

Центральноукраїнський національний технічний університет

Агротехнічний факультет

Кафедра сільськогосподарського машинобудування

“Допущено до захисту”

зав. кафедрою СГМ

к.т.н., доцент

_____ Сергій ЛЕЩЕНКО

« ____ » _____ 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

**за другим (магістерським) рівнем вищої освіти
на тему:**

"Обґрунтування параметрів барабанної сушарки"

Виконав здобувач вищої освіти II курсу,
групи ГМ-22М-1.2

ОНП «Галузеве машинобудування»

спеціальності 133 «Галузеве машинобудування»

_____ Фундират Євген Олегович

« ____ » _____ 2024 р.

Керівник проекту

доцент, канд.техн.наук

_____ Дмитро БОГАТИРЬОВ

« ____ » _____ 2024 р.

Рецензент Олексій АЛФЬОРОВ

Центральноукраїнський національний технічний університет

Факультет Агротехнічний

Кафедра Сільськогосподарського машинобудування

Рівень вищої освіти магістр

Галузь знань 13 Механічна інженерія

Спеціальність 133 Галузеве машинобудування

Освітньо-професійна програма Галузеве машинобудування

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

к.т.н., доцент

_____ Сергій ЛЕЩЕНКО

« ___ » _____ 2024 року

**ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗА ДРУГИМ
(МАГІСТЕРСЬКИМ) РІВНЕМ ВИЩОЇ ОСВІТИ ЗДОБУВАЧА ВИЩОЇ
ОСВІТИ**

Фундират Євген Олегович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Обґрунтування параметрів барабанної сушарки
2. Керівник роботи Богатирьов Дмитро Володимирович, к.т.н., доцент
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)
3. Строк подання роботи до захисту 01 травня 2024 року
4. Мета та завдання кваліфікаційної роботи є підвищення ефективності процесу сушіння агрокультур в барабанній сушарці із найменш можливими витратами енергетичних ресурсів.

5. Консультанти по роботі, із зазначенням розділів роботи

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв
1-3	Богатирьов Д.В.		

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Вступ	До 1.05.24 р.	
2	Інженерна частина	20.04.2024 р.	
3	Наукова частина	27.04.2024 р.	
4	Охорона праці	28.04.2024 р.	
5	Економічна частина	28.04.2024 р.	
6	Висновок	28.04.2024 р.	
7	Виконання графічної частини роботи	Після виконання відповідних розділів	
8	Нормоконтроль	Згідно графіку захисту	
9	Захист роботи		

Дата видачі завдання

« ____ » _____ 2024 р.

Підпис керівника _____

Богатирьов Д.В.

(прізвище та ініціали)

Завдання прийнято до виконання

« ____ » _____ 2024 р.

Підпис здобувача _____

Фундират Є.О.

(прізвище та ініціали)

пристрою вимогам безпеки праці, визначення рівня стандартизації та уніфікації, надання рекомендацій з монтажу та обслуговування пристрою. Також в рамках цієї роботи буде проведено економічне обґрунтування та розроблення наступних аспектів:

Технологічної схеми виробництва біодизеля.

Складального креслення пристрою.

Опорно-упорної станції.

Камери для сушіння.

					<i>СНБ 00.000 ПЗ</i>	Арк.
						6
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

2. ІНЖЕНЕРНА ЧАСТИНА

2.1 Призначення та область використання барабанної сушарки

Технологічна схема процесу виготовлення біодизеля зображено на рисунку

1.1.

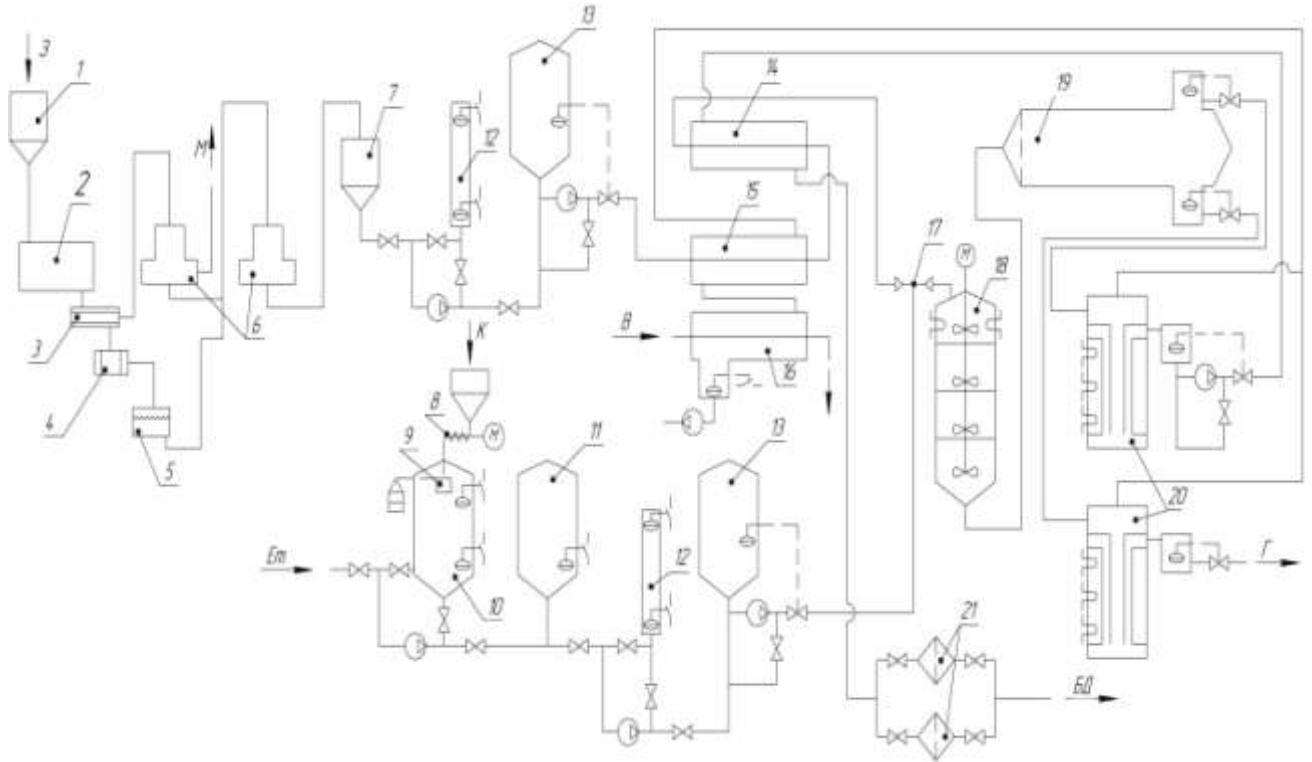


Рис. 1.1 – Технологічна схема процесу:

1 – бункер для зберігання ріпаку; 2 – сушильний барабан; 3 – пресувальний агрегат; 4 – резервуар для відстоювання; 5 – фільтр для очищення олії; 6 – центрифужна установка; 7 – бункер для зберігання олії; 8 – гвинтовий живильник; 9 – дозуючий ваговий пристрій; 10 – дозатор-розчинник; 11 – буферна ємність; 12 – об'ємний дозатор; 13 – фільтр для зниження коливальності потоку; 14 – теплообмінник; 15 – конденсатор-підігрівач; 16 – конденсатор; 17 – інжекційний змішувач; 18 – модуль для переестерифікації; 19 – сепаратор; 20 – випарний апарат; 21 – фільтр-сорбент; З – ріпакове зерно; Et – етанол; К – каталізатор; Г – гліцерин; БД – біодизель; В – вода для охолодження; М – макуха.

					СНБ 00.000 ПЗ	Арк.
						7
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Ця система складається з кількох важливих компонентів, кожен з яких виконує специфічну функцію для забезпечення ефективного виробництва біодизелю. Бункер для ріпаку призначений для зберігання початкової сировини. Барабанна сушарка використовується для видалення вологи з ріпаку перед його подальшою обробкою. Прес здійснює віджим олії з насіння, після чого олія потрапляє до відстійника для очищення від домішок. Наступні етапи включають фільтрацію, центрифугування, та зберігання очищеної олії в окремому бункері.

Живильник гвинтового типу забезпечує рівномірну подачу олії до вагового дозатора, який точно відмірює необхідну кількість. Дозатор-розчинник змішує олію з етанолом та каталізатором, після чого суміш потрапляє в буферну ємність для стабілізації. Об'ємний дозатор контролює обсяги рідини, а фільтр коливаний потоку забезпечує рівномірність процесу. Теплообмінник і конденсатор-підігрівач необхідні для підтримання оптимальної температури реакційного середовища. Інжекційний змішувач та модуль переетерифікації виконують хімічне перетворення олії в біодизель. Сепаратор відокремлює гліцерин від біодизелю, а випарний апарат видаляє надлишок етанолу. Фільтр-сорбер проводить фінальне очищення біодизелю перед його зберіганням або використанням.

Ріпакове зерно (З), етанол (Ет), каталізатор (К), гліцерин (Г), біодизель (БД), вода для охолодження (В), та макуха (М) є основними речовинами, що використовуються в цьому процесі.

Промислове виробництво біодизеля базується на процесі трансетерифікація рослинних олій. В результаті реакції отримуємо ефір, з фізичними властивостями близькими до властивостей мінерального дизельного палива, та 50-ти процентну фракцію гліцерину.

Вологе зерно ріпака з бункера 1 подається в барабанну сушарку 2 після процесу сушіння завантажуються в прес 3, з'єднаний з відстійником 4, з преса 3 макуха подається в центрифугу 6 де вміст олії знижується до 1%. Із фільтра 5 олія подається в центрифугу 6 де вся олія піддається додатковій очистці, після

					<i>СНБ 00.000 ПЗ</i>	Арк.
						8
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

очистки олія подається в бункер 7 на зберігання. Етанол подається насосом в ємність дозатора – розчинника 10 в кількості що задається датчиками рівня. Туди ж з бункера шнековим живильником 8 подається каталізатор. Доза каталізатора відміряється автоматичним ваговим дозатором 9 і скидається в етанол. Готовий розчин подається насосом у буферну ємність 11. З буферної місткості розчин періодично подається в об'ємний дозатор 12, циліндричну посудину з датчиками рівня. З об'ємного дозатора 12 розчин спрямовується у фільтр коливач потоків 13. Олія з об'ємного дозатора 12 і фільтра коливач потоків 13, виходить задана об'ємна витрата олії. Олія підігрівається до температури реакції в пластинчатих теплообмінниках 14 і спрямовується в модуль переетерифікації 11. Отримана в модулі 11 ефірно-гліцеринова суміш подається в сепаратор 19. У випарних апаратах 13 гарячий гліцерин або ефір, випаровують етанол. Після випарювання етанолу гліцерин спрямовується на склад. Біодизель спрямовується в теплообмінник 14, де віддає теплову енергію зустрічному потоку олії. Пари етанолу конденсуються в конденсатор – підігрівачі 15 віддаючи теплоту конденсації потоку олії. Таким чином, здійснюється рекуперация тепла, зовнішня енергія на підігрівання олії не витрачається. Пари етанолу, що не сконденсувалися, остаточно конденсуються у конденсаторі 16. Далі біодизель піддається фільтруванню і сорбційному очищенню у фільтрі – сорбері 21. Отриманий біодизель спрямовується на склад.

У виробництві в'язучих речовин застосовується конвективне сушіння, що здійснюється в барабанних сушарках. Ці сушарки широко використовуються для обробки сипучих матеріалів. Під час нагрівання над матеріалом утворюється пара, яка видаляється потоком гарячого сухого газу. Волога випаровується з поверхні матеріалу.

Матеріал для сушіння, зазвичай у вигляді зерна, подається у піднятий кінець барабана. При обертанні барабана матеріал поступово переміщується до нижнього краю. Гарячі гази проходять через сушильний барабан за допомогою вентилятора, далі потрапляють у пилоосаджувальну камеру, звідки викидаються

					<i>СНБ 00.000 ПЗ</i>	Арк.
						9
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

в атмосферу. Для пришвидшення процесу сушіння на внутрішній поверхні барабана встановлюються лопаті, насадки та ланцюги. Це сприяє покращенню перемішування матеріалу, забезпечуючи його рівномірний та одночасний нагрів, оскільки газ омиває шматки з усіх боків. Скорочення часу перебування матеріалу в сушарці зменшує енерговитрати на проведення процесу. Барабанні сушарки є ефективними при сушінні матеріалів завдяки їх здатності забезпечувати інтенсивний теплообмін і рівномірне висушування. Використання таких пристроїв дозволяє значно покращити якість кінцевого продукту та знизити витрати на енергію. Призначення – сушіння ріпака.

Тип апарата – барабанний

Температура теплоносія на вході в завантажувальну камеру, К 423

Температура теплоносія на виході з барабана, К 323

Продуктивність, кг/с 1,5;

Вологість сирого продукту, % 20;

Вологість сухого продукту, % 6;

Діаметр барабана, м 2;

Довжина барабана, м 12;

Теплоносій повітря.

У техніці сушіння обробляються матеріали, які відрізняються за хімічним складом, дисперсністю, структурою, адгезійними властивостями, термочутливістю, а також за складом і формою зв'язку вологи з матеріалом та іншими характеристиками. Через цю різноманітність вибір оптимального способу сушіння, типу сушильної установки та конструкції сушильного апарата є складною та відповідальною техніко-економічною задачею. Необхідно враховувати численні фактори, щоб забезпечити ефективність процесу сушіння, зберегти властивості матеріалу та мінімізувати витрати на енергію. Різні методи сушіння, такі як конвективне, контактне, вакуумне та інші, мають свої переваги і недоліки залежно від властивостей матеріалу, що сушиться. Наприклад, для

					СНБ 00.000 ПЗ	Арк.
						10
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

термочутливих матеріалів часто застосовують вакуумне сушіння, яке дозволяє знизити температуру процесу і уникнути теплового пошкодження продукту. Правильний вибір сушильної установки також впливає на якість кінцевого продукту і витрати на виробництво. Тому аналіз та порівняння різних технологічних підходів, економічних показників і властивостей матеріалів є ключовими етапами у процесі проектування сушильного обладнання.

Процес теплового сушіння може відбуватися як природним, так і штучним шляхом, хоча природне сушіння використовується рідко. За своєю фізичною суттю сушіння є складним дифузійним процесом, де швидкість визначається дифузією вологи з глибинних шарів матеріалу до його поверхні, а потім до оточуючого середовища. Видалення вологи під час сушіння включає не лише перенос речовини, але й тепла, що робить цей процес тепломасообмінним.

Залежно від способу підведення тепла до вологого матеріалу, сушіння поділяється на декілька типів:

Контактне сушіння – передача тепла від теплоносія до матеріалу через роздільну стінку.

Конвективне сушіння – безпосередній контакт вологого матеріалу з сушильним агентом, таким як підігріте повітря або топкові гази, які можуть бути підігріті повітрям.

Радіаційне сушіння – передача тепла інфрачервоним випромінюванням.

Діелектричне сушіння – здійснюється в полі струмів високої частоти.

Сублімаційне сушіння – відбувається у замороженому стані у вакуумі.

Кожен з цих методів має свої особливості і застосовується в залежності від властивостей матеріалу та вимог до кінцевого продукту. Контактне сушіння ефективне для матеріалів, які не повинні контактувати безпосередньо з теплоносієм. Конвективне сушіння є найпоширенішим завдяки простоті і ефективності. Радіаційне сушіння використовується для швидкого нагрівання поверхні матеріалу. Діелектричне сушіння підходить для термочутливих

					<i>СНБ 00.000 ПЗ</i>	Арк.
						11
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

матеріалів, а сублімаційне – для збереження структурних і хімічних властивостей продукту. Схему конструкції сушарки наведено на рисунку 2.2.

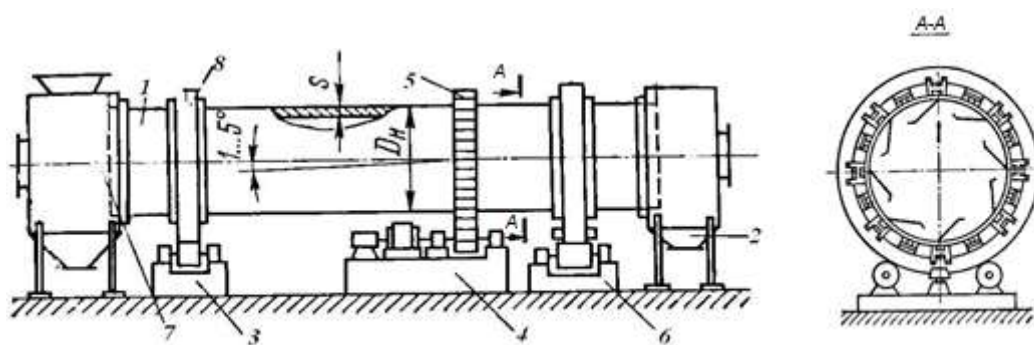


Рис. 2.2 – Схема сушарки барабанного типу

1 – барабан; 2 – розвантажувальна камера; 3 – опорна станція; 4 – привід;
5 – зубчастий вінець; 6 – опорно-упорна станція; 7 – завантажувальна камера; 8 – бандаж

Барабанна сушарка складається з циліндричного барабана (1), на якому закріплені бандажі (8), що спираються на опорну (3) та опорно-упорну (6) станції. Обертання барабана забезпечується електродвигуном через редуктор (4) і зубчастий вінець (5). Матеріал для сушіння спочатку подається в завантажувальну камеру (7), звідки потрапляє на приймально-гвинтову насадку, а далі – на основну насадку. Під час обертання барабана лопаті насадки піднімають і скидають матеріал. Барабан розташований під кутом до 5 градусів відносно горизонту, що сприяє переміщенню продукту до розвантажувальної камери (2), де він продувається сушильним агентом. Між обертовим барабаном і нерухомою камерою знаходиться ущільнювальний пристрій, який запобігає витоку матеріалу.

Вибір типу насадки залежить від характеристик оброблюваного матеріалу. Для великих частинок і липких матеріалів використовують лопатеву систему насадок. Для сипучих матеріалів підходить розподільна насадка, а для матеріалів, що утворюють пил, застосовують перевалочну насадку із закритими осередками. Зазвичай барабан заповнюється матеріалом до 20% його об'єму.

					СНБ 00.000 ПЗ	Арк.
						12
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Коефіцієнт заповнення барабана, який визначається як відношення площі перетину барабана, заповненого матеріалом, до площі поперечного перерізу барабана, залежить від типу насадки та виду оброблюваного матеріалу. Оптимальний вибір цих параметрів забезпечує ефективність процесу сушіння та якість кінцевого продукту.

2.2. Технологічні розрахунки

2.2.1 Вибір матеріалу для основних вузлів та деталей сушарки барабанного типу

У переробній промисловості обладнання працює в умовах широкого діапазону температур і тисків, а також піддається агресивному впливу оброблюваних середовищ. До цих апаратів висуваються такі основні вимоги:

- механічна надійність;
- довговічність;
- конструктивна досконалість;
- легкість виготовлення;
- зручність транспортування;
- простота монтажу та експлуатації.

Відповідно, матеріали для їх виготовлення повинні відповідати наступним вимогам:

- висока корозійна стійкість в агресивних середовищах при робочих параметрах процесу;
- значна механічна міцність при експлуатаційних умовах (температура, тиск, додаткові навантаження);
- добра зварюваність з забезпеченням високих механічних властивостей зварних з'єднань;
- доступність і низька вартість матеріалів.

					<i>СНБ 00.000 ПЗ</i>	Арк.
						13
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

Крім цього, при виборі матеріалів для конструкцій необхідно враховувати їх фізичні властивості, такі як температуропровідність і лінійне розширення.

Для виготовлення обладнання у хімічній промисловості використовуються різні матеріали: чорні метали та сплави (сталь, чавун), кольорові метали та їх сплави, а також неметалічні матеріали. Основні компоненти барабанної сушарки виготовляються з цих матеріалів, що забезпечує необхідну надійність і ефективність роботи апарату. Наприклад, сталі використовуються завдяки своїй високій міцності та корозійній стійкості, а чавун – завдяки хорошій зносостійкості.

Вимоги до конструкційних матеріалів та апаратів у хімічній промисловості регламентуються стандартами України, зокрема:

- ДСТУ 2651:2005 "Сталь. Терміни та визначення";
- ДСТУ ГОСТ 9.104:2006 "Єдина система захисту від корозії і старіння. Методи випробувань на корозійну стійкість";
- ДСТУ Б В.2.7-186:2009 "Матеріали будівельні. Методи визначення корозійної стійкості металевих конструкцій".

Ці стандарти встановлюють вимоги до якості матеріалів, методів випробувань та забезпечення корозійної стійкості, що є критично важливим для тривалої та безпечної експлуатації обладнання в агресивних середовищах. Основні матеріали деталей барабанної сушарки занесені до таблиці 2.1, де наведено їх характеристики для забезпечення відповідності вимогам зазначених стандартів.

					<i>СНБ 00.000 ПЗ</i>	Арк.
						14
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

Таблиця 2.1 – Матеріали основних деталей барабанної сушарки

Деталь	Матеріал
Корпус і насадка	Сталь Ст3 ГОСТ 380 – 2005
Бандажі	Сталь 45Л–І ГОСТ 1050–88
Ролики опорні, упорні. Вісь роликів	Сталь 45Л–І ГОСТ 1050–88
Зубчастий вінець	СЧ21–40 ГОСТ 1412–85

Корпус барабана виготовлено зі сталі Ст3 згідно з ГОСТ 380 – 2005.

Сталі мають найбільше застосування в хімічному машинобудуванні, так як вони краще за інші матеріали задовольняють необхідним вимогам. За хімічним складом й механічними властивостями сталі марки Ст3 мають відповідати вимогам ГОСТ 380 – 2005.

Сталь вуглецева звичайної якості застосовується при виготовленні обичайок, корпусів, днищ, фланців, люків, патрубків та ін. деталей, що працюють в інтервалі температур від мінус 20 до 425 °С та тиску до 5 МПа [2].

Бандажі барабана виконані зі сталі 45Л–І ГОСТ 1050–88.

Ця сталь належить до якісних вуглецевих конструкційних сталей. Використовуються для виготовлення корпусів, днищ, трубних пучків, зміювиків та ін. елементів апаратів, що працюють в інтервалі температур від мінус 20 до 475 °С при тиску до 10 МПа з неагресивними й мало агресивними середовищами.

Зі сталі 45Л виконують виливки, що діляться на три групи (І–ІІІ) згідно з ГОСТ 977–75. В позначенні "І" – відливки загального призначення для деталей, конфігурація і розміри яких визначаються тільки конструктивними та технічними вимогами.

Стальні виливки використовуються в термообробленому стані з перевіркою механічних властивостей після обробки. Вміст у матеріалі сірки й фосфору не більше 0,05 % [2].

					<i>СНБ 00.000 ПЗ</i>	Арк.
						15
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

Матеріал Сталь 45Л – I згідно з ГОСТ 1050–88.

Ця сталь належить до якісних вуглецевих конструкційних сталей. Використовуються для виготовлення корпусів, днищ, трубних пучків, змійовиків та ін. елементів апаратів, що працюють в інтервалі температур від мінус 20 до 475 °С при тиску до 10 МПа з неагресивними й мало агресивними середовищами [2].

Зубчастий вінець виготовлено з матеріалу СЧ21–40 згідно з ГОСТ 1412–85.

Чавуни – високовуглецеві залізні сплави з вмістом вуглецю більше 2 %. Низька вартість чавунів разом з високими механічними властивостями забезпечують широке використання їх в техніці як конструкційного матеріалу. Чавунам притаманні добрі ливарні властивості. Вони широко застосовуються для виготовлення корпусних деталей та вузлів складних конфігурацій (маховики, зубчасті колеса), що працюють в неагресивних середовищах. Чавуни використовують при температурі від мінус 15 до 250 °С та тиску до 1 МПа. Хімічна стійкість більшості чавунів недостатня [2].

2.3. Визначення параметрів барабана сушильного агрегату

Мета розрахунку: визначення питомих витрат тепла та теплоносія та основних габаритних розмірів сушарки (діаметр та довжина барабана).

Розрахункова схема наведена на рис. 2.3.

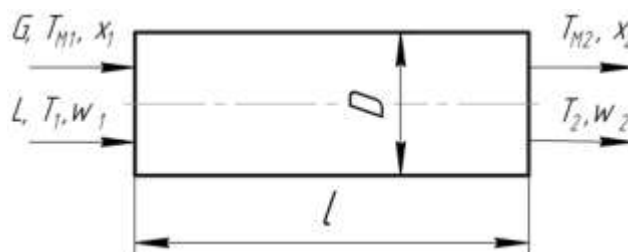


Рис. 2.3. Схема для проведення параметричного розрахунку

Вхідні дані

Матеріал, що висушується ріпак;

					СНБ 00.000 ПЗ	Арк.
						16
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Витрата матеріалу G , кг/с	1,5;
Вологість матеріалу початкова ω_1 , %	20;
Вологість матеріалу кінцева ω_2 , %	6;
Температура матеріалу початкова t_{m1} , °С	25;
Температура матеріалу кінцева t_{m2} , °С	45;
Температура сушильного агента початкова t_1 , °С	150;
Температура сушильного агента кінцева t_2 , °С	50;

Сушильний агент повітря

Порядок розрахунку:

- матеріальний баланс;
- основні фізичні параметри сушильного агента та матеріалу, що сушиться;
- витрати повітря;
- кількість вологи, що видаляється;
- витрати тепла;
- загальний об'єм сушильного апарата, діаметр, довжину;

Параметри димових газів, які подаються в сушарку.

1. Матеріальний баланс.

Кількість вологи, що випаровується визначається за формулою:

$$W = \frac{G(\omega_1 - \omega_2)}{100 - \omega_1} = \frac{1,5 \cdot (20 - 6)}{100 - 20} = 0,223 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Кількість вихідного вологого матеріалу:

$$G_1 = G + W = 1,5 + 0,223 = 1,723 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

2. Визначаємо параметри сушильного агента повітря і витрати теплоти на сушіння.

Тиск насиченої водяної пари при $t_0 = 6,65$ °С складає $p = 965$ Па = 0,965 кПа.

Вологовміст повітря, що поступає в калорифер:

					СНБ 00.000 ПЗ	Арк.
						17
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$x_0 = 0,622 \cdot p \frac{\varphi}{B - p \cdot \varphi} = 0,622 \cdot 0,965 \cdot \frac{0,79}{99,3 - 0,965 \cdot 0,79} = 4,812 \cdot 10^{-3} \frac{\text{кг}}{\text{кг}}$$

Ентальпія повітря із навколишнього середовища:

$$I_0 = (c_{с.в} + c_{пx})t + r_0x = \\ = (1,01 + 1,97 \cdot 4,812 \cdot 10^{-3}) \cdot 6,65 + 2493 \cdot 4,812 \cdot 10^{-3} = 18,78.$$

Ентальпія нагрітого повітря на вході в сушарку (після калорифера):

$$I_1 = (c_{с.в} + c_{пx})t_1 + r_0x = \\ = (1,01 + 1,97 \cdot 4,812 \cdot 10^{-3}) \cdot 150 + 2493 \cdot 4,812 \cdot 10^{-3} = 164,9.$$

Питомі витрати теплоти на нагрівання матеріалу, що висушується:

$$q_m = G \cdot c_m \cdot \frac{t'_m - t''_m}{W} = 1,5 \cdot 1,51 \cdot \frac{45 - 25}{0,223} = 202,8 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Втрати теплоти сушаркою в навколишнє середовище, віднесені до 1 кг маси вологи, що випарюється, згідно з ОСТ 26-01-450 – 78 приймають в межах 85 – 170 кДж/кг. Приймаємо $q_{втр} = 100$ кДж/кг.

Змінення потенціалу повітря відносно вологи, що випарувалась:

$$\Delta = 4,19 \cdot t'_m - (q_m + q_{втр.}) = 4,19 \cdot 25 - (202,8 + 100) = -198 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Ентальпія пари при кінцевій температурі повітря, що виходить із сушарки:

$$I_{п.к} = r_0 + c_{п} \cdot t_2 = 2493 + 1,97 \cdot 50 = 2591 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Ентальпія вологого повітря на виході із сушарки:

$$I_2 = \frac{c_{с.в} \cdot t_2 \cdot \Delta + I_{п.к} \cdot (x \cdot \Delta - I_1)}{\Delta - I_{п.к}} = \\ = \frac{1,01 \cdot 50 \cdot (-198) + 2591 \cdot (4,812 \cdot 10^{-3} \cdot (-198) - 164,9)}{(-198 - 2591)} = \\ = 157,7$$

Кінцевий вологовміст повітря на виході із сушарки:

$$x_k = \frac{I_2 - I_1}{\Delta} + x = \frac{157,7 - 164,9}{(-198)} + 4,812 \cdot 10^{-3} = 0,041 \frac{\text{кг}}{\text{кг}}$$

Витрати повітря:

					СНБ 00.000 ПЗ	Арк.
						18
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$L = \frac{x}{x_k - x} = \frac{4,812 \cdot 10^{-3}}{0,041 - 4,812 \cdot 10^{-3}} = 0,132 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Витрати теплоти в калорифері:

$$Q_{\text{кал}} = L(I_1 - I_0) = 0,132(164,9 - 18,78) = 19,24.$$

Витрати гріючого пара на нагрів повітря в калорифері:

$$G_{\text{г.п}} = \frac{Q_{\text{кал}}}{r} = \frac{19,24}{2171} = 0,008864 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

де $r=2171$ кДж/кг – теплота пароутворення при $p=0,3$ МПа.

3. Визначаємо розміри сушильного барабана.

Необхідний робочий об'єм барабана:

$$V_6 = \frac{W \cdot 3600}{25} = 32,17 \text{ м}^3.$$

Відношення довжини барабана до його діаметру повинно бути рівним $L/D = 3,5 \dots 7$, приймаємо $L/D = 5,95$. Тоді

$$V_6 = 0,785 \cdot D^2 \cdot 5,95 \cdot D = 4,67 \cdot D^3$$

Діаметр барабана

$$D = \sqrt[3]{\frac{32,17}{4,67}} = 1,9 \text{ м.}$$

Довжина барабана:

$$L = D \cdot 5,95 = 11,32 \text{ м.}$$

Приймаємо за ОСТ 26-01-437 – 78 барабан для сушіння діаметром $D=2000$ мм і довжиною $L=12000$ мм, виконання 1.

Уточнюємо об'єм вибраного барабана:

$$V_6 = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot L}{4} = 3,14 \cdot 2^2 \cdot \frac{12}{4} = 37,68 \text{ м}^3.$$

Уточнюємо напруження барабана по волозі, що випарувалась:

$$A_v = W \cdot \frac{3600}{37,68} = 21,31.$$

Висновок: приймаємо барабан для сушіння діаметром $D=2000$ мм і довжиною $L=12000$ мм.

					<i>СНБ 00.000 ПЗ</i>	Арк.
						19
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.4 Розрахунок барабана на міцність

Мета розрахунку: перевірити умову міцності для барабана сушарки, товщиною $s_{\sigma} = 0,012$ м.

Розрахункова схема зображена на рисунку 5.2.

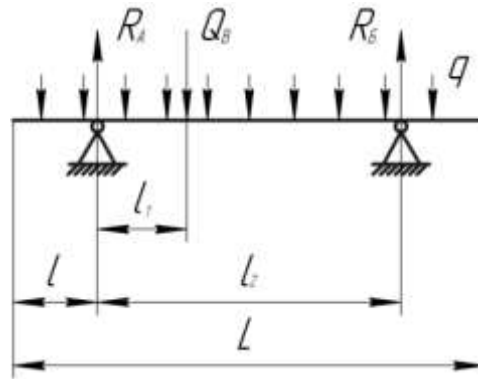


Рис. 2.5. Схема для визначення навантажень на сушильний барабан

Зовнішній діаметр барабана D_3 , м	2;
Довжина барабана L , м	12;
Відстань від краю барабана до опори l , м	2,5;
Відстань між бандажем та шестернею l_1 , м	0,925;
Відстань між опорами l_2 , м	7;
Коефіцієнт заповнення барабана, ψ	0,15;
Насипна густина матеріалу ρ_m , кг/м ³	800;
Маса корпусу барабана з насадкою m_K , кг	24990;
Навантаження від вінцевої шестерні Q_B , Н	12260;
Матеріал барабана Ст3;	
Допустиме навантаження $[\sigma]$, МПа	10;
Модуль пружності E , МПа	$1,87 \cdot 10^5$;
Допустимий відносний прогин барабана, $[\varepsilon]$	1/300;
Порядок розрахунку:	
Необхідно визначити:	

					СНБ 00.000 ПЗ	Арк.
						20
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- лінійне навантаження;
- реакції опор;
- максимальний вигинаючий момент;
- напруження у корпусі барабана.

Розрахунок виконано згідно методики [8]:

Внутрішній діаметр барабана:

$$D_B = D_3 - 2s_6 = 2 - 2 \cdot 0,012 = 1,976 \text{ м.}$$

Маса матеріалу, що знаходиться у сушарці:

$$m_M = \frac{\psi \rho_n L \pi D_6^2}{4} = \frac{0,15 \cdot 800 \cdot 12 \cdot 3,14 \cdot 1,976^2}{4} = 4416 \text{ кг.}$$

Сумарна маса барабана та матеріалу:

$$m = m_k + m_M = 24990 + 4416 = 29410 \text{ кг.}$$

Лінійне навантаження:

$$q = \frac{mg}{L} = \frac{29410 \cdot 9,81}{12} = 24040 \text{ Н/м.}$$

Реакції опор:

$$R_A = \frac{qL}{2} + \frac{Q_B l_1}{l_2} = \frac{24040 \cdot 12}{2} + \frac{12260 \cdot (7 - 0,925)}{7} = 154900 \text{ Н.}$$

$$R_B = \frac{qL}{2} + \frac{Q_B (l_2 - l_1)}{l_2} = \frac{24040 \cdot 12}{2} + \frac{12260 \cdot 0,925}{7} = 145900 \text{ Н.}$$

Будуємо епюру навантаження барабана поперечним моментом від розподіленого навантаження:

$$I) M(x) = (-qx^2)/2, 0 \leq x < l.$$

$$M(0) = 0 \text{ Н}; M(2,5) = -75125 \text{ Н}$$

$$II) M1(x) = M(x) + R_{aq} \cdot (x - l), l < x \leq l_2$$

$$M1(2,5) = -75125 \text{ Н}; M1(9,5) = -75405 \text{ Н.}$$

$$III) M2(x) = (-qx^2)/2, l_2 \leq x < L - l - l_2$$

$$M2(9,5) = -75405 \text{ Н}; M2(12) = 0 \text{ Н.}$$

					СНБ 00.000 ПЗ	Арк.
						21
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

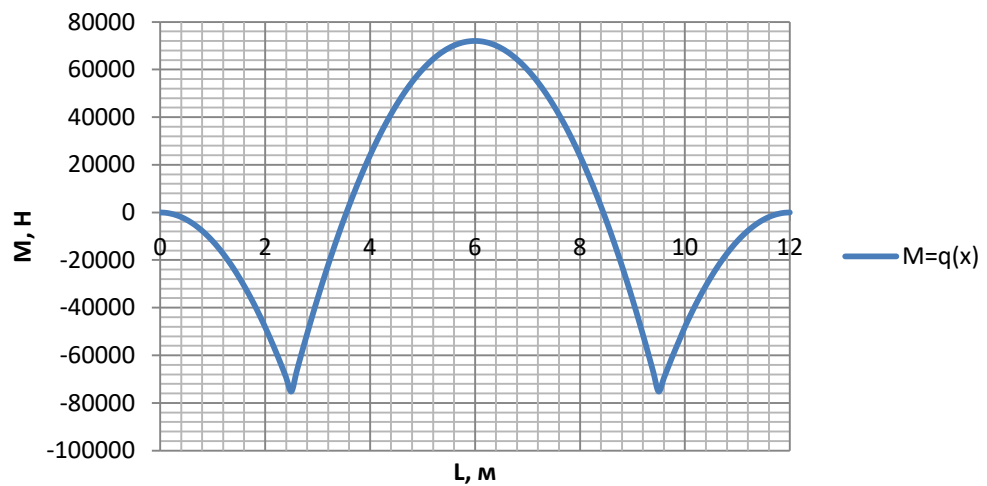


Рис. 2.6. Епюра навантаження барабана поперечним моментом від розподіленого навантаження

Будуємо епюру навантаження барабана поперечним моментом від поперечної сили:

$$I) M_f(x) = 0, 0 \leq x < l. M(0) = 0 \text{ Н}; M(2,5) = 0 \text{ Н}$$

$$II) M_{f1}(x) = R_{af} \cdot (x - l), l < x \leq l_1. M_{f1}(2,5) = 0 \text{ Н}; M_{f1}(3,42) = 9841,9 \text{ Н.}$$

$$III) M_{f2}(x) = R_{af} \cdot (x - l_1) - F(x - l_2), l_1 \leq x < l_2$$

$$M_{f2}(3,42) = 9841,9 \text{ Н}; M_{f2}(9,5) = 0 \text{ Н.}$$

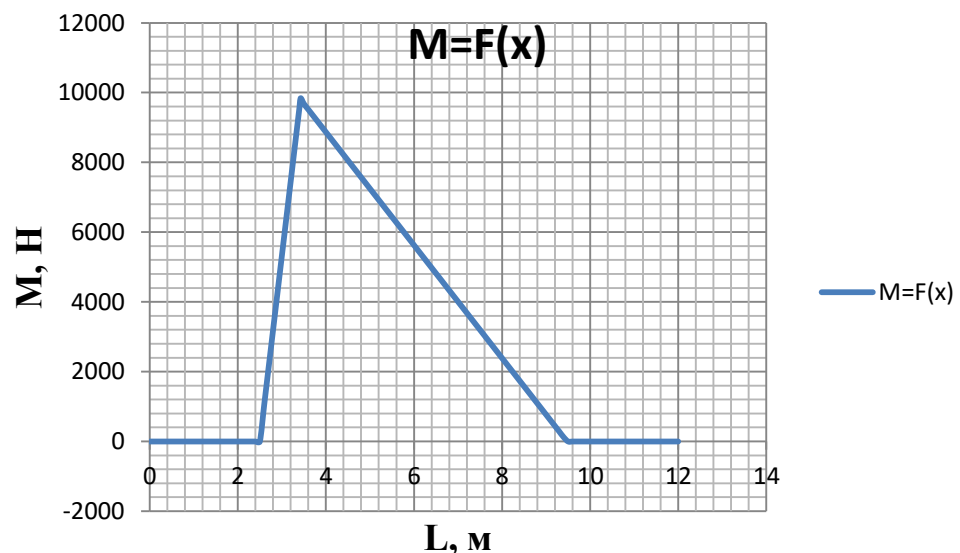


Рис. 2.7. Епюра навантаження барабана поперечним моментом від поперечної сили.

Сумарна епюра навантаження барабана поперечним моментом від розподіленого навантаження та поперечної сили:

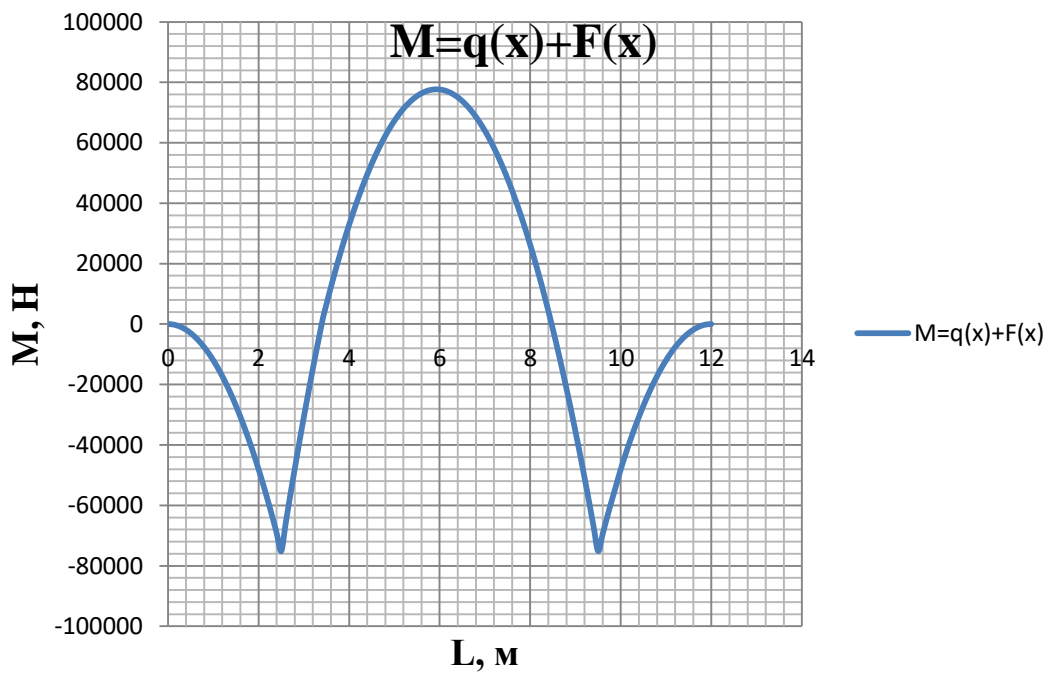


Рис. 2.8. Епюра навантаження барабана поперечним моментом від розподіленого навантаження та поперечної сили.

Максимальний вигинаючий момент, що діє на барабан:

$$M_{\max} = 77656 \text{ Нм.}$$

Момент опору перерізу корпусу барабана:

$$W_1 = \frac{s_{\sigma} \pi D_{cp}^2}{4} = \frac{0,012 \cdot 3,14 \cdot 1,988^2}{4} = 0,037 \text{ м}^3,$$

де D_{cp} - середній діаметр:

$$D_{cp} = \frac{D_3 + D_B}{2} = \frac{2 + 1,976}{2} = 1,988 \text{ м.}$$

Напруження у корпусі барабана:

$$\sigma = \frac{M_{\max}}{W} = \frac{77656}{0,037} = 2,1 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

Умова міцності:

$$\sigma = 2,1 \text{ МПа} < [\sigma] = 10 \text{ МПа},$$

тобто вона виконується, а барабан витримає робоче навантаження.

					СНБ 00.000 ПЗ	Арк.
						23
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.4. Перевірка сушильного барабана на жорсткість

Мета розрахунку: перевірити умову жорсткості для барабана сушарки, товщиною $s_{\sigma} = 0,012$ м.

Розрахункова схема зображена на рисунку 5.2.

Вихідні дані

Зовнішній діаметр барабана D_3 , м	2;
Довжина барабана L , м	12;
Маса корпусу барабана з насадкою m_k , кг	24990;
Модуль пружності E , МПа	$1,87 \cdot 10^5$;
Допустимий відносний прогин барабана, $[\varepsilon]$	1/300;

Порядок розрахунку:

Необхідно визначити:

- лінійні навантаження;
- сумарний прогин від дії навантажень;
- відносний прогин;

Розрахунок виконано згідно методики [8]:

Лінійне навантаження від маси матеріалу, що висушується:

$$q_1 = \frac{m_m g}{L} = \frac{4416 \cdot 9,81}{12} = 3610 \text{ Н/м.}$$

Лінійне навантаження від маси барабана:

$$q_2 = \frac{m_k \cdot g}{L} = \frac{24990 \cdot 9,81}{12} = 20430 \text{ Н/м.}$$

Момент інерції одиничного кільця барабана:

$$I_x = \frac{1s_{\sigma}^3}{12} = \frac{1 \cdot 0,012^3}{12} = 1,44 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3.$$

Сумарний прогин від діючих навантажень:

$$y_{\max} = \frac{D_{cp}^3}{8EI_x} (0,04q_1 + 0,002q_2) = \frac{1,988^3}{8 \cdot 1,87 \cdot 10^{11} \cdot 1,44 \cdot 10^{-7}} \times \\ \times (0,04 \cdot 3610 + 0,002 \cdot 20430) = 6,757 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

					СНБ 00.000 ПЗ	Арк.
						24
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Відносний прогин:

$$\varepsilon = \frac{y_{\max}}{D_{\text{ср}}} = \frac{6,757 \cdot 10^{-3}}{1,988} = 3,3 \cdot 10^{-3}.$$

Перевіряємо виконання умови жорсткості:

$$\varepsilon = 3,3 \cdot 10^{-3} < [\varepsilon] = 3,333 \cdot 10^{-3}.$$

Висновок: жорсткість барабана сушарки, товщиною стінки $s_{\sigma} = 0,012$ м, забезпечено, оскільки виконуються відповідні умови.

2.5. Розрахунок бандажа сушильного барабану

Мета розрахунку: визначення геометричних розмірів бандажа, вільно одітого на корпус сушарки, з умови його роботи на вигин та контактну міцність.

Розрахункові схеми зображені на рис. 2.8-2.9.

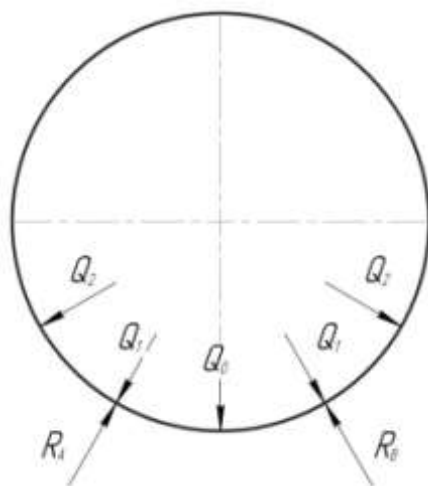


Рис. 2.8. Схема дії опорних реакцій що діють на бандаж

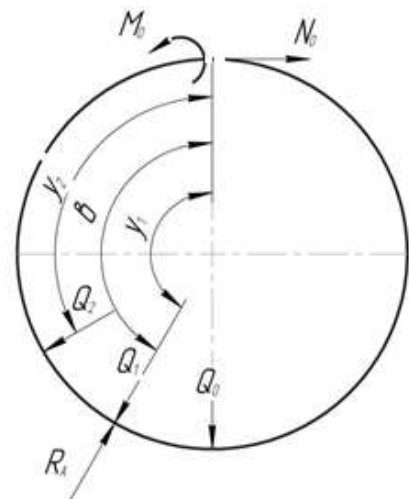


Рис. 2.9. Навантаження,

Параметричні дані:

Зовнішній діаметр барабана D_3 , м	2;
Кількість башмаків n_{σ}	12;
Реакція опори $R_{\text{он}}$, Н	154900;
Діаметр опорного ролика d_p , м	0,6;

					СНБ 00.000 ПЗ	Арк.
						25
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Кут між опорними роликами $j, ^\circ$	30;
Матеріал бандажа та роликів	Сталь 45Л;
Модуль пружності E , МПа	$2 \cdot 10^5$;
Коефіцієнт лінійного розширення матеріалу барабана, α ,	$12 \cdot 10^{-6}$;
Максимальний монтажний зазор між внутрішнім діаметром бандажа та зовнішнім діаметром башмаків u_σ , м	0,002;
Конструктивна добавка що компенсує відхилення, які виникають при монтажі u_p , м	0,03;
Відстань між опорами l_2 , м	7;
Допустиме навантаження на вигин $[\sigma]_{вз}$, МПа	100;
Температура корпусу під бандажем T_k , $^\circ\text{C}$	75;
Коефіцієнт теплопровідності сталі бандажа λ_σ , Вт/($\text{m}^2 \text{K}$)	50,66;
Коефіцієнт теплопровідності сталі підкладок λ_n , Вт/($\text{m}^2 \text{K}$)	52,3;
Коефіцієнт теплопровідності повітря $\lambda_{пов}$, Вт/($\text{m}^2 \text{K}$)	0,025;
Коефіцієнт тепловіддачі у навколишнє середовище α_σ , Вт/($\text{m}^2 \text{K}$)	12;
Коефіцієнт концентрації напружень стикових швів K_σ	1,2;
Коефіцієнт чутливості матеріалу бандажа до асиметрії циклу ψ_σ	0,1;
Коефіцієнт стану поверхні ε_i	0,84;
Коефіцієнт впливу розмірів поперечного перерізу бандажа ε_m	0,644.

Порядок розрахунку:

Необхідно визначити:

- сили, що діють на башмаки;
- сумарний вигинаючий момент;
- сумарне навантаження;
- геометричні розміри бандажа;
- напруження у бандажі від температурного перепаду;
- напруження на поверхнях бандажа;

					<i>СНБ 00.000 ПЗ</i>	Арк.
						26
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

– коефіцієнт запасу міцності.

Розрахунок виконано згідно методики [8]:

Реакція опорного ролика:

$$R_p = \frac{R_{\text{оп}}}{2 \cos j} = \frac{154900}{2 \cdot \cos(30^\circ)} = 89420 \text{ Н.}$$

Кут між башмаками:

$$j_1 = \frac{2\pi}{n_6} = \frac{2 \cdot 3,14}{12} = 30^\circ.$$

Кількість башмаків в одному квадранті:

$$n_{61} = \frac{n_6 - 2}{4} = \frac{12 - 2}{4} = 2,5,$$

приймаємо $n_{61} = 3$.

Сила, що діє на нижній башмак:

$$Q_0 = \frac{4R_{\text{оп}}}{n_6} = \frac{4 \cdot 154900}{12} = 51630 \text{ Н.}$$

Сили, що діють на башмаки:

$$Q_1 = Q_0 \cos j_1 = 51630 \cdot \cos(30^\circ) = 44720 \text{ Н,}$$

$$Q_2 = Q_0 \cos(2j_1) = 51630 \cdot \cos(2 \cdot 30^\circ) = 25820 \text{ Н,}$$

$$Q_3 = Q_0 \cos(3j_1) = 51630 \cdot \cos(3 \cdot 30^\circ) = 0 \text{ Н,}$$

Середній радіус бандажа:

$$R_{\text{cp}} = \frac{1,2D_3}{2} = \frac{1,2 \cdot 2}{2} = 1,2 \text{ м.}$$

Вигинаючий момент у місцях дії сил:

$$M_{00} = -\frac{Q_0 R_{\text{cp}}}{2\pi} \left[1 + \frac{1}{\cos \beta} - (\pi - \beta) \operatorname{tg} \beta \right] =$$

$$= -\frac{51630 \cdot 1,2}{2 \cdot 3,14} \left[1 + \frac{1}{\cos(150)} - (180 - 150) \operatorname{tg}(150) \right] = -1456 \text{ Нм}$$

$$M_{01} = -\frac{Q_1 R_{\text{cp}}}{\pi} \left[1 - \frac{\cos \theta_1}{\cos \beta} - (\pi - \theta_1) \sin \theta_1 + (\pi - \beta) \cos \theta_1 \operatorname{tg} \beta \right] = 26830 \text{ Нм.}$$

					СНБ 00.000 ПЗ	Арк.
						27
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$M_{02} = -\frac{Q_2 R_{cp}}{\pi} \left[1 - \frac{\cos \theta_2}{\cos \beta} - (\pi - \theta_2) \sin \theta_2 + (\pi - \beta) \cos \theta_2 \operatorname{tg} \beta \right] = 15210 \text{ Нм.}$$

$$M_{03} = -\frac{Q_3 R_{cp}}{\pi} \left[1 - \frac{\cos \theta_3}{\cos \beta} - (\pi - \theta_3) \sin \theta_3 + (\pi - \beta) \cos \theta_3 \operatorname{tg} \beta \right] = 0 \text{ Нм.}$$

Сумарний вигинаючий момент:

$$M_0 = \sum_0^4 M_0 = 40580 \text{ Нм.}$$

Нормальні зусилля у місцях прикладання сил:

$$N_{00} = -\frac{Q_0}{2\pi} (\pi - \beta) \operatorname{tg} \beta = 27180 \text{ Н,}$$

$$N_{01} = -\frac{Q_1}{\pi} \left[(\pi - \theta_1) \sin \theta_1 - (\pi - \beta) \cos \theta_1 \operatorname{tg} \beta \right] = 5077 \text{ Н.}$$

$$N_{02} = -\frac{Q_2}{\pi} \left[(\pi - \theta_2) \sin \theta_2 - (\pi - \beta) \cos \theta_2 \operatorname{tg} \beta \right] = 14660 \text{ Н.}$$

$$N_{03} = -\frac{Q_3}{\pi} \left[(\pi - \theta_3) \sin \theta_3 - (\pi - \beta) \cos \theta_3 \operatorname{tg} \beta \right] = 0 \text{ Н.}$$

Сумарне нормальне зусилля:

$$N_0 = \sum_0^4 N_0 = 46920 \text{ кН.}$$

Будуємо епюру навантаження бандажа вигинаючим моментом та нормальним зусилля:

$$I) \quad M(x) = M_0 - N_0 \cdot R \cdot (1 - \cos(x)), \quad 0 \leq x < j_2.$$

$$M(0) = 40580 \text{ Н; } \quad M(120^\circ) = -46340 \text{ Н}$$

$$II) \quad M1(x) = (M_0 - N_0 \cdot R \cdot (1 - \cos(x))) + Q_2 \cdot R \cdot \sin(x - j_2), \quad j_2 < x \leq j_1$$

$$M1(120^\circ) = -46340 \text{ Н; } \quad M1(150^\circ) = -51600 \text{ Н.}$$

$$III) \quad M2(x) = M1(x) + Q_1 \cdot R \cdot \sin(x - j_1) - R_p \cdot R \cdot \sin(x - \beta), \quad j_1 < x \leq 180^\circ.$$

$$M2(150^\circ) = -51600 \text{ Н; } \quad M2(180^\circ) = -20090 \text{ Н.}$$

					СНБ 00.000 ПЗ	Арк.
						28
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

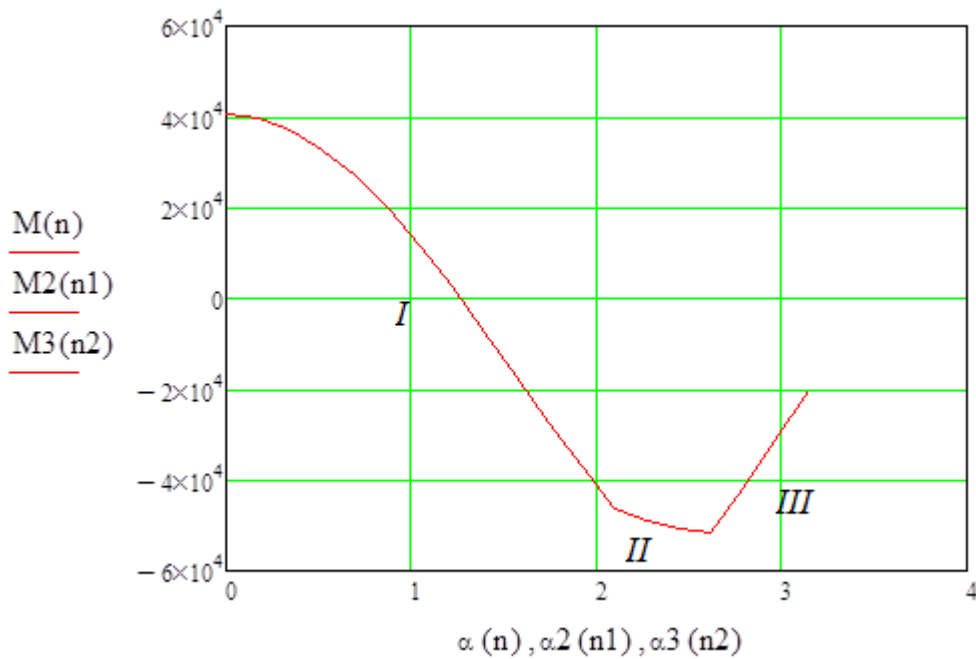


Рис. 2.10. Епюра навантаження бандажа вигинаючим моментом та нормальним зусиллям.

Значення вигинаючі моментів, що діють на бандаж, зведені у таблицю

Ширина бандажа:

$$b = 0,59^2 \frac{R_p E_1 E_2 2(D_{3,6} + d_p)}{[\sigma]_K^2 (E_1 + E_2) D_{3,6} d_p} = 0,59^2 \frac{89,42 \cdot 10^{-3} \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 2 \cdot (2,470 + 0,6)}{500^2 \cdot (2 \cdot 10^5 + 2 \cdot 10^5) \cdot (2,470 \cdot 0,6)} = 0,052 \text{ м,}$$

де $D_{3,6}$ - зовнішній діаметр бандажа, $D_{3,6} = 2,470$ м.

Приймаємо ширину бандажа $b = 0,170$ м.

Висота перерізу бандажа:

$$h_6 = \sqrt{\frac{6M_{\max 6}}{b[\sigma]_{\text{из}}}} = \sqrt{\frac{6 \cdot -51600}{0,170 \cdot 100}} = 0,134 \text{ м.}$$

Приймаємо висоту перерізу бандажа $h_6 = 0,135$ м.

Приймаємо: висота підкладок $h_n = 0,02$ м, радіальний зазор між бандажем та підкладками $\delta_3 = 0,003$ м.

Внутрішній діаметр бандажа:

					СНБ 00.000 ПЗ	Арк.
						29
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$D_{\text{вн.б}} = D_{\text{зн.б}} - 2 \cdot h_{\text{б}} = 2,470 - 2 \cdot 0,135 = 2,2 \text{ м.}$$

Діаметр зовнішньої опорної поверхні башмаків:

$$D_{\text{он}} = D_{\text{вн.б}} - \Delta T \alpha_t D_{\text{ср.б}} - u_{\text{б}} = 2,2 - 50 \cdot 12 \cdot 10^{-6} \cdot 2 \cdot 1,2 - 0,002 = 2,197 \text{ м,}$$

де ΔT - різниця між температурами барабана при монтажі та у робочому стані, $\Delta T = 50^\circ \text{C}$.

Ширина опорного ролика:

$$b_p = b + \alpha_t \Delta T l_2 + u_p = 0,170 + 12 \cdot 10^{-6} \cdot 50 \cdot 7 + 0,03 = 0,2 \text{ м.}$$

Приймаємо ширину опорного ролика $b_p = 0,2 \text{ м}$.

Контактні напруження, що виникають у матеріалі бандажа та ролика:

$$\begin{aligned} \sigma_k &= 0,59 \sqrt{q_k \frac{E_1 E_2}{E_1 + E_2} \frac{2(D_{3.б} + d_p)}{D_{3.б} d_p}} = \\ &= 0,59 \cdot \sqrt{0,526 \cdot \frac{2 \cdot 10^5 \cdot 2 \cdot 10^5}{2 \cdot 10^5 + 2 \cdot 10^5} \cdot \frac{2 \cdot (2,470 + 0,6)}{2,470 \cdot 0,6}} = 275 \text{ МПа,} \end{aligned}$$

де q_k - зусилля на одиницю довжини контакту:

$$q_k = \frac{R_p}{b} = \frac{89,42 \cdot 10^{-3}}{0,170} = 0,526 \text{ Н/м.}$$

Діаметр упорного ролика:

$$d_{\text{y.p}} = D_{3.б} \sin \frac{\beta'}{2} = 2,470 \cdot \sin \frac{17,2}{2} = 0,369 \text{ м.}$$

Приймаємо діаметр упорного ролика $d_{\text{y.p}} = 0,370 \text{ м}$.

Висновок: згідно розрахунків приймаємо діаметр бандажа $D_{3.б} = 2470 \text{ мм}$.

2.5. Розрахунок напруження в бандажі

Вхідні дані:

Коефіцієнт теплопровідності сталі бандажа $\lambda_{\text{б}}$, Вт/(м² К) 50,66;

					СНБ 00.000 ПЗ	Арк.
						30
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Коефіцієнт теплопровідності сталі підкладок λ_n , Вт/(м ² К)	52,3;
Коефіцієнт теплопровідності повітря $\lambda_{нов}$, Вт/(м ² К)	0,025;
Коефіцієнт тепловіддачі у навколишнє середовище α_6 , Вт/(м ² К)	12;
Коефіцієнт концентрації напружень стикових швів K_σ	1,2;
Коефіцієнт чутливості матеріалу бандажа до асиметрії циклу ψ_σ	0,1;
Коефіцієнт стану поверхні ε_n	0,84;
Коефіцієнт впливу розмірів поперечного перерізу бандажа ε_M	0,644.

Розрахунок виконано згідно методики [8]:

Еквівалентний термічний опір $\Phi_{екв}$:

$$\Phi_{екв} = \frac{1}{\frac{0,35}{\lambda_n} + \frac{0,45}{\lambda_{нов}} + \frac{0,2}{\lambda_n + \frac{\delta_3}{\lambda_{нов}}}} = \frac{1}{\frac{0,35}{52,3} + \frac{0,45}{0,025} + \frac{0,2}{52,3 + \frac{0,003}{0,025}}} = 1,09 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2 \text{ К/Вт.}$$

Симплекс ω :

$$\omega = \sqrt{\frac{2\alpha_6}{\lambda_6 b}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 12}{50,66 \cdot 0,170}} = 1,669 \text{ м}^{-1}.$$

Температура внутрішньої поверхні бандажа $T_6^{вн}$:

$$T_6^{вн} = \frac{T_k \left[1 + \frac{th(\omega h_6) \alpha_6}{\omega \lambda_6} \right]}{\alpha_6 \Phi_{екв} \left[1 + \frac{th(\omega h_6) \lambda_6 \omega}{\alpha_6} \right] + \left[1 + \frac{th(\omega h_6) \alpha_6}{\omega \lambda_6} \right]} =$$

$$= \frac{75 \cdot \left[1 + \frac{th(1,669 \cdot 0,135) \cdot 12}{1,669 \cdot 50,66} \right]}{12 \cdot 1,09 \cdot 10^{-3} \cdot \left[1 + \frac{th(1,669(1,669 \cdot 0,135)) \cdot 50,66 \cdot 1,669}{12} \right] + \left[1 + \frac{th(1,669(1,669 \cdot 0,135)) \cdot 12}{1,669 \cdot 50,66} \right]} = 72,64^\circ \text{ C.}$$

Температура зовнішньої поверхні бандажа $T_6^{зовн}$:

					СНБ 00.000 ПЗ	Арк.
						31
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$T_{\sigma}^{306H} = \frac{T_{\sigma}^{6H}}{ch(\omega h_{\sigma}) + \frac{\alpha_{\sigma} sh(\omega h_{\sigma})}{\omega \lambda_{\sigma}}} = \frac{72,64}{ch(1,699 \cdot 0,135) + \frac{12 \cdot sh(1,699 \cdot 0,135)}{1,699 \cdot 50,66}} = 68,67 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Перепад температур в бандажі ΔT_{σ} :

$$\Delta T_{\sigma} = T_{\sigma}^{6H} - T_{\sigma}^{306H} = 72,64 - 68,67 = 3,97 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Момент опору бандажа W_{σ} :

$$W_{\sigma} = \frac{bh_{\sigma}^2}{6} = \frac{0,170 \cdot 0,135^2}{6} = 5,164 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3.$$

Висновок: розрахований перепад температури в бандажі $\Delta T_{\sigma} = 3,97 \text{ }^{\circ}\text{C}$

2.7. Розрахунок витривалість

Вхідні дані:

Коефіцієнт теплопровідності сталі бандажа λ_{σ} , Вт/(м ² К)	50,66;
Коефіцієнт теплопровідності сталі підкладок λ_{π} , Вт/(м ² К)	52,3;
Коефіцієнт теплопровідності повітря $\lambda_{\text{пов}}$, Вт/(м ² К)	0,025;
Коефіцієнт тепловіддачі у навколишнє середовище α_{σ} , Вт/(м ² К)	12;
Коефіцієнт концентрації напружень стикових швів K_{σ}	1,2;
Коефіцієнт чутливості матеріалу бандажа до асиметрії циклу ψ_{σ}	0,1;
Коефіцієнт стану поверхні ε_{π}	0,84;
Коефіцієнт впливу розмірів поперечного перерізу бандажа $\varepsilon_{\text{м}}$	0,644.

Розрахунок виконано згідно методики [8]:

Напруження у бандажі від температурного перепаду:

на зовнішній поверхні:

					СНБ 00.000 ПЗ	Арк.
						32
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\sigma_t^3 = \frac{\alpha_t E \Delta T_{\delta}}{2(1-\mu)} \left(\frac{1}{\ln \frac{D_{3.б}}{D_{вн.б}}} - \frac{2D_{вн.б}^2}{D_{3.б}^2 - D_{вн.б}^2} \right) = \frac{12 \cdot 10^{-6} \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 3,97}{2 \cdot (1-0,3)} \cdot \left(\frac{1}{\ln \frac{2,470}{2,2}} - \frac{2 \cdot 2,2^2}{2,470^2 - 2,2^2} \right) =$$

$$= 6,537 \text{ МПа},$$

на внутрішній поверхні:

$$\sigma_t^6 = \frac{\alpha_t E \Delta T_{\delta}}{2(1-\mu)} \left(\frac{1}{\ln \frac{D_{3.б}}{D_{вн.б}}} - \frac{2D_{3.б}^2}{D_{3.б}^2 - D_{вн.б}^2} \right) = \frac{12 \cdot 10^{-6} \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 3,97}{2 \cdot (1-0,3)} \cdot \left(\frac{1}{\ln \frac{2,470}{2,2}} - \frac{2 \cdot 2,470^2}{2,470^2 - 2,2^2} \right) =$$

$$= -7,061 \text{ МПа}.$$

Напруження на зовнішній поверхні бандажа середнє:

$$\sigma_m^3 = \frac{\sigma_{\max}^3 + \sigma_{\min}^3}{2} = 6,537 \text{ МПа},$$

амплітуда напружень циклу:

$$\sigma_a^3 = \frac{\sigma_{\max}^3 - \sigma_{\min}^3}{2} = 0 \text{ МПа}.$$

Напруження на внутрішній поверхні бандажа середнє:

$$\sigma_m^6 = \frac{\sigma_{\max}^6 + \sigma_{\min}^6}{2} = -7,061 \text{ МПа},$$

амплітуда напружень циклу:

$$\sigma_a^6 = \frac{\sigma_{\max}^6 - \sigma_{\min}^6}{2} = 0 \text{ МПа}.$$

Коефіцієнт запасу міцності:

на зовнішній поверхні:

$$n_{\min}^3 = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{\sigma_a^3 K_{\sigma}}{\varepsilon_M \varepsilon_n} + \psi_{\sigma} \sigma_m^3} = 2,142,$$

на внутрішній поверхні:

					СНБ 00.000 ПЗ	Арк.
						33
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$n_{\min}^{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{\sigma_a^{\sigma} K_{\sigma}}{\varepsilon_m \varepsilon_n} + \psi_{\sigma} \sigma_m^{\sigma}} = -1,983.$$

Нормативний коефіцієнт запасу міцності:

$$[n_{\min}] = [n_1][n_2][n_3] = 6,75,$$

де $[n_1]$ - коефіцієнт, що враховує неточність у визначенні навантажень та напружень, при середній точності $[n_1] = 1,5$;

$[n_2]$ - коефіцієнт, що враховує неоднорідність матеріалу та підвищену його чутливість до недоліків механічної обробки, $[n_2] = 3$;

$[n_3]$ - коефіцієнт умов роботи, що враховує ступінь відповідальності деталі, при середній ступені відповідальності деталі $[n_3] = 1,5$.

Оскільки виконуються умови:

$$n_{\min}^3 < [n_{\min}],$$

$$2,142 < 6,75$$

$$n_{\min}^{\sigma} < [n_{\min}],$$

$$-1,983 < 6,75$$

то витривалість бандажа при заданому навантаженні забезпечена.

Висновок: витривалість бандажа при заданому навантаженні забезпечена.

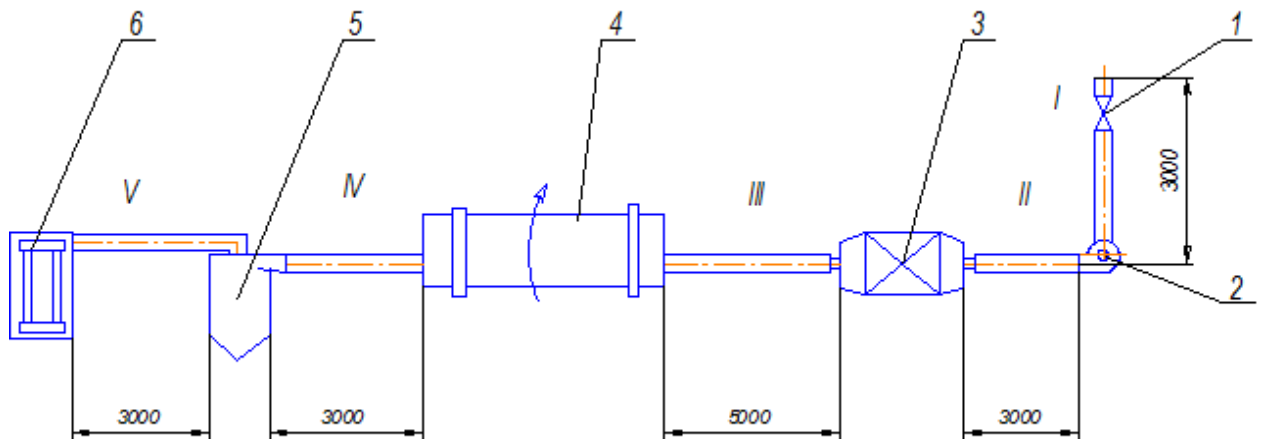
2.8. Гідравлічний опір в трубопроводі

Мета розрахунку: визначити гідравлічний опір трубопроводу.

					СНБ 00.000 ПЗ	Арк.
						34
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Розрахункову схему для визначення гідравлічного опору в трубопроводі зображено на рисунку 5.9.

1 – вентиль; 2 – вентилятор; 3 – калорифер; 4 – барабанна сушарка; Рис. 2.10. Схема для визначення гідравлічного опору в трубопроводі: I, II, III, IV, V – номер ділянки. 5 – циклон; 6 – рукавний фільтр.



Гідравлічний розрахунок трубопроводу виконуємо за методикою, що наведено в [9]

Розрахунок діаметра трубопроводу:

Вхідні дані:

Витрата повітря, кг/с (L_n)	0,132;
Середня температура повітря, °C (t_{cp})	90;
Густина повітря середня, кг/м ³ (ρ_{cp})	0,9721;
Швидкість повітря в трубопроводі, м/с (ω)	8,7;
Абсолютна шорсткість труб, мм (e)	0,8.

$$d = \sqrt{\frac{4L_n}{\pi\rho_{cp}\omega}} \text{ м.}$$

Критерій Рейнольдса:

$$Re = \frac{\omega d \rho}{\mu},$$

де ρ – густина повітря при заданій температурі, кг/м³;

μ – динамічний коефіцієнт в'язкості при заданій температурі, Па·с.

Коефіцієнт тертя λ :

1) при ламінарному режимі ($Re < 2300$):

$$\lambda = \frac{64}{Re}$$

при турбулентному режимі ($Re > 10\,000$):

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \lg \left[\frac{\varepsilon}{3,7} + \left(\frac{6,81}{Re} \right)^{0,9} \right],$$

де ε – відносна шорсткість стінок труб.

Сумарні втрати тиску:

$$\Delta p_{mp} = \left(\lambda \frac{l}{d} + \sum \xi \right) \frac{\omega^2 \rho}{2} \text{ Па,}$$

де ξ – коефіцієнт місцевого опору.

Діаметр трубопроводу $d=0,76$ м; відносна шорсткість стінок труб $\varepsilon=2,3 \cdot 10^{-3}$.

Результати розрахунку та додаткові вхідні дані заносимо до таблиці 2.3.

Таблиця 2.3– Результати розрахунку гідравлічного опору в трубопроводі

Г

Параметр	Номер ділянки				
	I	II	III	IV	V
$t, \text{ }^\circ\text{C}$	-24	-24	120	60	60
$\rho, \text{ кг/м}^3$	1,410	1,410	0,918	1,062	1,062
$\mu, \text{ Па}\cdot\text{с}$	$0,124 \cdot 10^{-3}$	$0,124 \cdot 10^{-3}$	$0,023 \cdot 10^{-3}$	$0,020 \cdot 10^{-3}$	$0,020 \cdot 10^{-3}$
Re	38580	38580	135400	180200	180100

Загальні втрати тиску в трубопроводі $\Delta p_{тр}$ становлять:

$$\Delta p_{mp} = \sum \Delta p = 350,1 + 36,1 + 44,62 + 26,86 + 11,99 = 469,7 \text{ Па.}$$

Висновок: гідравлічний опір трубопроводу становить 469,7 Па.

					<i>СНБ 00.000 ПЗ</i>	Арк.
						36
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.9. Вибір вентилятора

Мета розрахунку: вибрати вентилятор для проходження повітря крізь сушарку, калорифер, циклон та фільтр.

Вибір вентилятора здійснюється за методикою викладеною в [10].

Вихідні дані	469,7;
Втрати тиску в трубопроводі $\Delta p_{\text{тр}}$, Па	
Втрати тиску в калорифері $\Delta p_{\text{к}}$, Па	50,4;
Втрати тиску в циклоні $\Delta p_{\text{ц}}$, Па	509,2;
Втрати тиску в сушарці $\Delta p_{\text{суш}}$, Па	196,2;
Втрати тиску в рукавному фільтрі $\Delta p_{\text{ф}}$, Па	43,9;
Динамічні втрати тиску $\Delta p_{\text{дин}}$, Па	40,12.

Загальний опір системи, який має подолати вентилятор

$$H = \frac{1}{g} (\Delta p_{\text{мп}} + \Delta p_{\text{ц}} + \Delta p_{\text{к}} + \Delta p_{\text{дин}} + \Delta p_{\text{суш}} + \Delta p_{\text{ф}}) =$$
$$= \frac{1}{9,81} (469,7 + 509,2 + 50,4 + 440,12 + 196,2 + 43,9) = 174,3 \text{ кгс/м}^2.$$

Отже, вентилятор має розвивати тиск $p=1709$ Па, та мати подачу $V= 12620$ м³/год. Підбираємо вентилятор ВД–10, з подачею $V=15$ тис м³/год, тиском $p=1491$ Па [11].

Висновок: розраховано гідравлічний опір та обрано вентилятор ВД – 10.

					СНБ 00.000 ПЗ	Арк.
						37
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3. НАУКОВА ЧАСТИНА

При дослідженні руху сипучого тіла приймемо наступні обмеження і допущення відносно форми, розмірів і розташування насіння, характеру їх руху, виду тертя між ними:

1) сипуче тіло складається з однакових абсолютно твердих шарів, вкладених правильними шарами, перпендикулярними до осі труби;

2) розміри шарів малі в порівнянні з розмірами поперечних перерізів труби і «високого стовпа» сипкого тіла;

3) сили внутрішнього тертя між шарами об стінку труби пропорційні відповідним нормальним зусиллям (закон Кулона).

Крім перекислених допущень, в роботі використовуються додаткові пропозиції, у відомому сенсі витікаючи із припущень:

а) укладка шарів зберігається і в процесі руху (свого роду «ламінальність» руху сипучого тіла);

б) в процесі руху об'ємна вага сипучого тіла не змінюється.

Розглянемо приклади, на основі яких прийняті перераховані припущення.

Укладка шарів (припущення перше). Запропонування укладки насіння шарами знадобилась для визначення відношення між осьовими (направленими вздовж осі OX труби) і боковими (лежачими в площині YOZ) зусиллями, які залежать від способу укладки.

Сипуче тіло при укладці його шарами (рис. 3.1,а), в силовому відношенні являє собою свого роду шарнірно-важільний (рис. 3.1,б) або клиновидний (рис. 8,в) механізм, в якому силі P , діючій вздовж осі OX , відповідає визначена бокова сила R_{yz} , діюча в площині, перпендикулярній осі OX .

Міняючи укладку (кут β на рис. 3.1,а), можна отримати різні відношення між боковими і осьовими зусиллями. Серед цих відношень буде і те, яке має місце в дійсності у даного сипучого матеріалу при безпорядному розташуванні його частин.

В якості основного параметра, що характеризує укладку, прийнятий «кут тиску» β шарів один на одного (рис. 8,а), тобто кут між віссю OX труби і

					СНБ 00.000 ПЗ	Арк.
						38
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

спільної нормалі до шарів в точці їх перетину. Цей кут можна також назвати кутом укладки.

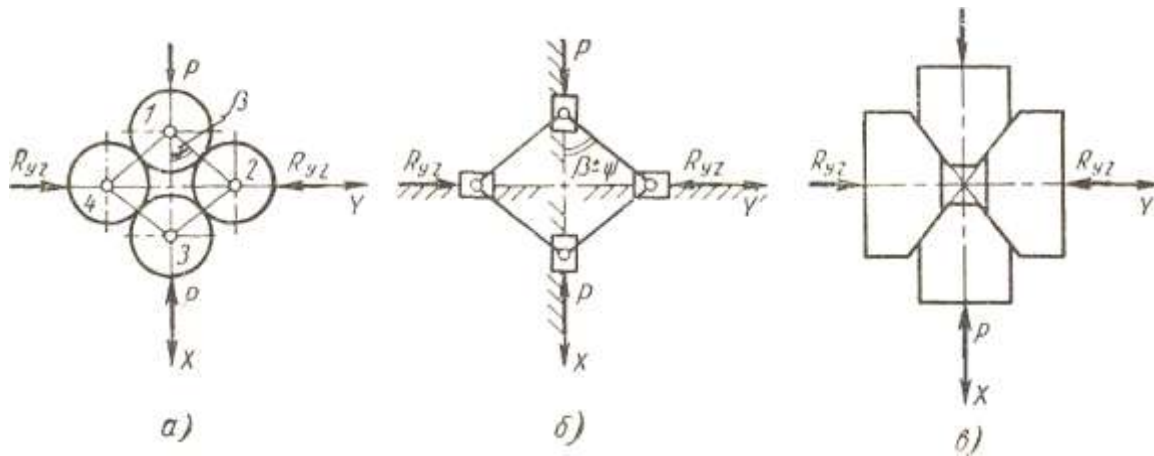


Рис.
3.1.

Механізм дії сил в сипучому тілі:

а – схема шарів; б – схема шарнірно-важільного механізму; схема клиновидного механізму.

В залежності від способу постійної укладки однакових шарів кут β може змінюватись в межах:

$$0 \leq \beta \leq 60^\circ.$$

На рис. 3.1,а показано перший граничний випадок ($\beta = 0^\circ$), при якому спільна нормаль до шарів 1 і 2 в точці їх дотику паралельна осі ОХ труби. На рис. 9,б зображено проміжний випадок ($0 < \beta < 60^\circ$), а на рис. 3.1,в показано другий граничний випадок ($\beta = 60^\circ$). Останній випадок в механічному відношенні рівносильний першому, бо сила зі сторони шару 1 діє на шар 3 безпосередньо, обминаючи шар 2. Бокова сила R_{yz} в даному випадку рівна нулю.

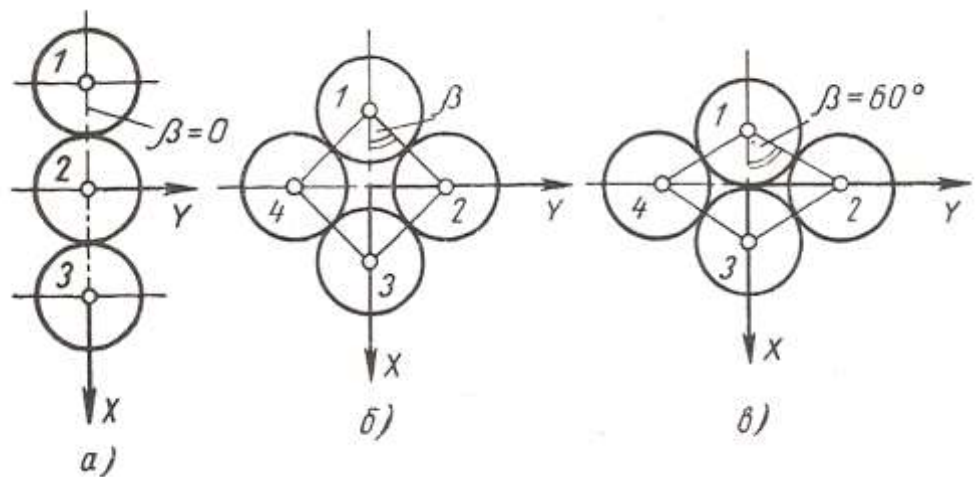


Рис. 3.2. Різні значення кута β при укладці насіння шарами:

а – кут укладки $\beta = 0^\circ$; б – проміжне значення кута укладки; в – найбільше значення кута укладки $\beta = 60^\circ$.

При безпорядній укладці насіння у окремих пар, що дотикаються один до одного, можуть зустрітись значення β , яке більше 60° . Всі можливі значення β в окремих пар насіння в загальному випадку знаходяться в межах:

$$0 \leq \beta \leq 90^\circ.$$

Реальне сипуче тіло з безпорядним положенням насіння може бути замінене еквівалентним в силовому відношенні сипучим тілом з укладкою насіння шарами. Кут тиску β для всіх пар дотичних зерен сусідніх шарів еквівалентного сипучого тіла буде мати деяке середнє значення:

$$\beta = \beta_{\text{ср}} = \text{const.}$$

Якщо виходити з геометричних знань, то середньостатистичне значення β можна визначити методами теорії імовірності. Але цей кут можна знайти і дослідним шляхом. В основу дослідного визначення середнього «ефективного» значення β , що проявляється в діючих на шари і стінки труби силах, повинні бути покладені експериментальні випробування сил, діючих на сипуче тіло. Кут β може бути обчислений, наприклад, якщо відомо відношення між осьовими і боковими зусиллями, відношення осьових зусиль, прикладених до «ведучого» і «веденого» шарів, умови самогальмування сипучого тіла і т. д. Припускається також, що безпорядна укладка і відповідаючий їй кут β зберігається при всіх

деформаціях сипучого тіла. Розміри частин (друге припущення). Припущення про незначимість розмірів частин в порівнянні з розмірами поперечних перерізів труби і висотою стовпа сипучого тіла дозволяє приблизно замінити сипуче тіло з кінцевими розмірами частин рівномірної йому в механічному сенсі суцільним середовищем. Крім того, вказане припущення дозволяє відволіктися від явища схлопання, що створює додатковий опір руху і порушуючий нормальний процес руху сипучого матеріалу в барабані. Тертя між насінням (припущення третє). При русі сипучого матеріалу в барабані змінного перерізу проходить взаємне відносне переміщення частин, а також ковзання частин по стінкам труби. Обидва рухи супроводжуються тертям між дотичними поверхнями, яке в граничних випадках можна віднести до сухого або рідинного тертя. Тертя між окремими зернами сипучого матеріалу може наближатись до рідинного у випадку високої вологості або маслянистості їх поверхонь. Закони руху сипкого матеріалу в даному граничному випадку повинні бути близькими до законів руху в'язкої рідини. Значно частіше на практиці зустрічаються сипучі матеріали, тертя між частинами яких приближається до граничного випадку сухого тертя. Сюди відносяться більшість застосовуваних в техніці сипучих матеріалів: сухе насіння, добрива, пісок, руда і т. д. Закономірності руху такого роду сипучих матеріалів в теперішній час теоретично майже вивчені. Це і послужило основою для обмеження задачі дослідження випадком сухого тертя. Але передбачення про сухе тертя без зчеплення частин матеріалу між собою і об стінки бункера ще не означає пропорційності між силами тертя і нормальними силами. Остання умова справедлива лише при ковзанні (а не перекочуванні) зерен по стінкам і одне об одного. Отже, розглядуване припущення накладає обмеження також на характер абсолютного і відносного руху зерен сипкого матеріалу; воно виконується, якщо частинки рухаються поступально.

Дослідження ряду авторів, що спостерігали за рухом насінних матеріалів в бункерах із прозорими стінками, виявили відсутність обертального руху насіння. Навіть частини круглої форми, що прилягають до стінок труби, в процесі руху

					<i>СНБ 00.000 ПЗ</i>	<i>Арк.</i>
						41
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

сипучого матеріалу не обертаються. Останнє можна пояснити тим, що частинка має, як правило, одну точку дотику із стінкою (мається на увазі частина округлої форми) і декілька точок дотику з навколишніми частинками. Очевидно, що при однакових нормальних силах у всіх точках дотику з навколишніми тілами сила тертя об стінку труби буде недостатньою для подолання тертя у всіх інших точках і частинка повертатись не буде. Поворот окремих частин можливий лише за рахунок випадкових обставин (зачеплення нерівностей частинки за нерівності стінки), що малоймовірно. Поворот частин несферичної і, особливо, неправильної форми практично неможливий внаслідок необхідності подолання при повороті не тільки сил тертя, але і нормальних сил зі сторони навколишніх частин. Факт ковзання (а не кочення) частин по стінках доводиться і випробуванням Дженкіна, згідно якого реакція стінки відхилена від нормалі на кут тертя. Отже, припущення про відсутність обертального руху частин і про пропорційність між силами тертя і нормальними силами є повністю достовірним.

Збереження об'ємної ваги. Передусім зауважимо, що при спокої сипучого тіла його об'ємна вага не є постійною. Коливальний рух навколишнього середовища завжди передається і частинам сипучого тіла. Нормальні зусилля і сили сухого тертя між частинками при вібраціях в окремі моменти циклу коливань зменшуються і стають менші сил, які прагнуть змістити частинки. В результаті послідовно утворюється взаємне відносне переміщення частинок під дією їхньої ваги і тиску вище лежачих шарів. Сипучий матеріал із часом ущільнюється, його об'ємна вага γ зростає, наближаючись до деякого граничного значення γ_{\max} . В процесі руху, якщо він починається зі стану спокою, проходить швидкий перехід від утопленого, упорядкованого розташування частин до більш рихлого, безпорядного. Об'ємна вага швидко зменшується, наближаючись до другого граничного значення γ_{\min} і потім залишається практично постійною на протязі всього часу руху. Це дозволило прийняти при русі:

$$\gamma = \gamma_{\min} = \text{const.}$$

					<i>СНБ 00.000 ПЗ</i>	Арк.
						42
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

Збереження об'ємної ваги сипкого матеріалу в процесі руху рівносильне його нестискаємості.

Будемо розрізняти три можливих види руху сипкого матеріалу в барабані:

1) залежне переміщення деякого об'єму сипучого матеріалу в барабані двома плоскими плунжерами – ведучим А і веденим В (рис. 3.3);

2) гідравлічне стікання сипкого матеріалу із бункера (рис. 3.4);

3) нормальне стікання сипучого матеріалу із бункера (рис. 3.5);

При залежному русі (рис. 3.3) прилягаючі до плунжерів шари матеріалу зберігають первинну плоску форму. Проміжні шари в процесі руху також зберігають плоску форму, розсуваючись або, навпаки, зсуваючись, в співвідношенні з формою труби. Виходить свого роду «ламінарний» рух сипучого матеріалу в барабані.

Залежний рух сипучого матеріалу має скоріше теоретичне, чим практичне значення, так як для здійснення декількох значимих переміщень знадобились би плунжери змінних розмірів. Цей вид руху сипкого тіла знаходить практичне застосування лише в барабанх постійного перерізу (в транспортуючих пристроях із штовхальними плунжерами).

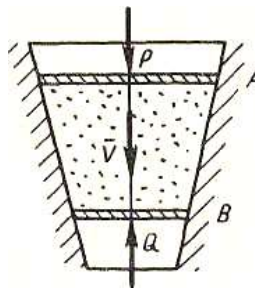


Рис. 3.3 Схема залежного руху сипучого матеріалу

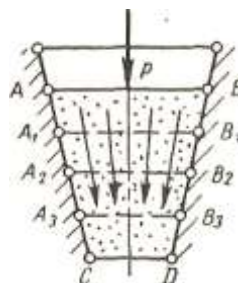


Рис.3.4 Схема гідравлічного стікання сипучого матеріалу із бункера

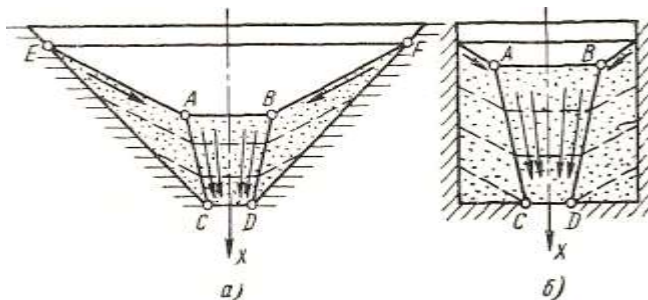


Рис. 3.5 Схема нормального стікання сипучого матеріалу із бункера:
 а – бункер з нахиленими стінками; б – бункер з вертикальними стінками.

Неодноразові спостереження за процесом стікання сипкого матеріалу із бункерів виявили існування двох форм стікання. Одна з них характеризується рухом сипучого матеріалу тільки в центральній частині бункера і супроводжується утворенням воронки на поверхні сипучого матеріалу. При другому виді стікання в рух приходить весь стовп сипкого матеріалу в бункері; воронка на поверхні не утворюється. За термінологією К. В. Алферова і Р. Л. Зенкова перший вид стікання називають «нормальним», а другий – «гідравлічним». Гідравлічне стікання сипкого матеріалу із бункера (рис. 3.4) має місце при відсутності протипоказань (сил, прикладених до веденого шару). До ведучого шару може бути прикладена «штовхаюча» сила P ; тоді будемо мати залежне гідравлічне стікання. Стікання під дією тільки своєї ваги матеріалу називають вільним.

Спостереження показують, що при гідравлічному стіканні горизонтальність шарів сипучого тіла і, також, верхнього шару, практично не порушується. Шар АВ (рис. 3.5) послідовно займає положення A_1B_1 , A_2B_2 і т.д. Схема руху окремих шарів матеріалу буде аналогічною залежному руху. Нормальне стікання має наступну схему процесу в круглому отворі (рис. 3.5):

- а) в центральній частині бункера проходить потік матеріалу, що займає об'єм конуса ABCD, який можна назвати конусом стікання;
- б) частина матеріалу, що прилягає до стінок бункера (показана на рис. 12,а площадками ACE і BDF), залишається нерухомою;
- в) по мірі опускання площадки АВ частинки із зон ACE і BDF скочуються по лініях природного скосу EA і FB і підіймаються в зону стікання.

Таким чином, процес нормального стоку принципово мало відрізняється від гідравлічного стікання. Різниця тільки в тому, що при гідравлічному стіканні рух потоку сипкого тіла відбувається в об'ємі, обмеженому стінками бункера, а при нормальному стіканні – в об'ємі конуса ABCD (рис. 3.5,б), утвореного нерухомими частинками самого сипучого тіла.

Порівняння трьох можливих видів руху сипкого тіла в барабані (залежного руху, гідравлічного і нормального стікання) показує, що вони повинні підкоритись єдиним закономірностям. Рух сипучого матеріалу у всіх випадках протікає без значного короблення шарів, перпендикулярних до швидкості руху. Цим підтверджується справедливність припущення про збереження пошарової укладки насіння у всіх випадках руху матеріалу по барабанх змінного перерізу.

Переходячи до оцінки сучасного стану динаміки сипких тіл, можна відмітити наступне.

1. Закономірності розподілення тиску по дну і стінкам вертикально розташованого призматичного бункера експериментально вивчені. Є теоретична формула (Янсена), що дає більш або менш задовільний математичний вираз цієї залежності. Проте, ця формула не відображає фізичних властивостей сипкого тіла і механізму дії сил в сипучому тілі; цим ускладнюється її практичне використання.

2. Сили, діючі на дно і стінки ємкостей непризматичної форми, як при спокої, так і при русі сипучого матеріалу, залишаються невивченими.

3. Експериментальними дослідженнями встановлено, що висота стовпа сипучого матеріалу в бункері не виконує помітного впливу на швидкість стікання. Основним фактором, що визначає швидкість стікання, є розмір отвору бункера. Ряд випробувань відмічає вплив і інших факторів на швидкість стікання (розмірів частин, кутів тертя, форми днища бункера і т.п.).

Виконані до теперішнього часу численні випробування окремих питань динаміки сипучих тіл не призвели до створення єдиної теорії, що дає задовольняюче обґрунтування спостереженням на практиці закономірностям. В

					<i>СНБ 00.000 ПЗ</i>	Арк.
						45
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

результаті випробувань з'явилося більше число емпіричних формул, що не завжди узгоджені між собою.

Запропонована нижче теорія руху сипучих тіл охоплює дві основні задачі динаміки:

- 1) теорію дії сил в сипкому тілі, що охоплює дію сил на дно і стінки ємкості при спокої і русі сипучого тіла;
- 2) теорію руху сипучого матеріалу із ємкостей.

Обидві задачі в кожному конкретному випадку вирішуються на основі єдиного диференціального рівняння руху потоку сипучого матеріалу в бункері.

Виділимо із насінневого матеріалу елемент (рис. 3.6), що складається із трьох сусідніх шарів: «ведучого», «веденого» і «проміжного». Під ведучим будемо розуміти той із розглядуваних шарів, у якого зовнішня (для виділеного елемента) осьова сила $P = \sum P_i$ співпадає по напрямку із вектором \bar{v} швидкості переміщення шару. Під веденим будемо розуміти шар, у якого зовнішня сила $Q = \sum Q_i$ протилежна швидкості переміщення. Проміжний шар розташовується між ведучим і веденим шарами так, що крайні кулі цього шару прилягають до стінки труби. веденому – кулі 3, 3' і т.д. і, нарешті, проміжному – кулі 2, 2' і т.д. Вісь X направляємо в сторону вектора \bar{v} швидкості переміщення; вагою і масою кульок нехтуємо.

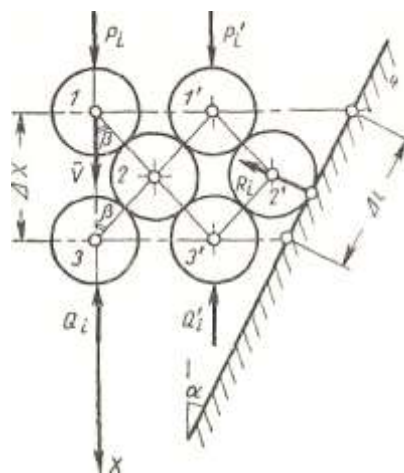


Рис. 3.6. До визначення співвідношення між зусиллями, прикладеними до ведучого і веденого шарів

Розглянемо спочатку випадок, коли ведучим є не шар кульок, а тільки одна кулька. Уявимо, що кулька 1 «спирається» на n рівновіддалених один від одного кульок проміжного шару 2, 2', 2''... і т. д. (рис. 14,а), що прилягають до стінки і дна труби кутового поперечного перерізу. Кут укладки β у всіх точках дотику кульок вважається однаковим. Рівняння рівноваги кулі 1 в проекціях на вісь X має вид:

$$\sum X_i = P - n \cdot R_{21}^i \cdot \cos \beta = 0.$$

Отже, на кожен кулю проміжного шару діє сила:

$$R_{12}^i = R_{21}^i = \frac{1}{n} \cdot \frac{P}{\cos \beta}.$$

На рис. 3.7,б показаний трикутник сил, що діють на кульку 2'; штрихові вектори – вертикальна і горизонтальна складові сили R_{12}^i .

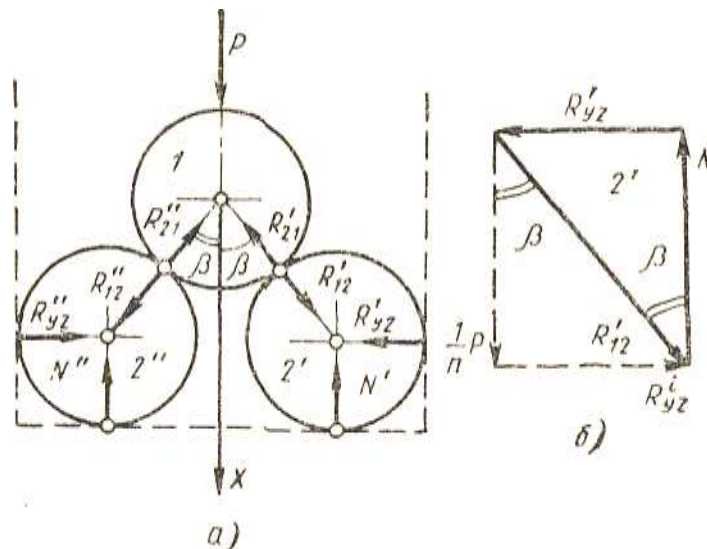


Рис. 3.7. До визначення співвідношення між горизонтальними і вертикальними силами:

а – схема сил, діючих на кулі; б – трикутник сил, прикладених до кулі 2'

Горизонтальна складова кожної з сил R_{12}^i як правило із рис. 3.8,б,

визначається формулою:

$$R_{yz}^i = R_{12}^i \cdot \sin \beta = \frac{1}{n} \cdot P \cdot \operatorname{tg} \beta.$$

Отже, при $\beta = \text{const}$ горизонтальна сила R_{yz}^i розподіляється порівну між всіма n рівностоячими кулями проміжного шару.

Сумарне розпірне зусилля R_{yz} , прикладене до стінки зі сторони всіх куль проміжного шару, визначиться шляхом арифметичного складання сил:

$$R_{yz} = \sum R_{yz}^i = n \cdot R_{yz}^i = P \cdot \operatorname{tg} \beta.$$

Із формули випливає, що сумарне горизонтальне зусилля не залежить від числа точок дотику кулі 1 з кулями проміжного шару і визначається лише величиною осьового зусилля P і кутом β .

Повна сила R_{12} (арифметична сума), діюча зі сторони кулі 1 на всі кулі проміжного шару, також не залежить від числа куль:

$$R_{12} = n \cdot R_{12}^i = \frac{P}{\cos \beta}.$$

Можна отримати, вважаючи, що куля 1 дотикається тільки до однієї кульки 2; тоді всі вектори на рис. 3.8,б збільшаться в n раз; відношення ж між сумарними силами P , R_{12} і R_{yz} не змінюються.

Горизонтальну силу R_{yz} при наявності ведучої і веденої куль, діючих на проміжний шар, можна також знайти із умови рівноваги (рівняння проєкцій на горизонтальну вісь) однієї кулі 2 (рис. 3.9).

$$\sum Y_i = -R_{yz} + (R_{12} + R_{32}) \cdot \sin \beta = 0,$$

де

$$R_{12} = \frac{P}{\cos \beta}; \quad R_{32} = \frac{Q}{\cos \beta}.$$

Підставивши значення сил R_{12} і R_{32} у рівняння рівноваги, знайдемо горизонтальну силу:

$$R_{yz} = (P + Q) \cdot \operatorname{tg} \beta.$$

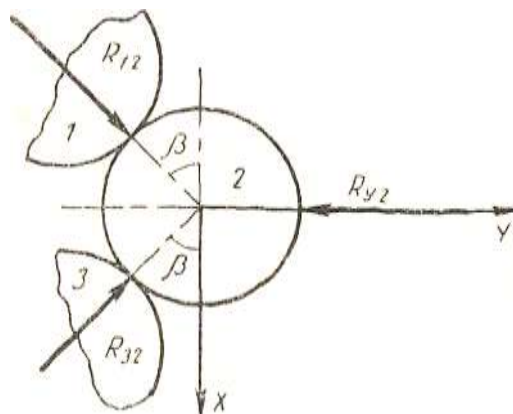


Рис. 3.11 Схема сил для визначення горизонтального зусилля R_{yz}

Ці осьові зусилля:

$$P = \sum P_i; Q = \sum Q_i$$

викликають появу горизонтальної сили:

$$R_{yz} = \sum R_{yz}^i.$$

У даному випадку кожна куля ведучого шару діє на суміжні кулі проміжного шару подібно клину, розсовуючи їх у всіх напрямках в горизонтальній площині. Повне горизонтальне зусилля від кожної i -ї кульки (клина) визначається формулою, аналогічною формулі:

$$R_{yz}^i = P_i \cdot \operatorname{tg} \beta.$$

Роздивляючись по чергово кожну із ведучих куль i викликане нею горизонтальне зусилля, приходимо до висновку, що повне горизонтальне зусилля при сумісній дії ведучих куль визначається шляхом арифметичного складання сил:

$$\sum R_{yz}^i = \sum P_i \cdot \operatorname{tg} \beta$$

або:

$$R_{yz} = P \cdot \operatorname{tg} \beta.$$

Таким чином, ми знайшли, що повне горизонтальне зусилля, прикладене до стінки зі сторони кульок проміжного шару, пропорційно повному осьовому зусиллю, прикладеному до ведучого шару. Це дозволяє вважати формули (7) і (9) справедливими не тільки для одної ведучої кулі, а і для ведучого шару куль, якщо положити:

$$P = \sum P_i, Q = \sum Q_i.$$

Це не є строгим доказом пропорційності зусиль; його необхідно розглядати лиш як деяке припущення, яке узгоджене з досвідом.

Враховуючи малий розмір кульок, можна в ряді випадків сипке тіло розглядати, як суцільне середовище. Також, зусилля R_{yz} можна вважати

					<i>СНБ 00.000 ПЗ</i>	Арк.
						49
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

розподіленим безперервно по лінії дотику кульок проміжного шару із стінкою труби. На одиницю довжини периметра поперечного перерізу труби при великому числі куль буде діяти приблизно постійна горизонтальна сила ρ_{yz} , нормальна до кривої поперечного перерізу труби в кожній її точці:

$$\rho_{yz} = \frac{R_{yz}}{S} = const, \quad (3.10)$$

де S – периметр поперечного перерізу.

Перейдемо тепер до виведення відношення між осьовими зусиллями P і Q , прикладених до ведучого і веденого шарів.

Розглянемо з цією метою рівновагу ведучого, веденого і проміжного шарів, як одного твердого тіла (рис. 13), застосовуючи відому в статистиці аксіому затвердіння.

Зовнішніми силами, діючими на розглядуване тіло, є осьові сили $P = \sum P_i$ і $Q = \sum Q_i$, а також реакції R_i , прикладені зі сторони стінок до кульок проміжного шару.

Рівняння проєкцій зовнішніх сил на вісь X отримує вид:

$$\sum X_i = \sum P_i - \sum Q_i - \sum R_i \cdot \sin \alpha = 0, \quad (3.11)$$

де $\sum R_i = R_{42}$ – сумарна реакція стінок на кульки проміжного шару, направлена по нормалі до стінки (кульки абсолютно гладкі);

α – кут, утворений стінкою труби з її віссю; цей кут вважаємо величиною, яка не має знака.

Враховуючи, що:

$$R_{42} = \frac{R_{yz}}{\cos \alpha} = (P - Q) \cdot \frac{tg \beta}{\cos \alpha} \quad \text{і} \quad R_{42} \cdot \sin \alpha = (P + Q) \cdot tg \alpha \cdot tg \beta,$$

із формули (11) отримаємо співвідношення осьових зусиль:

$$\frac{Q}{P} = \frac{1 - tg \alpha \cdot tg \beta}{1 + tg \alpha \cdot tg \beta}. \quad (3.12)$$

					<i>СНБ 00.000 ПЗ</i>	Арк.
						50
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

При русі в сторону звуження труби може настати «самогальмування» абсолютно гладких куль; тоді ніяка сила $P > 0$ не зрушить сипуче тіло з місця при $Q = 0$. Умову самогальмування отримуємо із формули (12) при $Q = 0$:

$$1 - \operatorname{tg} \alpha \cdot \operatorname{tg} \beta = 0$$

або:

$$\alpha + \beta = 90^\circ \quad (3.13)$$

Випадок, що відповідає виконанню умови (3.13), показаний на рис. 3.12, а.

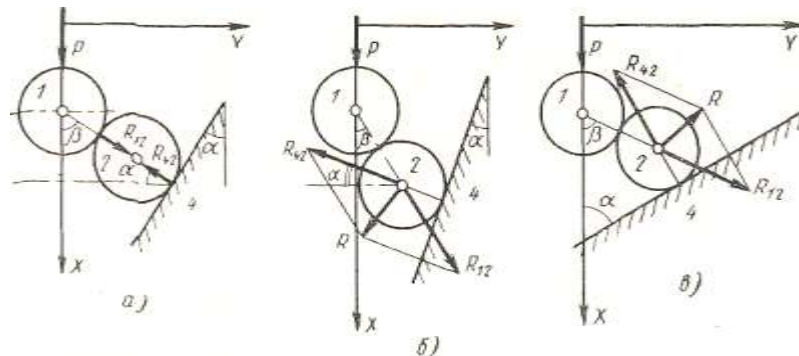


Рис. 3.12 Різні випадки дії сил на кулю проміжного шару:

а – випадок $\alpha + \beta = 90^\circ$; б – випадок $\alpha + \beta < 90^\circ$; в – випадок $\alpha + \beta > 90^\circ$.

Якщо $\alpha + \beta < 90^\circ$ (рис. 16,б), то під дією сили P проходить виштовхування кулі 2 в напрямку дії сили. В даному випадку для збереження рівноваги потрібно прикласти до веденого шару у вузькому перерізі силу $Q > 0$ (сила, прикладена до веденого шару, вважається позитивною, якщо вона направлена проти руху).

Якщо, нарешті $\alpha + \beta > 90^\circ$ (рис. 16,в), то куля 2 буде зсуватись в напрямку, оберненому діючою силою P ; в цьому випадку сила Q , необхідна для рівноваги, повинна бути від'ємною, точніше, направлена в сторону руху, що неможливо.

Тепер потрібно знайти приріст осьового зусилля при переході від ведучого перерізу до веденого.

Якщо вважати, що:

$$Q = P + \Delta P$$

(за вихідне взяте зусилля в широкому перерізі), то із формули (3.12)

знайдемо:

					СНБ 00.000 ПЗ	Арк.
						51
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\Delta P = \frac{2 \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \operatorname{tg} \beta}{1 + \operatorname{tg} \alpha \cdot \operatorname{tg} \beta} \cdot P. \quad (3.14)$$

Якщо ж за вихідне взяти зусилля Q у вказаному перерізі то:

$$P = Q + \Delta Q$$

і:

$$\Delta Q = \frac{2 \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \operatorname{tg} \beta}{1 - \operatorname{tg} \alpha \cdot \operatorname{tg} \beta} \cdot Q. \quad (3.15)$$

Як видно із отриманих формул, приріст осевого зусилля має різний вид в залежності від напрямку відліку зусиль.

Формули (3.14) і (3.15) можна об'єднати:

$$\Delta R_x = \frac{2 \cdot y' \cdot \operatorname{tg} \beta}{1 - y' \cdot \operatorname{tg} \beta} \cdot P, \quad (3.16)$$

де ΔR_x – приріст осевого зусилля при переході від ведучого перерізу з абсцисою x до веденого з абсцисою $(x + \Delta x)$;

$$y' = \frac{dy}{dx} = \pm \operatorname{tg} \alpha - \text{тангенс кута нахилу дотичної до кривої повздожнього}$$

перерізу труби; знак мінус відповідає звужуючій барабані;

P – осеве зусилля, прикладене до ведучого перерізу.

Зусилля ΔR_x в формулі (3.16) являє собою, очевидно, суму проєкцій реакції стінок на вісь труби OX . Це легко бачити на рис. 17,а і б, на якому зображені зовнішні сили, діючі на елемент зернистого матеріалу при русі вниз.

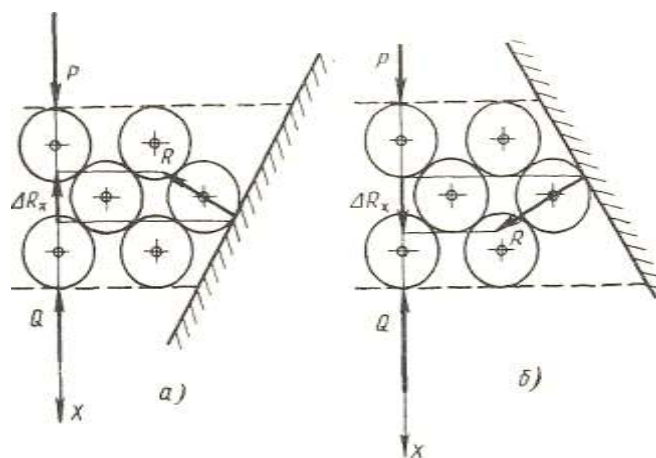


Рис. 3.14. Знак приросту ΔR_x осевого зусилля:

а – у випадку звужуючої труби; б – в випадку розширюючої труби.

У звужуючій барабані сила ΔR_x від’ємна і є свого роду «опором» руху; осьове зусилля при переході від ведучого перерізу до веденого зменшується ($Q < P$).

В розширюючій абсолютно гладкій барабані, навпаки, сила $\Delta R_x > 0$ і є «рухомою» силою; осьове зусилля при переході від ведучого шару до веденого зростає ($Q > P$).

При переміщенні зернового матеріалу в сторону зменшення перерізів труби частинки проміжного шару «вклинюються» між ведучим і веденим шарами, і «розсовують» їх. При вклиненні сили взаємодії між шарами відхиляються від загальних нормалей до кульок на кут внутрішнього тертя ψ в сторону зростання кута β , а реакції стінок $R_i = R_{42}^i$ (рис. 3.13) відклоняються від нормалей до стінки на кут φ внутрішнього тертя частин об стінку в сторону зростання кута α . В результаті сили R_{12} і R_{32} складають із віссю труби кути $(\beta + \psi)$, а сила R_{42} складає з нормаллю до осі труби кут $(\alpha + \varphi)$.

По аналогії з формулами (14) і (14) отримаємо:

$$\frac{Q}{P} = \frac{1 - \operatorname{tg}(\varphi + \alpha) \cdot \operatorname{tg}(\beta + \psi)}{1 + \operatorname{tg}(\varphi + \alpha) \cdot \operatorname{tg}(\beta + \psi)}; \quad (3.17)$$

$$\Delta R_x = - \frac{2 \cdot \operatorname{tg}(\varphi + \alpha) \cdot \operatorname{tg}(\beta + \psi)}{1 + \operatorname{tg}(\varphi + \alpha) \cdot \operatorname{tg}(\beta + \psi)} \cdot P. \quad (3.18)$$

Умову самогальмування шорстких куль при русі в сторону звуження труби отримаємо, вважаючи зусилля, прикладене до веденого шару, $Q \leq 0$; із формули (3.17) знайдемо:

$$\varphi + \alpha + \beta + \psi \geq 90^\circ. \quad (3.19)$$

Отримане зусилля можна розглядати як умову неможливості ковзання частин по стінкам труби.

Для того, щоб ковзання частин було можливе, необхідне виконання умови:

$$\varphi + \alpha + \beta + \psi < 90^\circ. \quad (3.20)$$

					СНБ 00.000 ПЗ	Арк.
						53
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

По аналогії з формулою (3.9) горизонтальне зусилля R_{yz} виразиться через осьові зусилля P і Q формулою:

$$R_{yz} = (P + Q) \cdot \operatorname{tg}(\beta + \psi). \quad (3.21)$$

Будемо вважати, що при переміщенні сипучого тіла в сторону розширення труби частинки середнього шару під дією сили P і Q розсовуються; при цьому крайні частинки приходять в дотик зі стінками труби. Сили R_{12} і R_{32} при розсовуванні проміжного шару повертаються від загальних нормалей до куль на кут внутрішнього тертя ψ в сторону зменшення кутів β і складають з віссю труби кути $(\beta - \psi)$. Сила R_{42} повертається від нормалі до стінки на кут φ , в результаті чого кут α зменшиться на φ .

Роздумуючи аналогічно попередньому, із формул (3.12) і (3.15) отримаємо:

$$\frac{Q}{P} = \frac{1 - \operatorname{tg}(\varphi - \alpha) \cdot \operatorname{tg}(\beta - \psi)}{1 + \operatorname{tg}(\varphi - \alpha) \cdot \operatorname{tg}(\beta - \psi)}; \quad (3.22)$$

$$\Delta R_x = - \frac{2 \cdot \operatorname{tg}(\varphi - \alpha) \cdot \operatorname{tg}(\beta - \psi)}{1 + \operatorname{tg}(\varphi - \alpha) \cdot \operatorname{tg}(\beta - \psi)} \cdot P. \quad (3.23)$$

(тут P – зусилля, прикладене до ведучого шару).

Умову самогальмування отримаємо, спрямовуючи зусилля, прикладене до веденого шару $Q \leq 0$; тоді:

$$\varphi - \alpha + \beta - \psi \geq 90^\circ. \quad (3.24)$$

барабан, призначена для невірного переміщення сипких матеріалів, повинна задовольняти умову:

$$\varphi - \alpha + \beta - \psi < 90^\circ. \quad (3.25)$$

Горизонтальне зусилля R_{yz} в даному випадку визначається формулою:

$$R_{yz} = (P + Q) \cdot \operatorname{tg}(\beta - \psi). \quad (3.26)$$

Якщо зерновий матеріал переміщується по барабані строго постійного перерізу, то під дією осьових сил P і Q кулі проміжного шару прагнуть розсунутись. Але такий рух неможливий і фактично кулі залишаються у відносному спокої; напрям сил внутрішнього тертя невизначений.

Наявність навіть малого звуження або розширення труби призводить або до вклинення куль проміжного шару між ведучим і веденим шарами, або до

					<i>СНБ 00.000 ПЗ</i>	Арк.
						54
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

розсушення куль проміжного шару. Для труби, що не має строго постійного перерізу, застосовують формули звужуючої чи розсовуючої труби при $\alpha = 0$.

Із формул (3.17)-(3.26) отримаємо:

а) співвідношення осьових зусиль:

$$\frac{Q}{P} = \frac{1 - f \cdot \operatorname{tg}(\beta \pm \psi)}{1 + f \cdot \operatorname{tg}(\beta \pm \psi)}; \quad (3.27)$$

$$\Delta R_x = -\frac{2 \cdot f \cdot \operatorname{tg}(\beta \pm \psi)}{1 + f \cdot \operatorname{tg}(\beta \pm \psi)} \cdot P; \quad (3.28)$$

б) умова самогальмування:

$$\varphi + \beta \pm \psi \geq 90^\circ; \quad (3.29)$$

в) умова можливості ковзання насіння по стінкам:

$$\varphi + \beta \pm \psi < 90^\circ; \quad (3.30)$$

г) розсувне зусилля:

$$R_{yz} = (P + Q) \cdot \operatorname{tg}(\beta \pm \psi). \quad (3.31)$$

Верхній знак у цих формулах відповідає злегка звужуючій барабані, нижній – злегка розширюючій барабані.

Співвідношення сил в барабані строго постійного перерізу, як вже вказувалося, теоретично є невизначеним, так як у цьому випадку відсутній відносний рух абсолютно твердих зерен. Практично відносний рух існує за рахунок деформацій стиску зерен і т. д., в результаті чого кулі ведучого шару вклинюються між кульками проміжного шару, розсовуючи їх. Характер відносного руху зерен з урахуванням їх деформації виходить таким, як і у випадку розширюючої труби. В зв'язку з цим, трубу строго постійного перерізу будемо відносити до розширюючих труб, тобто брати нижній знак в формулах (3.27)-(3.31).

Отримані залежності дозволяють теоретично визначити траєкторію руху зерна в барабані сушарки.

					СНБ 00.000 ПЗ	Арк.
						55
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4 ОХОРОНА ПРАЦІ

Барабанні сушарки широко використовуються у промисловості для сушки різних матеріалів, таких як зерно, пісок, глина, вугілля та інші сипучі речовини. Висока продуктивність і ефективність таких установок обумовлюють їх популярність. Проте, експлуатація барабанних сушарок пов'язана з низкою потенційних ризиків для здоров'я і безпеки працівників. У даній статті розглянемо основні аспекти охорони праці при використанні барабанних сушарок та відповідні стандарти і санітарні вимоги, що діють в Україні.

Основні небезпеки при експлуатації барабанної сушарки

1. Механічні травми: Робота з великими обертовими механізмами завжди супроводжується ризиком отримання механічних травм, таких як удари, порізи, затиснення кінцівок.

2. Пиловий фактор: Сушіння матеріалів може призводити до утворення великої кількості пилу, який є шкідливим для дихальної системи і може викликати захворювання легенів.

3. Висока температура: Робота сушарки передбачає наявність високих температур, що створює ризик опіків і теплових ударів.

4. Пожежна небезпека: Сушильні установки можуть стати джерелом загоряння через високу температуру і наявність легкозаймистих матеріалів.

5. Шум: Барабанні сушарки можуть генерувати високий рівень шуму, що негативно впливає на слух працівників.

Стандарти та санітарні вимоги України

Загальні вимоги

1. ДСТУ ISO 45001:2019 "Системи управління охороною здоров'я і безпекою праці": Цей стандарт визначає вимоги до систем управління охороною здоров'я і безпекою праці (OHSMS) і надає рекомендації щодо її застосування.

2. Наказ Міністерства охорони здоров'я України № 246 від 21.05.2007 "Про затвердження Державних санітарних норм і правил "Гігієнічні вимоги до умов

					СНБ 00.000 ПЗ	Арк.
						56
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

праці робітників": Цей документ регламентує гігієнічні вимоги до умов праці, включаючи мікроклімат, освітлення, шум, вібрації, іонізуюче випромінювання та інші фактори виробничого середовища.

Механічна безпека

1. ДСТУ EN 12100:2014 "Безпечність машин. Основні поняття, загальні принципи конструювання": Визначає основні поняття і загальні принципи, що стосуються конструювання безпечних машин.

2. СНиП III-4-80 "Техника безопасности в строительстве": Регламентує загальні вимоги техніки безпеки при проведенні будівельних робіт, зокрема, при монтажі і обслуговуванні обладнання.

Захист від пилу

1. ДСТУ ГОСТ 12.1.005:1988 "ССБТ. Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны": Встановлює гранично допустимі концентрації (ГДК) шкідливих речовин в повітрі робочої зони.

2. СанПиН № 5179-90 "Гігієнічні вимоги до мікроклімату виробничих приміщень": Визначає вимоги до параметрів мікроклімату у виробничих приміщеннях, включаючи концентрацію пилу.

Захист від високих температур

1. ДСТУ EN 60204-1:2015 "Безпечність машин. Електрообладнання машин": Регламентує вимоги до електрообладнання машин з метою забезпечення їх безпечної експлуатації, зокрема в умовах підвищених температур.

2. СНиП 2.04.05-91 "Отопление, вентиляция и кондиционирование": Встановлює норми проектування систем опалення, вентиляції і кондиціонування для забезпечення комфортних і безпечних умов праці.

Пожежна безпека

1. ДБН В.1.1-7:2016 "Пожежна безпека об'єктів будівництва": Встановлює вимоги до забезпечення пожежної безпеки при проектуванні, будівництві і експлуатації об'єктів.

					<i>СНБ 00.000 ПЗ</i>	Арк.
						57
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

2. Наказ МНС України № 140 від 19.10.2004 "Про затвердження Правил пожежної безпеки в Україні": Регламентує загальні правила пожежної безпеки на підприємствах і в установах.

Захист від шуму

1. ДСТУ ГОСТ 12.1.003:2014 "ССБТ. Шум. Общие требования безопасности": Встановлює загальні вимоги до безпеки праці в умовах шуму на робочих місцях.

2. СанПиН № 3077-84 "Гігієнічні вимоги до допустимих рівнів шуму на робочих місцях": Регламентує допустимі рівні шуму на робочих місцях та методи їх вимірювання.

Заходи з охорони праці

Механічна безпека

1. Огородження рухомих частин: Всі рухомі частини сушарки повинні бути оснащені захисними огороженнями, щоб запобігти контакту працівників з ними.

2. Регулярне технічне обслуговування: Проводити регулярні огляди та обслуговування обладнання для виявлення та усунення несправностей, що можуть спричинити травми.

3. Використання спеціального інструменту: Використовувати інструменти та пристосування, призначені для безпечного обслуговування сушарки.

Захист від пилу

1. Системи аспірації: Встановлення ефективних систем аспірації для видалення пилу з робочої зони та забезпечення чистого повітря.

2. Індивідуальні засоби захисту: Забезпечення працівників респіраторами або масками для захисту дихальних шляхів від пилу.

3. Регулярне прибирання: Проводити регулярне прибирання виробничих приміщень для мінімізації накопичення пилу.

					<i>СНБ 00.000 ПЗ</i>	Арк.
						58
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

Захист від високих температур

1. Теплоізоляція: Застосування теплоізоляційних матеріалів для зниження теплового випромінювання від обладнання.
2. Засоби індивідуального захисту: Використання захисного одягу, рукавиць та інших засобів для запобігання опікам.
3. Контроль температури: Моніторинг температури в робочій зоні та вжиття заходів для її регулювання.

Пожежна безпека

1. Встановлення пожежної сигналізації та систем пожежогасіння: Забезпечення своєчасного виявлення та ліквідації пожеж.
2. Навчання персоналу: Регулярне навчання працівників правилам пожежної безпеки та використанню засобів пожежогасіння.
3. Зберігання легкозаймистих матеріалів: Дотримання правил зберігання легкозаймистих матеріалів на безпечній відстані від сушарки.

Захист від шуму

1. Звукоізоляція: Використання матеріалів, що поглинають шум, для зниження рівня шуму на робочих місцях.
2. Засоби індивідуального захисту слуху: Забезпечення працівників берушами або навушниками для захисту слуху.
3. Регулярний моніторинг рівня шуму: Вимірювання рівня шуму та вжиття заходів для його зниження при перевищенні допустимих норм.

					<i>СНБ 00.000 ПЗ</i>	Арк.
						59
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

5. ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА

Під час удосконалення барабанної сушарки СЗСБ-8А запропоновано змінити редуктор, привід-редуктор, а також зубчастий вінець. Уточнено параметри бандажу. Розрахунок проведено за відомою методикою.

Таблиця 5.1.

«Вихідні дані: модернізація сушарки

№	Показник	Одиниця вимірювання	Базова технологія	Проектна
1.	Обсяг робіт	т	25840	25840
2.	Продуктивність змінна	т/год	8	13,4
3.	Витрати електроенергії	кВт год/т	2,5	2,65
4.	Витрати пального	кг/т	8,5 (дизельне паливо)	12 (лузга насіння соняшнику)
5.	Маса сушарки	кг	32600	33500
6.	Ціна	грн.	1724710	-

Розрахунки проводили згідно методичних рекомендацій» [15].
Результати наведено у таблиці 5.2.

Таблиця 5.2

«Техніко-економічні показники барабанної сушарки СЗСБ-8А

№ п\п	Показники	Одиниці виміру	Сушарка		Відхилення	
			Базова	Проектна	+ -	%
1.	Обсяг робіт	т	25840	25840	-	-
2.	Продуктивність	т/год	8	13.4	+18	+26,2
3.	Витрати пального	кг/т	8,5	12	+3,5	+10,2
4.	Ціна сушарки	грн.	1724710	1752700	+27990	+1,6
5.	Питома собівартість сушіння	грн./т	67	40	-27	-26,8

					<i>СНБ 00.000 ПЗ</i>	Арк.
						60
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

6.	Річна економія	грн.	–	697680	-	-
7.	Річний економічний ефект	грн.	–	624075	–	–
8.	Термін окупності	роки	–	0,8	–	–

Запропонована технологія дозволяє отримати річний економічний ефект в розмірі 624075 грн., підвищити продуктивність сушарки на 26,2%, знизити питому собівартість сушіння на 26,8%.» [24]

ВИСНОВКИ

Проведений аналіз конструкцій та способів сушіння дозволив створити напрями вдосконалення барабанної сушарки.

Наведені удосконалення дозволили підвищити продуктивність і енергоефективність сушарки.

Охорона праці при використанні барабанної сушарки є надзвичайно важливою для забезпечення безпеки та здоров'я працівників. Впровадження комплексних заходів безпеки, таких як механічний захист, системи аспірації, захист від високих температур, пожежна безпека та захист від шуму, дозволить мінімізувати ризики і створити безпечні умови праці. Дотримання стандартів і санітарних вимог, регламентованих українським законодавством, є обов'язковою умовою для забезпечення ефективного функціонування підприємства та збереження здоров'я працівників. Регулярне навчання та підвищення обізнаності працівників також є ключовими елементами успішної програми охорони праці.

Запропонована технологія дозволяє отримати річний економічний ефект в розмірі 624075 грн., підвищити продуктивність сушарки на 26,2%, знизити питому собівартість сушіння на 26,8%.

					<i>СНБ 00.000 ПЗ</i>	Арк.
						61
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Гапонюк Т. О., Кірчук Р. В., Забродоцька Л. Ю. МОДЕЛЮВАННЯ СУШІННЯ НАСІННЯ ОЛІЙНИХ КУЛЬТУР. *СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ*. 2023. № 49. С. 68–74. URL: <https://doi.org/10.36910/acm.vi49.1022> .
2. Кірчук Р. В., Забродоцька Л. Ю., Копець К. Є. ВПЛИВ МАСООБМІННИХ ФАКТОРІВ НА КІНЕТИКУ СУШІННЯ ЗЕРНА БОБОВИХ КУЛЬТУР. *СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ*. 2021. № 46. С. 30–39. URL: <https://doi.org/10.36910/acm.vi46.500> .
3. Лобастов І. В. Моделювання економічної ефективності вирощування сільськогосподарських культур. *Актуальні проблеми економіки*. 2006. № 10. С. 123–135.
4. Пазюк В. М. ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕПЛОМАСОБМІННИХ ПРОЦЕСІВ СУШІННЯ НАСІННЯ ОВОЧЕВИХ КУЛЬТУР. *Scientific Works*. 2019. Т. 82, № 2. С. 129–136. URL: <https://doi.org/10.15673/swonaft.v82i2.1189> .
5. Пазюк В. М., Дуб В. В., Седих К. В. ФАКТОРИ ПІДВИЩЕННЯ ІНТЕНСИВНОСТІ ТА ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ СУШІННЯ ЗЕРНОВИХ КУЛЬТУР. *Таврійський науковий вісник. Серія: Технічні науки*. 2024. № 5. С. 123–130. URL: <https://doi.org/10.32782/tnv-tech.2023.5.14> .
6. РОЗРОБКА ЕНЕРГОЕФЕКТИВНИХ РЕЖИМІВ СУШІННЯ НАСІННЯ ЗЕРНОВИХ КУЛЬТУР / Ю. Ф. Снежкін та ін. *Scientific Works*. 2019. Т. 2, № 83. URL: <https://doi.org/10.15673/swonaft.v2i83.1515> .
7. Савеленко В. Т., Савеленко Г. В. Оптимізація розрахунку врожайності сільськогосподарських культур : thesis. 2009. URL: <http://dspace.kntu.kr.ua/jspui/handle/123456789/3239> .
8. Сільськогосподарські машини. РОЗРОБКА СІВАЛКИ ТОЧНОГО ВИСІВУ ДЛЯ ПРЯМОГО СІВУ ЦУКРОВОГО БУРЯКА. *СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ*. 2019. № 42. С. 132–140. URL: <https://doi.org/10.36910/agromash.vi42.186> (дата звернення: 12.06.2024).
9. Сільськогосподарські машини. 10.36910 АНАЛІЗ МЕТОДІВ І ЗАСОБІВ ІНТЕНСИФІКАЦІЇ СУШІННЯ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ РОСЛИННИХ МАТЕРІАЛІВ. *СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ*. 2019. № 42. С. 38–48. URL: <https://doi.org/10.36910/agromash.vi42.174> .
10. Соколик С. Дослідження впливу системи точного висіву «precision planting delta force» на якісні показники посіву та врожайність культур. *Науковий журнал «Технічний сервіс агропромислового лісового та транспортного комплексів»*. 2020. № 22. С. 123–128. URL: <https://doi.org/10.37700/ts.2020.22.123-128> (дата звернення: 12.06.2024).
11. AGROBIOLOGICAL JUSTIFICATION OF PRECISION SEEDER OF CEREAL CROPS / V. Lyhochvor et al. *Technical and technological aspects of development and testing of new machinery and technologies for agriculture of Ukraine*. 2023. Vol. 1, no. 32(46). P. 129–138.

					СНБ 00.000 ПЗ	Арк.
						62
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

URL: [https://doi.org/10.31473/2305-5987-2023-1-32\(46\)-11](https://doi.org/10.31473/2305-5987-2023-1-32(46)-11) (date of access: 12.06.2024).

12. Vasytkovska K. System Analysis of Constructions of Pneumomechanical Seeding Machines for Precise Seeding of Seed Crops. *National Interagency Scientific and Technical Collection of Works. Design, Production and Exploitation of Agricultural Machines*. 2018. No. 48. P. 22–35. URL: <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2018.48.22-35> (date of access: 12.06.2024).

13. Патент №48785 (UA) F 26 В 3/12 Барабанна сушарка для сушіння сипких матеріалів; Долінський А.А., Гатвін А.О.; Опубліковано:15.08.2002.

14. Патент №13118 (UA), F 26 В 3/12 12 Барабанна сушарка; Медведєв Є. Г., Романов В. А.; Опубліковано: 28.02.1997.

15. Патент №1737236 (SU), МПК5 F 26 В 3/12. Сушарка, Медведєв А.А., Романов К.Д.; Опубліковано.30.05.92.

16. Патент № 48777(UA), МПК5 F 26 В 3/12 Контейнерна відцентрова сушарка; Долінський А.А., Гартвіг А.П; Опубліковано. 17 08.2002.

17. Патент №5203693 (USA). A drum having an internal flight/ Malcolm L/. Swanson (USA).

18. Патент №5480226 (USA), A drum with nonconducting surface.

19. Петренко М.М., Скриннік І.О., Богатирьов Д.В., Скриннік М.О.. Експериментальні дослідження впливу параметрів зерносушарки каскадного типу на показники роботи (Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин). Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. Кіровоград, 2006. №36. С. 29-34

					СНБ 00.000 ПЗ	Арк.
						63
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Допущено до захисту

Зав. кафедрою СГМ

_____ Сергій ЛЕЩЕНКО

«____» _____ 2024 р.

Графічна частина

кваліфікаційної роботи за другим (магістерським) рівнем вищої освіти здобувача
вищої освіти

на тему «Обґрунтування параметрів барабанної сушарки»

на 5 аркушах формату А1 (змаштабованих на аркушах формату А4)

Виконав здобувач вищої освіти курсу,
групи ГМ-22М-2 ОПП «Галузеве машинобудування»
спеціальності 133 «Галузеве машинобудування»

	_____	Є.О. Фундират
Керівник	_____	Д.В. Богатирьов
Нормоконтроль	_____	Ю.В. Мачок

Кропивницький 2024

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
<u>Документация</u>						
A1			ЛМ81.304119.003 СБ	Складальне креслення		
<u>Детали</u>						
		1	ЛМ81.301111.001	Втулка	2	
		2	ЛМ81.301251.002	Кришка	4	
		3	ЛМ81.301251.003	Кришка	2	
		4	ЛМ81.301251.004	Кришка	2	
		5	ЛМ81.301313.005	Плита	1	
		6	ЛМ81.301321.006	Опора права	2	
		7	ЛМ81.301321.007	Опора ліва	2	
		8	ЛМ81.301321.008	Корпус упорного ролика	2	
		9	ЛМ81.304279.009	Планка стопорна	2	
		10	ЛМ81.304342.010	Ролик опорний	2	
		11	ЛМ81.304342.011	Ролик упорний	2	
		12	ЛМ81.305115.012	Щиток	2	
		13	ЛМ81.71341.013	Напів кільце	4	
		14	ЛМ81.713411.014	Вісь	2	
		15	ЛМ81.713411.015	Вісь	2	
СНБ.304119.003						
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		
Разраб.	Фундират				Лит.	Лист
Пров.	Богатирьов					1
Н.контр.	Мачок				Листов	
Утв.	Лещенко				2	
Привід					ГМ-22М-2	

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
				<u>Стандартные изделия</u>		
		16		Підшипник 3624 ГОСТ 8328-75	4	
		17		Підшипник 7516 ГОСТ 8328-75	4	
		18		Болт М10х45.35Х ОСТ 26-2037-96	36	
		19		Болт М10х50.35Х ОСТ 26-2037-96	24	
		20		Болт М22х110.35Х ОСТ 26-2037-96	8	
		21		Болт М30х100.35Х ОСТ 26-2037-96	8	
		22		Болт М36х250.35Х ОСТ 26-2037-96	4	
		23		Шпилька М20-6дх60.58.016 ГОСТ 22033-76	8	
		24		Гайка М22.35Х ОСТ 26-2037-96	16	
		25		Гайка М30.35Х ОСТ 26-2037-96	8	
		26		Гайка М36.35Х ОСТ 26-2037-96	4	
		27		Шайба пружинна 10х4.35Х ОСТ 26-2037-96	24	
		28		Шайба пружинна 30х4.35Х ОСТ 26-2037-96	8	
Инв. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подп. и дата	СНБ.304 119.003	
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		
						2

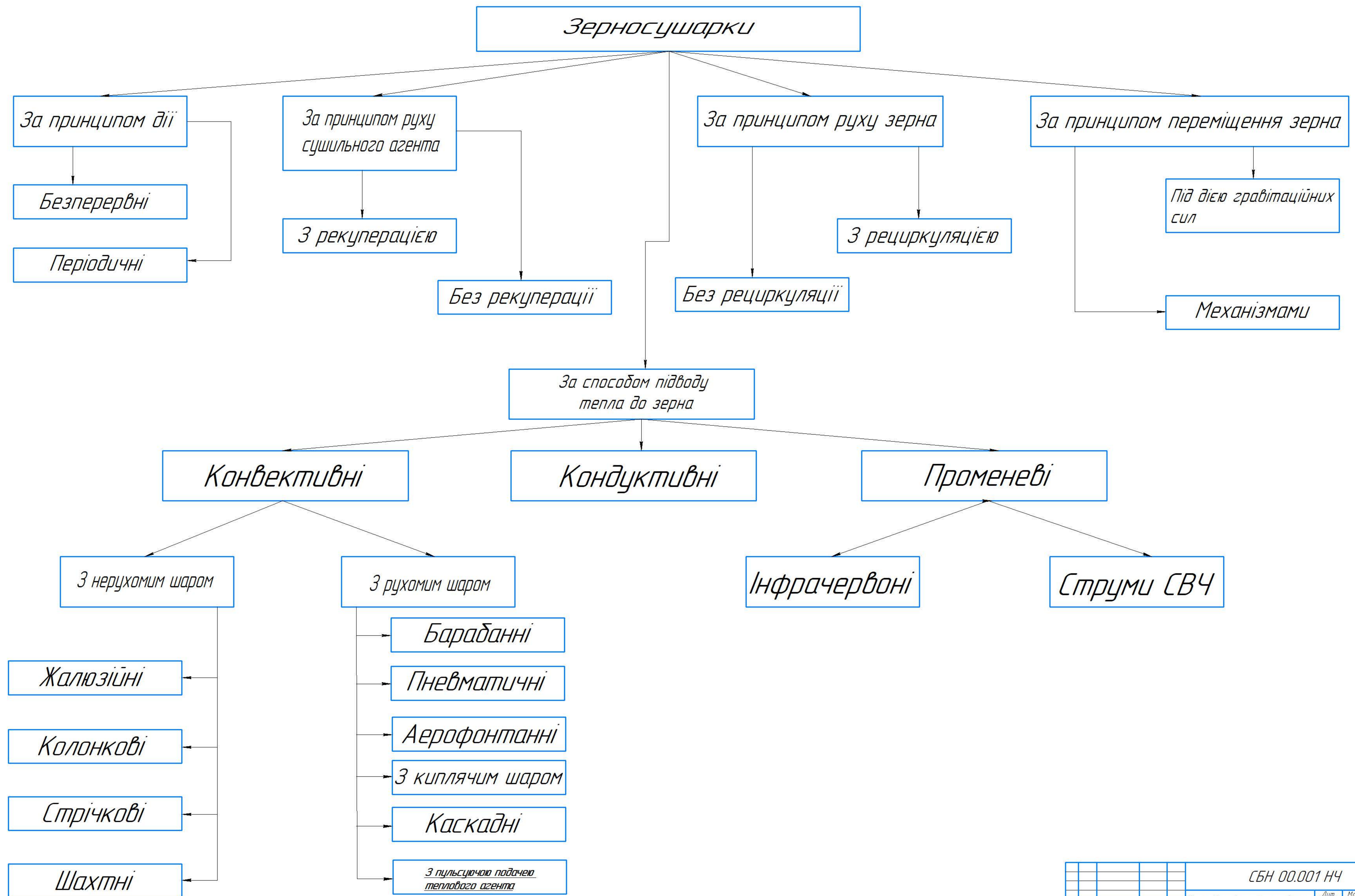
Формат	Зона	Позиція	Позначення	Найменування	Кількість	Примітки
				<u>Документація</u>		
A1			СБН 12.000 СБ	Складальне креслення	1	
				<u>Складальні одиниці</u>		
		2	СБН 12.002 СБ	Муфта	1	
		3	СБН 12.003 СБ	Редуктор	1	
		4	СБН 12.004 СБ	Муфта	1	
		5	СБН 12.005 СБ	Корпус підшипника	2	
		6	СБН 12.006 СБ	Рама	1	
				<u>Деталі</u>		
		7	СБН 12.607	Вал	1	
		8	СБН 12.308	Шестерня	1	
		9	СБН 12.309	Кожух	1	
		10	СБН 12.310	Кожух	1	
				<u>Стандартні вироби</u>		
				Болти ГОСТ 7796-70		
		11		M10-6g x 35.66.0119	4	
		12		M16-6g x 28.66.0119	1	
		13		Гвинт M10-6g x 28.66.0119		
				ГОСТ 17475-80	2	

					СБН 12.000 СБ		
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата			
Розроб.	Фундират				Літ.	Аркуш	Аркушів
Перев.	Богатирьов					1	2
Н. контр.	Мачок				Привод-редуктор ЦНТУ, гр. ГМ-22М-1,2		
Затв.	Лещенко						

Формат	Зона	Позиція	Позначення	Найменування	Кількість	Примітки
				<u>Документація</u>		
A1			СБН 12.000 СБ	Складальне креслення	1	
				<u>Складальні одиниці</u>		
		2	СБН 12.002 СБ	Маслоуказатель	1	
		3	СБН 12.003 СБ	Крышка люка	1	
				<u>Деталі</u>		
		5	СБН 12.305	Кришка	1	
		6	СБН 12.606	Вал-шестерня	1	
		7	СБН 12.607	Кільце	4	
		8	СБН 12.308	Кришка	2	
		9	СБН 12.609	Вал-шестерня	1	
		10	СБН 12.610	Втулка	1	
		11	СБН 12.311	Колесо зубчате	1	
		12	СБН 12.612	Втулка	2	
		13	СБН 12.613	Кільце	2	
		14	СБН 12.314	Кришка	1	
		15	СБН 12.615	Вал	1	
		16	СБН 12.316	Колесо зубчатое	1	
		17	СБН 12.317	Втулка	1	
		18	СБН 12.318	Кришка	1	
		19	СБН 12.319	Втулка	4	
		20	СБН 12.320	Кришка	1	
		21	СБН 12.621	Пробка	1	
		22	СБН 12.322	Прокладка	1	
		23	СБН 12.323	Корпус редуктора	1	

					СБН 12.000 СБ			
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.	Фундират				Редуктор	Літ.	Аркуш	Аркушів
Перев.	Богатирьов						1	2
Н. контр.	Мачок					ЦНТУ, гр. ГМ-22М-2		
Затв.	Лещенко							

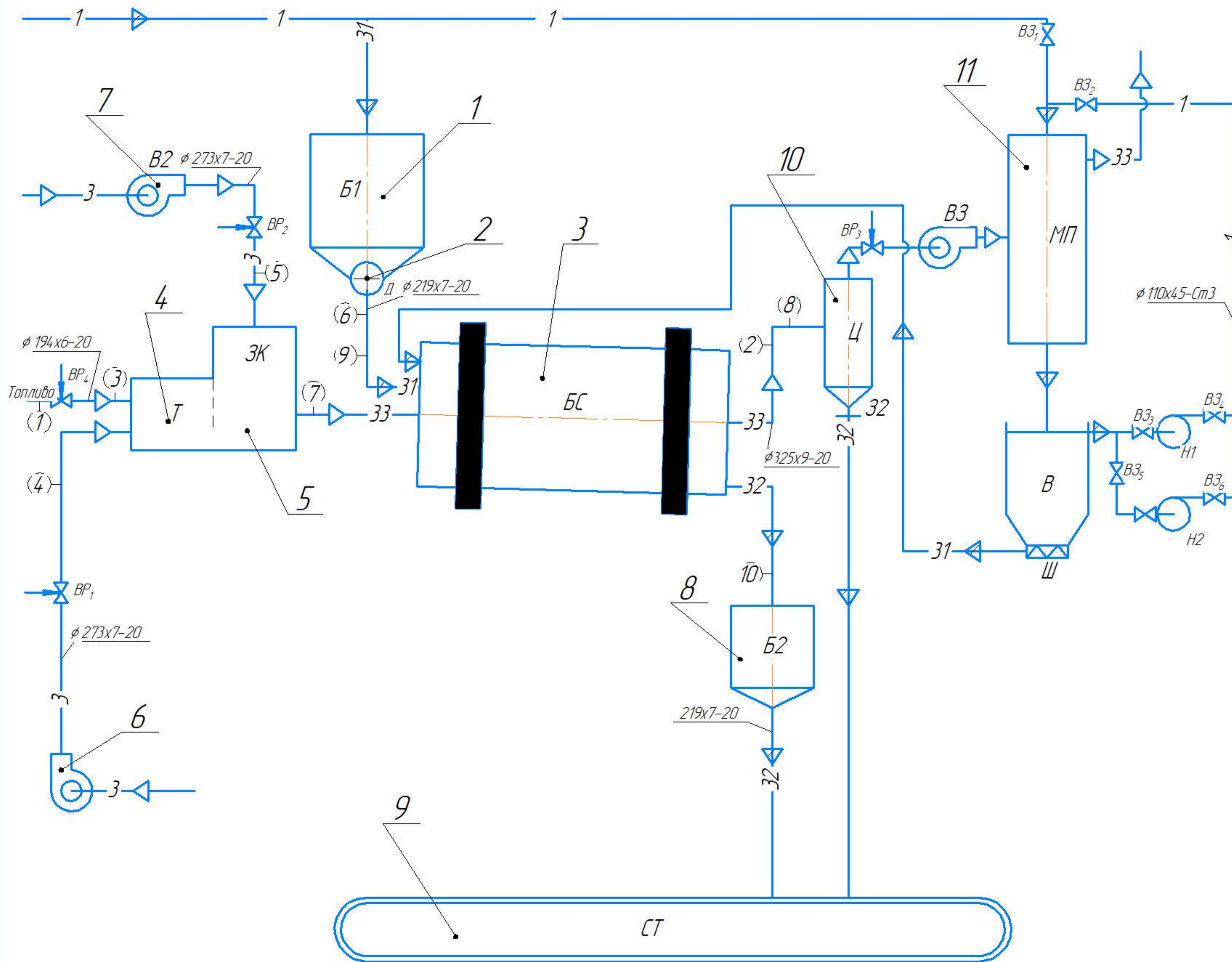
Класифікація технологічного обладнання для сушіння с/г культур



				СБН 00.001 НЧ				
Изм.	Лист	№ док.	Подп.	Дата	Класифікація технологічного обладнання для сушіння с/г культур	Лист	Масо	Масштаб
Разраб.	Фундират	Богацьоров					-	-
Проб.						Лист	Листов	1
Т.контр.								
И.контр.	Мачок							
Утв.	Лещенко							

ЦНТУ, зр. ГМ-22М-1,2

Перв. примеч. Справ. № Подп. и дата. Подп. и дата. Взам. инв. № Инв. № докл. Подп. и дата. Инв. № подл.



Літер.	Графічне	Найменування середовища в трубопроводі
— 1 —	— 1 —	Вода
— 3 —	— 3 —	Повітря
— 31 —	— 31 —	Вологий матеріал
— 32 —	— 32 —	Висушений матеріал
— 33 —	— 33 —	Топочні гази

Точки заміру і контролю		
Позначення	Контролюючий параметр	Примітка
1-2	Тиск	
3-6	Витрати	
7-8	Температура	
9-10	Концентрація	

Позначення	Найменування	Кільк.	Примітка
БС	Барабанна сушарка	1	
Т	Топка	1	
ЗК	Змішувальна камера	1	
Б1	Бункер вологого матеріала	1	
Б2	Бункер висушеного матеріала	1	
Ц	Циклон	1	
МП	Магнітний пилевловлювач	1	
Д	Дозатор	1	
В	Відстійник	1	
Ш	Шнек	1	
31-2	Затвор	2	
СТ	Стрічковий транспортер	1	
Н1-2	Насос	2	
В1-2	Вентилятор	3	
ВЗ ₁₋₆	Вентиль запірний	6	
ВР ₁₋₃	Вентиль регулюючий	3	

Перв. примен. _____
 Спроб. № _____
 Подп. и дата _____
 Инв. № дубл. _____
 Инв. № _____
 Подп. и дата _____
 Инв. № подл. _____

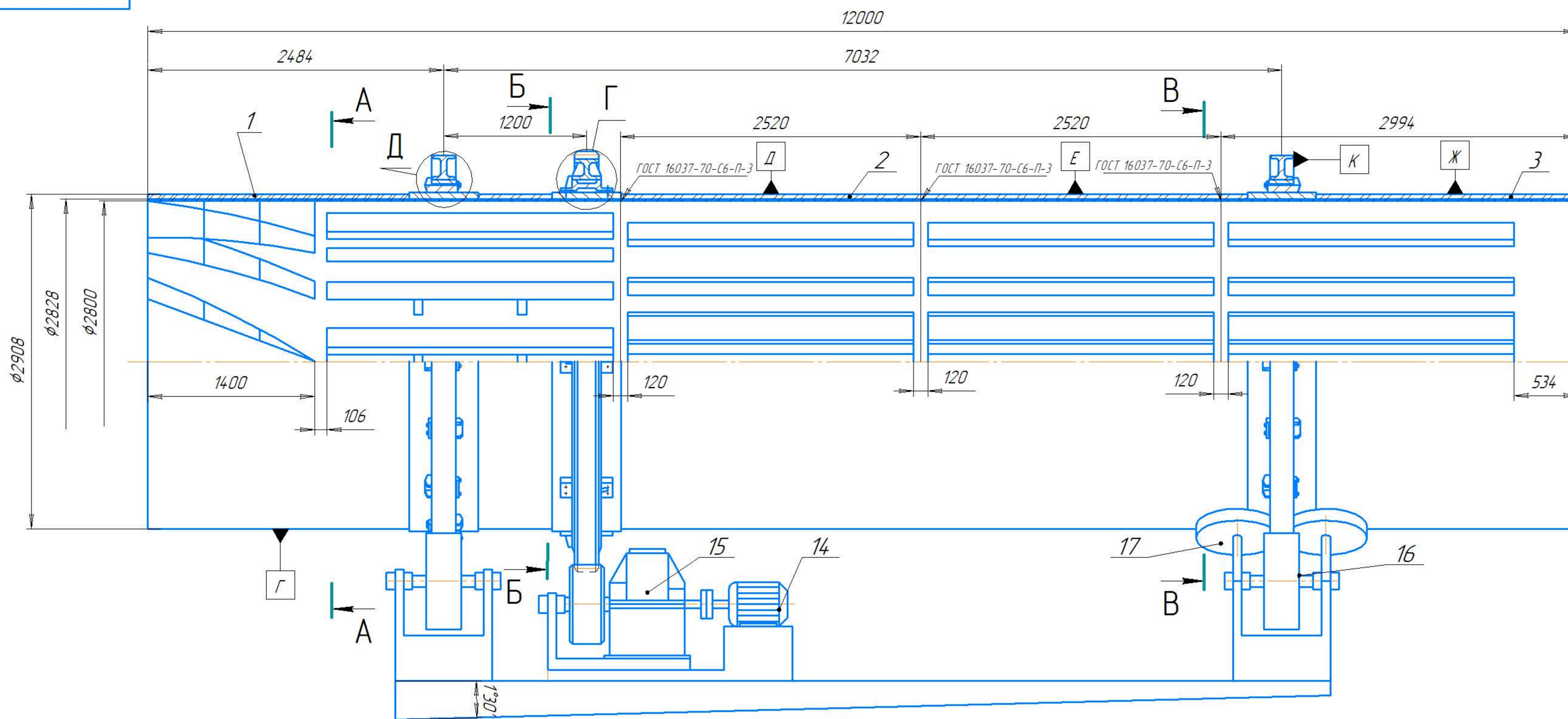
СНБ 00.004С2

Изм./Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Лит.	Масса	Масштаб
Разраб.	Фундират				-	-
Проб.	Богатирьов			Лист	Листов	1
Т.контр.						
Н.контр.	Мачок					
Утв.	Лещенко					

Технологічна схема

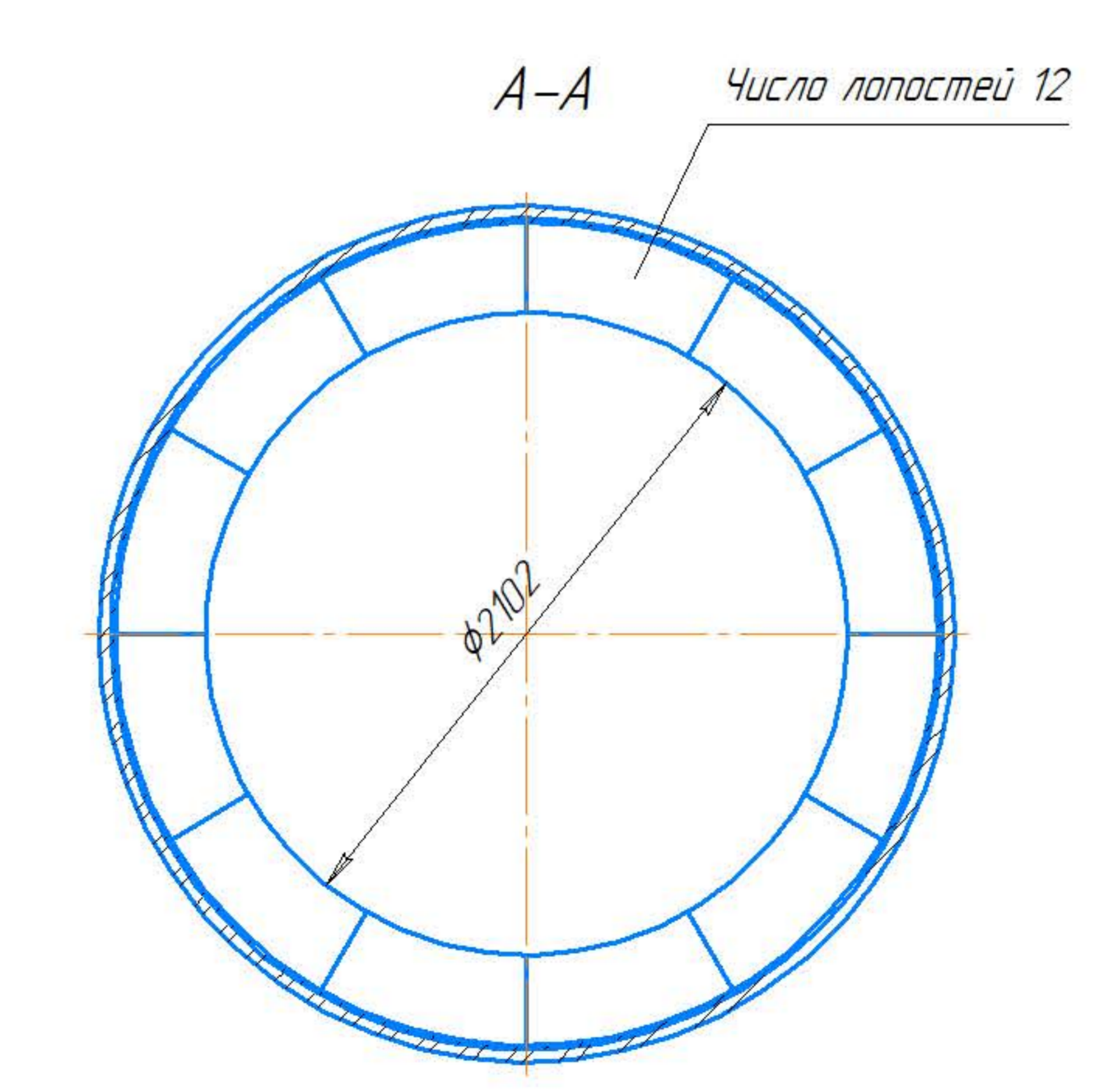
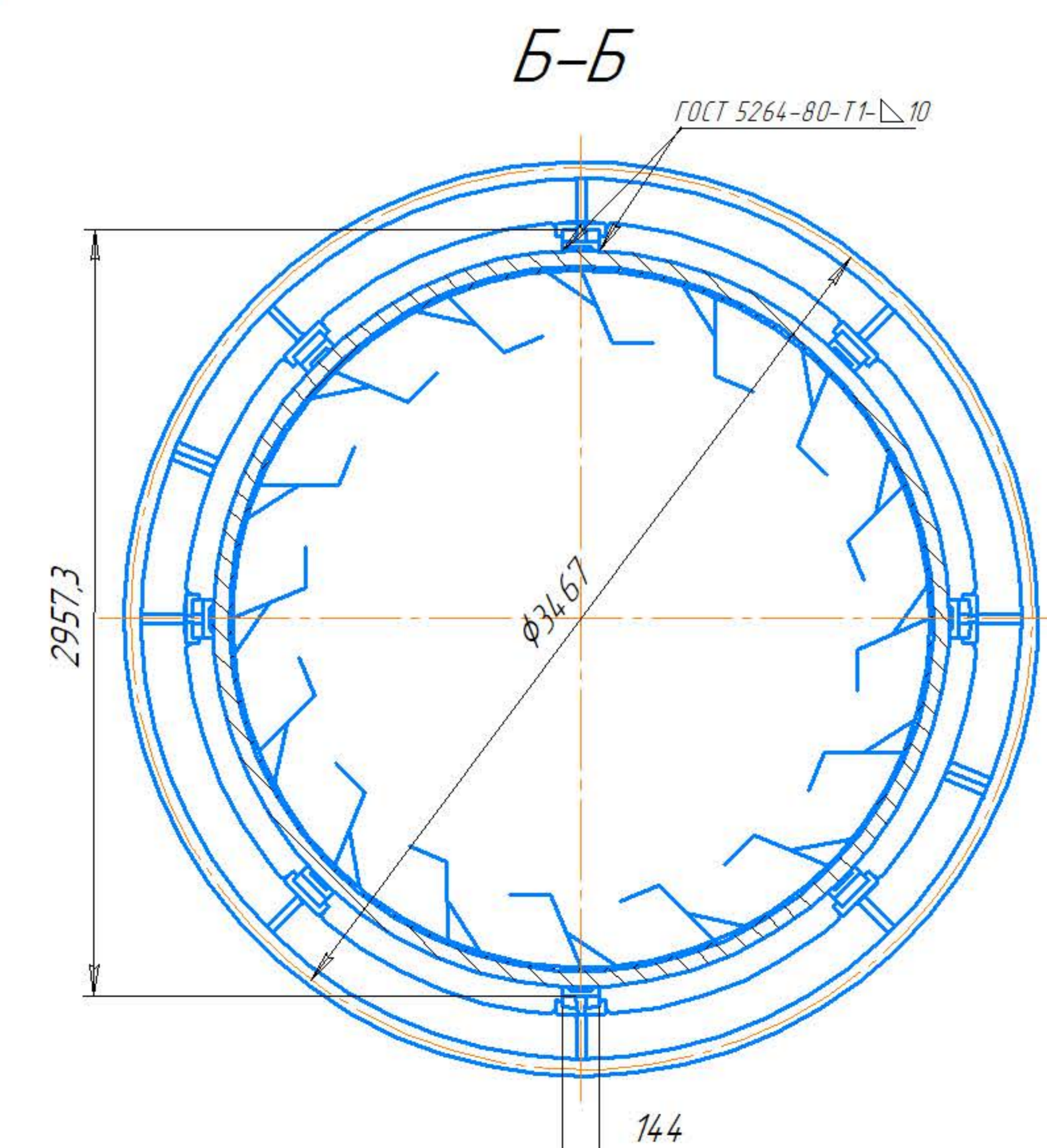
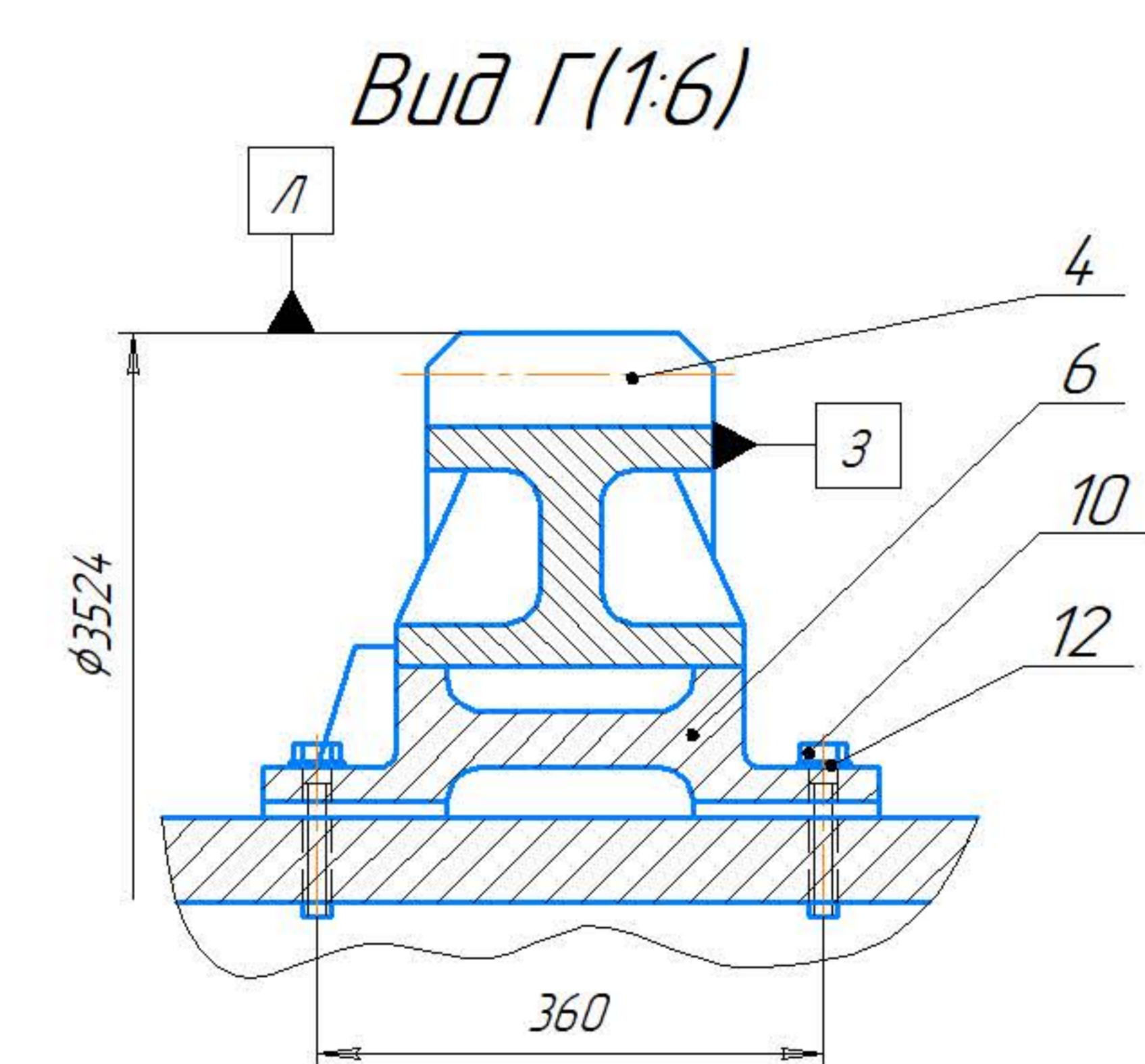
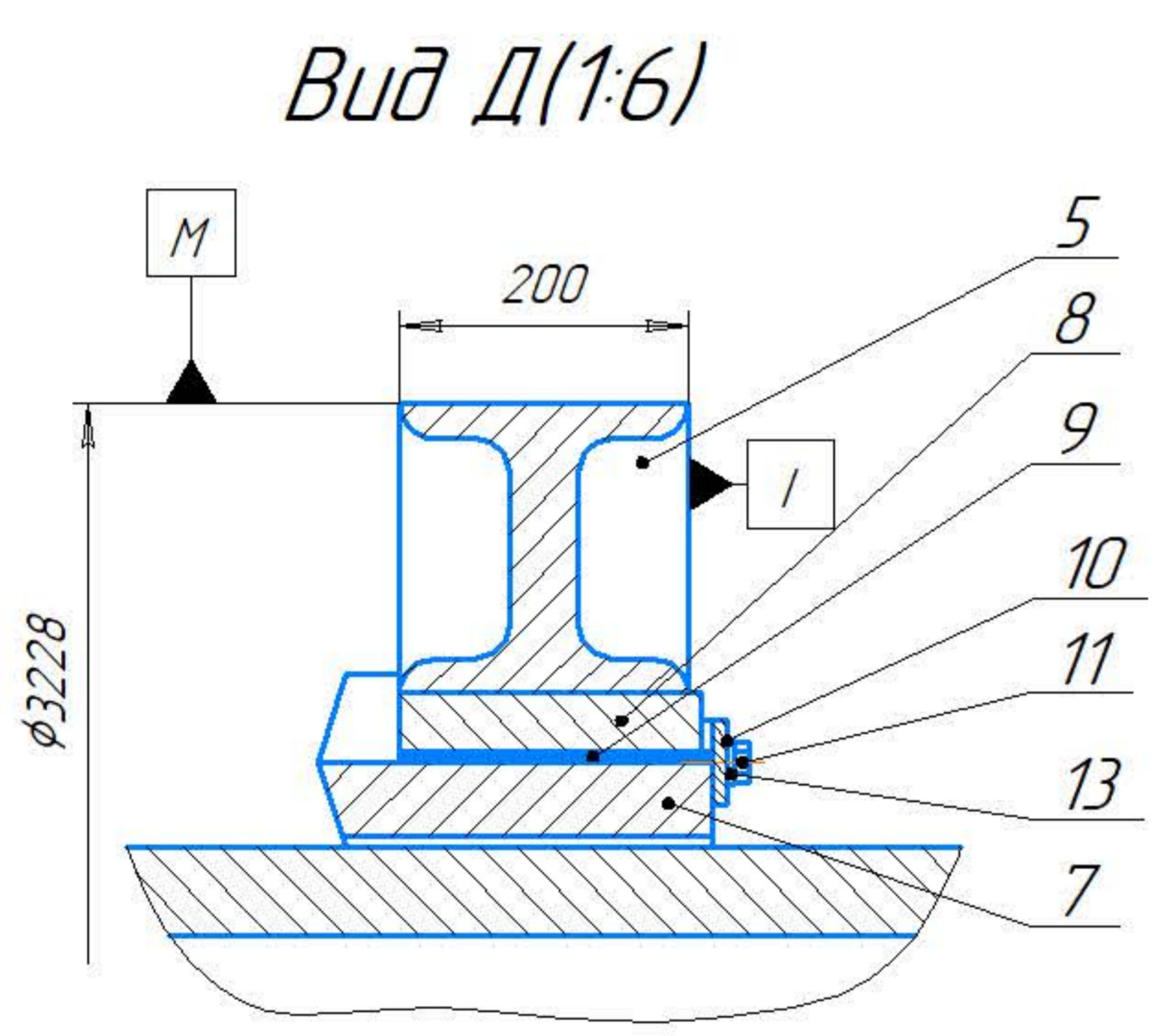
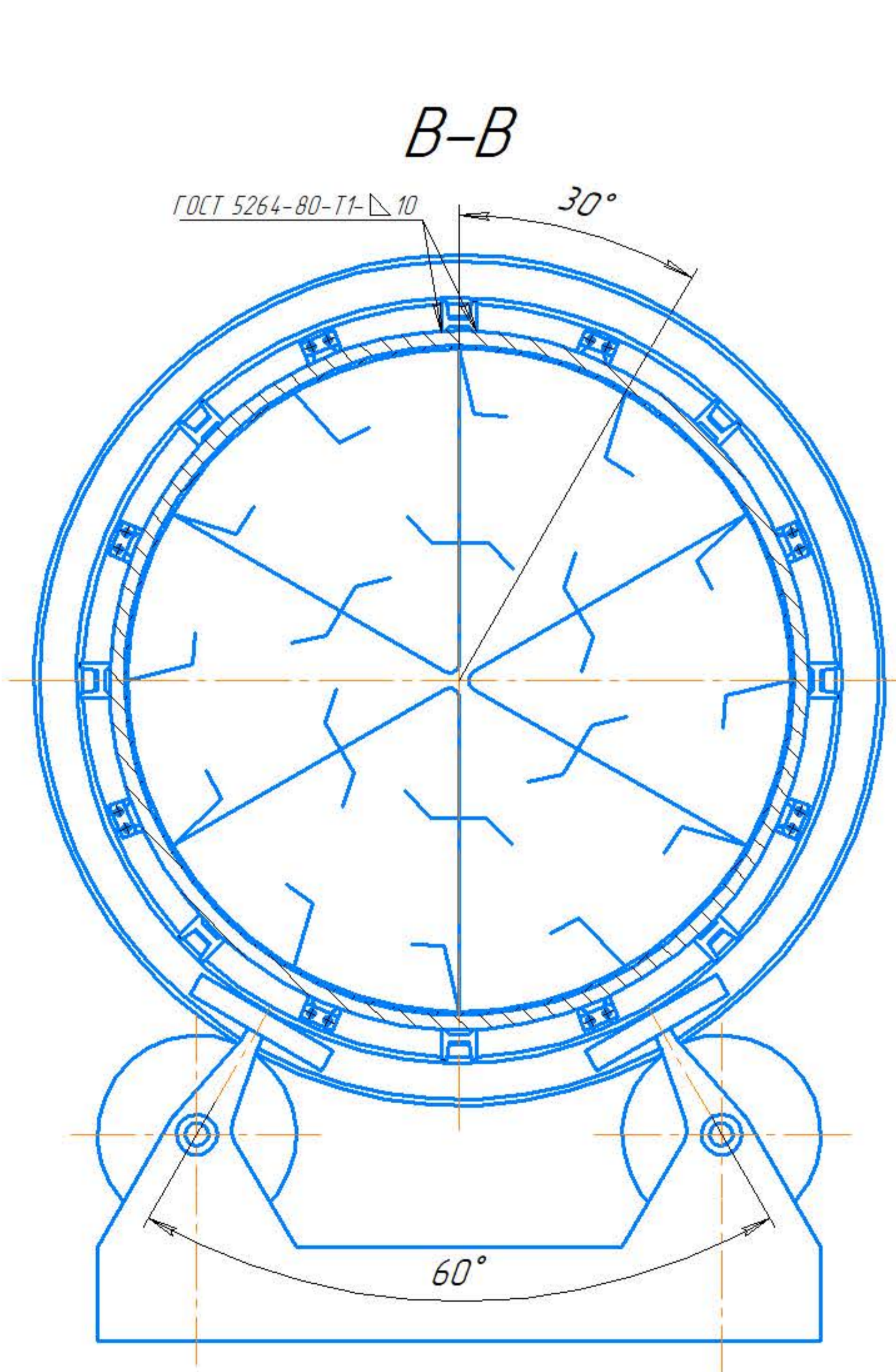
ЦНТУ, зр. ГМ-22М-12

Копировал _____ Формат А2



Технічна характеристика:
 1. Продуктивність по висушеному матеріалу G=3 т/год.
 2. частота обертання n=2.5 об/хв.
 3. Довжина барабана L=12000 мм
 4. Діаметр барабана (з ізоляцією) D=2908 мм
 5. Вага барабана з бандажами та зубчастим вінцем (без матеріалу) m=74000 кг

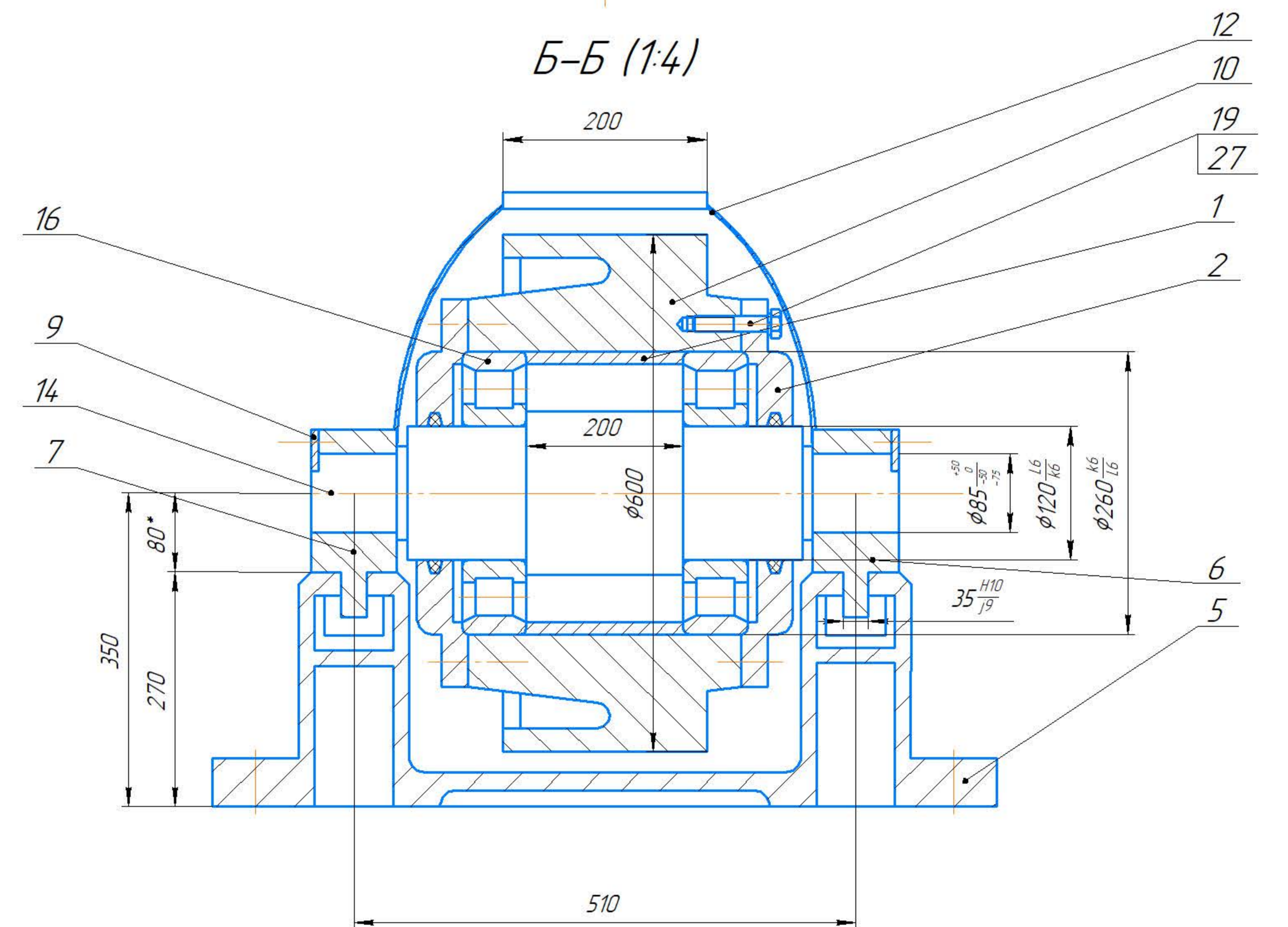
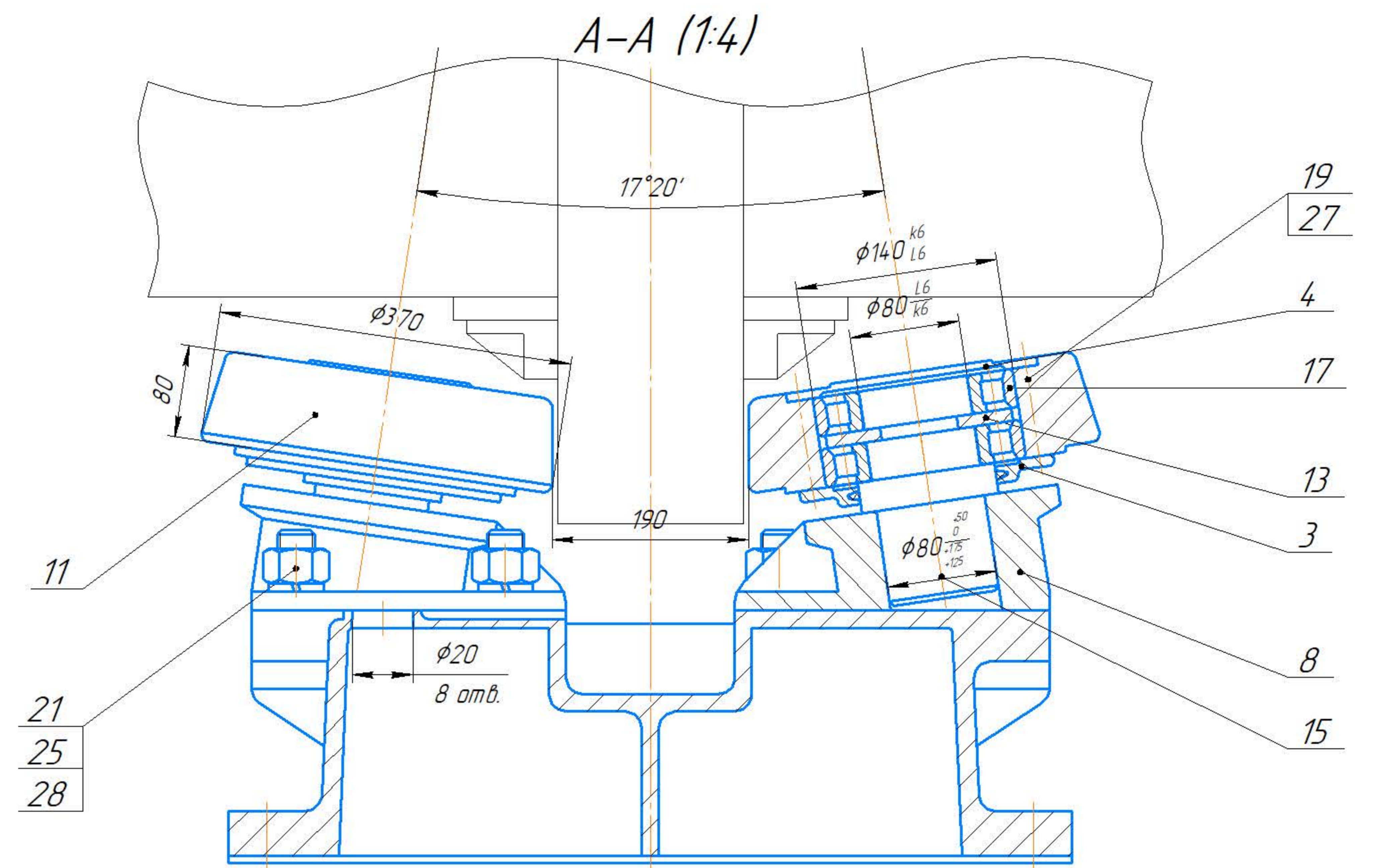
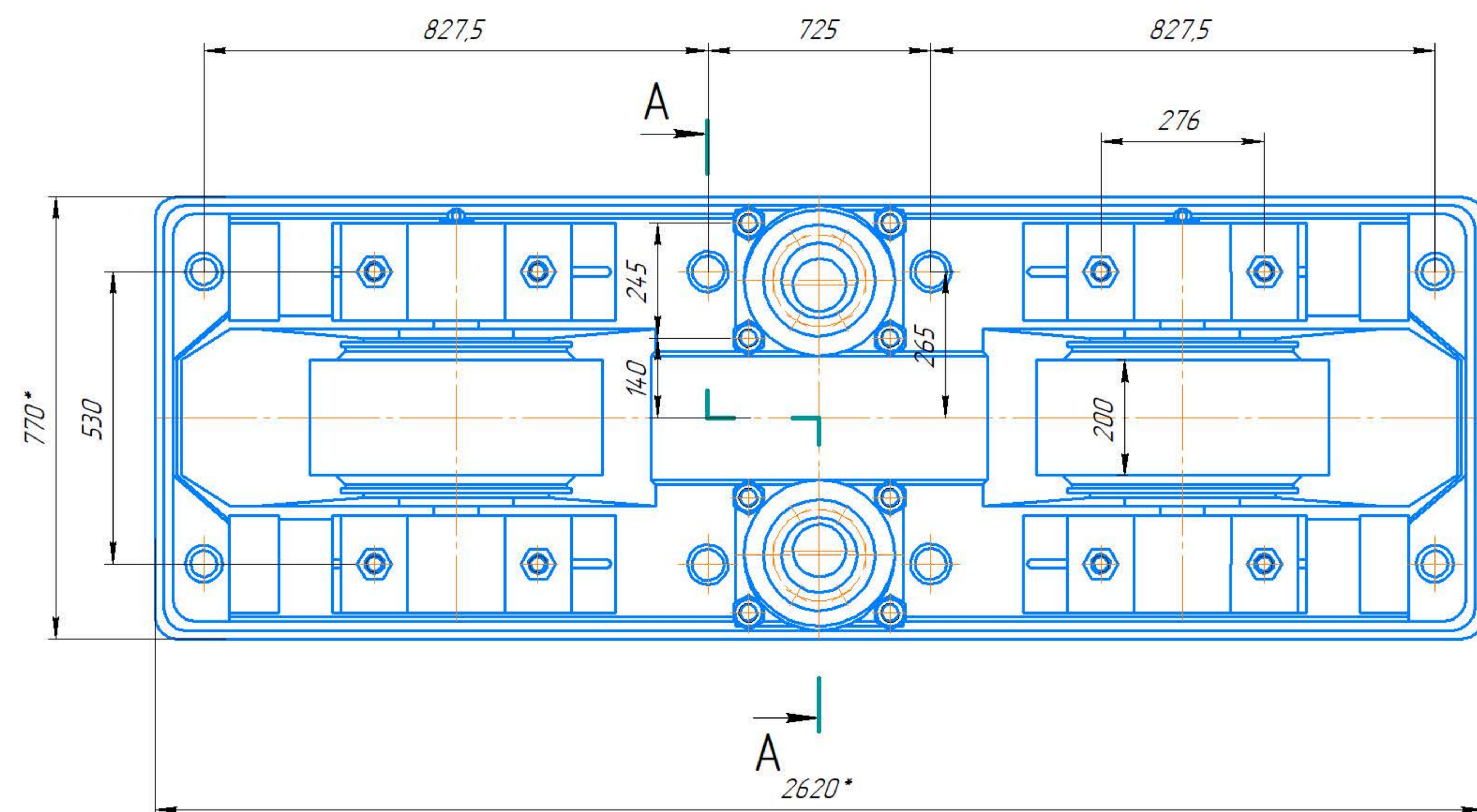
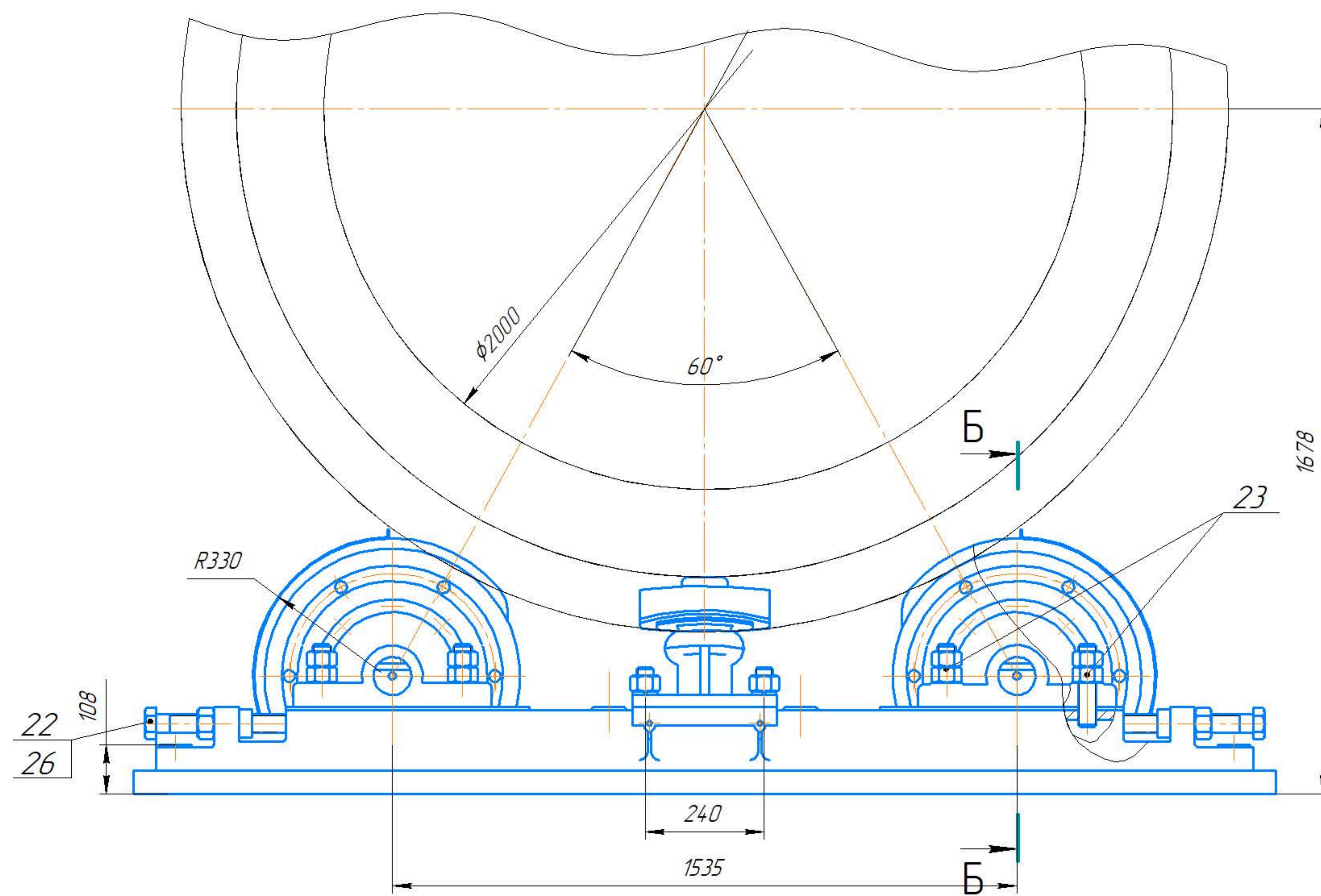
Технічні вимоги:
 1. При виготовленні, випробуванні та монтажу апарата повинні задовольняти потреби:
 а) ГОСТ 12.2.003-74 "Обладнання виробниче. Загальна потреба безпеки";
 в) ГОСТ 26.291003-74 "Сушуди та апарати сталіні зварні. Технічні потреби."
 2. Матеріал деталей корпусу барабанної сушарки-Ст 3 ГОСТ 380-71.
 3. Зварні з'єднання повинні відповідати потребам ОН 26-01-76-68 "Зварювання в харчовому машинобудуванні."
 4. Допуск радіального біття поверхнь відносно загальної осі Г, Д, Е, Ж - 5мм.
 5. Допуск радіального біття поверхнь М і Н відносно загальної осі поверхнь Г, Д, Е, Ж - 3мм.
 6. Допуск радіального біття поверхнь Л відносно загальної осі поверхнь Г, Д, Е, Ж - 3мм.
 7. Допуск повного торцевого біття поверхнь І і К відносно загальної осі поверхнь Г, Д, Е, Ж - 2мм.
 8. Допуск повного торцевого біття поверхні З відносно загальної осі поверхнь Л та Н - 2мм.
 9. Невказані граничні відхилення розмірів $\frac{f}{Z}$.



Поз.	Позначення	Найменування	Кільк.	Маса 1 шт	Найменування марка матеріалу	Примітка
1		Секція 1	1			
2		Секція 2	2			
3		Секція 3	1			
4		Вінець зубчастий	1			
5		Бандаж	2		Сталь 40	
6		Черевик	8		Сталь 30	
7		Черевик	32		Сталь 30	
8		Прокладка	32		Ст 3	
9		Прокладка	96		Ст 3	
		Болти ГОСТ 7798-70			Сталь 35	
10		M20x80.56.05	32			
11		M16x80.56.05	64			
		Шайби ГОСТ 11371-78			Ст 3	
12		20x80.56.05	32			
13		16x80.56.05	64			
14		Електродвигун	1			
15		Редуктор	1			
16		Ролики опорні	4			
17		Ролики упорні	4			

				СНБ 00.000 ВО		
Изм. Лист	№ док.м.	Подп.	Дата	Сушарка барабана	Лист	Масштаб
Разраб.	Фундират				1,2м	1:10
Проб.	Богатирьов				Листов	
Т.контр.						
И.контр.	Мачок					
Утв.	Лещенко					
				ЦНТУ, зр. ГМ-22М-12		

Перв. примен. / Справ. № / Подп. и дата / Инв. № табл. / Взам. инв. № / Инв. № табл. / Подп. и дата / Инв. № табл.



1. * Розміри для довідок.
2. На вигляді зверху захисні щитки та упорні болти умовно не показані.
3. Поверхню рами під плитами опорних роликів перед складанням змазати консистентною змазкою.

				СНБ.304.119.003СБ			
Изм.	Лист	№ док.	Подп.	Дата	Лит.	Масса	Масштаб
Разраб.	Фундират					2100	1:20
Проб.	Богатирьов				Лист	Листов	1
Т.контр.							
И.контр.	Мачок						
Утв.	Лещенко						

СНБ 12.644

6,3 (✓)

Перв. примен.

Справ. №

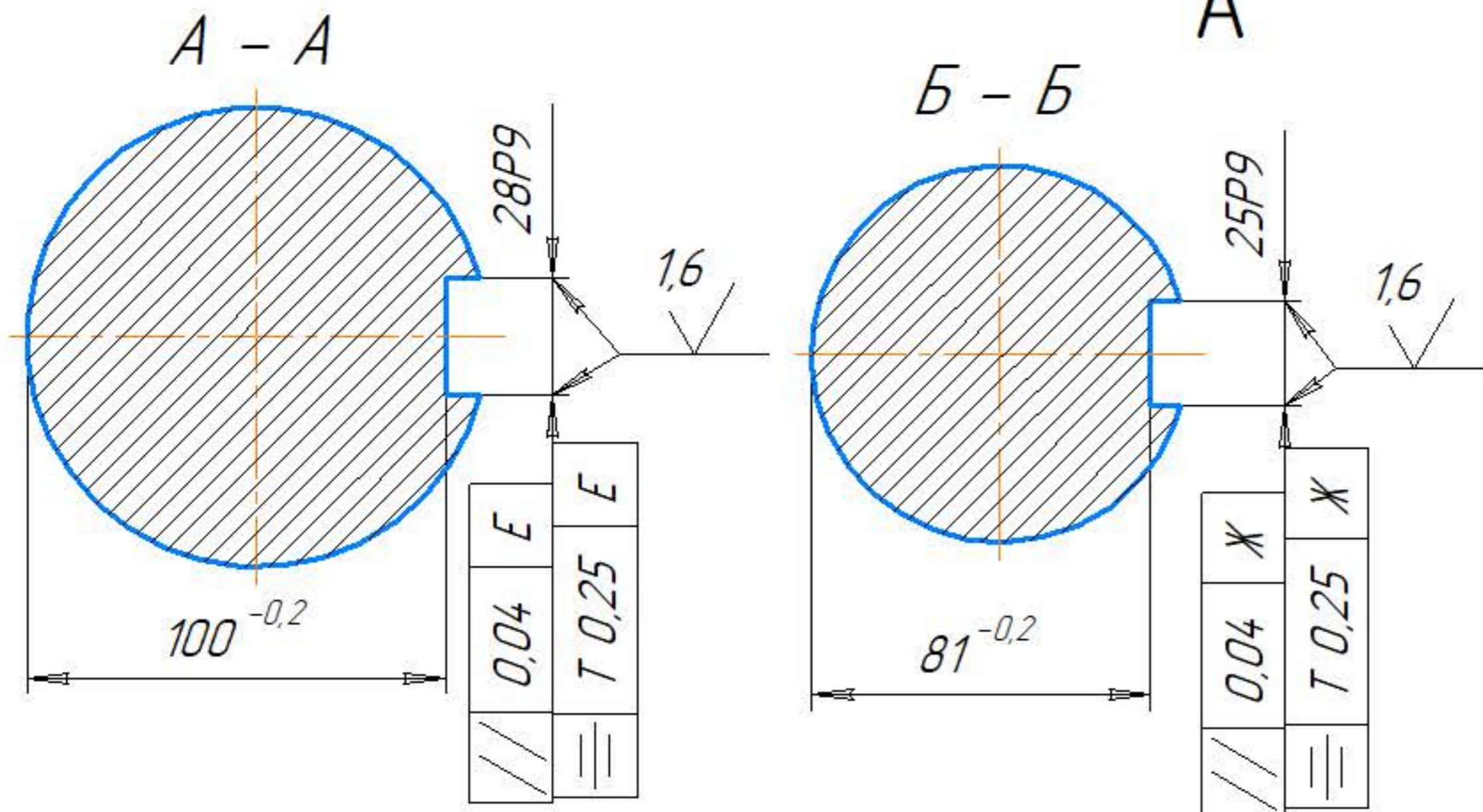
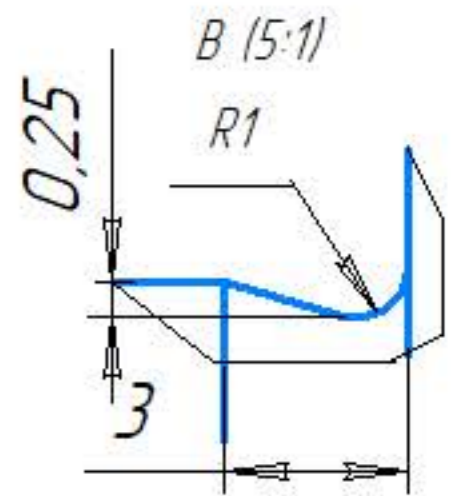
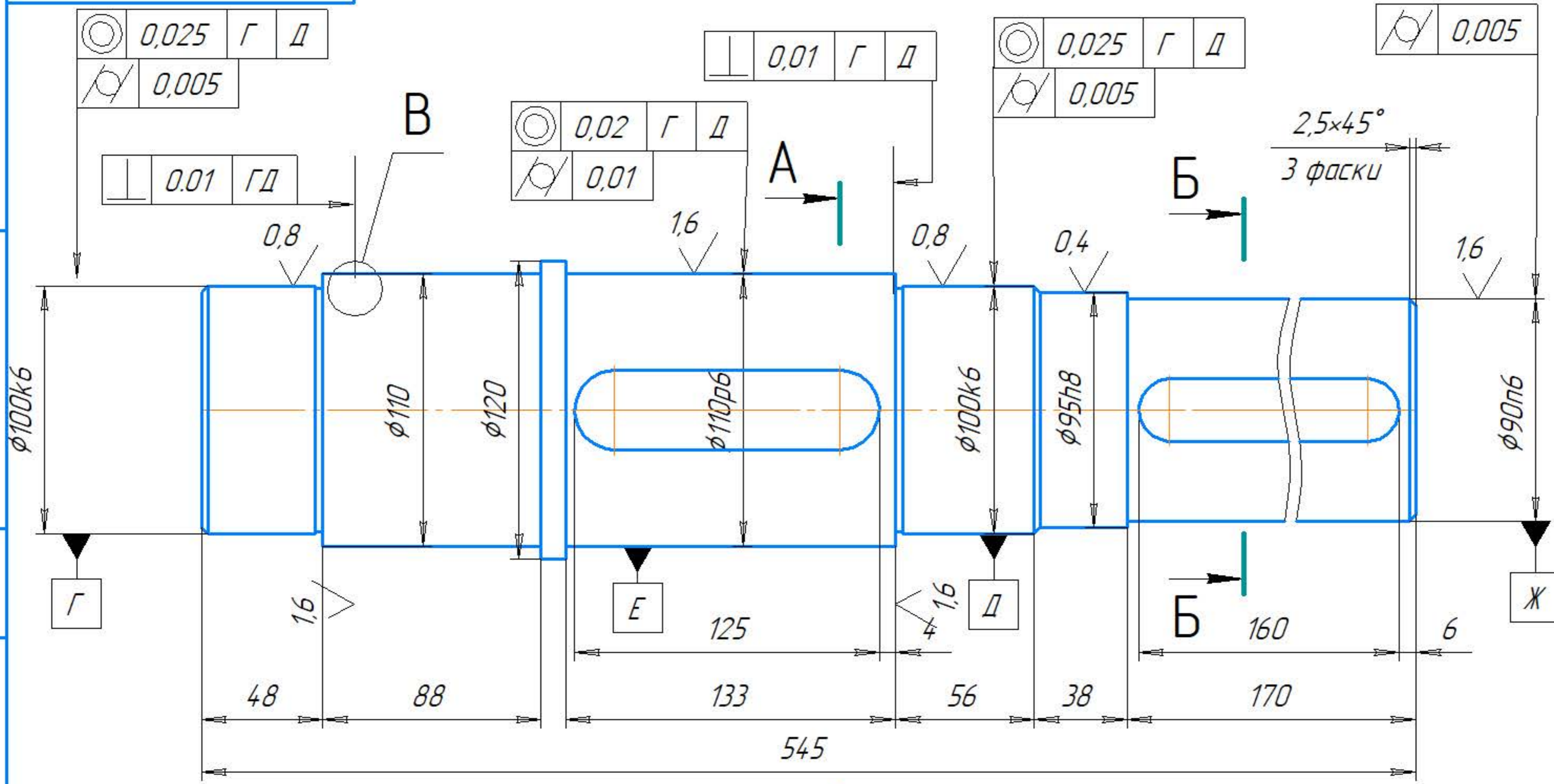
Подп. и дата

Инв. № дубл.

Взам. инв. №

Подп. и дата

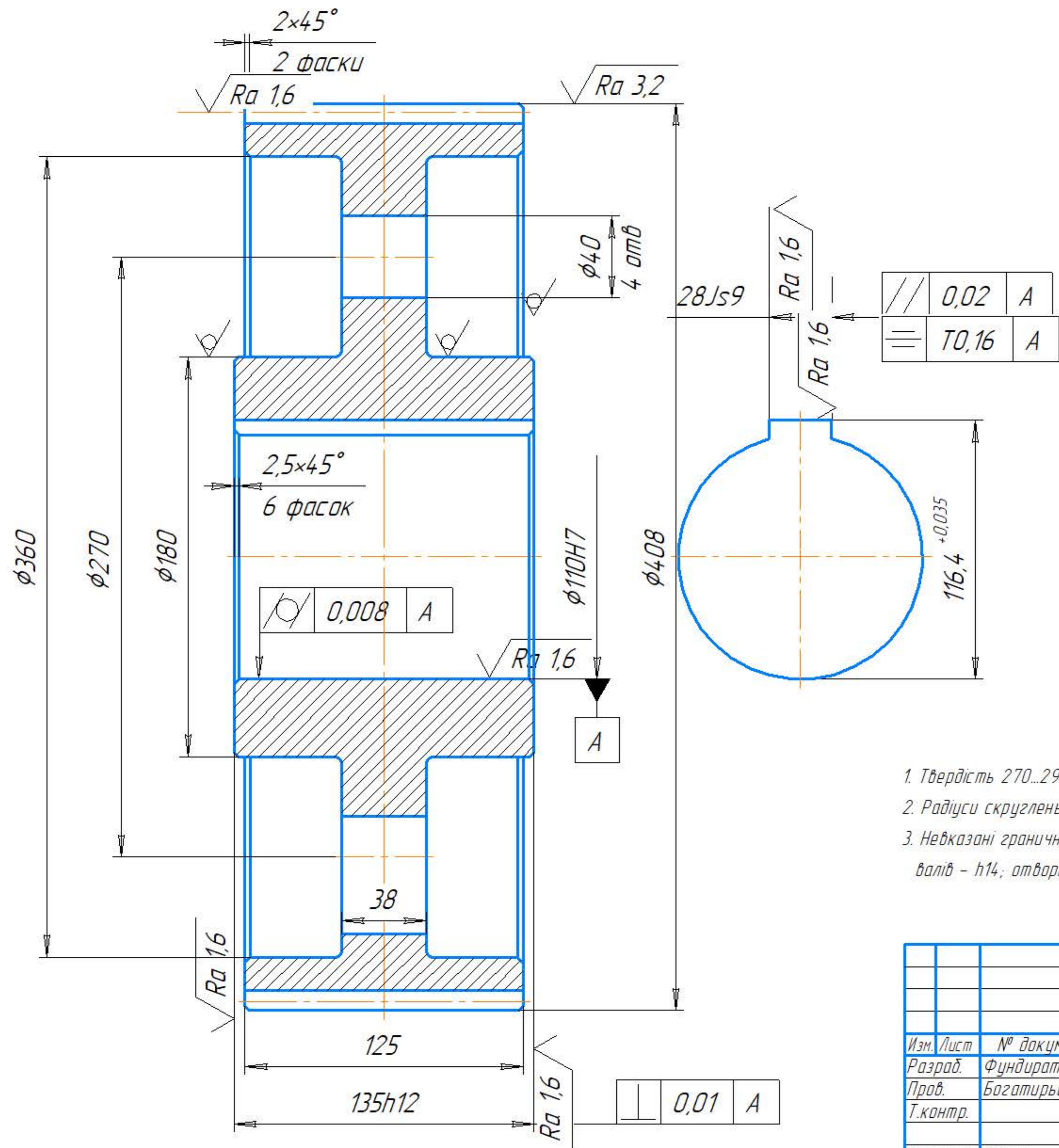
Инв. № подл.



1. Твердость 250...270 НВ
2. Кромки притупить R 0,3.
3. Неказанні граничні відхилення розмірів: валів - h14; отворів - H14.

				СНБ 12.644				
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Вал	Лит.	Масса	Масштаб
Разраб.	Фундират							1:2
Пров.	Богадирьов					Лист	Листов	
Т.контр.								
Н.контр.	Мачок				Сталь 45 ГОСТ 1050-88	ЦНТУ, гр. ГМ-22М-12		
Утв.	Лещенко							

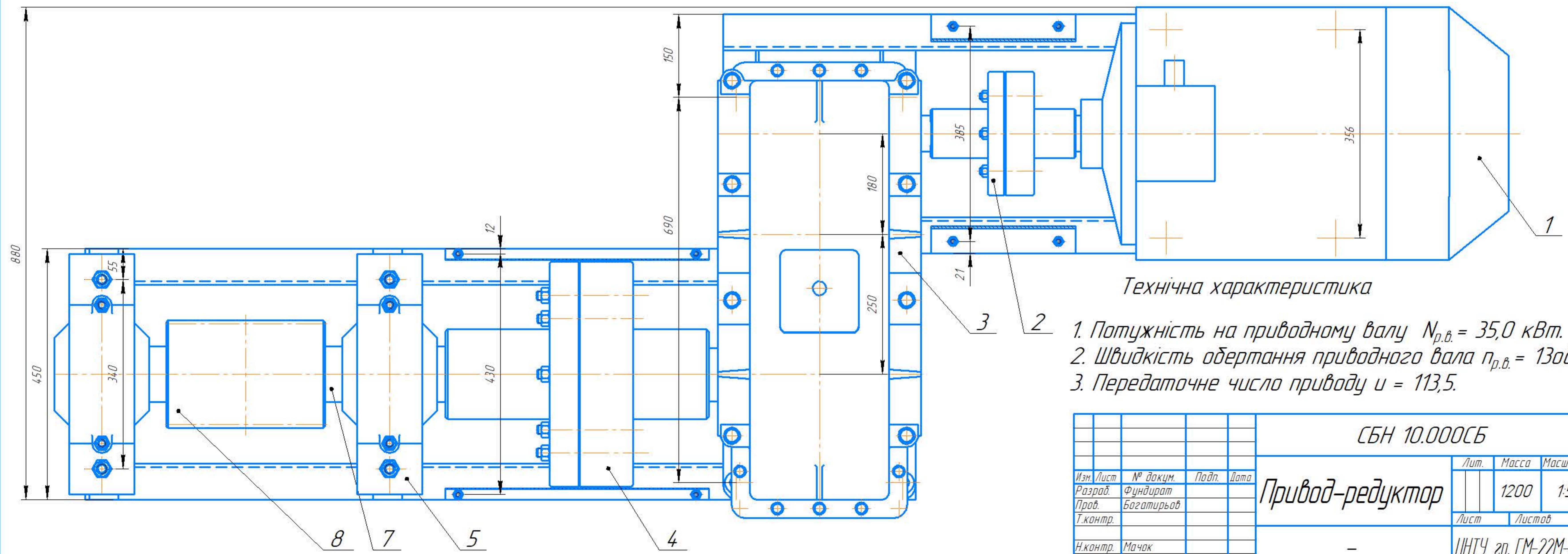
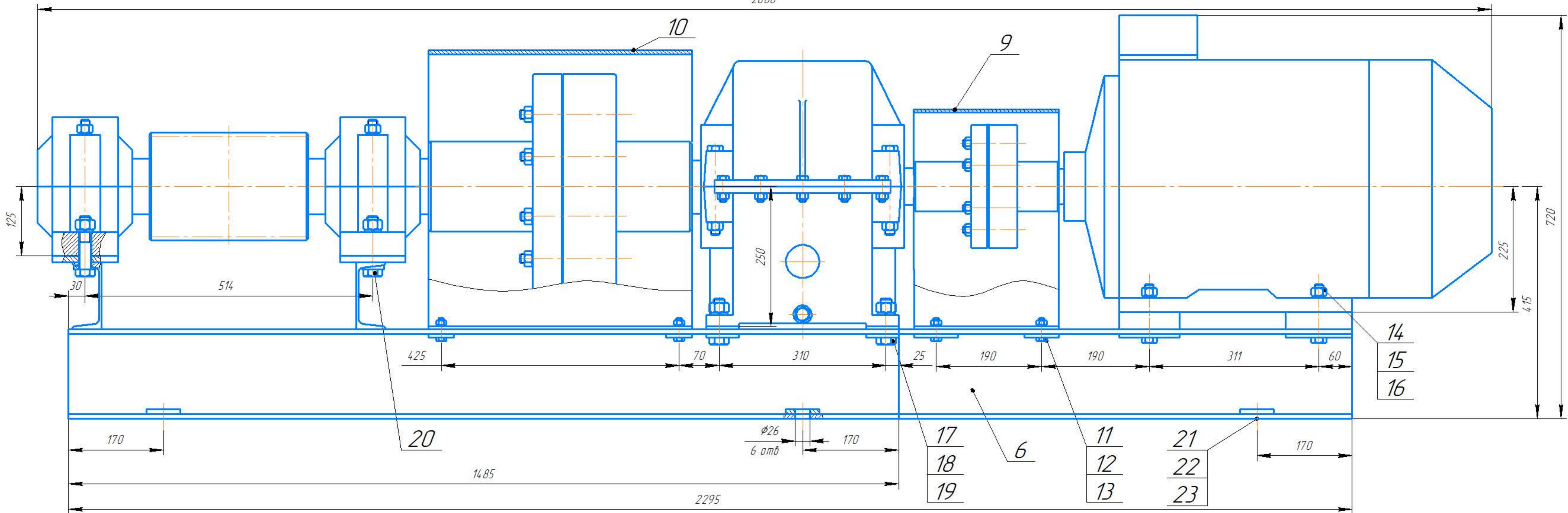
Модуль	<i>m</i>	4.0
Число зубів	<i>z</i>	100
Кут нахилу	β	0
Напряг лінії зуба	-	левое
Нормальний початковий контур	-	ГОСТ 13755-81
Коефіцієнт зміщення	<i>x</i>	0
Степень точності за ГОСТ 1643-72	-	8-B
Ділильний діаметр	<i>d</i>	400



1. Твердість 270...290 НВ
2. Радіуси скруглень 4 мм.
3. Невказані граничні відхилення розмірів:
валів - h14; отворів - H14.

Перв. примен.	Справ. №	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подп. и дата	Инв. № подл.
---------------	----------	--------------	--------------	--------------	--------------	--------------

СБН 12.316			
Колесо	Лит.	Масса	Масштаб
		0,42	1:2
	Лист	Листов	
Сталь 45Х ГОСТ4543-71		ЦНТУ, гр. ГМ-22М-12	
Изм. Лист	№ докум.	Подп.	Дата
Разраб.	Фундират		
Пров.	Богадирьев		
Т.контр.			
Н.контр.	Мачок		
Утв.	Лещенко		



Технічна характеристика

1. Потужність на приводному валу $N_{р.в.} = 35,0$ кВт.
2. Швидкість обертання приводного валу $n_{р.в.} = 130$ об/мін.
3. Передаточне число приводу $i = 113,5$.

				СБН 10.000СБ		
Изм. Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Лит.	Масса	Масштаб
Разраб.	Фундират				1200	1:5
Проб.	Богатирьов			Лист	Листов	1
Т.контр.				ЦНТУ, зр. ГМ-22М-1,2		
Н.контр.	Мачок			-		
Чтв.	Лещенко			-		

Лист 1 из 1
 Справ. №
 Подп. и дата
 Инв. № дубл.
 Инв. № подл.
 Взам. инв. №
 Подп. и дата

