове число циклів зміни напружень;

Еквівалентне число циклів зміни напружень:

$$N_{FE1} = N_{Z1} = 60 \cdot n_1 \cdot t_2 = 60 \cdot 1450 \cdot 8000 = 6,96 \cdot 10^8$$

$$K_{FL1} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{6,96 \cdot 10^8}} \text{ оскільки, } N_{FL1} = 6,96 \cdot 10^8 > N_{FO} = 4 \cdot 10^6, \text{ то } K_{FL1} = 1;$$

$$\sigma_{plim} = 486 - 1,0 - 1,0 = 484 \text{ МПа.}$$

$$\text{Коефіцієнт безпеки } S_P = S'_P \cdot S''_P = 1,75 \cdot 1,0 = 1,75;$$

$$\text{де } S'_P = 1,75, S''_P = 1,0.$$

$Y_R = 1,0$ - коефіцієнт, що враховує шорсткість передньої поверхні зуба;

Y_S - коефіцієнт враховуючий чутливість матеріалу до концентрації напружень.

Допустиме напруження згину для зубців шестерні;

$$[\sigma_{F1}] = \frac{468}{1,75} \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 267 \text{ МПа.}$$

Допустиме напруження згину для зубців колеса;

$$[\sigma_{F2}] = \frac{\sigma_{Flim2}}{S_P} \cdot Y_S \cdot Y_R \quad (3.27)$$

$$\sigma_{plim2} = \sigma_{F_{BMB2}}^{\circ} \cdot K_{PC} \cdot K_{FL2} \quad (3.28)$$

$$\sigma_{F_{BMB2}}^{\circ} = 1,8HB_2 = 1,8 \cdot 235 = 423 \text{ МПа;}$$

$$\text{де } K_{PC} = 1,0.$$

$$K_{FL} = \sqrt[m_F]{\frac{N_{FO}}{N_{FE2}}}; m_P = 6 \text{ так як } HB < 350;$$

$$N_{FE2} = N_{z2} = 60 \cdot n_2 \cdot t = 60 \cdot \frac{1450}{6} \cdot 8000 = 1,16 \cdot 10^8;$$

$$K_{FL2} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{1,16 \cdot 10^8}} \text{ так як } N_{FE2} = 1,16 \cdot 10^8 > N_{FO} = 4 \cdot 10^6;$$

$$\text{то приймаємо } K_{FL2} = 1,0.$$

Межа витривалості;

$$\sigma_{plim2} = 423 \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 423 \text{ МПа;}$$

де $S_P = 1,75$ - коефіцієнт безпеки;

$$Y_R = 1,0;$$

$$Y_S = 1,0;$$

$$[\sigma_{F2}] = \frac{423}{1,75} \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 242 \text{ МПа.}$$

Допустиме напруження згину при розрахунку на дію максимального навантаження для шестерні:

$$[\sigma_{FM1}] = \left(\frac{\sigma_{FlimM1}}{S_{PM1}} \right) \cdot Y_S \quad (3.29)$$

$$\sigma_{FlimM1} = 4,8HB_1 = 4,8 \cdot 260 = 1248 \text{ МПа.}$$

Коефіцієнт безпеки $S_{PM1} = S'_{PM1} \cdot S''_{PM1} = 1,75 \cdot 1,0 = 1,75$;

де $S'_{PM1} = 1,75$; $S''_{PM1} = 1,0$.

Відповідно:

$$[\sigma_{FM1}] = \left(\frac{1248}{1,75}\right) \cdot 1,0 = 713 \text{ МПа.}$$

Допустиме напруження згину при дії максимального навантаження для колеса:

$$[\sigma_{FM2}] = \left(\frac{\sigma_{FlimM2}}{S_{PM2}}\right) \cdot Y_S \quad (3.30)$$

де $\sigma_{FlimM2} = 4,8\text{HB}_2 = 4,8 \cdot 235 = 1128 \text{ МПа}$.

Коефіцієнт безпеки:

$$S_{PM2} = S'_{PM2} \cdot S''_{PM2} = 1,75 \cdot 1,0 = 1,75.$$

Відповідно:

$$[\sigma_{FM2}] = \left(\frac{1128}{1,75}\right) \cdot 1,0 = 644 \text{ МПа.}$$

Допустиме навантаження для шестерні:

$$[\sigma_{H1}] = \left(\frac{\sigma_{Hlim}}{S_{H1}}\right) \cdot Z_N \cdot Z_V \quad (3.31)$$

$$\sigma_{Hlim1} = \sigma_{HlimB1} \cdot K_{H1} \quad (3.32)$$

$$\sigma_{HlimB1} = 2\text{HB}_1 + 70 = 2 \cdot 260 + 70 = 590 \text{ МПа.}$$

Коефіцієнт довговічності:

$$K_{HL1} = \sqrt[m_H]{\frac{N_{HO}}{N_{HE1}}} \quad (3.33)$$

де $m_H = 24$

$N_{HO} = 1,8 \cdot 10^7$ - базове число циклів змінних напружень.

Еквівалентне число циклів зміни напружень:

$$N_{HE1} = N_{Z1} = 60 \cdot n_1 \cdot t_2 = 60 \cdot 1450 \cdot 8000 = 6,96 \cdot 10^8.$$

Відношення:

$$\frac{N_{HE1}}{N_{HO}} = \frac{6,96 \cdot 10^8}{1,8 \cdot 10^7} > 1;$$

Тому коефіцієнт визначимо по формулі:

$$K_{HL1} = \sqrt[24]{\frac{N_{HO}}{N_{HE1}}} \geq 0,9 \quad (3.34)$$

$$K_{HL1} = \sqrt[24]{\frac{1,8 \cdot 10^7}{6,96 \cdot 10^8}} \geq 0,859.$$

Приймаємо $K_{HL1} = 0,9$.

Межа контактної витривалості:

$$\sigma_{Hlim1} = 590 \cdot 0,9 = 531 \text{ МПа.}$$

Коефіцієнт який враховує колову швидкість $z_V = 1,0$.

Допустиме контактне напруження для шестерні:

$$[\sigma_{H1}] = \left(\frac{531}{1,1}\right) \cdot 0,95 \cdot 1,0 = 458 \text{ МПа.}$$

Допустиме контактне напруження для колеса

$$[\sigma_{H2}] = \left(\frac{\sigma_{Hlim2}}{S_{H2}}\right) \cdot Z_R \cdot Z_V \quad (3.35)$$

$$\sigma_{Hlim2} = \sigma_{HlimB2} \cdot K_{HL2};$$

$$\sigma_{HlimB2} = 2HB + 70 = 2 \cdot 235 + 70 = 540 \text{ МПа.}$$

Коефіцієнт довговічності:

$$K_{HL2} = \sqrt[m_H]{\frac{N_{HO2}}{N_{HE2}}} \quad (3.36)$$

$$N_{HO2} = 1,3 \cdot 10^7.$$

Еквівалентне число циклів зміни напружень:

$$N_{HE2} = N_{Z2} = 60 \cdot n_2 \cdot t_2 = 60 \cdot \frac{1450}{6} \cdot 8000 = 1,16 \cdot 10^8.$$

$$\text{Відношення: } \frac{N_{HE2}}{N_{HO2}} = \frac{1,16 \cdot 10^8}{1,3 \cdot 10^7} > 1;$$

тому коефіцієнт довговічності визначаємо по формулі:

$$K_{HL2} = \sqrt[24]{\frac{N_{HO2}}{N_{HE2}}} \geq 0,9;$$

$$K_{HL2} = \sqrt[24]{\frac{1,3 \cdot 10^7}{1,16 \cdot 10^8}} = 0,913;$$

Приймаємо $K_{HL2} = 0,913$.

$$\text{Відповідно } \sigma_{Hlim2} = 540 \cdot 0,913 = 493 \text{ МПа.}$$

Коефіцієнт безпеки для зубців з однорідною структурою $S_{H2} = 1,1$.

Коефіцієнт враховуючий колову швидкість $z_V = 1,0$.

Допустиме контактне напруження для колеса:

$$[\sigma_{H2}] = \left(\frac{493}{1,1}\right) \cdot 0,95 \cdot 1,0 = 426 \text{ МПа.}$$

Допустиме контактне напруження передачі:

$$[\sigma_H] = 0,45([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]) = 0,45(458 + 426) = 397,8 \text{ МПа.}$$

Перевіримо умову:

$$[\sigma_H] \approx 398 \text{ МПа} < 1,23[\sigma_{Hmin}] = 1,23 \cdot 426 = 524 \text{ МПа};$$

умова виконана, тому приймаємо допустиме контактне напруження передачі $[\sigma_H] = 398 \text{ МПа}$.

Допустиме контактне напруження при розрахунку на дію максимального навантаження:

$$\text{для шестерні } [\sigma_{HM1}] = 2,8\sigma_T = 2,8 \cdot 520 = 1456 \text{ МПа};$$

$$\text{для колеса } [\sigma_{HM2}] = 2,8\sigma_T = 2,8 \cdot 520 = 1456 \text{ МПа}.$$

Розрахунок передачі на контактну витривалість.

Розраховуємо початковий діаметр шестерні:

$$d\omega_1 = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot T_{H1} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\gamma} \cdot (z_H \cdot z_M \cdot z_E)^2}{\psi_\alpha \cdot [\sigma_H]^2}} \cdot \frac{U+1}{U} \quad (3.37)$$

Номінальний крутний момент на шестерні:

$$T_{H1} = 9550 \cdot 10^3 \cdot \frac{P_1}{n_1} = 9550 \cdot 10^3 \cdot \frac{9,801}{1450} = 64551,4 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

Орієнтовна колова швидкість:

$$V = 0,0125^3 \sqrt{P_1 \cdot n_1} = 0,0125^3 \sqrt{9,801 \cdot 10^3 \cdot 1450} = 3,028 \text{ м/с}.$$

При даній швидкості потрібна ступінь точності 9.

Коефіцієнт, що враховує розподілення навантаження між зубцями.

$$\psi_\alpha = (0,7 \dots 0,9)\psi_{dmax} = 0,7 \cdot 1,6 = 1,12 \quad (3.38)$$

Перевіримо умову:

$$\psi_\alpha = K \cdot \frac{\pi}{z_1 \cdot \text{tg}13^\circ} \quad (3.39)$$

де $K = 2$;

$\beta = 16^\circ$ - кут нахилу зубців;

Мінімальне число зубців шестерні $z_{min} = 16$.

Розрахункове число зубців шестерні:

$$z_1 = z_{min} + 2 = 16 + 2 = 18$$

Відповідно:

$$\psi_\alpha = 2 \cdot \frac{3,14}{18 \cdot 0,28674} = 1,21$$

Коефіцієнт враховуючий розподілення навантаження по ширині вінця $K_{H\beta} = 1,07$.

Коефіцієнт враховуючий динамічне навантаження $K_{HV} = 1,044$.

Коефіцієнт враховуючий форму спряження поверхонь:

$$z_H = 1,76 \cdot \cos \beta = 1,76 \cdot \cos 16^\circ = 1,69.$$

Коефіцієнт враховуючий механічні властивості матеріалів спряжених колес:

$$z_M = 275 \text{ МПа};$$

$$z_2 = U \cdot z_1 = 6 \cdot 18 = 108.$$

Коефіцієнт враховуючий сумарну довжину контактних ліній:

$$z_e = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}};$$

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \cos \beta = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{18} + \frac{1}{108} \right) \right] \cos 16^\circ = 1,608;$$

Відповідно:

$$z_e = \sqrt{\frac{1}{1,608}} = 0,789.$$

Початковий діаметр шестерні:

$$d\omega_1 = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 64551,4 \cdot 1,14 \cdot 1,07 \cdot 1,04 \cdot (1,69 \cdot 275 \cdot 0,789)^2 \cdot \frac{6+1}{6}}{1,21 \cdot [398]^2}} = 51,24 \text{ мм.}$$

Модуль зачеплення:

$$m = \frac{d\omega_1}{z_1} \cdot \cos \beta = \frac{51,24}{18} \cdot \cos 16^\circ = 2,736 \text{ мм};$$

Приймаємо стандартний модуль $m = 2,5$.

Перераховуємо остаточний діаметер:

$$d\omega_1 = \frac{m \cdot z_1}{\cos \beta} = \frac{2,5 \cdot 18}{0,9612} = 46,814 \text{ мм.}$$

Перевірочний розрахунок передачі на контактну витривалість.

Визначаємо колову швидкість при початковому діаметрі шестерні $d\omega_1 = 46,814 \text{ мм}$:

$$V = \frac{\pi \cdot d\omega_1 \cdot n_1}{60 \cdot 100} = \frac{3,14 \cdot 46,814 \cdot 1450}{60000} = 3,55 \text{ м/с};$$

При даній швидкості потрібна ступінь точності передачі, 9 – та, що відповідає прийнятої раніше ступені точності. Уточнюємо по швидкості $V = 3,55 \text{ м/с}$ коефіцієнти які входять до формули:

$$d'\omega_1 = d\omega_e \sqrt[3]{\frac{K'_{HV} \cdot K'_{H\alpha} \cdot (z'_V)^2}{K_{HV} \cdot K_{H\alpha} \cdot (z_V)^2}} \quad (3.40)$$

де $K'_{H\gamma} = 1,0429$; $K'_{H\alpha} = 1,132$ ([6] рис. 3.31); $K_{H\gamma} = 1,044$; $K_{H\alpha} = 1,14$; $z'_{V1} = 1,01$; $z_V = 1,0$.

$$d\omega_1 = \sqrt[3]{\frac{1,0429 \cdot 1,132 \cdot (1,01)^2}{1,044 \cdot 1,14 \cdot (1)^2}} = 51,44 \text{ мм};$$

По уточненому початковому діаметру $d\omega_1$, знаходимо модуль зачеплення:

$$m' = \frac{d\omega_1}{z_1} \cdot \cos \beta = \frac{51,44}{18} \cdot \cos 16^\circ = 2,748;$$

Отриманий модуль знову округляємо до стандартного $m = 2,5$, що співпадає з раніше прийнятою величиною модуля. Відповідно діаметер початкового кола шестерні $d\omega_1 = 46,816$ мм.

Ширина зубчатого вінця:

$$b\omega = \psi d \cdot d\omega_1 = 1,21 \cdot 46,86 = 56,7 \text{ мм};$$

Приймаємо $b\omega = 60$ мм.

Перевірочний розрахунок зубів на контактну міцність при дії максимального навантаження:

$$\sigma_{HM} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_M}{T_1}} \leq [\sigma_{HM}] \quad (3.41)$$

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_M \cdot Z_e \sqrt{\frac{2 \cdot T_{H1} \cdot K'_{H\alpha} \cdot K'_{H\beta} \cdot K'_{H\gamma} \cdot \frac{U+1}{U}}{b\omega \cdot (d\omega_1)^2}} \quad (3.42)$$

$$\sigma_H = 1,69 \cdot 275 \cdot 0,63 \sqrt{\frac{2 \cdot 64551,4 \cdot 1,0429 \cdot 1,07 \cdot 1,132 \cdot \frac{6+1}{6}}{60 \cdot (46,814)^2}} = 352 \text{ МПа};$$

$$\sigma_H = 352 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 398 \text{ МПа}.$$

Розрахункове контактне напруження від максимального навантаження:

$$\sigma_{HM} = 352 \sqrt{1,25} = 394 \text{ МПа} < [\sigma_{HM}] = 1456 \text{ МПа}.$$

Перевірочний розрахунок зубців на витривалість по напруженням згину:

$$\sigma_{F1} = Y_{F1} \cdot Y_B \frac{W_{F1}}{m} \leq [\sigma_{F1}] \quad (3.43)$$

Попередньо визначимо величини необхідні для розрахунку, еквівалентне число зубців шестерні і колеса:

$$z_{V1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{18}{(0,9612)^3} = 20,27;$$

$$z_{V2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{108}{(0,9612)^3} = 121,59;$$

Коефіцієнт враховуючий вплив нахилу зуба на його напружений стан:

$$Y_B = 1 - \frac{\beta}{140} = 1 - \frac{16}{140} = 0,89.$$

Крефіцієнт враховуючий форму зуба шестерні і колеса:

$$Y_{F1} = 4,13; Y_{F2} = 3,61$$

Розрахункова границя навантаження:

$$W_{F1} = \frac{2T_{F1}}{d\omega_1 \cdot b\omega} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\gamma} \quad (3.44)$$

Коефіцієнт враховуючий розподілення навантаження між зубцями:

$$K_{F\alpha} = \frac{4+(\varepsilon_\alpha-1)(n-5)}{4 \cdot \varepsilon_\alpha} = \frac{4+(1,581-1)(9-5)}{4 \cdot 1,581}.$$

Коефіцієнт враховуючий розподілення навантаження по ширині вінця $K_{F\beta} = 1,42$.

Коефіцієнт враховуючий динамічне навантаження $K_{F\gamma} = 1,115$.

$$W_{F1} = \frac{2 \cdot 64551,4}{46,814 \cdot 60} \cdot 1 \cdot 1,43 \cdot 1,115 = 72,77 \text{ Н/мм.}$$

Напруження згину в зубях шестерні:

$$\sigma_{F1} = 4,13 \cdot 0,89 \frac{72,77}{2,5} = 106,99 \text{ МПа} \leq [\sigma_{F1}] = 267 \text{ МПа.}$$

В зубцях колеса:

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} = 107 \cdot \frac{3,61}{4,13} = 103,14 \text{ МПа} < [\sigma_{F2}] = 267 \text{ МПа.}$$

Перевірочний розрахунок при згині максимального навантаження.

Розрахунок навантаження від максимального навантаження:

$$\sigma_{FM} = \sigma_F \frac{T_M}{T_1} \leq [\sigma_{FM}] \quad (3.45)$$

Напруження згину при розрахунку на витривалість:

- для зубців шестерні $\sigma_{F1} = 107 \text{ МПа}$;
- для зубців колеса $\sigma_{F2} = 103 \text{ МПа}$.

Розрахункове напруження згину від максимального навантаження:

- для зубців шестерні $\sigma_{FM1} = 107 \cdot 1,2 = 128,4 \text{ МПа} < [\sigma_{FM1}] = 717 \text{ МПа}$;
- для зубців колеса $\sigma_{FM2} = 103 \cdot 1,2 = 124 \text{ МПа} < [\sigma_{FM2}] = 644 \text{ МПа}$.

Приймаємо кінцеві параметри передачі:

$$z_1 = 18; z_2 = 108; m = 2,5; \beta = 16^\circ; b\omega = 60 \text{ мм}; d\omega_1 = 46,814 \text{ мм.}$$

$$d\omega_2 = \frac{m \cdot z_2}{\cos \beta} = \frac{2,5 \cdot 108}{0,9612} = 280,899 \text{ мм.}$$

Визначаємо міжосьову відстань:

$$a\omega = \frac{0,5 \cdot m(z_1 + z_2)}{\cos \beta} = \frac{0,5 \cdot 2,5(18 + 108)}{0,9612} = 163,857 \text{ мм.}$$

Перевіряємо міжосьову відстань:

$$a\omega = \frac{d\omega_1 + d\omega_2}{2} = \frac{46,814 + 280,899}{2} = 163,857 \text{ мм;}$$

Приймаємо міжосьову відстань $a\omega = 163$ мм.

Перераховуємо кут нахилу β :

$$\cos \beta = \frac{0,5 \cdot m(z_1 + z_2)}{a\omega} = \frac{0,5 \cdot 2,5(18 + 108)}{163} = 0,97222;$$

$$\beta = 13,54^\circ.$$

Перераховуємо початкові діаметри:

$$d\omega_1 = \frac{m \cdot z_1}{\cos \beta} = \frac{2,5 \cdot 18}{0,97222} = 46 \text{ мм;}$$

$$d\omega_2 = \frac{m \cdot z_2}{\cos \beta} = \frac{2,5 \cdot 108}{0,97222} = 278 \text{ мм.}$$

Перевіряємо міжосьову відстань:

$$a\omega = \frac{46 + 278}{2} = 162 \text{ мм.}$$

Розробка косозубого циліндричного колеса.

Вихідні дані:

Початковий діаметер $d\omega_2 = 278$ мм;

Модуль $m = 2,5$;

Кут нахилу зубів $\beta = 13,54^\circ$.

Ділильний діаметер:

$$df = d_2 - 2,5m = 278 - 2,5 \cdot 2,5 = 271,75 \text{ мм.}$$

Діаметер отвору під вал;

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau_{кр}]}} = \sqrt[3]{\frac{376 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 30}} = 39,72 \text{ мм;}$$

Приймаємо $d_B = 40$ мм.

Діаметер обода;

$$\delta_1 = (2,5 \div 4)m = (2,5 \div 4)2,5 = 7,5 \text{ мм}$$

$$d_{об} = df - 2\delta_1 = 271,75 - 2 \cdot 7,5 = 256,75 \text{ мм.}$$

Довжина ступиці:

$$L_{ст} \geq b\omega_2, \text{ приймаємо } L_{ст} = 60 \text{ мм.}$$

Товщина диска:

$$C = (0,35 \dots 0,4)b\omega_2 = 0,4 \cdot 60 = 24 \text{ мм.}$$

Діаметер вершини зубців:

$$d_{a2} = d_2 + 2(h_a^* + x_2)m = 278 + 2 \cdot 1 \cdot 2,5 = 283 \text{ мм.}$$

3.3.2.2. Розрахунок другої ступені редуктора

Вихідні дані:

Потужність на першому валу $P_2 = 9,51$ кВт;

Частота обертання $n_2 = 241,64$ об/хв;

Передаточне відношення $U_2 = 3,89$;

Відношення моментів $\frac{T_{max}}{T_{ном}} = 1,25$;

Строк служби $t = 8000$ год.

Вибираємо циліндричну передачу з косим зубом.

Вибираємо матеріал і допустимі напруження для шестерні і колеса.

Призначаємо сталь 40Х (поковка). Термообробка покращення $\sigma_B=750$ МПа; $\sigma_T=520$ Мпа; $H=230 \div 200$.

Для шестерні $HВ_1=260$, для колеса $HВ_2=235$.

Визначаємо допустимі напруження згину для шестерні:

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_{plim3}}{S_p} \cdot Y_S \cdot Y_R \quad (3.46)$$

Знайдемо момент зношуваності зубів при згинанні:

$$\sigma_{plim3} = \sigma_{F_{BMB3}}^{\circ} \cdot K_{FC} \cdot K_{FL3}$$
$$\sigma_{F_{BMB1}}^{\circ} = 1,8HВ_1 = 1,8 \cdot 260 = 468 \text{ МПа.}$$

Коефіцієнт який враховує вплив прикладання навантаження при односторонньому прикладанні навантаження при двохсторонньому прикладанні навантаження.

$$K_{FC} = 1,0.$$

Коефіцієнт довговічності:

$$K_{FL3} = \sqrt[m_F]{\frac{N_{FO}}{N_{FE3}}} \quad (3.47)$$

де $m_F = 6$ (оскільки $HВ < 350$);

$N_{FO} = 4 \cdot 10^6$ - базове число циклів зміни напружень.

Еквівалентне число циклів зміни напружень:

$$N_{FE3} = N_{Z3} = 60 \cdot n_2 \cdot t_2 = 60 \cdot 241,64 \cdot 8000 = 1,16 \cdot 10^8$$

$$K_{FL3} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{1,16 \cdot 10^8}} \text{ оскільки, } N_{FL3} = 1,16 \cdot 10^8 > N_{FO} = 4 \cdot 10^6, \text{ то } K_{FL3} = 1;$$

$$\sigma_{plim3} = 486 - 1,0 - 1,0 = 484 \text{ МПа.}$$

$$\text{Коефіцієнт безпеки } S_p = S'_p \cdot S''_p = 1,75 \cdot 1,0 = 1,75;$$

$$\text{де } S'_p = 1,75, ; S''_p = 1,0$$

$Y_R = 1,0$ - коефіцієнт враховуючий шорсткість передньої поверхні зуба;

Y_S - коефіцієнт враховуючий чутливість матеріалу до концентрації напружень.

Допустиме напруження згину для зубців шестерні;

$$[\sigma_{F3}] = \frac{468}{1,75} \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 267 \text{ МПа.}$$

Допустиме напруження згину для зубців колеса;

$$[\sigma_{F4}] = \frac{\sigma_{Flim4}}{S_p} \cdot Y_S \cdot Y_R \quad (3.48)$$

$$\sigma_{plim4} = \sigma_{F_{BMB4}}^{\circ} \cdot K_{PC} \cdot K_{FL4} \quad (3.49)$$

$$\sigma_{F_{BMB4}}^{\circ} = 1,8HB_4 = 1,8 \cdot 235 = 423 \text{ МПа;}$$

де $K_{PC} = 1,0$.

$$K_{FL} = \sqrt[6]{\frac{N_{FO}}{N_{FE4}}}; m_p = 6 \text{ так як } HB < 350; \quad (3.50)$$

$$N_{FE4} = N_{Z4} = 60 \cdot n_4 \cdot t = 60 \cdot \frac{241,64}{3,89} \cdot 8000 = 2,9 \cdot 10^7;$$

$$K_{FL4} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{1,16 \cdot 10^8}} \text{ так як } N_{FE4} = 2,9 \cdot 10^7 > N_{FO} = 4 \cdot 10^6;$$

то приймаємо $K_{FL4} = 1,0$.

Межа витривалості;

$$\sigma_{plim4} = 423 \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 423 \text{ МПа;}$$

де $S_p = 1,75$ - коефіцієнт безпеки;

$$Y_R = 1,0;$$

$$Y_S = 1,0;$$

$$[\sigma_{F4}] = \frac{423}{1,75} \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 242 \text{ МПа.}$$

Допустиме напруження згину при розрахунку на дію максимального навантаження для шестерні:

$$[\sigma_{FM_3}] = \left(\frac{\sigma_{FlimM_3}}{S_{PM_3}} \right) \cdot Y_S \quad (3.51)$$

$$\sigma_{FlimM_3} = 4,8HB_3 = 4,8 \cdot 260 = 1248 \text{ МПа.}$$

$$\text{Коефіцієнт безпеки } S_{PM_3} = S'_{PM_3} \cdot S''_{PM_3} = 1,75 \cdot 1,0 = 1,75;$$

$$\text{де } S'_{PM_3} = 1,75; S''_{PM_3} = 1,0.$$

Відповідно:

$$[\sigma_{FM_3}] = \left(\frac{1248}{1,75} \right) \cdot 1,0 = 713 \text{ МПа.}$$

Допустиме напруження згину при дії максимального навантаження для колеса:

$$[\sigma_{FM_4}] = \left(\frac{\sigma_{FlimM_4}}{S_{PM_4}} \right) \cdot Y_S \quad (3.52)$$

$$\text{де } \sigma_{FlimM_4} = 4,8HB_4 = 4,8 \cdot 235 = 1128 \text{ МПа.}$$

Коефіцієнт безпеки:

$$S_{PM_4} = S'_{PM_4} \cdot S''_{PM_4} = 1,75 \cdot 1,0 = 1,75.$$

Відповідно:

$$[\sigma_{FM_4}] = \left(\frac{1128}{1,75} \right) \cdot 1,0 = 644 \text{ МПа.}$$

Допустиме навантаження для шестерні:

$$[\sigma_{H_3}] = \left(\frac{\sigma_{Hlim3}}{S_{H_3}} \right) \cdot Z_N \cdot Z_V \quad (3.53)$$

$$\sigma_{Hlim3} = \sigma_{HlimB_3} \cdot K_{H_3} \quad (3.54)$$

$$\sigma_{HlimB_3} = 2HB_3 + 70 = 2 \cdot 260 + 70 = 590 \text{ МПа.}$$

Коефіцієнт довговічності:

$$K_{HL_3} = \sqrt[m_H]{\frac{N_{HO_3}}{N_{HE_3}}} \quad (3.55)$$

$$\text{де } m_H = 24;$$

$$N_{HO_3} = 1,8 \cdot 10^7 - \text{ базове число циклів змінних напружень.}$$

Еквівалентне число циклівзміни напружень:

$$N_{HE_3} = N_{Z_3} = 60 \cdot n_2 \cdot t_2 = 60 \cdot 241,64 \cdot 8000 = 1,16 \cdot 10^8.$$

Відношення:

$$\frac{N_{HE_3}}{N_{HO_3}} = \frac{1,16 \cdot 10^8}{1,8 \cdot 10^7} > 1;$$

Тому коефіцієнт визначимо по формулі:

$$K_3 = \sqrt[24]{\frac{N_{HO}}{N_{HE3}}} \geq 0,9 \quad (3.56)$$

$$K_3 = \sqrt[24]{\frac{1,8 \cdot 10^7}{1,16 \cdot 10^8}} \geq 0,925.$$

Приймаємо $K_{HL3} = 0,9$.

Межа контактної витривалості:

$$\sigma_{Hlim3} = 590 \cdot 0,925 = 545,75 \text{ МПа.}$$

Коефіцієнт який враховує колову швидкість $z_V = 1,0$.

Допустиме контактне напруження для шестерні:

$$[\sigma_{H3}] = \left(\frac{546}{1,1}\right) \cdot 0,95 \cdot 1,0 = 472 \text{ МПа.}$$

Допустиме контактне напруження для колеса

$$[\sigma_{H4}] = \left(\frac{\sigma_{Hlim4}}{S_{H4}}\right) \cdot Z_R \cdot Z_V \quad (3.57)$$

$$\sigma_{Hlim4} = \sigma_{HlimB4} \cdot K_{HL4};$$

$$\sigma_{HlimB4} = 2HB_4 + 70 = 2 \cdot 235 + 70 = 540 \text{ МПа.}$$

Коефіцієнт довговічності:

$$K_{HL4} = \sqrt[m_H]{\frac{N_{HO4}}{N_{HE4}}} \quad (3.58)$$

$$N_{HO4} = 1,3 \cdot 10^7.$$

Еквівалентне число циклів зміни напружень:

$$N_{HE4} = N_{Z4} = 60 \cdot n_3 \cdot t_3 = 60 \cdot \frac{241,64}{3,89} \cdot 8000 = 2,9 \cdot 10^7.$$

$$\text{Відношення: } \frac{N_{HE4}}{N_{HO4}} = \frac{2,9 \cdot 10^7}{1,3 \cdot 10^7} > 1;$$

тому коефіцієнт довговічності визначаємо по формулі:

$$K_{HL4} = \sqrt[24]{\frac{N_{HO4}}{N_{HE4}}} \geq 0,9;$$

$$K_{HL4} = \sqrt[24]{\frac{1,3 \cdot 10^7}{2,9 \cdot 10^7}} = 0,961;$$

Приймаємо $K_{HL2} = 0,961$.

Відповідно $\sigma_{Hlim4} = 540 \cdot 0,961 = 522,2 \text{ МПа.}$

Коефіцієнт безпеки для зубців з однорідною структурою $S_{H4} = 1,1$.

Коефіцієнт враховуючий колову швидкість $z_V = 1,0$.

Допустиме контактне напруження для колеса:

$$[\sigma_{H_4}] = \left(\frac{522,2}{1,1}\right) \cdot 0,93 \cdot 1,0 = 451 \text{ МПа.}$$

Допустиме контактне напруження передачі:

$$[\sigma_H] = 0,45([\sigma_{H_3}] + [\sigma_{H_4}]) = 0,45(451 + 472) = 415,36 \text{ МПа.}$$

Перевіримо умову:

$$[\sigma_H] \approx 415,36 \text{ МПа} < 1,23[\sigma_{H_{min}}] = 1,23 \cdot 415,36 = 555 \text{ МПа;}$$

умова виконана, тому приймаємо допустиме контактне напруження передачі $[\sigma_H] = 416 \text{ МПа}$.

Розрахунок передачі на контактну витривалість.

Розраховуємо початковий діаметер шестерні:

$$d\omega_3 = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot T_{H3} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\gamma} \cdot (z_H \cdot z_M \cdot z_E)^2}{\psi_\alpha \cdot [\sigma_H]^2}} \cdot \frac{U+1}{U} \quad (3.59)$$

Номінальний крутний момент на шестерні:

$$T_{H3} = 9550 \cdot 10^3 \cdot \frac{P_2}{n_2} = 9550 \cdot 10^3 \cdot \frac{9,51}{241,64} = 375850 \text{ Н}\cdot\text{мм.}$$

Орієнтовна колова швидкість:

$$V = 0,0125^3 \sqrt{P_3 \cdot n_3} = 0,0125^3 \sqrt{9,51 \cdot 10^3 \cdot 241,64} = 1,65 \text{ м/с.}$$

При даній швидкості потрібна ступінь точності 9 – та .

Коефіцієнт враховуючий розподілення навантаження між зубцями.

$$\psi_\alpha = (0,7 \dots 0,9)\psi_{dmax} = 0,7 \cdot 1,6 = 1,12 \quad (3.60)$$

Перевіримо умову:

$$\psi_\alpha = K \cdot \frac{\pi}{z_3 \cdot \text{tg}13^\circ}$$

де $K = 2$;

$\beta = 16^\circ$ - кут нахилу зубців;

Мінімальне число зубців шестерні $z_{min} = 18$.

Розрахункове число зубців шестерні:

$$z_3 = z_{min} + 2 = 18 + 2 = 20$$

Відповідно:

$$\psi_\alpha = 2 \cdot \frac{3,14}{18 \cdot 0,28674} = 1,21$$

Коефіцієнт, що враховує розподілення навантаження по ширині вінця

$$K_{H\beta} = 1,12.$$

Коефіцієнт враховуючий динамічне навантаження $K_{HV} = 1,028$.

Коефіцієнт враховуючий форму спряження поверхонь:

$$z_H = 1,76 \cdot \cos \beta = 1,76 \cdot \cos 16^\circ = 1,69.$$

Коефіцієнт враховуючий механічні властивості матеріалів спряжених колес:

$$z_M = 275 \text{ МПа};$$

$$z_4 = U \cdot z_3 = 3,98 \cdot 20 = 78.$$

Коефіцієнт враховуючий сумарну довжину контактних ліній:

$$z_e = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}}; \quad (3.61)$$

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_3} + \frac{1}{z_4} \right) \right] \cos \beta = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{20} + \frac{1}{78} \right) \right] \cos 16^\circ = 1,61;$$

Відповідно:

$$z_e = \sqrt{\frac{1}{1,61}} = 0,79.$$

Початковий діаметр шестерні:

$$d\omega_1 = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 375850 \cdot 1,158 \cdot 1,12 \cdot 1,028 \cdot (1,69 \cdot 275 \cdot 0,79)^2}{1,09 \cdot [416]^2} \cdot \frac{3,89 + 1}{3,89}} = 96,72 \text{ мм.}$$

Модуль зачеплення:

$$m = \frac{d\omega_3}{z_3} \cdot \cos \beta = \frac{96,72}{20} \cdot \cos 16^\circ = 4,65 \text{ мм};$$

Приймаємо стандартний модуль $m = 4,5$.

Перераховуємо остаточний діаметер:

$$d\omega_3 = \frac{m \cdot z_3}{\cos \beta} = \frac{4,5 \cdot 20}{0,9612} = 93,62 \text{ мм.}$$

Перевірочний розрахунок передачі на контактну витривалість.

Визначаємо колову швидкість при початковому діаметрі шестерні:

$$V = \frac{\pi \cdot d\omega_3 \cdot n_2}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 93,62 \cdot 241,64}{60000} = 1,18 \text{ м/с};$$

При даній швидкості потрібна ступінь точності передачі, 9 – та, що відповідає прийнятої раніше ступені точності. Уточнюємо по швидкості $V = 1,18$ м/с коефіцієнти які входять до формули:

$$d'\omega_3 = d\omega_3 \sqrt[3]{\frac{K'_{H\gamma} \cdot K'_{H\alpha} \cdot (z'_V)^2}{K_{H\gamma} \cdot K_{H\alpha} \cdot (z_V)^2}} \quad (3.62)$$

де $K'_{H\gamma} = 1,02$; $K'_{H\alpha} = 1,15$ ([6] рис. 3.31); $K_{H\gamma} = 1,028$; $K_{H\alpha} = 1,158$; $z'_V = 1,01$; $z_V = 1,0$.

$$d'\omega_3 = 93,62 \sqrt[3]{\frac{1,02 \cdot 1,15 \cdot (1,01)^2}{1,028 \cdot 1,158 \cdot (1)^2}} = 93,78 \text{ мм};$$

По уточненому початковому діаметру, знаходимо модуль зачеплення:

$$m' = \frac{d'\omega_3}{z_3} \cdot \cos \beta = \frac{93,78}{20} \cdot \cos 16^\circ = 4,5;$$

Отриманий модуль знову округляємо до стандартного $m' = 4,5$, що співпадає з раніше прийнятою величиною модуля. Відповідно діаметер початкової окружності шестерні $d\omega_3 = 93,78$ мм.

Ширина зубчатого вінця:

$$b\omega = \psi d \cdot d\omega_3 = 1,09 \cdot 93,78 = 102,22 \text{ мм};$$

Приймаємо $b\omega = 105$ мм.

Перевірочний розрахунок зубів на контактну міцність при дії максимального навантаження:

$$\sigma_{HM} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_M}{T_3}} \leq [\sigma_{HM}] \quad (3.63)$$

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_M \cdot Z_e \sqrt{\frac{2 \cdot T_{H3} \cdot K'_{H\alpha} \cdot K'_{H\beta} \cdot K'_{H\gamma} \cdot \frac{U+1}{U}}{b\omega \cdot (d\omega_3)^2}} \quad (3.64)$$

$$\sigma_H = 1,69 \cdot 275 \cdot 0,79 \sqrt{\frac{2 \cdot 375850 \cdot 1,15 \cdot 1,12 \cdot 10^2}{105 \cdot (93,78)^2} \cdot \frac{3,98+1}{3,98}} = 419 \text{ МПа};$$

$$\sigma_H = 419 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 416 \text{ МПа}.$$

Розрахункове контактне напруження від максимального навантаження:

$$\sigma_{HM} = 419 \sqrt{1,25} = 468 \text{ МПа} < [\sigma_{HM}] = 1456 \text{ МПа}.$$

Перевірочний розрахунок зубців на витривалість по напруженням згину:

$$\sigma_{F3} = Y_{F3} \cdot Y_B \frac{W_{F3}}{m} \leq [\sigma_{F3}] \quad (3.65)$$

Попередньо визначимо величини необхідні для розрахунку, еквівалентне число зубців шестерні і колеса:

$$Z_{V3} = \frac{z_3}{\cos^2 \beta} = \frac{20}{(0,9612)^2} = 22,5;$$

$$Z_{V4} = \frac{z_4}{\cos^2 \beta} = \frac{78}{(0,9612)^3} = 88;$$

Коефіцієнт враховуючий форму зуба шестерні і колеса:

$$Y_{F3} = 4,13; Y_{F4} = 3,61.$$

Розрахункова границя навантаження:

$$W_{F4} = \frac{2T_{F3}}{d\omega_3 \cdot b\omega} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\gamma} \quad (3.66)$$

Коефіцієнт враховуючий розподілення навантаження між зубцями:

$$K_{F\alpha} = \frac{4+(\varepsilon_\alpha-1)(n-5)}{4 \cdot \varepsilon_\alpha} = \frac{4+(1,61-1)(9-5)}{4 \cdot 1,61} = 1.$$

Коефіцієнт враховуючий розподілення навантаження по ширині вінця $K_{F\beta} = 1,42$.

Коефіцієнт враховуючий динамічне навантаження $K_{F\gamma} = 1,115$.

$$W_{F4} = \frac{2 \cdot 375850}{93,37 \cdot 105} \cdot 1 \cdot 1,42 \cdot 1,115 = 120,87 \text{ Н/мм.}$$

Напруження згину в зубях шестерні:

$$\sigma_{F3} = 4,13 \cdot 0,89 \frac{120,87}{4,5} = 99 \text{ МПа} \leq [\sigma_{F3}] = 267 \text{ МПа.}$$

В зубцях колеса:

$$\sigma_{F4} = \sigma_{F3} \frac{Y_{F4}}{Y_{F3}} = 99 \cdot \frac{3,61}{4,13} = 86,6 \text{ МПа} < [\sigma_{F2}] = 242 \text{ МПа.}$$

Перевірочний розрахунок при згині максимального навантаження.

Розрахунок навантаження від максимального навантаження:

$$\sigma_{FM} = \sigma_F \frac{T_M}{T_3} \leq [\sigma_{FM}] \quad (3.67)$$

Розрахункове напруження згину від максимального навантаження:

- для зубців шестерні $\sigma_{FM3} = 89 \cdot 1,2 = 118,8 \text{ МПа} < [\sigma_{FM3}] = 713 \text{ МПа}$;
- для зубців колеса $\sigma_{FM4} = 86,6 \cdot 1,2 = 103,92 \text{ МПа} < [\sigma_{FM4}] = 644 \text{ МПа}$.

Приймаємо кінцеві параметри передачі:

$$z_3 = 20; z_4 = 78; m = 4,5; \beta = 16^\circ; b\omega = 105 \text{ мм}; d\omega_3 = 93,78 \text{ мм.}$$

$$d\omega_4 = \frac{m \cdot z_4}{\cos \beta} = \frac{4,5 \cdot 78}{0,9612} = 365,15 \text{ мм.}$$

Визначаємо міжосьову відстань:

$$a\omega = \frac{0,5 \cdot m \cdot (z_3 + z_4)}{\cos \beta} = \frac{0,5 \cdot 4,5 \cdot (20 + 78)}{0,9612} = 229,42 \text{ мм.}$$

Перевіряємо міжосьову відстань:

$$a\omega = \frac{d\omega_3 + d\omega_4}{2} = \frac{93,78 + 365,15}{2} = 229,42 \text{ мм;}$$

Приймаємо міжосьову відстань $a\omega = 230 \text{ мм}$.

Перераховуємо кут нахилу β :

$$\cos \beta = \frac{0,5 \cdot m(z_3 + z_4)}{a\omega} = \frac{0,5 \cdot 4,5(20 + 78)}{230} = 0,959;$$

$$\beta = 16,5^\circ.$$

Перераховуємо початкові діаметри:

$$d\omega_3 = \frac{m \cdot z_3}{\cos \beta} = \frac{4,5 \cdot 20}{0,959} = 94 \text{ мм};$$

$$d\omega_4 = \frac{m \cdot z_4}{\cos \beta} = \frac{4,5 \cdot 78}{0,959} = 366 \text{ мм}.$$

Перевіряємо міжосьову відстань:

$$a\omega = \frac{94 + 366}{2} = 230 \text{ мм}.$$

Розробка косозубого циліндричного колеса.

Вихідні дані:

Початковий діаметер $d\omega_2 = 366 \text{ мм}$;

Модуль $m = 4,5$;

Кут нахилу зубів $\beta = 16,5^\circ$.

Ділильний діаметер:

$$df = d_4 - 2,5m = 366 - 2,5 \cdot 4,5 = 354,75 \text{ мм}.$$

Діаметер отвору під вал;

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau_{кр}]}} = \sqrt[3]{\frac{1320 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 30}} = 60,4 \text{ мм};$$

Приймаємо $d_B = 62 \text{ мм}$.

Діаметер обода;

$$\delta_1 = (2,5 \div 4)m = (2,5 \div 4)4,5 = 12 \text{ мм}$$

$$d_{об} = df - 2\delta_1 = 354,75 - 2 \cdot 12 = 330,75 \text{ мм}.$$

Довжина ступиці;

$$L_{ст} \geq b\omega_2, \text{ приймаємо } L_{ст} = 105 \text{ мм}.$$

Товщина диска;

$$C = (0,35 \dots 0,4)b\omega_3 = 0,4 \cdot 105 = 42 \text{ мм}.$$

Діаметер вершини зубців;

$$d_{a4} = d_4 + 2(h_a^* + x_2)m = 366 + 2 \cdot 1 \cdot 4,5 = 375 \text{ мм}.$$

3.3.2.3 Розрахунок вихідного валу

Вихідні дані:

Крутний момент $T_4 = 2705,16 \text{ Н}\cdot\text{м}$;

Кут нахилу $\beta = 16,5^\circ$;

Ділильний діаметер шестерні $d_4 = 366 \text{ мм}$;

Діаметер впадин шестерні $df_4 = 354,75 \text{ мм}$;

Ділильний діаметер колеса $d_5 = 180 \text{ мм}$;

Діаметер впадин колеса $df_5 = 155 \text{ мм}$;

Срок служби $t = 8000 \text{ год}$.

Колова сила:

$$F_{t4} = \frac{2T_4}{d\omega_4} = \frac{2 \cdot 2705,16}{366 \cdot 10^{-3}} = 14782,295 \text{ Н};$$

$$F_{t5} = \frac{2T_4}{d\omega_5} = \frac{2 \cdot 2705,16}{180 \cdot 10^{-3}} = 30057,333 \text{ Н}.$$

Радіальна сила:

$$F_{F4} = F_{t3} \cdot tg\alpha\omega = 30057,33 \cdot tg20 = 10939,974 \text{ Н};$$

$$F_{F5} = F_{t4} \cdot \frac{tg\alpha n}{\cos\beta} = 14782,295 \cdot \frac{tg20^\circ}{\cos 16,5^\circ} = 5611,3937 \text{ Н}.$$

Осьова сила:

$$F_{a4} = F_{t3} \cdot tg\beta = 14782,295 \cdot tg16,5^\circ = 4378,715 \text{ Н}.$$

Визначимо реакції в горизонтальній площині:

$$\sum M_{(A)} = 0; F_{F5} \cdot l_1 - F_{F4} \cdot l_3 - F_{a4} \cdot \frac{d_4}{2} = 0 \quad (3.68)$$

$$R_B^{\text{нор}} = \frac{-F_{F5} \cdot l_1 + F_{F4} \cdot l_3 + F_{a4} \cdot \frac{d_4}{2}}{l_4} = \frac{-10939,974 \cdot 100 \cdot 10^{-3} + 5611,3 \cdot 152 \cdot 10^{-3} + 4378,715 \cdot \frac{366 \cdot 10^{-3}}{2}}{215 \cdot 10^{-3}} =$$

2605,9678 Н;

$$\sum M_{(B)} = 0; F_{F5} \cdot (l_1 + l_4) + F_{F4} \cdot l_5 - F_{a4} \cdot \frac{d_1}{2} = 0 \quad (3.69)$$

$$R_A^{\text{нор}} = \frac{F_{F5} \cdot (l_1 + l_4) + F_{F4} \cdot l_5 - F_{a4} \cdot \frac{1}{2}}{l_4} =$$

$$\frac{10939,974 \cdot (100 \cdot 10^{-3} + 215 \cdot 10^{-3}) + 5611,3 \cdot 63 \cdot 10^{-3} - 4378,715 \cdot \frac{366 \cdot 10^{-3}}{2}}{215 \cdot 10^{-3}} = 13945,604 \text{ Н}.$$

Перевірка:

$$\sum F_{(x)} = 0; F_{F5} - R_A^{\text{нор}} + F_{F4} - R_B^{\text{нор}} = 0 \quad (3.70)$$

$$10939,974 - 13945,604 + 5611,3937 - 2605,6978 = 0.$$

Визначимо реакції в вертикальній площині:

$$\sum M_{(A)} = 0 - F_{F5} \cdot l_1 + F_{F4} \cdot l_3 - R_B \cdot l_4 = 0 \quad (3.71)$$

$$R_B^{\text{вер}} = \frac{-F_{F5} \cdot l_1 + F_{F4} \cdot l_3}{l_4} = \frac{-30057,333 \cdot 100 \cdot 10^{-3} + 14782,295 \cdot 152 \cdot 10^{-3}}{215 \cdot 10^{-3}} = -3529,4 \text{ Н};$$

$R_B^{\text{вер}}$ – потрібно направити в іншу сторону.

$$\sum M_{(B)} = 0 F_{F5} \cdot (l_1 + l_4) + F_{F4} \cdot l_5 + R_A \cdot l_4 \quad (3.72)$$

$$R_A^{\text{вер}} = \frac{F_{F5} \cdot (l_1 + l_4) + F_{F4} \cdot l_5}{l_4} = \frac{14782,63 \cdot 10^{-3} + 30057,33 \cdot (100 \cdot 10^{-3} + 215 \cdot 10^{-3})}{215 \cdot 10^{-3}} = 48369,041$$

Н

Перевірка;

$$\sum F_{(x)} = 0; -F_{F5} - R_A^{\text{вер}} - F_{F4} + R_B^{\text{вер}} = 0 \quad (3.73)$$

$$-30057,333 - 3529,4 - 14782,295 + 48369,041 = 0.$$

Момент в перетені I – I дорівнює:

$$\sqrt{(M_{I-I}^{\text{гор}})^2 + (M_{I-I}^{\text{вер}})^2} = \sqrt{(1093,9)^2 + (3005)^2} \text{ Н}\cdot\text{м};$$

Момент в перетині II – II дорівнює:

$$\sqrt{(M_{II-II}^{\text{гор}})^2 + (M_{II-II}^{\text{вер}})^2} = \sqrt{(222)^2 + (164,16)^2} = 276,10 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$\sqrt{(222)^2 + (637,1)^2} = 674,67 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Визначаємо сумарні реакції опор:

$$R_A^{\Sigma} = \sqrt{(R_A^{\text{гор}})^2 + (R_A^{\text{вер}})^2} = \sqrt{(13945,6)^2 + (48369,04)^2} = 50339,3 \text{ Н};$$

$$R_B^{\Sigma} = \sqrt{(R_B^{\text{гор}})^2 + (R_B^{\text{вер}})^2} = \sqrt{(2605,7)^2 + (3529,4)^2} = 4387,06 \text{ Н}.$$

Перевірочний розрахунок валу на витривалість.

Визначаємо коефіцієнт запаса міцності n для небезпечних перерізів швидкохідного валу.

Матеріал валу – сталь 40Х, нормалізація $\sigma_B = 1000 \text{ МПа}$; $\sigma_1 = 450 \text{ МПа}$; $\delta_1 = 250 \text{ МПа}$; $\psi_\sigma = 0,15$; $\psi_\tau = 0,1$.

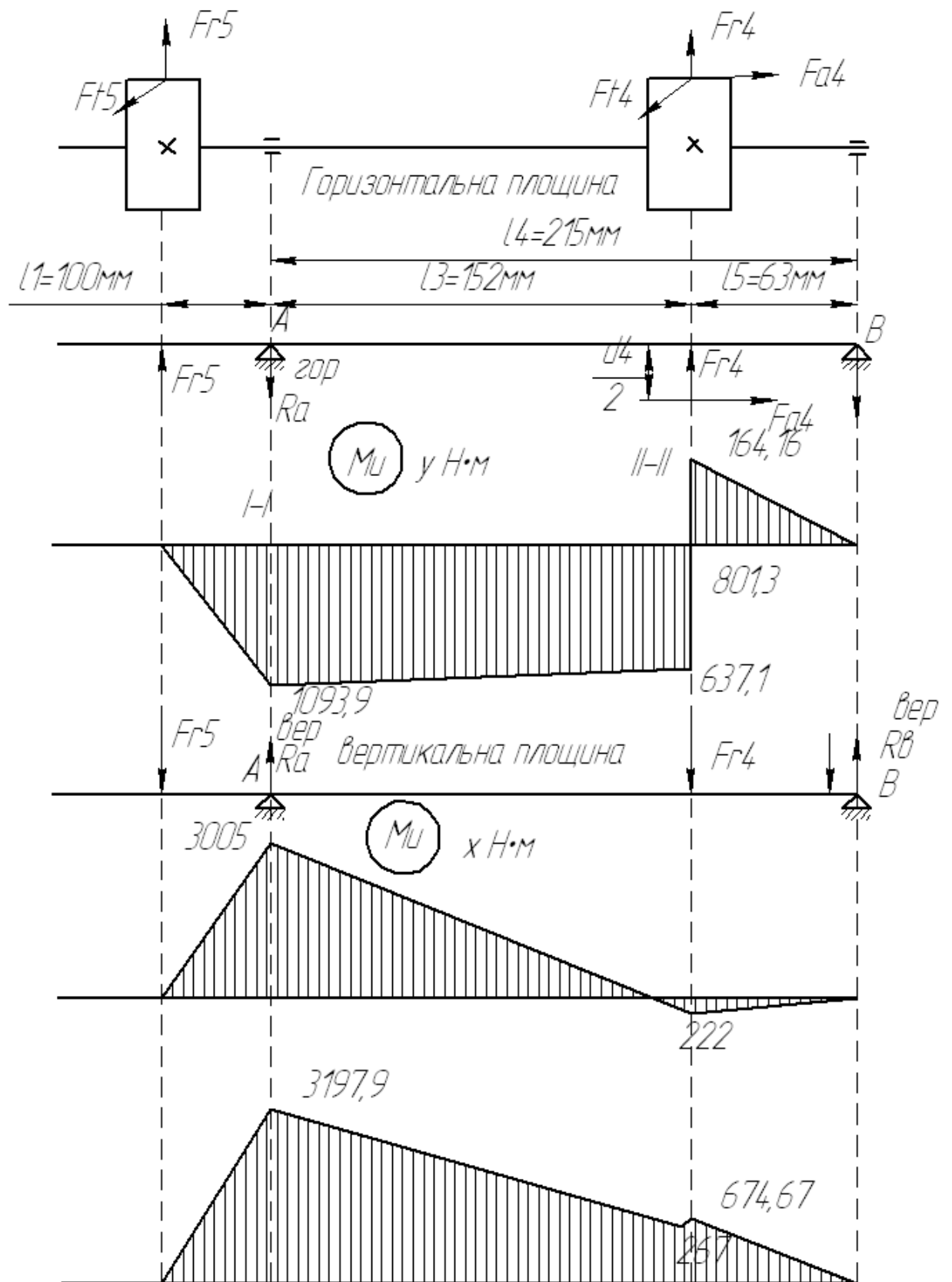


Рис. 3.3 – Схема навантажень, діючих на вал

Сумарні згинаючі моменти в можливих небезпечних перерізах I – I, II – II:

$$M_{uI-I} = 3197,9 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_{uII-II} = 525 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Вал працює в безперервному режимі $[n] = 18$.

Знаходимо ефективні коефіцієнти концентрації напружень при згині та крученні від шпоночного паза. Для вала $\sigma_B = 1000$ МПа зі шпоночним пазом, виконуємо пальцевою фрезою $k_\sigma = 2,27$; $k_\tau = 2,17$. Масштабний коефіцієнт при згині та крученні для вала діаметром $d_4 = 62$ мм $\varepsilon_\sigma = \varepsilon_\tau = 0,7$.

Коефіцієнт стану поверхні при шорсткості $Ra = 2,5$ $k_\tau^n = k_\sigma^n = 1,18$.

Ефективність коефіцієнта концентрації напруг для даного перетину вала при згині і крученні у випадку відсутності технологічного зміцнення:

$$K_{\sigma B} = \frac{k_\sigma + k_\sigma^n - 1}{\varepsilon_\sigma} = \frac{2,27 + 1,18 - 1}{0,7} = 3,5;$$

$$K_{\tau B} = \frac{k_\tau + k_\tau^n - 1}{\varepsilon_\sigma} = \frac{2,17 + 1,18 - 1}{0,7} = 3,36.$$

Визначимо ефективні коефіцієнти концентрації напружень при згині та крученні вала, обумовлені ступенем шківу, насадженого на вал по посадці Н7/к_В $\sigma_B = 1000$ МПа; $d_4 = 62$ мм; $K_{\sigma B} = 2,5$; $K_{\tau B} = 2,1$.

Оскільки в перевірочному перетині I – I два концентратора напруг, то при розрахунку враховуємо один з них, той для якого $K_{\sigma B}$ і $K_{\tau B}$ найбільше, приймаємо $K_{\sigma B} = 3,5$; $K_{\tau B} = 3,36$.

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma B} \cdot \sigma_a \cdot \psi_{\sigma m}} = \frac{450}{3,5 \cdot 41,22} = 14,79;$$

$$\sigma_0 = \sigma = \frac{M_{ul-I}}{W_0} = \frac{3197,9}{372397,37} = 8,58 \text{ М/мм}$$

$$W_0 = 0,1 d_{f3}^3 = 0,1 \cdot (155)^3 = 372387,37 \text{ мм}^3.$$

Визначаємо запас міцності для дотичних напруг.

Попередньо визначаємо полярний момент опору при $d_4 = 62$ мм $W_p = 46400$ мм² напруга кручення:

$$\tau = \frac{T}{W_p} = \frac{2705,16 \cdot 10^3}{46400} = 58,3 \text{ МПа.}$$

Амплітуда і середнє значення номінальних напруг кручення:

$$\tau_a = \tau_m = \frac{\tau}{2} = \frac{58,3}{2} = 29,15 \text{ МПа.}$$

Запас міцності для дотичних напруг:

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau B} \cdot \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m} = \frac{250}{3,36 \cdot 29,15 + 0,1 \cdot 29,15} = 2,48.$$

Загальний запас міцності в перетині I – I:

$$n = \frac{n_\tau \cdot n_\sigma}{\sqrt{n_\tau^2 \cdot n_\sigma^2}} = \frac{14,79 \cdot 2,48}{\sqrt{14,79^2 \cdot 2,48^2}} = 0,15 < [n] = 1,8.$$

Перевіряємо запас міцності по межі витривалостів перетині II – II.

Визначаємо запас міцності для нормальних напру:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{k_{\sigma B} \cdot \sigma_a + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m} = \frac{450}{3,5 \cdot 12,6} = 10,2;$$

$$\sigma_a = \sigma = \frac{M_{\text{шII-II}}}{W_0} = \frac{276 \cdot 10^3}{21900} = 12,6;$$

$$W_0 = 21900 \text{ мм}^3.$$

Визначимо ефективні коефіцієнти концентрації напруг при згині і крученні валу $d_4 = 62 \text{ мм}$; $k_{\sigma B} = 2,45$; $k_{\tau B} = 2,15$.

Визначаємо запас міцності для дотичних напруг:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{k_{\sigma B} \cdot \sigma_a + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m} = \frac{450}{3,5 \cdot 12,6} = 10,2;$$

$$\sigma_a = \sigma = \frac{M_{\text{шII-II}}}{W_0} = \frac{276 \cdot 10^3}{21900} = 12,6;$$

$$W_0 = 21900 \text{ мм}^3.$$

Визначаємо запас міцності для дотичних напруг:

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{k_{\tau B} \cdot \tau_a + \psi_{\tau} \cdot \tau_m} = \frac{250}{2,15 \cdot 2,92 + 0,1 \cdot 2,92} = 38,05;$$

$$\tau = \frac{T}{W_p} = \frac{2705,16 \cdot 10^3}{46400} = 58,3 \text{ МПа}.$$

Амплітуда і середнє значення номінальних напруг кручення:

$$\tau_k = \tau_m = \frac{\tau}{2} = \frac{58,3}{2} = 29,15 \text{ МПа}$$

Загальний запас міцності в перетині II – II:

$$n = \frac{n_{\tau} \cdot n_{\sigma}}{\sqrt{n_{\tau}^2 \cdot n_{\sigma}^2}} = \frac{10,36 \cdot 38,05}{\sqrt{10,2^2 \cdot 38,05^2}} = 0,85 < [n] = 1,8.$$

3.3.2.4 Вибір підшипників і перевірка на динамічну вантажопідйомність останньої пари підшипників.

Вихідні дані:

Діаметер підшипників останнього валу $d_3 = 60 \text{ мм}$;

Діаметер під підшипник другого валу $d_2 = 40 \text{ мм}$;

Діаметер під підшипник першого валу $d_1 = 40 \text{ мм}$;

Кутова швидкість першого валу $\omega = 6,5 \text{ с}^{-1}$;

Осьова сила $F_{\alpha} = 4378,715 \text{ Н}$;

Реакція в підшипниках $R_1 = 50339,3 \text{ Н}$; $R_2 = 4387,06 \text{ Н}$;

Строк служби $t = 8000$ год.

Вибираємо підшипник 308 для першого і другого валу і підшипник 313 для тихохідного валу.

Характеристика підшипника 313:

$$C = 72700 \text{ кН}; C_0 = 36700 \text{ Н.}$$

Вибираємо:

$$V = 1,0 - \text{коefficient обернання;}$$

$$k_\sigma = 1,0 - \text{коefficient безпеки;}$$

$$k_\tau = 1,0 - \text{температурний coefficient.}$$

Вибираємо coefficientи x і y :

$$\text{Вiдношення: } \frac{F_\alpha}{C_0} = \frac{4378,715}{56700} = 0,077 \text{ цьому вiдношенню вiдповiдає } e = 0,27.$$

$$\text{Оскільки } \frac{F_\alpha}{V_{Fr}} = \frac{4378,715}{26628,63} > 0,164 \text{ менше } e = 0,27 \text{ то } x = 0,56; y = 1,55.$$

Визначаємо еквивалентне навантаження $P = (xyF_2 + yF_\alpha)k_\sigma \cdot k_\tau$.

$$P = (0,56 \cdot 0,1 \cdot 22628,63 + 1,702 \cdot 4378,715) \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 22364,6 \text{ Н.}$$

$\frac{C}{P} = 3,11$, вiдповiдно потрібна динамiчна вантажопiдъемнiсть:

$$C = P \cdot 3,11 = 22364 \cdot 3,11 = 69553,5 \text{ Н.}$$

Довговiчнiсть пiдшипника:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{57310} \left(\frac{C}{P}\right)^3 = \frac{10^6}{573 \cdot 6,5} \left(\frac{695539}{22364,6}\right)^3 = 8076,3 \text{ год.}$$

Оскільки довговiчнiсть пiдшипника перевищує допустиму меншу 1%, то це допускається.

Приймаємо пiдшипник 313.

3.3.2.5 Вибір мастила

Закриті зубчасті передачі при коловій швидкості $V=1,2\dots 1,5$ м/с звичайно змочують в рідку мастилі. Призначення змащення зменшення сил тертя в місці контакту, кінематична в'язкість масел найбільш використовуємих зведені. Для зубчатих передач частіше використовують в загальному індустріальні масла. З наведеної вище таблиці вибираємо масло індустріальне И-70А. в

двохступінчатих горизонтальних циліндричних редукторах тихохідні колеса занурюють на глибину рівну (4...5) m , в нашому випадку на 40 мм. Для легкого проникнення мастила, порожнина підшипника повина бути відкрита в середину корпусу.

При змащованні зубчатих колес зануренням підшипники кочення звичайно змащуються з картеру в результаті розбризкування масла колесами виникненням масляного туману. Розтікання по валам

3.3.2.6 Вибір і розрахунок шпоночного з'єднання

Вихідні дані:

Крутний момент на швидкохідному валу $T_1 = 83,96$ Н·м;

Строк служби $t = 8000$ год.

Вибір шпоночного з'єднання на швидкохідному валу.

Для діаметра валу $d_1 = 40$ мм вибираємо призматичну шпонку і паз по ДСТУ 10748 – 79 по СТ СЕВ 189 – 75.

$b = 12$ мм; $h = 8$ мм; $l = 56$ мм; $t_1 = 5$ мм; $t_2 = 3,6$ мм.

Шпонка 12x8x56 ДСТУ 10748 – 79.

Вибір шпонок на тихохідному валу.

Для діаметра $d_1 = 78$ мм вибираємо призматичну шпонку $b = 22$ мм; $h = 14$ мм; $l = 313$ мм; $t_1 = 9$ мм; $t_2 = 5,4$ мм.

Шпонка 22x14x313.

Призматичне шпоночне з'єднання по напругам змінання:

$$\sigma_{зм} = \frac{F}{A_{зм}} \leq [\sigma_{зм}] = 50 \dots 70 \text{ МПа} \quad (3.74)$$

де $F = \frac{2T_3}{d}$ – сила діюча на вантаженні поверхні;

$$A_{зм} = (h - t_1)l_{роб} \quad (3.75)$$

$$l_{роб} = l - b \quad (3.76)$$

$$h - t_1 = \frac{h}{2,2} \quad (3.77)$$

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot T_3 \cdot 2,2}{d \cdot l_{роб} \cdot h} = \frac{2 \cdot 1320 \cdot 2,2}{0,078 \cdot 0,279 \cdot 1,63} = 2,5 \text{ МПа} < 70 \text{ МПа.}$$

Перевіряємо шпоночне з'єднання по напругам зрізу:

$$\tau_{зр} = \frac{F}{A_{зр}} \leq [\tau_{зр}] = 60 \dots 70 \text{ МПа} \quad (3.78)$$

$$F = \frac{2T_3}{d}; A_{зр} = b \cdot l_{роб} \quad (3.79)$$

$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot T_3}{d \cdot b \cdot l_{роб}} = \frac{2 \cdot 1320}{0,078 \cdot 0,219 \cdot 0,028} = 5,6 \text{ МПа} < 60 \text{ МПа.}$$

3.3.2.7 Розробка компоновочного креслення редуктора

Вихідні дані:

Міжосьові віжстані $a\omega_1 = 162 \text{ мм}$; $a\omega_2 = 230 \text{ мм}$;

Модуль зачеплення $m_1 = 2,5 \text{ мм}$; $m_2 = 4,5 \text{ мм}$.

Загальні розміри:

Товщина стінки корпусу:

$$\delta = 0,025a\omega_2 + 3 = 0,25 \cdot 230 + 3 = 8,75 \text{ мм};$$

Приймаємо: $\delta = 10 \text{ мм}$.

Товщина стінки кришки:

$$\delta_1 = 0,02a\omega_2 + 3 = 0,2 \cdot 230 + 3 = 7,6 \text{ мм};$$

Приймаємо: $\delta_1 = 8 \text{ мм}$.

Товщина верхнього фланця корпусу:

$$S = (1,5 \dots 1,75)\delta = 1,6 \cdot 10 = 16 \text{ мм};$$

Приймаємо: $S = 16 \text{ мм}$.

Товщина нижнього фланця корпусу:

$$S_2 = 2,35\delta = 2,35 \cdot 10 = 23,5 \text{ мм};$$

Приймаємо: $S_2 = 24 \text{ мм}$.

Товщина фланця кришки редуктора:

$$S_1 = (1,5 \dots 1,75)\delta_1 = 1,5 \cdot 8 = 12 \text{ мм};$$

Приймаємо: $S_1 = 12 \text{ мм}$.

Діаметер фундаментальних болтів:

$$d_1 = (0,03 \dots 0,036)a\omega_1 + 12 = 0,03 \cdot 230 + 12 = 18,9 \text{ Н·м};$$

Приймаємо: болт М20.

Число фундаментальних болтів:

$$z = 0,05(L_0 + B_0) = 0,05(678 + 240) = 4,59;$$

Приймаємо: $z = 6$.

Діаметер болтів стискуючих корпус у бобишок:

$$d_2 = (0,7 \dots 0,75)d_1 = 0,75 \cdot 20 = 15 \text{ мм};$$

Приймаємо: M16.

Мінімальни зазор між колесами та корпусом:

$$b = 1,2\delta = 1,2 \cdot 10 = 12 \text{ мм};$$

Приймаємо: $b = 12$ мм.

Діаметер болтів стискуючих фланці корпуса і кришки:

$$d_3 = (0,5 \dots 0,6)d_1 = 0,55 \cdot 20 = 11 \text{ мм};$$

Приймаємо: M12.

Ширина фланця корпуса і кришки:

$$k = (3,5 \dots 4,0)d_3 = 3,5 \cdot 12 = 42 \text{ мм};$$

Приймаємо: $k = 42$ мм.

Товщина ребер корпуса:

$$C = (0,8 \dots 1,0)\delta = 0,8 \cdot 10 = 8 \text{ мм};$$

Приймаємо: $C = 10$ мм.

Ширина опорної поверхні нижнього фланця корпуса:

$$t = k + 1,5\delta = 42 + 1,5 \cdot 10 = 57 \text{ мм};$$

Приймаємо: $t = 58$ мм.

Кордината стискуючого болта d_2 біля бобишки:

$$C_2 = (1,0 \dots 1,2)d_2 = 1,1 \cdot 1,6 = 17,6 \text{ мм};$$

Приймаємо: $C_2 = 18$ мм.

Загальний вид спроектованого барабану показано на кресленні [БР-131.26.04.03.01.00.00 ВЗ]. Диск приводний показано на кресленні [БР-131.26.04.03.02.00.00 КС]. Диск холостий показано на кресленні [БР-131.26.04.03.03.00.00 КС].

ВИСНОВОК

У ході виконання роботи було здійснено конструювання та розрахунок галтувального барабана періодичної дії моделі ОБ-900 з продуктивністю 3,5 т/год. На основі вихідних даних було визначено основні конструктивні та кінематичні параметри обладнання, зокрема геометричні розміри барабана, режим його обертання, а також умови забезпечення ефективного процесу галтування.

Проведені розрахунки підтвердили працездатність обраної конструктивної схеми та її відповідність заданій продуктивності. Особливу увагу приділено забезпеченню оптимального режиму руху оброблюваних деталей у барабані, що гарантує рівномірну обробку поверхонь і стабільність технологічного процесу.

Також було враховано вимоги до надійності, довговічності та безпеки експлуатації обладнання. Отримані результати дозволяють зробити висновок, що розроблена конструкція галтувального барабана ОБ-900 є технічно обґрунтованою, працездатною та може бути рекомендована для використання у промислових умовах при серійному та масовому виробництві виливків.

Список літератури

1. Іванченко Ф.К. Підйомно-транспортні машини: Підручник. – К.: Вища шк., 1993. – 413 с.
2. Сумцов В. П. Устаткування ливарних цехів. – К.: ІСДО, 1993. – 552 с.
3. Конструювання оснащення ливарних цехів: Методичні вказівки до виконання курсового проекту/ Укладачі: Ломакін В. М., Передерій В. К. – Кіровоград: КДТУ, 2004. – 45 с.
4. Скороход В. В., Чумаченко О. М. Основи технології машинобудування. Частина І: Ливарне виробництво. – Харків: ХНАДУ, 2011. – 160 с.
5. Григор'єв Є. І., Беспалий О. Г. Технологія конструкційних матеріалів і матеріалознавство. – Київ: Каравела, 2013. – 372 с.
6. Кулик М. М., Жукова І. Г. Технологія машинобудування. Частина 1. – Тернопіль: ТНТУ, 2015. – 216 с.

ДОДАТКИ