

ВІННИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет машинобудування та транспорту

Кафедра галузевого машинобудування

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на тему:

**«Розробка гідравлічного преса для встановлення та демонтажу підшипників
маточини тепловозів»**

Виконав: студент 2 курсу за ОПП «Магістра»,
групи 1ГМ-22м
спеціальності 133

Галузеве машинобудування

(шифр і назва напрямку підготовки)

Костянтин ЧЕРНЮК

(прізвище та ініціали)

Керівник: к.т.н., доцент

Андрій СЛАБКІЙ

(прізвище та ініціали)

Опонент: к.т.н., доцент

Олександр ГАЛУЩАК

(прізвище та ініціали)

Допущено до захисту

Завідувач кафедри ГМ

д.т.н., професор Леонід ПОЛІЩУК

«12» зрудка 2023р.

Вінниця ВНТУ – 2023 року

АНОТАЦІЯ

УДК 624.04(075)

Костянтин ЧЕРНЮК. Розробка гідравлічного преса для встановлення та демонтажу підшипників маточини тепловозів. Магістерська кваліфікаційна робота зі спеціальності 133 – галузеве машинобудування, освітня програма – галузеве машинобудування. Вінниця: ВНТУ, 2023. 125 с.

На укр. мові. Бібліогр.: 20 назв; рис.: 17; табл. 12.

За результатами виконання магістерської кваліфікаційної роботи розроблена нова конструкція гідравлічного преса для встановлення та демонтажу підшипників маточини тепловозів. Для створення даного гідравлічного устаткування розроблена гідравлічна схема з урахуванням недоліків існуючих конструкції аналогів та підібрані відповідні гідравлічні елементи, що забезпечило в цілому покращення техніко-економічних показників нашої розробка в порівнянні до аналогів.

Ключові слова: прес, гідравліка, демонтаж, встановлення, підшипників, конструкція, розрахунки.

ABSTRACT

Konstantin Chernyuk. Development of a hydraulic press for installing and removing hub bearings of diesel locomotives. Master's qualification work on specialty 133 - industrial mechanical engineering, educational program - industrial mechanical engineering. Vinnytsia: VNTU, 2023. 125 p.

In Ukrainian language. Bibliogr .: 20 titles; fig .: 17; table 12.

Based on the results of the master's qualification work, a new design of a hydraulic press was developed for the installation and dismantling of locomotive hub bearings. To create this hydraulic equipment, a hydraulic scheme was developed taking into account the shortcomings of existing analog designs and appropriate hydraulic elements were selected, which ensured an overall improvement in the technical and economic indicators of our development compared to analogs.

Key words: press, hydraulics, disassembly, installation, bearings, design, calculations.

ВІННИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет машинобудування та транспорту
Кафедра галузевого машинобудування
Рівень вищої освіти II-й (магістерський)
Галузь знань – 13 Механічна інженерія
Спеціальність – 133 – Галузеве машинобудування
Освітньо-професійна програма – Галузеве машинобудування

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри ГМ

А. Мокішук **ПОЛІЩУК Леонід**
“18” вересня 2023 року

З А В Д А Н Н Я **НА МАГІСТЕРСЬКУ КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ** **Костянтину ЧЕРНЮКУ**

1. Тема магістерської кваліфікаційної роботи: «Розробка гідравлічного преса для встановлення та демонтажу підшипників маточини тепловозів»
Керівник магістерської кваліфікаційної роботи: к.т.н. доц. СЛАБКІЙ Андрій, затверджені наказом вищого навчального закладу від “18” вересня 2023 року №247

2. Строк подання студентом магістерської кваліфікаційної роботи: 12.12. 2023р.

3. Вихідні дані до магістерської кваліфікаційної роботи: 1) Температура навколишнього середовища, °С -10....-40; 2) Максимальний робочий тиск в поршневій порожнині циліндра під час робочого ходу, МПа – 43; 3) Зусилля на штоці циліндра за максимального тиску, кН – 300; 4) Габаритні розміри не більше, Д×Ш×В мм – 1310×1180×1650; 5) Тип управління – дистанційне.

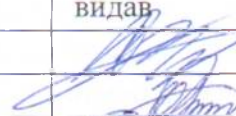

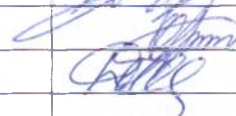
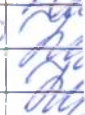

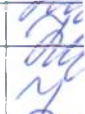

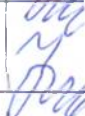
4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки:

1) вступ; 2) Дослідження проблематики теми МКР та формування напрямків покращення та розробки нових зразків аналогічних зразків техніки; 3) Розробка нової конструкції гідравлічного преса для встановлення та демонтажу підшипників маточини тепловозів; 4) Виконання проєктних та перевірочних розрахунків елементів конструкції; 5) економічне оцінювання доцільності розробки; 6) аналіз умов праці та розробка заходів безпеки життєдіяльності, зокрема заходів захисту під час роботи установки.

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












1) Обладнання для ремонту підшипникових вузлів тепловозів (пл. ф.А1); 2) Вид загальний гідравлічного преса для встановлення та демонтажу підшипників маточини тепловозів (кресл. ф.А1) 3) Схема гідравлічна принципова (кресл. ф. А1) 4) Складальний кресленик гідростанції (кресл.. ф.А1 – 1 арк.); 5) Складальний кресленик корпусу баку (кресл. ф.А1 – 1 арк.); 6) Складальний кресленик кришки баку (кресл.. ф.А1 – 1 арк.); 7) Складальний кресленик гідро блоку керування (кресл.. ф.А1 – 1 арк.); 8) Кресленик монтажної плити (кресл. ф.А1 – 1 арк.); 9) Монтажна схема гідроблоку керування (кресл. ф.А3 – 1 арк.); 10) Схема гідравлічна принципова (кресл. ф.А2 – 1 арк.); 10) 3-D модель гідростанції преса для встановлення та демонтажу підшипників маточини тепловозів (пл. ф.А1).

6. Консультанти розділів магістерської кваліфікаційної роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завд приї
Основний	к.т.н., доц. Андрій СЛАБКІЙ		
Економічний	к. т. н., доц. Ольга РАТУШНЯК.		
Охорона праці	д. п. н., проф. Софія ДЕМБІЦЬКА		
Безпека в надзвичайних ситуаціях	д.т.н., проф. Олег БЕРЕЗЮК		

7. Дата видачі завдання 19.09.2023 року.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів магістерської кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів МКР	Прим
1	Вступ	01.10.2023р	
2	Теоретичний аналіз конструкції обладнання для ремонту підшипникових вузлів тепловозів	15.10.2023р	
3	Розробка конструкції гідравлічного преса для встановлення та демонтажу підшипників маточини тепловозів	2.11.2023р	
4	Конструкторські розрахунки	19.11.2023р	
5	Економічний аудит розробки	22.11.2023р	
6	Розрахунок кількості коштів на впровадження розробки, та строку їх окупності	24.11.2023р	
7	Аналіз умов праці під час використання нової	26.11.2023р	
8	Розробка заходів безпеки життєдіяльності та надзвичайних ситуаціях конструкції гідравлічного преса для встановлення та демонтажу підшипників маточини тепловозів	28.11.2023р	
9	Підготовка графічної частини МКР	10.12.2023р	
10	Попередній захист на кафедрі	12.12.2023р	
11	Захист МКР ЕК	20.12.23 – 22.12.23р	

Студент  Костянтин ЧЕРНЮК

(підпис) (прізвище та ініціал)

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи  Андрій СЛАБКІЙ

(підпис) (прізвище та ініціали)

ЗМІСТ

АНОТАЦІЯ

ABSTRACT

ВСТУП	4
1 ІНФОРМАЦІЙНИЙ ОГЛЯД ТЕМИ РОБОТИ.....	6
1.1 Правила монтажу підшипників.....	6
1.2 Правила демонтажу підшипників	12
1.3 Типи, розміри та розрахункові формули для підшипників.....	20
1.4 Прес демонтажу (монтажу) буксових вузлів колісних пар – СДБУ-02.....	24
2 ОПИС РОЗРОБЛЕНОЇ КОНСТРУКЦІЇ ГІДРАВЛІЧНОГО ПРЕСА ДЛЯ ВСТАНОВЛЕННЯ ТА ДЕМОНТАЖУ ПІДШИПНИКІВ МАТОЧИНИ ТЕПЛОВОЗІВ.....	28
3 КОНСТРУКТОРСЬКА ЧАСТИНА.....	31
3.1 Розробка гідравлічної схеми пресу.....	31
3.2 Розрахунок і вибір гідродвигуна	33
3.3 Проектування насосно-моторної групи	34
3.4 Вибір основної і допоміжної гідроапаратури	36
3.5 Проектування гідробаку	39
3.6 Гідравлічний розрахунок трубопроводів.....	48
3.7 Проектування монтажної схеми трубопроводів	52
3.8 Перевірочний розрахунок гідроприводу.....	57
3.9 Конструктивні заходи по зниженню шумності.....	64
4 ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА.....	66
4.1 Оцінювання комерційного потенціалу розробки	66
4.2 Прогнозування витрат на виконання науково-дослідної роботи	72
4.3 Розрахунок економічної ефективності науково-технічної розробки ..	80
4.4 Розрахунок ефективності вкладених інвестицій та періоду їх окупності.....	82
5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ...	85
5.1 Технічні рішення щодо безпечного виконання роботи.....	85

5.2 Технічні рішення з гігієни праці та виробничої санітарії	88
ВИСНОВКИ.....	94
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	96
ДОДАТКИ	98
ДОДАТОК А – ТЕХНІЧНЕ ЗАВДАННЯ.....	99
ДОДАТОК Б – ІЛЮСТРАТИВНА ЧАСТИНА.....	104
ДОДАТОК В – СПЕЦИФІКАЦІЇ.....	115
ДОДАТОК Г – ПРОТОКОЛ ПЕРЕРЕВІРКИ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ НА НАЯВНІСТЬ ТЕКСТОВИХ ЗАПОЗИЧЕНЬ.....	124

1 ІНФОРМАЦІЙНИЙ ОГЛЯД ТЕМИ РОБОТИ

Для підготовки підшипників до монтажу попередньо перевіряють написи на упаковці та самих підшипниках. Розпаковують підшипники безпосередньо перед початком робіт із ними.

Розконсервацію підшипників проводять згідно з діючою інструкцією зі зберігання, розконсервації підшипників та їх деталей та поводження з ними. Як правило, підшипники розконсервують в гарячому (80 – 90 ° С) мінеральному мастилі, ретельно промивають в 6 – 8% ному розчині мастила, в бензині або в гарячих (75 – 85 ° С) антикорозійних водних розчинах, наприклад, в розчинах зазначених у таблиці 1.1 (у відсотках) [1 – 5].

Таблиця 1.1 – Склад розчинів для промивки

	Розчин №1	Розчин №2
Триетаноломин	0,5-1,0	0,5-1,0
Нітрит натрія	0,15-0,2	0,15-0,2
Змочувач ОП	0,02-0,1	0,08-0,2
Вода	Решта	Решта

Зберігати розконсервовані підшипники більше ніж дві години без захисту від корозії не рекомендується. Після розконсервації споживач підшипників повинен забезпечити їх захист від корозії при контролі, монтажі, складанні та зберіганні виробів за відповідною внутрішньозаводською інструкцією.

1.1 Правила монтажу підшипників

Перед монтажем підшипник слід перевірити відповідність зовнішнього вигляду, легкості обертання, зазорів вимогам нормативно-технічної документації. Візуально у підшипників відкритого типу повинні бути перевірені наявність вибоїн, слідів забруднень, корозії, повного комплекту

заклепок, щільності їх установки або інших сполучних елементів, повного комплекту тіл кочення, наявність пошкоджень сепаратора [1, 5].

У підшипників закритого типу слід перевірити, чи не пошкоджені ущільнення або захисні шайби. Для перевірки радіального зазору одне з кілець підшипника закріплюють в горизонтальному положенні осі і визначають зазор за допомогою індикатора, зміщуючи вільне кільце під дією вимірювального зусилля в радіальному напрямку і два діаметрально протилежні положення. Різниця показань приладу відповідає значенню радіального зазору. Проводять три виміри, повертаючи вільне кільце щодо початкового положення осі підшипника. Аналогічно проводять вимір осьового зазору, але за вертикального положення осі підшипника. Закріплюючи одне з кілець, інше зміщують в осьовому напрямку в два крайніх положення під дією вимірювального зусилля і фіксують різницю показань індикатора. Радіальні зазори в радіальних дворядних сферичних роликових підшипниках і підшипниках з циліндричними роликами без бортів на зовнішніх кільцях з діаметром отвору посадкового понад 60 мм можуть бути вимірювані за допомогою щупа.

Безпосередньо перед монтажем необхідно перевірити монтажні поверхні корпусів (отвори і торці) та валів (посадкові поверхні і торці) на відсутність вибоїн, подряпин, глибоких рисок від обробки, корозії, задирок і забруднень.

Вали, особливо при співвідношеннях довжини та найбільшого діаметра більше 8, слід перевіряти на прямолінійність осі (відсутність вигину). Перевірку доцільно проводити при обертанні валу в центрах за допомогою індикаторів годинного типу. Збільшення ексцентриситета у напрямку від краю до середини свідчить про викривлення валу.

Необхідно перевірити відхилення від співвісності всіх посадкових поверхонь, розташованих на одній осі, на відповідність нормам, зазначеним у технічній документації.

Якщо підшипники, що слугують опорою одного валу, встановлюють у різні (роздільні) корпуси, співвісність корпусів, відповідно до вимог

технічної документації, повинна бути забезпечена за допомогою прокладок або інших засобів.

При встановленні на одну посадкову шийку двох підшипників (радіальних: кулькових, роликів сферичних і циліндричних) різниця в радіальних зазорах не повинна перевищувати 0,03 мм, а по внутрішньому та зовнішньому діаметрам кілець – не більше половини поля допуску.

Поверхні валів і корпусів, що сполучаються з підшипниками, повинні бути ретельно промиті, протерті, просушені і змащені тонким шаром мастильного матеріалу або антифретинговою пастою. Канали для підведення мастила повинні бути очищені від стружки та інших забруднюючих частинок і продуті стисненим повітрям.

Під час монтажу підшипника зусилля напресування повинно передаватися тільки через кільце, що напресовується, – через внутрішнє при монтажі на вал і через зовнішнє – в корпус. Забороняється проводити монтаж таким чином, щоб зусилля передавалося з одного кільця до іншого через тіла кочення. Якщо підшипник одночасно монтується на вал і корпус, то зусилля передаються на торці обох кілець.

Не допускається застосування монтажних зусиль до сепаратора. Не можна завдавати ударів безпосередньо по кільцю. Допускається нанесення легких ударів по кільцю лише через втулку із незагартованої конструкційної сталі.

При монтажі підшипників з циліндричним отвором на вал з натягом підшипник доцільно попередньо нагріти на індукційному нагрівачі.

Нагрітий підшипник встановлюють на вал і доводять до місця посадки невеликим зусиллям. При цьому сторона підшипника, на якій нанесено заводське тавро, має бути зовні.

Для монтажу великогабаритних підшипників найбільш доцільним є застосування гідравлічного розпору, що забезпечує найбільш якісну установку підшипника, відсутність будь-яких пошкоджень монтажних поверхонь і високу продуктивність. Особливо доцільний цей спосіб для

монтажу підшипників з внутрішнім конічним отвором діаметром більше 120 – 150 мм.

При посадці підшипника в корпус з натягом рекомендується перед монтажем охолодити підшипник рідким азотом (-160 °С) або сухим льодом, або нагріти корпус.

Найбільш доцільними є способи монтажу, при яких здійснюється одночасний і рівномірний тиск по всьому колу кільця, що монтується. При таких способах не виникає перекіс кільця, що монтується. Для здійснення подібних способів застосовують труби з незагартованої конструкційної сталі, внутрішній діаметр яких трохи більше діаметра отвору кільця, а зовнішній трохи менше зовнішнього діаметра кільця. На вільному кінці труби слід встановити заглушку зі зовнішньою сферичною поверхнею, до якої і докладають зусилля при монтажі.

Зусилля при монтажі слід створювати за допомогою механічних чи гідравлічних пресів та пристроїв.

За відсутності механічних і гідравлічних пристроїв і монтажі з невеликими натягами підшипників малих розмірів допустимо нанесення несильних ударів молотком через монтажну трубу з заглушкою.

За будь-яких способів монтажу, особливо при монтажі за допомогою молотка, необхідно ретельно стежити за забезпеченням рівномірного, без перекосу, осевого переміщення кільця. Наявність перекосу при монтажі призводить до утворення задирів на посадковій поверхні, неправильної установки підшипника, що призводить до скорочення терміну його служби, а в окремих випадках – до розриву кільця, що монтується.

Дворядні сферичні кулькові і роликові підшипники з конічним отвором встановлюють на циліндричному валу за допомогою закріплювальних і стяжних втулок, а на валах з конічною шийкою – безпосередньо на шийку валу. Монтаж підшипників з діаметром отвору до 70 мм та нормальними натягами доцільно здійснювати за допомогою монтажної втулки, що навертається на різьбовий кінець валу. Натискна частина впливає на торець

закріпної втулки або безпосередньо на торець внутрішнього кільця (при монтажі без закріплювальних та стяжних втулок). Підшипники з діаметром отвору понад 70 – 100 мм слід монтувати гідравлічними методами. Так як у міру осьового просування закріпної втулки внутрішнє кільце підшипника деформується (розширюється), зменшується радіальний зазор. Радіальний зазор необхідно контролювати за допомогою щупа. Допустиме мінімальне значення радіального зазору в міліметрах після збирання вузла для підшипників, виготовлених із зазорами нормальної групи за ГОСТ 24810, орієнтовно може бути визначено за формулою [2, 6]

$$S_{\min} = \frac{d}{3000}, \quad (1.1)$$

де d – номінальний діаметр отвору підшипника, мм.

Великогабаритні (з діаметром отвору більше 300 мм) сферичні роликові підшипники доцільно перед монтажем розігріти до 60 – 70°C,

У процесі установки підшипників (особливо сприймають осьові зусилля) там, де це можливо, за допомогою щупа товщиною від 0,03 мм або світловою щілиною слід переконатися в щільному і правильному приляганні торців кільця підшипника до торців заплічників. Аналогічної перевірки повинні бути піддані протилежні торці підшипників і торці притискають їх в осьовому напрямку деталей.

Необхідно перевірити правильність взаємного розташування підшипників в опорах одного валу. Вал після монтажу повинен обертатися від руки легко, вільно та рівномірно.

Осьовий зазор радіально-упорних і упорних підшипників встановлюють осьовим зміщенням зовнішнього та внутрішнього кільця за допомогою прокладок, гайок, розпірних втулок. Для перевірки осьового зазору в зібраному вузлі до торця вихідного кінця підводять вимірювальний наконечник індикатора, укріпленого на жорсткій стійці. Осьовий зазор визначають по різниці показань індикатора при крайніх осьових положеннях

вала. Вал зміщують в осьовому напрямку до повного контакту тіл кочення з поверхнею кочення відповідного зовнішнього кільця.

Для підвищення точності обертання, особливо в швидкохідних вузлах, наприклад, верстатних електрошпинделях, зазори в радіально-упорних підшипниках вибирають, створюючи стабільний натяг на підшипники. Це досягається додатком до обертового кільця підшипника осьового зусилля через тарированную пружину. При цьому тіла кочення точно фіксуються на доріжках кочення.

Для запобігання «закушування» великих підшипників при монтажі або в процесі експлуатації перед встановленням їх у роз'ємні корпуси допускається проводити розшабрування поверхонь напівотворів у місцях роз'єму. Повноту прилягання великих підшипників до посадкових місць у роз'ємних корпусах перевіряють за допомогою калібру та фарби (відбитки фарби повинні становити не менше 75% загальної посадкової площі). У роз'ємних корпусах за допомогою щупа перевіряють також щільність і рівномірність прилягання основи кришки (зазор трохи більше 0,03 - 0,05 мм).

У зібраному вузлі необхідно перевірити наявність зазорів між деталями, що обертаються і нерухомими. Особливу увагу слід звернути на наявність зазорів між торцями нерухомих деталей і торцями сепараторів, які іноді виступають за площину торців кілець.

1.1.1 Холодний монтаж

У разі не дуже тугої посадки монтаж малих підшипників проводиться легкими ударами молотком по втулці, притиснутою до торця кільця підшипника. Щоб уникнути перекосу, удари повинні рівномірно розподілятися по колу кільця [3, 4].

При одночасному напресуванні нерозбірного підшипника на вал і в отвір корпусу монтажне зусилля повинне бути рівною мірою розподілене між обома кільцями, а опорні поверхні монтажного інструменту повинні лежати в

одній площині. У цьому випадку слід використовувати інструмент, ударне кільце якого спирається на торці внутрішнього та зовнішнього кільця, а втулка дозволяє спрямовувати монтажне зусилля по центру.

При монтажі самовстановлюваних підшипників використання проміжного монтажного кільця дозволяє уникнути перекосу зовнішнього кільця в момент введення підшипника і валу в отвір корпусу. Слід пам'ятати про те, що кульки деяких самовстановлюваних підшипників виступають за межу бічних площин підшипників, тому, щоб не пошкодити кульки в проміжному монтажному кільці повинні бути передбачені відповідні вирізи. Для монтажу підшипників великих розмірів, як правило, використовуються механічні або гідравлічні преси.

У випадку з розбірними підшипниками внутрішнє кільце може встановлюватися незалежно від зовнішнього кільця, що спрощує процедуру монтажу, особливо коли обидва кільця мають посадку з натягом. При встановленні валу з вже встановленим на ньому внутрішнім кільцем у корпус із зовнішнім кільцем необхідно уважно стежити за відсутністю перекосу кільця, виникнення якого може викликати задири на доріжках та тілах кочення.

1.1.2 Монтаж із нагріванням

Найчастіше монтаж великогабаритних підшипників у холодному стані неможливо, так як зусилля, необхідне для монтажу підшипника, значно зростає зі збільшенням його розміру. Тому підшипники, внутрішні кільця або корпуси (наприклад, маточини) перед монтажем нагрівають [1].

Необхідна різниця температур між кільцем підшипника і валом або корпусом залежить від натягу та діаметру посадкового місця підшипника. Підшипники у випадку не можна нагрівати понад 1250 °С, адже це може призвести до зміни розмірів внаслідок зміни структури матеріалу.

Підшипники із захисними шайбами або ущільненнями не можна нагрівати понад 800 °С через наявне в них пластичне мастило або матеріал ущільнень.

При нагріванні підшипників слід уникати їх перегріву в окремих місцях. Для рівномірного нагрівання підшипників рекомендується використовувати індукційні нагрівачі. У разі використання нагрівальних плит у процесі нагрівання підшипник повинен бути перевернутий кілька разів. Забороняється використовувати нагрівальні плити для нагрівання підшипників із ущільненнями.

1.1.3 Підшипники середні та великогабаритні

Для монтажу великих підшипників потрібно значно більше зусилля, тому слід використовувати гідравлічні гайки або метод гідророзпору, які дозволяють значно спростити процес монтажу [2, 7].

Якщо монтаж проводиться з використанням гідравлічної гайки, ця гайка нагвинчується на різбову частину шийки валу або на нарізку втулки таким чином, щоб її кільцевий поршень упирався у внутрішнє кільце підшипника, гайку на валу або диск, закріплений на торці валу. Під дією мастила, що подається в гідравлічну гайку, її поршень зміщується по осі з зусиллям, достатнім для точного і безпечного монтажу.

При використанні методу гідророзпору мастило під високим тиском подається між підшипником і його посадковим місцем, утворюючи на поверхні мастильну плівку. Ця мастильна плівка поділяє сполучені поверхні і значно зменшує тертя між ними. Цей метод зазвичай використовується при монтажі підшипників безпосередньо на конічні шийки валів, а також може використовуватися для монтажу підшипників на закріплювальній і стяжній втулках, підготовлених для монтажу з використанням гідророзпору. Необхідний тиск створюється насосом або інжектором для подачі оливи. Мастило впорскується між спряженими поверхнями каналами і розподільними канавками на валу або втулці. Необхідні канали та канавки на

валу мають бути передбачені у процесі конструювання підшипникового вузла.

1.2 Правила демонтажу підшипників

Якщо після демонтажу підшипників передбачається їх повторне використання, зусилля, що додається для демонтажу, ніколи не повинно передаватися через тіла кочення [8].

При демонтажі розбірних підшипників кільце з комплектом роликів та сепаратором може бути демонтовано окремо від іншого кільця. У випадку з нерозбірними підшипниками першим демонтують кільце, що має більш вільну посадку.

1.2.1 Демонтаж підшипників із циліндричним отвором

1.2.1.1 Холодний демонтаж

Демонтаж малих підшипників з посадочних місць може проводитись шляхом легких ударів молотків по торцю кільця через оправлення відповідного розміру або, що краще, за допомогою знімача. Захоплення знімника охоплюють торець кільця, що демонтується, або спряженої деталі.

Для демонтажу більших підшипників, встановлених з натягом, як правило, потрібно більше зусилля, особливо в тих випадках, коли після довгого періоду роботи виникли осередки контактної корозії. У таких випадках використання гідророзпорку яка може значно полегшити демонтаж. Це передбачає включення в конструкцію підшипникового вузла необхідних мастилоподаючих каналів та розподільних канавок.

1.2.1.2 Демонтаж з нагріванням

Для демонтажу внутрішніх кілець циліндричних роликотпідшипників, які не мають бортів або мають один борт, були розроблені спеціальні індукційні

нагрівачі. Вони швидко нагрівають внутрішнє кільце до температури, при якій кільце, що розширилося, можна легко зняти. Ці електричні індукційні нагрівачі мають одну або кілька котушок, що працюють від змінного струму. Після нагрівання та демонтажу внутрішніх кілець вони повинні бути розмагнічені. Використання електричних приладів для демонтажу економічно вигідно в тих випадках, коли монтаж і демонтаж підшипників одного і того ж розміру проводиться досить часто.

У тих випадках, коли демонтаж внутрішніх кілець циліндричних роликотпідшипників, що не мають бортів або мають лише один борт, проводиться не часто або потрібно проводити демонтаж внутрішніх кілець більшого розміру (з діаметром отвору приблизно до 400мм), раціональніше використовувати термознімне кільце. Воно є кільцем з вирізами, виготовлене з легкого сплаву, з ручками.

1.2.2 Демонтаж підшипників з конічним отвором

Демонтаж підшипників малих та середніх розмірів на конічній шийці валу може здійснюватися за допомогою звичайних знімачів шляхом захоплення внутрішнього кільця. Щоб уникнути пошкодження посадкового місця підшипника бажано використовувати знімник, що самоцентрується. Так як звільнення підшипників на конічних посадкових місцях відбувається, як правило, дуже швидко, необхідно передбачити стопор (наприклад гайку), який не дасть підшипнику повністю злетіти з валу.

Демонтаж більших підшипників з конічних шийок валів можна спростити, якщо використовувати метод гідрораспору. Зважаючи на те, що після упорскування масла під тиском між сполученими поверхнями зняття підшипника з його посадкового місця відбувається несподівано, необхідно передбачити стопор (наприклад, кінцеву шайбу або гайку), який обмежить осьове переміщення підшипника відстанню, дещо більшу, ніж зміщення підшипника при посадці.

1.2.3 Демонтаж підшипника на кріпильній втулці

Демонтаж підшипників малих і середніх розмірів на закріплювальній втулці і гладкому валу може проводитися ударами молотка через сегментну оправку до звільнення підшипника. Але перед цим має бути ослаблена на кілька обертів гайка втулки.

Демонтаж підшипників малих і середніх розмірів на закріплювальній втулці і ступінчастих валах може проводитися за допомогою оправки, що упирається в гайку втулки, яка попередньо була ослаблена на кілька обертів.

Демонтаж великогабаритних підшипників із закріплювальної втулки за допомогою гідравлічної гайки труднощів, як правило, не викликає. Однак, щоб скористатися цим методом, підшипник повинен упиратися в опорне кільце. Якщо у втулках є мастилоподаючі канали та розподільні канавки, процедура демонтажу буде простіше за рахунок можливості використовувати гідророзпір.

1.2.4 Демонтаж підшипника на стяжній втулці

Перед демонтажем підшипників на стяжній втулці слід зняти фіксуючий пристрій-стопорну гайку, торцеву кришку та ін.

Демонтаж підшипників малих і середніх розмірів може проводитися за допомогою стопорної гайки та накидного або ударного ключа.

Для демонтажу великогабаритних підшипників бажано використовувати гідравлічну гайку. Якщо різьбова частина втулки виступає за кінець або заплічник валу, для запобігання деформації та пошкодженню нарізки при затягуванні гайки в отвір втулки необхідно вставити опорне кільце.

Стяжні втулки великогабаритних підшипників, як правило, мають розподільні канали та канавки для гідророзпорки, що дозволяють значно скоротити час демонтажу.

Підшипники роликові циліндричні типів 36-232726E2M, 36-42726E2M, 30-232726E2M, 30-42726E2M та інші в габаритних розмірах 130×250×80 мм, повинні відповідати ГОСТ12 8 00 та ТУ ВНПП.072-01 .

Підшипники встановлюються у корпус букси. Кріплення підшипників на осі колісної пари типу РУ1Ш-957-П здійснюється за допомогою шайби тарілчастої і чотирьох (або трьох) болтів $M20$ (рисунок 1.1).

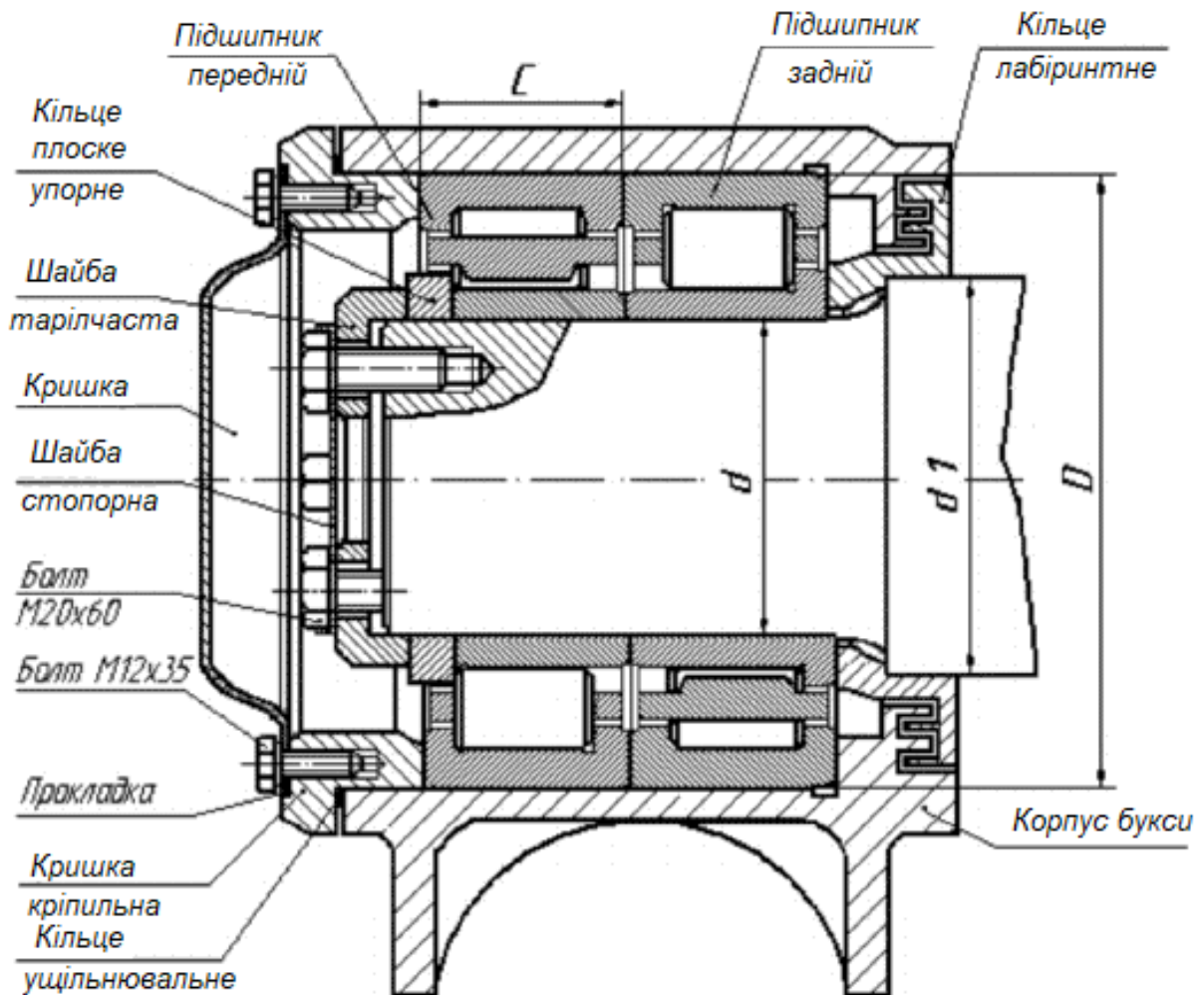


Рисунок 1.1 – Буксовий вузол з двома підшипниками циліндричними роликовими з торцевим кріпленням шайбою тарілчастою і болтовим кріпленням

Основні розміри підшипників роликових циліндричних представлені в таблиці 1.2.

Таблиця 1.2 – Основні розміри підшипників роликів циліндричних

Габаритні розміри підшипника, мм	Тип колісної пари	Основні розміри, мм				G_a , мм	G_r , мм
		d	D	C	d_1		
130×250×80	РУ1-950-П РУ1Ш-957-П	130	250	160	165	0,07...0,15	0,150...0,215

Позначення, що прийняті в таблиці 1.2:

d – діюче середнє значення діаметра отвору внутрішнього кільця підшипника;

D – діюче середнє значення діаметра отвору зовнішнього кільця підшипника;

d_1 – діюче середнє значення діаметра проміжної частини осі;

C – ширина зовнішнього кільця підшипника;

G_a – осьовий внутрішній зазор у вільному стані;

G_r – радіальний зазор у вільному стані.

Підшипники поставляються на вагоноремонтні підприємства як вироби, що готові до монтажу методом пресової посадки. Підшипники відрегульовані за осьовими зазорами, діаметрами отворів кілець внутрішніх, заправлені мастилом і мають вбудовані ущільнення, що запобігають проникненню всередину підшипників води, пилу, бруду [8 – 10].

Підшипник касетного типу в габаритних розмірах 130×250×160 мм встановлюється в серійний корпус букси (рисунок 1.2) і разом з корпусом букси та лабіринтом запресовується на шийку осі колісної пари типу РУ1Ш-957-П. Кріплення підшипника на осі здійснюється за допомогою кришки передньої та чотирьох болтів М20. Корпус букси закривається кришками кріплення та огляду.

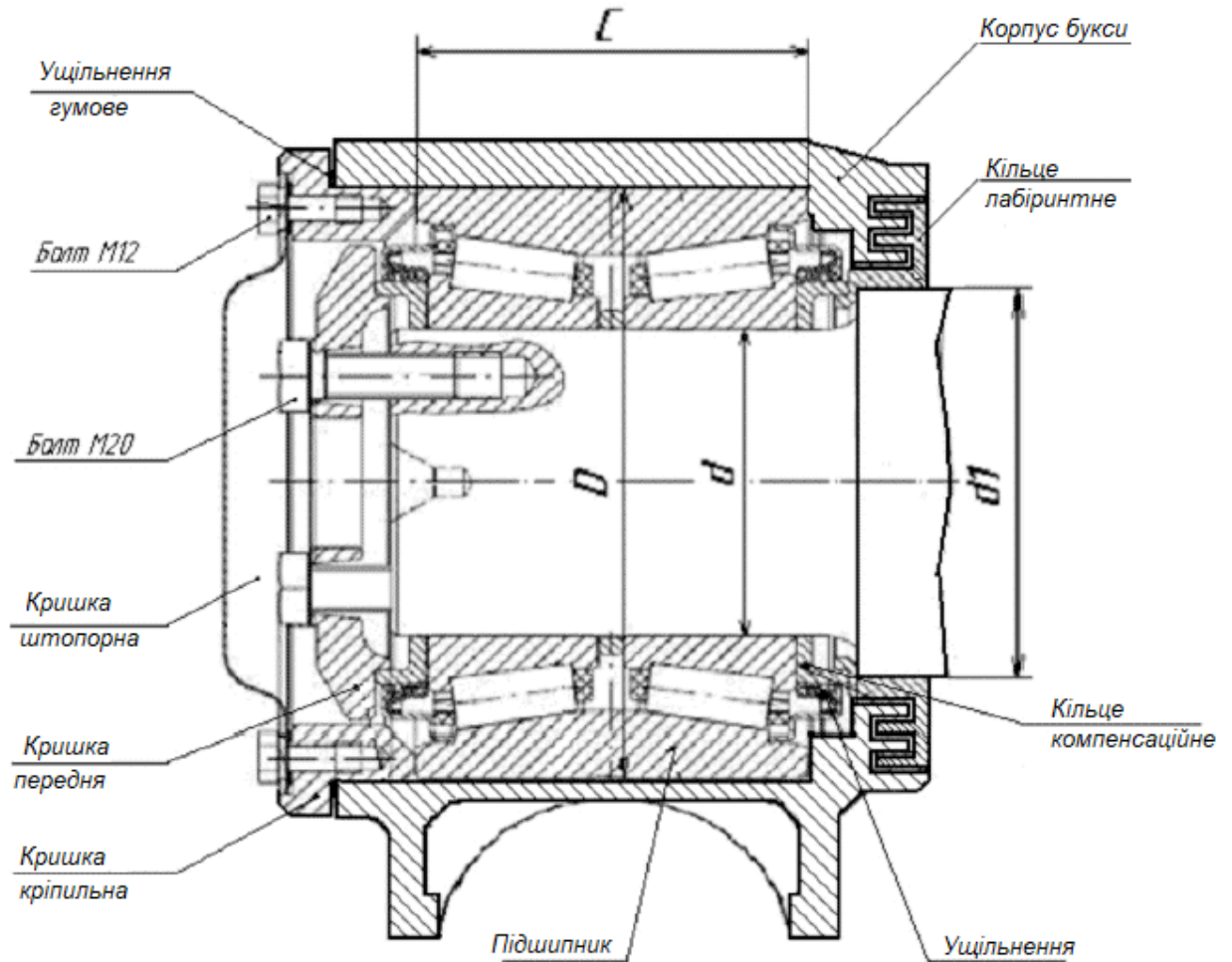


Рисунок 1.2 – Підшипник касетного типу в габаритних розмірах
130×250×160 мм

Основні розміри підшипників касетного типу представлені в таблиці 1.3 [2].

Таблиця 1.3 – Основні розміри підшипників касетного типу

Габаритні розміри підшипника, мм	Тип колісної пари	Основні розміри підшипника, мм				G_a , мм
		d	D	C	d_1	
130×250×160	РУ1Ш-957-П	130	250	160	165	0,57...0,70
130×250×150	РВ1Ш-957-П РВ3Ш-957-П	130	230	150	165	0,57...0,70

Позначення, що прийняті в таблиці 1.3:

d – дійсне середнє значення діаметра отвору внутрішнього кільця підшипника;

D – дійсне середнє значення діаметра зовнішнього кільця підшипника;

d_1 – дійсне середнє значення діаметра посадкового отвору заднього упорного кільця;

C – ширина зовнішнього кільця підшипника;

G_a – осьовий внутрішній зазор у вільному стані.

1.3 Типи, розміри та розрахункові формули для підшипників

Підшипники кочення, що використовуються у виробництві рейкових транспортних засобів, виготовляються у стандартних типах ISO, а також як спеціальні однорядні циліндричні роликopідшипники. Головні переваги циліндричних роликopідшипників полягають у простій конструкції, легкому складанні та обслуговуванні, а також у надійності. Циліндричні роликopідшипники відрізняються низьким опором тертю, низькою температурою, низьким зношуванням компонентів і високим питомим навантаженням. Основною умовою надійної роботи циліндричних роликopідшипників є дотримання принципів монтажу та демонтажу [3]:



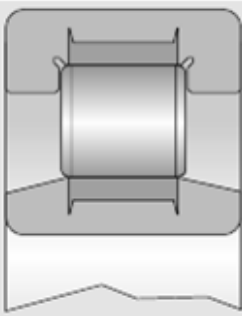
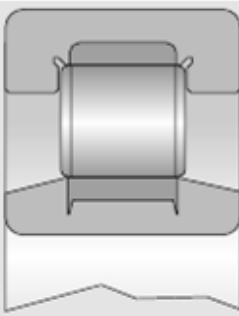
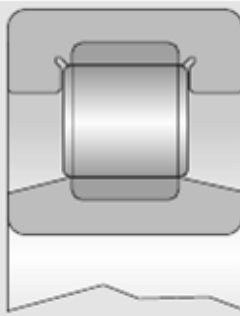
- допуск посадки;
- відхилення форми;
- нагрівання підшипників (внутрішніх кілець);
- відповідне робоче місце;
- кваліфіковані робітники;
- використання належних інструментів;
- дотримання вказаних заходів.

Спеціальні однорядні циліндричні роликopідшипники, що використовуються в установках букс рейкових транспортних засобів, виготовляються з механічно обробленим латунним сепаратором і з

сепаратором з поліаміду, укріпленого скловолокном. укріплений сепаратор із поліаміду покращує надійність та безпеку. Однорядні циліндричні роликотпідшипники, що застосовуються в коробках передач та тягових двигунах рейкових транспортних засобів, виробляються з механічно обробленим латунним сепаратором.

Особливості внутрішньої конструкції підшипників наведені у таблиці 1.4 [3. 4].

Таблиця 1.4 – Особливості внутрішньої конструкції

<p>Форма торців роликів і направляючих бортів забезпечує оптимальне мастило зони контакту і, таким чином, підвищує осьову вантажопідйомність підшипника.</p>		
		
<p>ZB профіль дорожки кочення сприяє зменшенню напруги кромки і, отже, підвищенню довговічності підшипника.</p>		
		
<p>ZB профіль роликів оптимізує контактне напруження, що виникає на зовнішньому та внутрішньому кільцях підшипника.</p>		
		
<p>Циліндричний ролик без ZB профіля і невилупклі дорожки кочення кілець.</p>	<p>Ролик ZB профіля і дорожка кочення ZB профіля зовнішнього кільця. Невилупкла дорожка кочення внутрішнього кільця.</p>	<p>Ролик ZB профіля і вилупклі дорожки кочення кілець</p>

Посадка кілець підшипників на вал і в корпус надає значний вплив на довговічність підшипників і вимагає, щоб всі складові частини були виготовлені в необхідній якості і в межах поля допуску. Залежно від конкретної оперативної обстановки для кілець застосовується або перехідна посадка (посадка із зазором), або пресова посадка (посадка з натягом).

При встановленні підшипника необхідно забезпечити, щоб кільце, навантажене по колу, встановлювалося міцно. Рекомендовані поля допусків діаметрів валів і отворів корпусів враховують всі оперативні фактори (вид, напрямок і величина навантаження, температура) і впливають на якість установки протягом усього терміну служби.

Для буксових підшипників роликів типу діаметрів від 50 до 500 мм застосовуються допуски *пб* та *рб*. Для отвору в корпусі застосовують допуск *H7*.

Розрахунок довговічності однорядних циліндричних роликів підшипників для осевих букс рейкових транспортних засобів проводиться виходячи з радіального статичного навантаження, що діє на підшипники однієї колісної пари, тобто з осевого навантаження, яке визначається за формулою [6]

$$G_1 = \frac{G}{n} - G_2, \quad (1.2)$$

де G – сила ваги транспортного засобу, кН;

G_1 – радіальне статичне навантаження, що діє на одну колісну пару (осьове навантаження), кН;

G_2 – сила ваги колісної пари та інших невіднесених частин, кН;

n – кількість колісних пар.

Таким чином, радіальне статичне навантаження, що діє на один підшипник, буде [3]:

$$P = \frac{G_1}{4}, \quad (1.3)$$

де G_1 – радіальне статистичне навантаження, що діє на одну колісну пару (осьове навантаження), кН;

P – радіальне статистичне навантаження, що діє на один підшипник, кН.

Радіальне еквівалентне динамічне навантаження, що діє на один підшипник, обчислюється за формулою [3]

$$P_r = P \cdot f, \quad (1.4)$$

де P_r – радіальне еквівалентне динамічне навантаження, що діє на один підшипник, кН;

P_{or} – радіальне статичне навантаження, що діє на один підшипник, кН;

f – коефіцієнт додаткових сил (таблиця 1.5).

Таблиця 1.5 – Коефіцієнти додаткових сил

Вид транспортного засобу	f_d
Пасажирські вагони	1,2 – 1,3
Вантажні вагони, вагони злитковози, саморозвантажувальні вагони	1,2 – 1,4
Локомотиви	1,3 – 1,8

Номінальну довговічність можна розрахувати за формулою [7]

$$L = \left(\frac{C_r}{P_r} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \pi \cdot D_k \cdot 10^3, \quad (1.5)$$

де L – номінальна довговічність підшипника (10^6 км);

C_r – базова радіальна динамічна вантажопід'ємність підшипника, кН;

P_r – радіальне еквівалентне динамічне навантаження, що діє на один підшипник, кН; D_k – діаметр колеса транспортного засобу, м.

Достатнє розтягування для монтажу виходить за нормальної температури 80 – 100 °С. У жодному разі неприпустимо нагрівати підшипник до температури понад 120°С. Перед монтажем буксових підшипників необхідно перевірити розміри шийки валу, що сполучаються, і розміри корпусу букси. Торці кільця повинні прилягати по всьому колу. Перед монтажем підшипників необхідно також перевірити, чи відповідає маркування на підшипнику інформації на кресленнях та специфікаціях.

Перед посадкою підшипників корисно покрити посадкові поверхні шийки валу і корпусу букси дуже тонким шаром пасти L FAG 3 або іншим відповідним засобом з метою запобігання виникненню контактної корозії. Під час монтажу підшипники заповнюються пластичним мастилом, марку і кількість якої визначають залізничні компанії, враховуючи рекомендації виробника підшипників.

Роботи зі встановлення підшипників повинні виконуватися на сухому та безпилловому робочому місці. Підшипники, корпуси букс і приладдя слід захищати від вологи та бруду при зберіганні, контролі та під час монтажу. Якщо після демонтажу підшипників передбачається їх повторне використання, демонтаж слід виконати професійно, за допомогою належних інструментів і згідно з попередньо встановленою інструкцією, на сухому та безпилловому робочому місці інструменти для демонтажу. Потрібно забезпечити, щоб знімний інструмент захопив лише кільце, призначене для знімання. зусилля, потрібне для демонтажу, ніколи не повинно передаватися через тіла кочення, так як це призводить до пошкодження доріжок кочення.

1.4 Прес демонтажу (монтажу) буксових вузлів колісних пар – СДБУ-02

Прес СДБУ-02 (рисунок 1.3) призначений для холодного розпресування (запресування) з шийки осей колісних пар роликів буксових вузлів та буксових вузлів касетного типу. Даний прес

застосовується на вагоноремонтних підприємствах (вагоноремонтні заводи, вагонні ремонтні та експлуатаційні депо, вагонно-колісні майстерні). За бажанням замовника прес може бути виготовлений як у базовій комплектації, так і в комплектації з розширеними додатковими опціями.

Виготовлений в базовій комплектації прес СДБУ-02 призначений для холодного розпресування з шийки осей колісних пар РУ-1-950 і РУ-1Ш-957 роликів вузлів та буксових вузлів касетного типу (SKF-СТВU-130, ХАРП), в тому числі:

- кілець внутрішніх підшипників роликів циліндричних розмірів 130×250×80 та кілець лабіринтних;
- буксового вузла (щелепного) у зборі вантажного вагона;
- буксового вузла з кронштейнами у зборі пасажирського (ізотермічного) вагона;
- підшипників касетних SKF розмірів 130×250×160, 130×230×150 під адаптер.

Технічні характеристики представлені у таблиці 1.6

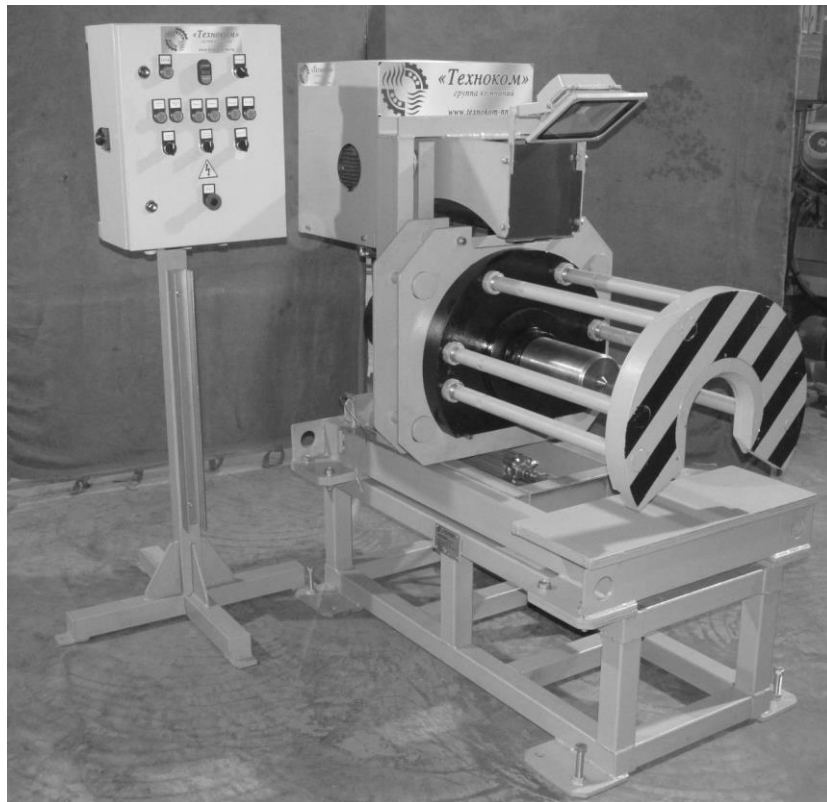


Рисунок 1.3 – СДБУ-02

Таблиця 1.6 – Технічні характеристики

Зусилля розпресування, тах кН (тс)	590 (60)
Максимальний тиск у гідросистемі, не менше, МПа (кгс/см ²)	25(250)
Тиск повітря у пневмосистемі, МПа (кгс/см ²)	0,5 (5)
Потужність електроустаткування, кВт	3,0
Напруга, В	380
Частота, Гц	50
Продовження таблиці 1.6	
Продуктивність (колісних пар за зміну), не менше, шт	40
Висота технологічного шляху, щонайменше мм	0 і вище
Тиск повітря у пневмосистемі, бар	5
Потужність електрообладнання, не більше, кВт	3,5
Габаритні розміри (без урахування шафи та гідростанції), мм	
Довжина	1600
Ширина	720
Висота	1250
Маса, кг	690

Додатково прес СДБУ-02 може бути укомплектований набором змінних пристроїв, що забезпечують виконання наступних технологічних операцій:

Розпресування з шийки осей колісних пар РУ1-950, РУ-1Ш-957:

– касетного буксового вузла у зборі пасажирського вагона;

Розпресування з шийки осей колісних пар РВ2Ш-957:

– підшипників касетних SKF розмірів 150x250x160 під адаптер;

Запресування на шийки осей колісних пар РУ-1-950 та РУ-1Ш-957 роликів буксових вузлів та буксових вузлів касетного типу (SKF-СТВU-130, ХАРП) в тому числі:

– кілець внутрішніх підшипників роликових циліндричних розмірів 130×250×80 та кілець лабіринтних;

– буксового вузла (щелепного) у зборі вантажного вагона;

– буксового вузла з кронштейнами у зборі пасажирського (ізотермічного) вагона;

– касетного буксового вузла у зборі пасажирського вагона;

– підшипників касетних SKF розмірів 130×250×160, 130×230×150 під адаптер;

Запресування на шийки осей колісних пар РВ2Ш-957:

– підшипників касетних SKF розмірів 150×250×160 під адаптер.

Виходячи з проведеного літературного пошуку можна зробити висновок: для здійснення запресування підшипника необхідно використовувати двигун зворотно-поступальної дії, який здатний створювати значне зусилля. Також варто врахувати, що існує безліч типорозмірів підшипників, а так як змінний робочий хід небажаний для преса, що розробляється, під кожен типорозмір підшипника варто розробляти окремий прес.

2 ОПИС РОЗРОБЛЕНОЇ КОНСТРУКЦІЇ ГІДРАВЛІЧНОГО ПРЕСА ДЛЯ ВСТАНОВЛЕННЯ ТА ДЕМОНТАЖУ ПІДШИПНИКІВ МАТОЧИНИ ТЕПЛОВОЗІВ

Прес гідравлічний призначений для монтажу та демонтажу підшипників 20-2232872М маточини ТЕР75.31.17.101. Прес експлуатується у закритому приміщенні при температурі навколишнього повітря від плюс 10 до плюс 40°C та відносній вологості від 60 до 70 %.

Прес підключається до трифазної мережі змінного струму частотою 50Гц, напругою 380 В. Допустимі відхилення на частоту і напруга за ГОСТ 13109-87.

Гідросистема преса працює на мінеральних оливах, очищених не гірше 10 класу чистоти за ГОСТ 17216-2001, з кінематичною в'язкістю 13,5 – 16,5мм²/с (ст) при температурі плюс 40 °С: ВМГЗ ТУ38. 101479-86, МГЕ-10А ОСТ38. 01281-82 або інших, що не поступаються за своїми характеристиками вище зазначеним мастилам. Температура робочої рідини під час роботи преса повинна бути в межах від + 10 до + 60 °С. Основні технічні характеристики повинні відповідати даним, зазначеним у таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 – Технічна характеристика

Максимальний робочий тиск оливи в поршневій порожнині гідроциліндра (робочого ходу), бар (МПа)	430 (43)
Зусилля на штоку при максимальному робочому тиску, кН (т)	300(30)
Діаметр гідроциліндра, мм	95
Потужність гідропривода, кВт, не більше	2,2
Рід струму	змінний
Частота, Гц	50
Напруга, В	380
Об'єм гідробаку, л	20

Продовження таблиці 2.1

Габаритні розміри станда, мм, не більше	
довжина	1310
ширина	1180
висота	1650
Маса станда (без гідростанції), кг, не більше	1500
Габаритні розміри гідростанції, мм	
довжина	540
ширина	330
висота	730
Маса гідростанції, кг	50
Система управління	з пульту

Загальний вид конструкції станції гідроприводу на рисунку 2.1.

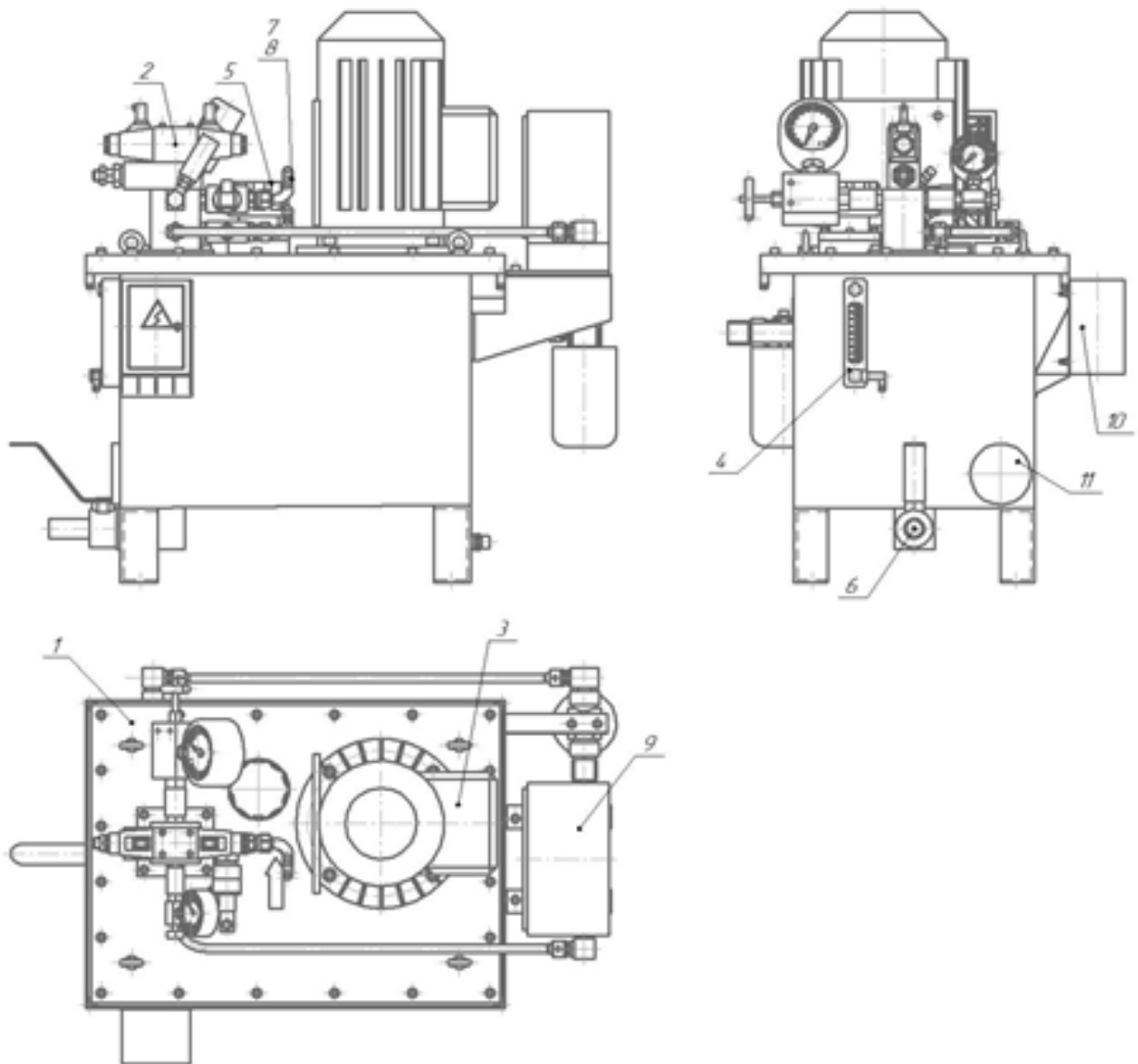
Прес складається з основи, стійок, траверси, гідроциліндра, наладок, огороження, кожуха, станції насосної.

Підстава є зварною конструкцією з листового металу. На верхній частині основи закріплений стіл з пазами, що служить для встановлення та закріплення на ньому маточини в зборі.

На підставі на стійках закріплена поворотна траверса з гідроциліндром. Траверса також є зварною конструкцією. Гідроциліндр кріпиться на траверсі за допомогою гайки та гвинтів.

Монтаж і демонтаж підшипників маточини на пресі здійснюється зусиллям, створюваним гідроциліндром. Зона монтажу та демонтажу обладнана огорожею. Огорожа забезпечена блокуванням.

Установка насосна розташовується з лівого боку преса і з'єднується з гідроциліндром за допомогою рукавів високого тиску і швидко роз'ємних муфт.



1 – гiдробак; 2 – блок керування; 3 – агрегат насосний; 4 – мастилопоказник з термометром; 5– фільтр заливний; 6 – зливний кран; 7,8 – штуцера для приєднання рукавів високого тиску; 9 – повітряний теплообмінник; 10 – електрошкафчик; 11 – тен

Рисунок 2.1 – Загальний вид гiдростанції

3 КОНСТРУКТОРСЬКА ЧАСТИНА

3.1 Розробка гідравлічної схеми пресу

Розроблений гідропривід відповідно до процесу запресування (розпресування) підшипників повинен мати робочий орган зворотно-поступального руху і забезпечувати управління ним у відповідності з вимогами до збирання підшипника. Пристрої керування та контролю повинні дозволяти контролювати необхідні параметри гідросистеми.

Здвоєний насос H для забезпечення швидкого та уповільненого ходів та більш раціонального енергоспоживання подає рідину в систему. По лінії управління від першого насоса подається сигнал на запобіжний клапан. Таким чином, проводиться налаштування тиску спрацьовування клапана. Зворотний клапан відкривається рідиною другого насоса. Далі рідина надходить по напірній магістралі в розподільник P , і в залежності від положення золотника надходить у поршневу або штокову порожнину гідроциліндра $Ц$. Давачі тиску $ДД1$ і $ДД2$ подають сигнал на відповідні магніти розподільника, що забезпечує автоматичне перемикання. Зливна і напірна лінія з'єднані між собою розподільником P . Між ними встановлений регулювально-запобіжний клапан $КП$, перемикачі манометри $МН1$ і $МН2$ і вентилі $ВН1$ і $ВН2$ для їх захисту відповідно до рисунка 3.1. Для рідини, що надходить у гідробак $Б$, передбачена система очищення: фільтри $\Phi1$, $\Phi2$ і фільтр заливної $\Phi3$ та охолодження – повітряний теплообмінник $АТ$ відводить надлишки тепла, зберігаючи тепловий баланс.

Таким чином, висування штока циліндра $Ц$ забезпечує заборону підшипника. Додатковими засобами управління та контролю в даній схемі є: мастиловказівник з термометром $МУ$, електронагрівач $ТЕН$, вентиль $ВН3$.

Вибір гідравлічної рідини. Згідно з технічним завданням, в якості робочої рідини слід вибрати мінеральне мастило не грубіше 10 класу чистоти за ГОСТ 17216-2004, з кінематичною в'язкістю 13,5 - 16,5 мм²/с (сСт) при температурі плюс 40 °С. При цьому варто врахувати, що температура робочої

рідини під час роботи преса може бути в межах від + 10 до + 60 °С, а максимальний робочий тиск оливи у поршневій порожнині гідроциліндра (робочого ходу) – 43 МПа. Як робочої рідини доцільно вибрати мастило індустріальне марки ІІ2-А, позначення за ГОСТ 17479.4-87 відповідає І-ЛГ-А-15 [7]:

- кінематична в'язкість при 40 °С, мм²/с – 15,3;
- густина при 15 °С, г/см³ – 0,858;
- температура застигання, °С – мінус 15;
- кислотне число, мг КОН на 1 г оливи, трохи більше 0,02%;
- температура спалаху 0С – 170.

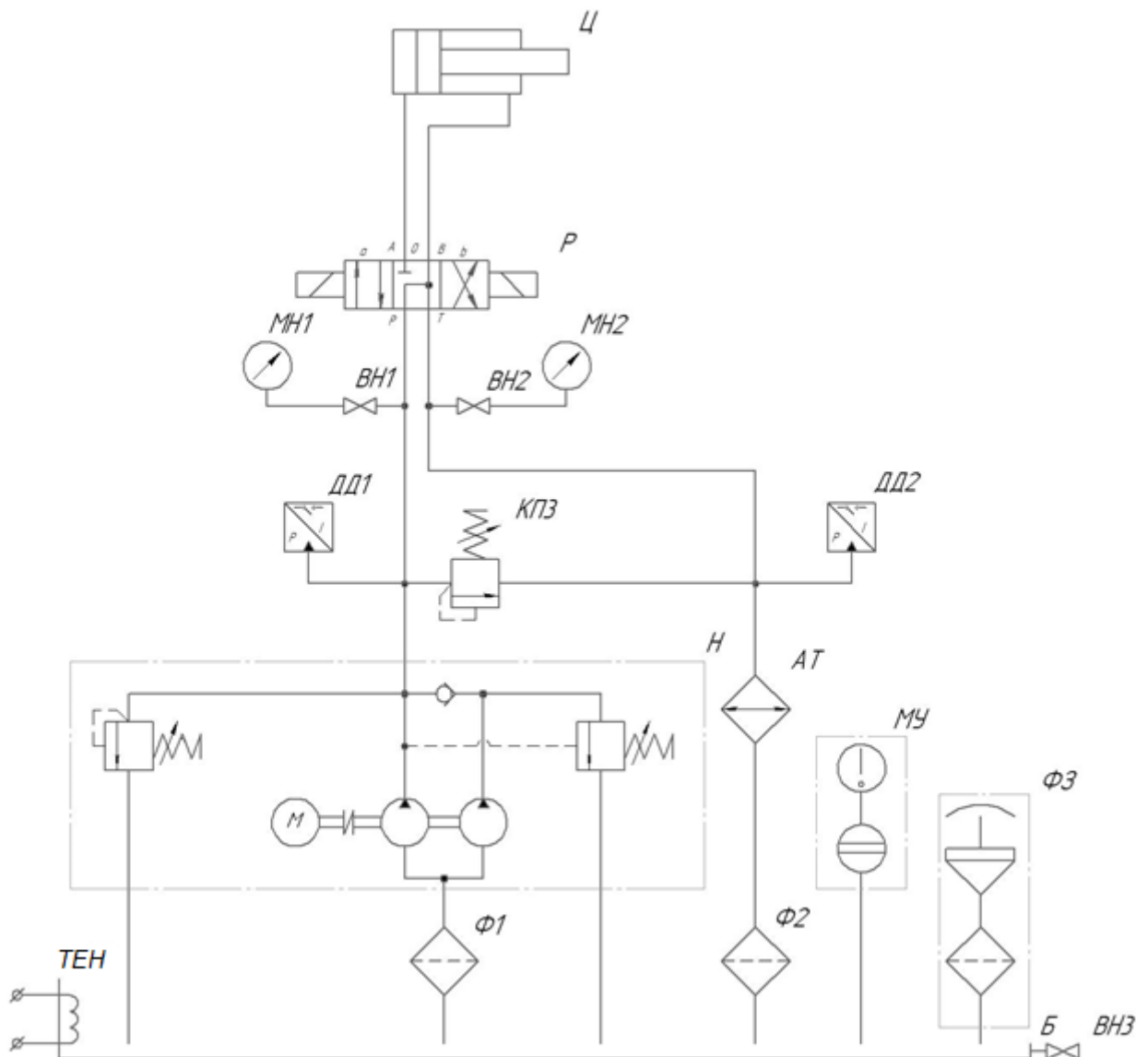


Рисунок 3.1 – Гідравлічна схема преса

3.2 Розрахунок і вибір гідродвигуна

За заданим зусиллям $F = 300$ кН, по прийнятому тиску в системі 50МПа і ходу поршня 130 мм визначаю діаметр циліндра при робочій поршневій порожнині за формулою [11, 12]:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi \cdot \Delta p_{\text{ц}} \cdot \eta_{\text{ГМех}}^{\text{ц}}}} \text{ м,} \quad (3.1)$$

де $\eta_{\text{ГМех}}^{\text{ц}} = 0,97$ – гідромеханічний ККД гідроциліндра, приймаємо для попереднього розрахунку [11];

$\Delta p_{\text{ц}}$ – перепад тисків на гідродвигуні, для попереднього розрахунку приймається на 10÷15% менше від номінального тиску:

$$\Delta p_{\text{ц}} = (0,85 \dots 0,9) \cdot p_{\text{сис}} = (0,85 \dots 0,9) \cdot 50 \cdot 10^6 = 42,5 \dots 45 \cdot 10^6 \text{ Па;}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 300000}{3,14 \cdot (42,5 \dots 45) \cdot 10^6 \cdot 0,97}} = 0,094 \dots 0,096 \text{ м.}$$

Приймаємо згідно стандарту – ГОСТ 12447-80 стандартне значення діаметру поршня рівним 100 мм [11].

Визначаємо діаметр штоку за формулою

$$d_{\text{шт}} = D \cdot \sqrt{\frac{\varphi - 1}{\varphi}} \text{ м,} \quad (3.2)$$

де $\varphi = \frac{D^2}{D^2 - d_{\text{шт}}^2}$ – коефіцієнт мультиплікації, приймаємо 1,33[12].

$$d_{\text{шт}} = 0,100 \cdot \sqrt{\frac{1,33 - 1}{1,33}} = 0,05 \text{ м.}$$

Округляю за ГОСТ 12447-80 діаметр штока до стандартного значення 50 мм відповідно до гідроциліндрів, що випускаються.

За завданням хід поршня має становити щонайменше 130 мм. Вивчивши номенклатуру гідроциліндрів, що випускаються, вибираю домкрат двосторонньої дії моделі ДГ50Г300 [12]. Технічні характеристики:

Хід, мм – 300.

Діаметр поршня, мм – 100.

Нарізка на корпусі – М127х2/30.

Робочий об'єм, см³ – 2400.

Нарізка на штоку – М52х2/25.

Маса, кг – 41,1.

3.3 Проектування насосно-моторної групи

Визначаю перепад тиску на гідроциліндрі в поршневій робочій порожнині:

$$\Delta P = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot D^2 \cdot \eta_{\text{мех}}^{\text{II}}} \text{ МПа}, \quad (3.3)$$

де $\eta_{\text{мех}}^{\text{II}}$ – механічний ККД гідроциліндра, рівний 0,96;

$F = 300000 \text{ Н}$ – зовнішнє навантаження (згідно навантаження);

$$\Delta P = \frac{4 \cdot 300000}{\pi \cdot 0,1^2 \cdot 0,96} = 39808917 \text{ Па} = 39,808 \text{ МПа}.$$

Вибираємо як насос двоступеневий насосний агрегат DVP-05-H700-L130-H2-L6,1 [11], з такими технічними характеристиками:

- 1) Тиск поршневого насоса – 700 бар.
- 2) Тиск шестеренного насосу – 130 бар.
- 3) Робочий об'єм поршневого насосу – 2 см³/об.
- 4) Робочий об'єм шестеренного насосу – 6,1 см³/об.

Зробимо розрахунок подачі вибраного насоса, попередньо вибравши в якості електродвигуна АИР100L4 ([10]), якщо робочий хід запресування

становить 15 см. Якщо діаметр поршня преса 100 мм, то об'єм камери, яку необхідно заповнити рідиною під час запресування, становить

$$V_k = \frac{3,14 \cdot 10^2}{4} \cdot 15 = 1178 \text{ см}^3.$$

При даних об'ємних постійних двоступінчастого насоса та частоти обертання електродвигуна визначаємо, що подача ступеня високого тиску становить

$$Q_{H1} = 1410 \cdot 2 \cdot 10^{-6} = 2820 \text{ см}^3/\text{хв} (4,7 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с}).$$

Подача ступені низького тиску:

$$Q_{H2} = 1410 \cdot 6,1 \cdot 10^{-6} = 8601 \text{ см}^3/\text{хв} (14,335 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с}).$$

Відповідно, заповнення поршневої камери при запресовці займе час:

$$t_3 = \frac{1178 \cdot 60}{2820} = 25,08 \text{ с}, \quad (3.4)$$

А швидкість запре совки складе:

$$v_{\text{запр}} = \frac{150}{25,08} = 5,981 \text{ мм/с}.$$

Потужність при тиску 43 МПа і подачі 2,9л/хв буде рівна:

$$N_1 = Q_{H1} \cdot p_1 / \eta = 4,7 \cdot 10^{-5} \cdot 43 \cdot 10^6 / 0,85 = 2378 \text{ Вт}. \quad (3.5)$$

Потужність при тиску 13 МПа і подачі 8,845 л/хв буде рівна:

$$N_2 = Q_{H2} \cdot p_2 / \eta = 14,335 \cdot 10^{-5} \cdot 13 \cdot 10^6 / 0,85 = 2192 \text{ Вт}. \quad (3.6)$$

Потужність приводного двигуна повинна лежати в межах:

$$N = (1,1 \dots 1,3) \cdot N_{\text{ном}} = (1,1 \dots 1,3) \cdot 2443 = 2687 \dots 3176 \text{ Вт}. \quad (3.7)$$

За умовами роботи та способом встановлення (на спеціальну монтажну плиту фланцевим приєднанням) вибираємо електродвигун АІР100L4 ([10]) виконання ІМ2081 з комбінованим фланцем з такими технічними характеристиками:

- 1) Потужність, кВт – 4.
- 2) Напруга мережі, В – 220/380.
- 3) Частота обертання, об/хв – 1410.
- 4) Маса, кг – 37.

Номінальний крутний момент на валу електродвигуна

$$M_{\text{ном}} = 9550 \cdot \frac{N_{\text{дв}}}{n_{\text{дв}}} = 9550 \cdot \frac{4}{1410} = 27,09 \text{ Н}\cdot\text{м.} \quad (3.8)$$

Зробимо уточнення дійсної подачі вибраного насоса після остаточного вибору електродвигуна. Робочий хід запресування становить 150 мм. Якщо діаметр поршня преса 100 мм, то об'єм камери, яку необхідно заповнити рідиною під час запресування, становить 1178 см³. При даних об'ємних постійних двоступінчастого насосу і частоти обертання електродвигуна визначаємо, що подача ступеня високого тиску становить 2820 см³/хв (м³/с) і низького тиску 8601 см³/хв (м³/с). Отже, заповнення поршневої камери при запресуванні займе 25,08 сек, а швидкість запресування становитиме 5,981мм/сек.

3.4 Вибір основної і допоміжної гідроапаратури

3.4.1 Вибір основних гідроапаратів і манометрів

Основними вимогами при виборі параметрів гідроапаратів є забезпечення надійної роботи гідроприводу протягом установленого ресурсу та відповідність режимів роботи гідрообладнання в конкретній гідросистемі його параметрам, зазначеним у технічних характеристиках. Всі гідроапарати

підбираються за номінальним тиском $p_{ном}$ та номінальною витраті $Q_{ном}$ в лінії, на якій встановлений гідроапарат (за завданням).

Вибираю як МН1, для вимірювання номінального тиску під час робочого ходу, манометр енергас GP10S [12]. Його характеристики:

- 1) Максимальний робочий тиск – 700 бар.
- 2) Точність, процент повної шкали 1.

Як МН2, для вимірювання тиску на зливальній лінії, вибираю манометр PE351614LF [12]. Його характеристики:

- 1) Максимальний робочий тиск – 16 бар.
- 2) Клас точності – 1,6.

Як гідророзподільник високого тиску обрано – DSV700-4/3-01-A [11]. Його характеристики:

- 1) Прохідний діаметр – 6мм.
- 2) Максимальний тиск – 700 бар.
- 3) Максимальна витрата – 35 л/хв.
- 4) Втрата тиску при номінальній витраті – 0,2 МПа.
- 5) Маса – 1,7 кг.

Запобіжний клапан високого тиску обрано – DRV-700-01 [11]. Його технічні характеристики:

- 1) Прохідний діаметр – 6мм.
- 2) Максимальний тиск – 700 бар.
- 3) Максимальна витрата, 35 л/хв.
- 4) Втрата тиску при номінальній витраті – 0,2МПа.
- 5) Маса – 1,7 кг.

3.4.2 Вибір допоміжних пристроїв

Обрано давач тиску – енергас IC51 [12] з такими характеристиками:

- 1) Максимальний тиск – 515 бар.
- 2) Мінімальний тиск – 205 бар.
- 3) Точність – 2%.

4) Вага – 0,5 кг.

Давач тиску ISP-060/CE [11] (за схемою ДД2) має такі технічні характеристики:

- 1) Тиск налаштування – 0...60 бар.
- 2) Тиск руйнування – 400 бар.
- 3) Точність – 2%.
- 4) Маса, 50м.

Показчик рівня мастила суміщений з термометром FSA-127-1.X/FT200/10 [18]. Його характеристики:

- 1) Міжосьова відстань – 127 мм.
- 2) Приєднувальна нарізка – М10.
- 3) Діапазон вимірювання температури, 20...100 °С.
- 4) Маса – 0,3кг.

Двоходовий кутовий вентиль 10-12NFD з максимальним робочим тиском 689 бар [11].

При роботі гідросистеми рідина постійно засмічується через проникнення в систему сторонніх домішок ззовні, а також продуктами зносу деталей системи та продуктами окиснення мастила. Тонкість фільтрації робочої рідини визначається технічними вимогами з експлуатації насосів, гідромоторів та іншого обладнання, що застосовується в гідроприводі. Типорозмір фільтра вибирають виходячи з пропускної здатності, а також номінального тиску.

Вибираю фільтр заливний ФЗ-25/160УХЛ4 [11]. Даний фільтр призначений для очищення робочої рідини при заливі в гідробак, а також для компенсації різниці тиску між повітрям бака і атмосферним повітрям, викликаним коливанням рівня мастила, а також фільтрацією повітря. Технічні характеристики фільтра ФЗ-25/160УХЛ4:

- 1) Умовний прохід – 25 мм.
- 2) Тонкість фільтрації – 160 мкм.
- 3) Температура робочої рідини – 0...80°С.

В напірній лінії буде використаний фільтр STR 045-1 G1 [12] з такими технічними характеристиками:

- 1) Максимальна витрата – 70 л/хв.
- 2) Номінальний перепад – 20 кПа.
- 3) Тонкість фільтрації – 45 мкм.
- 4) Маса – 0,15 кг.

Фільтр зливний (Ф2) обраний моделі – HL101 [12]. Його технічні характеристики: тонкість фільтрації – 10 мкм; перепад тиску – 5 бар.

3.5 Проектування гідробаку

Проектований гідробак повинен бути складальною одиницею, і складатися з корпусу і кришки, яка є монтажною поверхнею для насосно-моторної групи, блоку управління та додаткового обладнання та корпусу гідробака, який є монтажною поверхнею для кришки в зборі, а так ж інших елементів гідросистеми.

3.5.1 Проектування гідроблоку керування

Блок керування (рисунок 3.2) представляє собою плиту в зборі з апаратурою, яка монтується на кришці баку.

З насоса в плиту підводиться напірна лінія, по якій рідина через запобіжний клапан надходить у розподільник, і потім, залежно від схеми розподілу, поршневу або штокову порожнину *ГЦ*. У напірну та зливну лінії підключено манометр. Для захисту від стрибків тиску манометри підключені до ліній через вентилі.

Для підключення давачів тиску до ліній використовуються трійники. Виходи до поршневої та штокової порожнини *ГЦ* мають косинці. Лінія зливу як наскрізний отвір має заглушку для здійснення правильної схеми розподілу рідини.

Виконаємо розробку 3D-моделі гідро плити та блоку за монтажною схемою (див. рисунки 3.3 – 3.4).

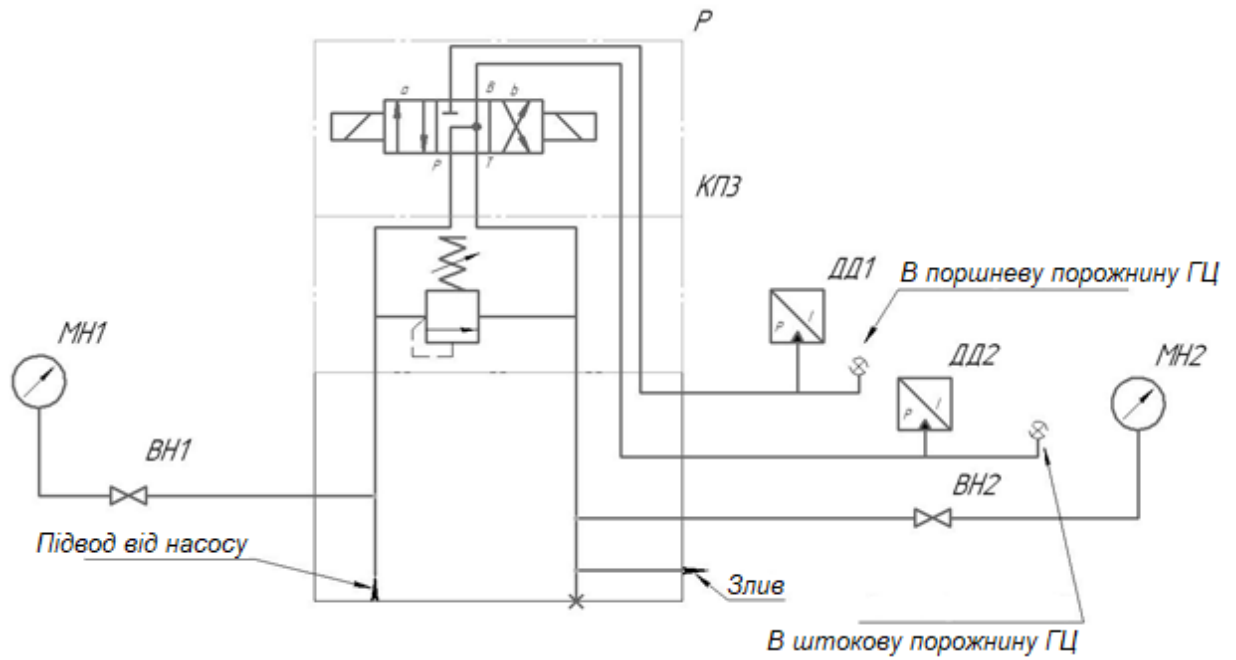


Рисунок 3.2 – Монтажна схема гідроблоку керування

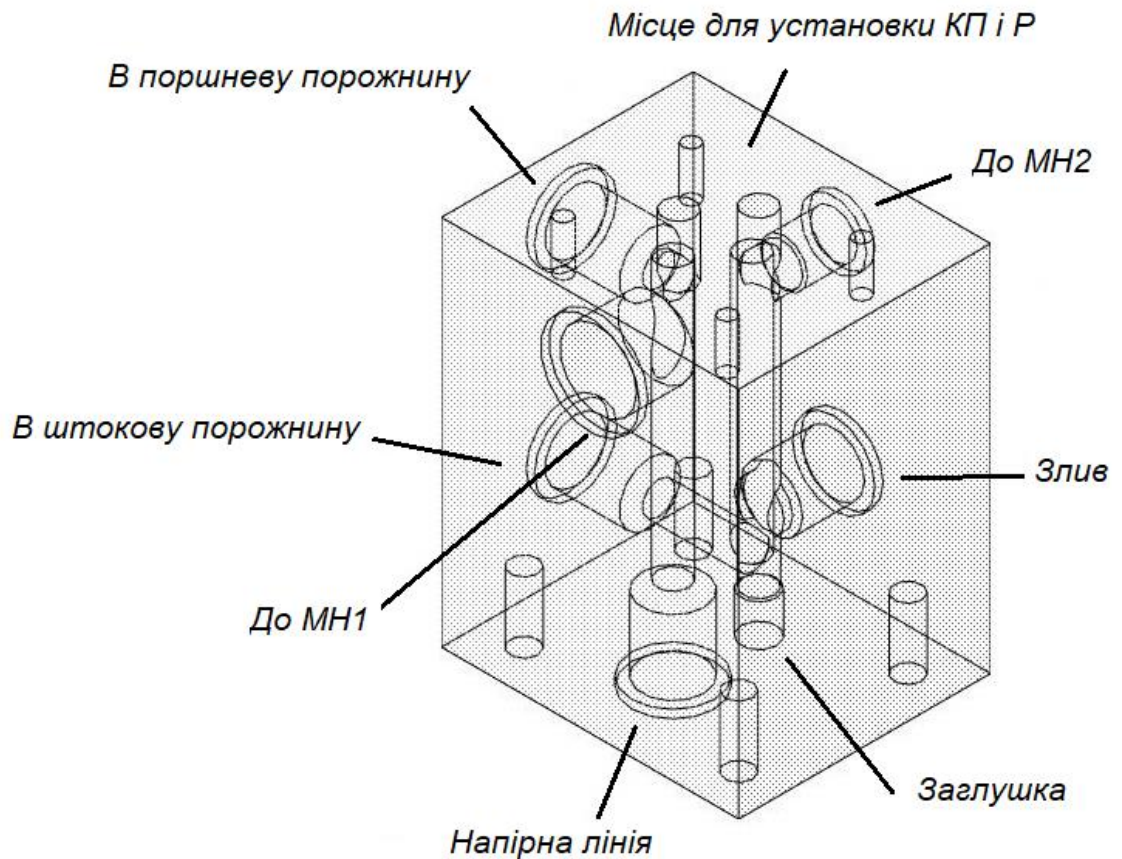


Рисунок 3.3 – Гідроплита

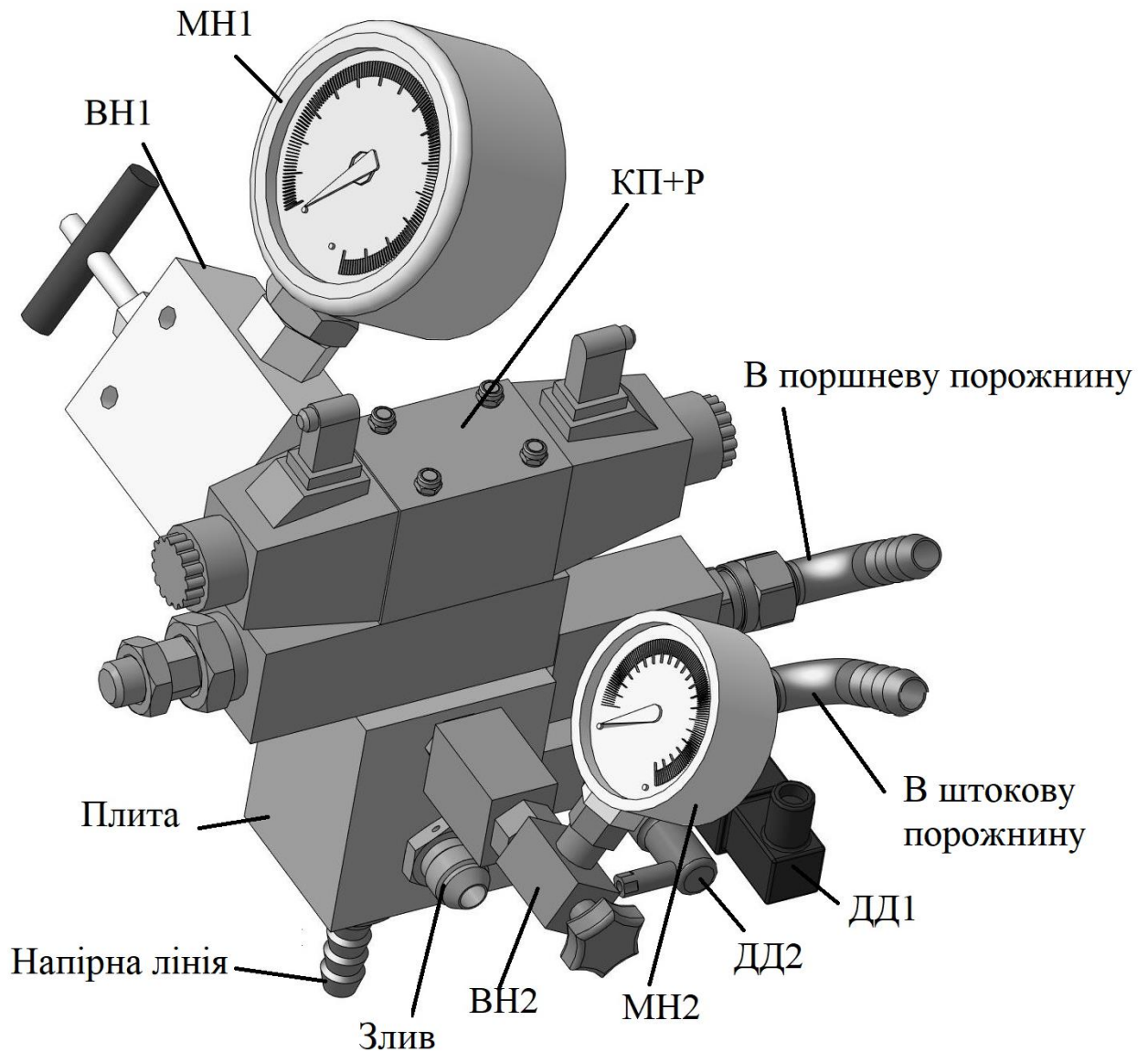


Рисунок 3.4 – Гідроблок керування

3.5.2 Компановка кришки гідробаку

Кришка гідробаку повинна мати посадкове місце для електродвигуна АІР100L4, а зі зворотного боку – для спеціального фланця 05-РСF-110. Даний фланець призначений для закріплення насоса DVP-05-H700-L130-H2-L6,1 на кришці бака співвісно з електродвигуном, так як вал насоса з'єднаний з валом електродвигуна муфтою жорсткої 05-РСС-03.

Обраний насос занурювального типу, ущільнення в місцях негерметичних з'єднань не потрібні. Місце, що вимагає ущільнення – це місце з'єднання електродвигуна з плитою. Також на кришці бака передбачено місце для встановлення заливного фільтра та гідроблоку управління (рисунок 3.5).

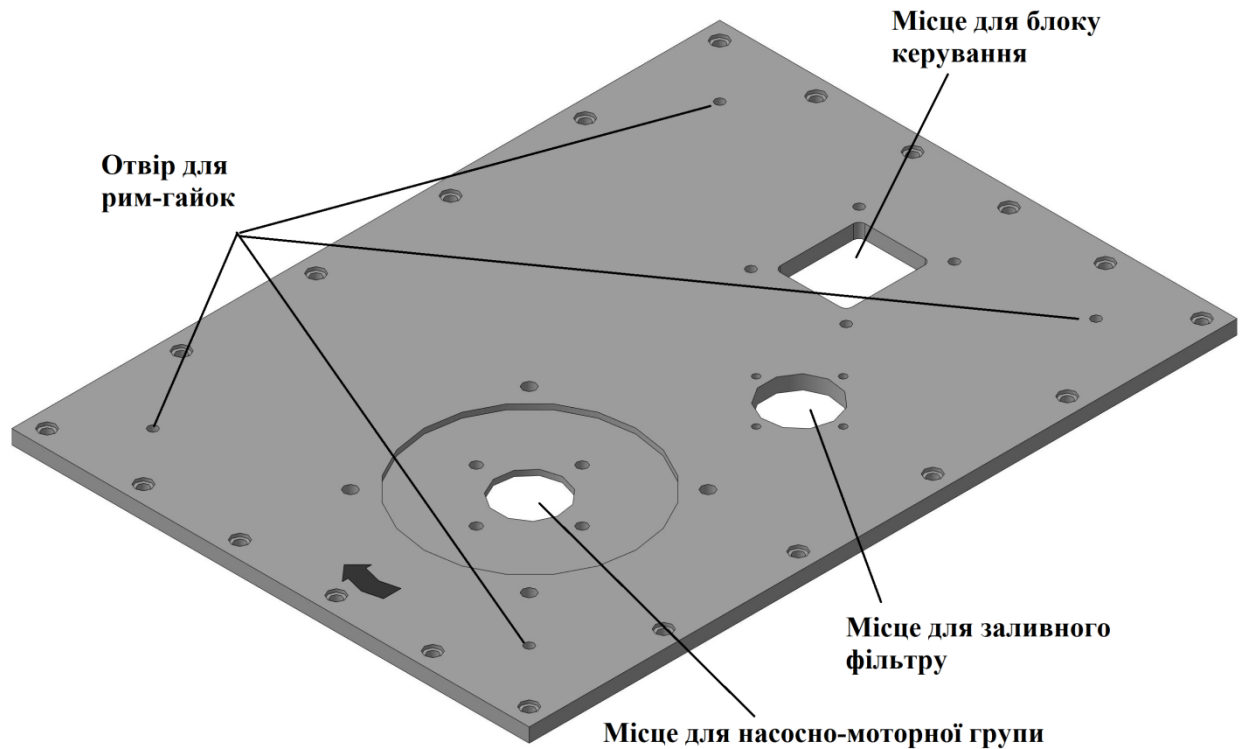


Рисунок 3.5 – Кришка гідробаку

Насосний агрегат на всмоктувальній лінії має фільтр, а напірна лінія з насоса йде в плиту гідроблок управління. Для з'єднання використовується PVC-12-4SP-G3/8-550-90-0. Заливний фільтр і гідроблок управління монтується на бобишку і проміжну плиту відповідно (для зменшення витоків використовуються гумові прокладки), які монтується на кришці бака. Для забезпечення можливості транспортування та для зручності складання на ринку передбачені отвори для кріплення рим-гайок.

Для кріплення елементів конструкції кришки бака та агрегатів гідросистеми приводу використовується гвинтове з'єднання спільно з

гроверними шайбами (для гасіння коливань та запобігання самовідгвинчуванню).

Виконаємо розробку 3D-моделі кришки у зборі (рисунок 3.6)

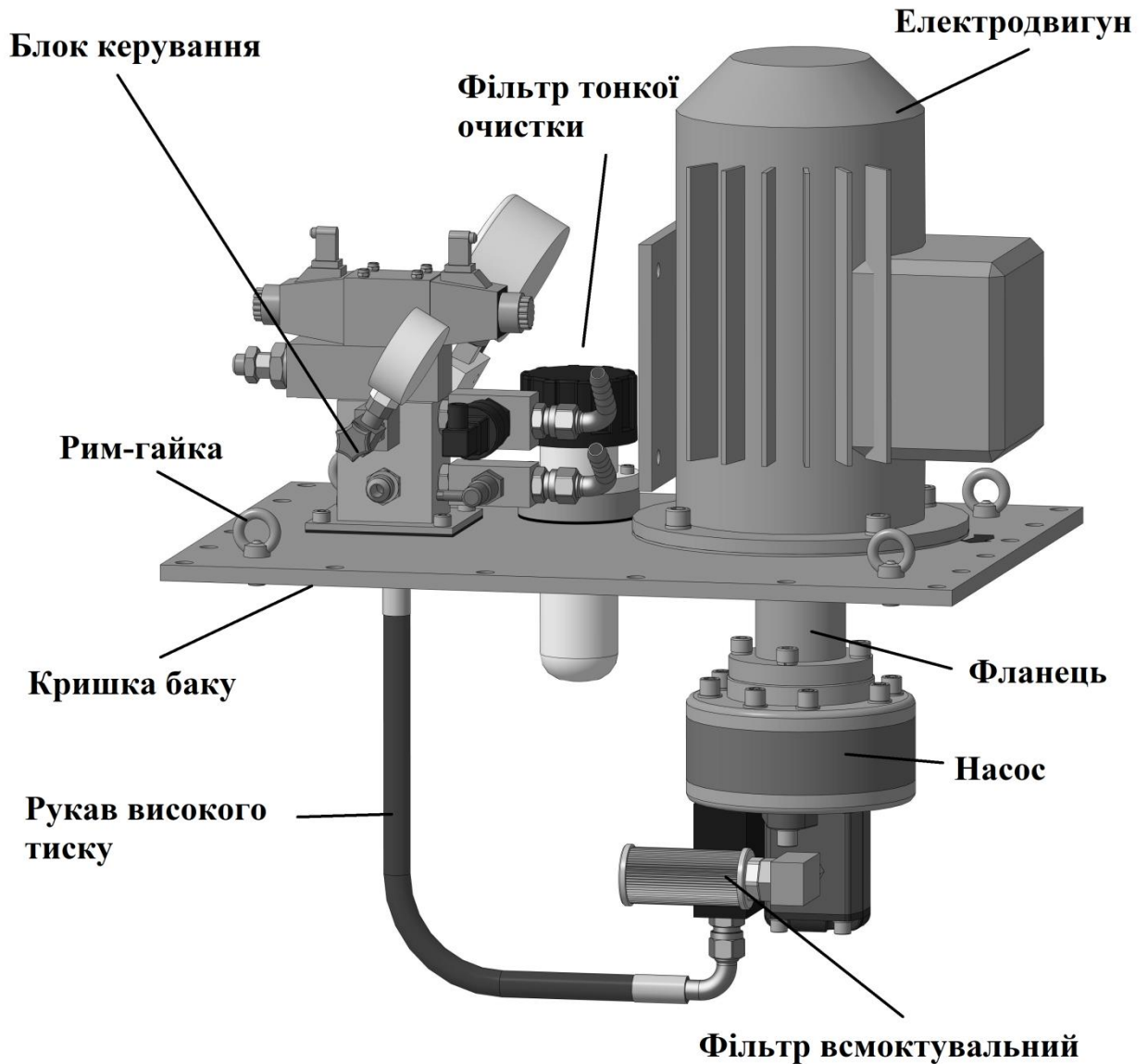


Рисунок 3.6 – Кришка гідробаку

3.5.3 Розрахунок об'єм гідробаку

Місткість гідробаку W повинна відповідати його основному функціональному призначенню: розміщення об'єму робочої рідини, необхідного для заповнення гідросистеми, і приймається в 1,5-2 рази більше

сумарного внутрішнього об'єму всіх елементів гідроприводу, але не менше і не більше 1-3 хвилинної подачі насоса [12].

Виконаємо розрахунок мінімально допустимого обсягу гідробака:

$$W = (1...3) \cdot Q_H = (1...3) \cdot 11,42 = 11,42...34,26 \text{ л.} \quad (3.9)$$

Остаточну місткість гідробака приймаємо рівним 63 л за ГОСТ 12448-80 [11] для зручності монтажу обладнання та гідроапаратів на кришці бака, а також для більшої стійкості всієї конструкції у зборі.

3.5.4 Тепловий розрахунок насосної установки

Вся енергія, витрачена на подолання різноманітних опорів в гідроприводі, в кінцевому підсумку перетворюється на теплоту, поглинається робочою рідиною, що викликає її нагрівання і небажане зменшення в'язкості.

Температура мастила в гідробаку [11]:

$$t_M = t_B + \frac{E_{\text{пр}}}{\alpha \cdot \sqrt[3]{W_M^2 \cdot K_{\text{пр}}}}, \quad (3.10)$$

де t_M – температура навколишнього середовища, $^{\circ}\text{C}$;

α – коефіцієнт пропорційності;

W_M – об'єм мастила в гідробаці;

$K_{\text{пр}}$ – коефіцієнт теплопередачі від мастила в навколишнє середовище.

$$t_M = 20 + \frac{2378 - 300000 \cdot 0,006}{0,065 \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{2}{3} \cdot 63\right)^2 \cdot 12}} = 341,45 \text{ } ^{\circ}\text{C}.$$

Кількість тепла, що розсіюється гідробаком [11]:

$$E_{\text{бак}} = \Delta t_{\text{м}}^{\text{доп}} \cdot \alpha \cdot K_{\text{пр}} \cdot \sqrt[3]{W_{\text{м}}^2} = (40 - 20) \cdot 0,065 \cdot 12 \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{2}{3} \cdot 63\right)^2} = 188,5 \text{ Вт.} \quad (3.11)$$

Тепловий потік, що розсіюється теплообмінником:

$$E_{\text{тепл}} = E_{\text{пр}} - E_{\text{бак}} = (2378 - 1800) - 188,5 = 389,5 \text{ Вт.} \quad (3.12)$$

Вибирамо для розсіювання теплового потоку повітряний теплообмінник НУ01001 [11] з такими технічними характеристиками:

- | | |
|--|-------|
| 1) Максимальний розхід, л/хв | 40. |
| 2) Мінімальний розхід, л/хв | 10. |
| 3) Коефіцієнт теплорозсіювання, кВт/°С | 0,05. |
| 4) Перепад тиску номінальний, МПа | 0,2. |
| 5) Маса, кг | 6. |

3.5.5 Проектування корпусу гідробаку

Розміри бака та його форма мають велике значення, тому він, як і інші елементи гідросистеми, має бути спеціально спроектований відповідно до призначення. При проектуванні необхідно дотримуватись відповідних вимог [9]:

- 1) забезпечувати зручність монтажу та демонтажу гідроапаратів та трубопроводів;
- 2) легкий доступ до регуляторів та контролюючих пристроїв;
- 3) фільтри повинні розташовуватися вище рівня мастила в баку так, щоб їх можна було легко замінити без істотного витоку мастила;
- 4) заливні горловини мають бути доступні для обслуговування;

- 5) ніжки бака повинні бути висотою не менше 100 мм для кращого охолодження конструкції;
- 6) для збільшення здатності бака відокремлювати бруд і воду його дно має бути трохи нахилено;
- 7) зливний кран встановлюється так щоб всі забруднення могли бути легко злиті, тобто. у найнижчій точці бака;
- 8) мінімальний діаметр зливного отвору має бути не менше 25 мм;
- 9) повинні бути встановлені перегородки всередині бака, що розділяють зону зливу і всмоктування і для максимально можливої охолоджувальної дії;
- 10) для забезпечення легкості доступу до внутрішньої поверхні при щорічному чищенні бак повинен мати великі оглядові люки розміром понад 200 x 200 мм зі знімними кришками;
- 11) заливна горловина повинна бути піднята над поверхнею бака як мінімум на 20 мм, мати пропускну здатність до 20 л/хв і забезпечена сітчастим фільтром;
- 12) внутрішня порожнина бака має бути герметичною;
- 13) глибина зливної та дренажної лінії повинна бути нижче мінімального рівня рідини в баку на 4 ... 5 внутрішніх діаметрів трубопроводів, в той же час відстань від краю трубопроводу до дна бака не повинна бути менше 2х діаметрів трубопроводу. Це необхідно, щоб усунути спінювання в лінії повернення і запобігти затягуванню повітря в лінію всмоктування, особливо коли резервуар нахилиється в сторону;
- 14) встановлювати масловказівники на мініальному та максимальному рівні мастила в баку;
- 15) в бічних стінках потрібно передбачити отвори для транспортування бака з рідиною і без неї.

Вибираю кран кульовий приварний КШЗ 25-25 РБХС [12], з наступними параметрами:

1. Умовний діаметр D_y , мм: 25;

2. Умовний тиск p_y , МПа: 16...25;
3. Температура навколишнього середовища, °С -40...+50;
4. Температура робочого середовища, °С -70...+200;
5. Маса кг 1,2.

Зробимо розрахунок часу закінчення мастила через кульовий кран з умови закінчення рідини з бака при змінному напорі за формулою

$$t = \frac{8 \cdot W_m}{\mu \cdot \pi \cdot D^2 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H}}, \quad (3.13)$$

де $W_m = \frac{2}{3} \cdot W = \frac{2}{3} \cdot 63 = 42$ л – об'єм мастила в гідробаці;

$D = B = 25$ мм – прохідний діаметр кульового крана;

H – висота рівня мастила в баці;

μ – коефіцієнт розходу, при витокі рідини з посудини в атмосферу через циліндричний насадок, приймаємо 0,8 [11].

$$t = \frac{8 \cdot 0,042}{0,8 \cdot 3,14 \cdot 0,025^2 \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 0,23}} = 100,7 \text{ с} \approx 1,7 \text{ хв.}$$

Як нагрівальний елемент вибираємо ТЕН 68610РК [12] потужністю 10 кВт.

Корпус гідробака – зварна конструкція, внутрішній об'єм 63 л. Дно бака для збирання та усунення забруднень виконується похилим у пропорції 1 мм ухилу на 50 мм довжини. Також у корпусі повинні бути передбачені місця для встановлення термометра з масловказівником, ТЕНу, для входу зливного трубопроводу та місця під установку теплообмінника, фільтра, електрошкафчика, а також отвори для кріплення кришки бака.

Виконаємо розробку 3D-моделі гідробака (рисунок 3.7).

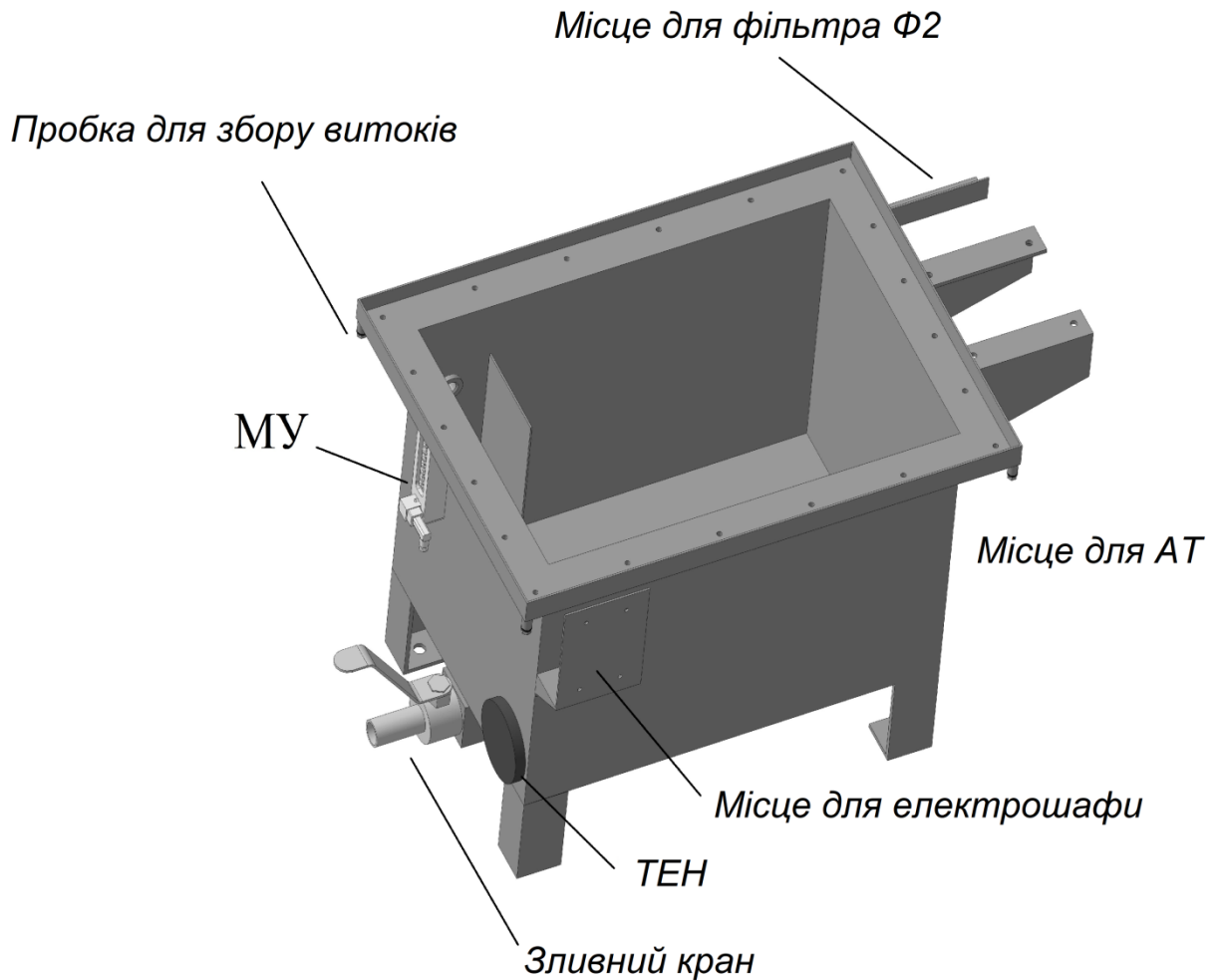


Рисунок 3.7 – 3-D модель розробленого гідробаку

3.6 Гідравлічний розрахунок трубопроводів

3.6.1 Розрахунок і вибір трубопроводів

Типорозмір будь-якого трубопроводу характеризується умовним проходом d_y , приблизно рівним внутрішньому діаметру труби d .

Попередній вибір умовного проходу трубопроводу здійснюється за допустимою швидкістю потоку робочої рідини $v_{дон}$ з урахуванням умовного проходу гідрообладнання, що з'єднується трубопроводом. Враховуючи рекомендацію РЕВ ВС 3644-72, що регламентує швидкість $v_{дон}$ потоків робочої рідини в трубопроводах, приймаємо:

- для всмоктувальних трубопроводів: $v_{дон} \leq 1,6$ м/с;
- для зливних трубопроводів: $v_{дон} = 2$ м/с;

– для напірних трубопроводів допустима швидкість $v_{доп}$ визначається робочим тиском у системі. Отже, приймаємо при тиску 39,8 МПа – $v_{доп} = 6$ м/с.

З метою зменшення кількості трубопроводів різного діаметру всі напірні трубопроводи робитимуть однаковими як і зливні.

Так як використовуваний насос занурювального типу, а фільтр, що всмоктує, підключений безпосередньо до всмоктувальної лінії насоса через косинець, то використання трубопроводів на всмоктувальній лінії не потрібно.

Визначаю діаметр напірного трубопроводу з витратою 11,42 л/хв та тиском 43 МПа за формулою

$$d_n = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_n}{\pi \cdot v_{доп}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 11,42}{3,14 \cdot 6 \cdot 60000}} = 0,0064 \text{ м.} \quad (3.14)$$

Приймаємо як напірний трубопровод по приєднувальних розмірах насоса рукава високого тиску з внутрішнім діаметром 11,2 мм. Рукави високого тиску проєктуємо як складальну одиницю з наступних деталей [11]:

1. ніпель кутовий G 3/8”;
2. гайка на штуцер G 3/8”;
3. штуцер кінцевий G 3/8”;
4. прокладання;
5. рукав;
6. ніпель G 3/8”;
7. гайка на штуцер G 3/8”;
8. штуцер кінцевий G 3/8”;
9. прокладання.

Маркування РВТ згідно з ТУ РБ 37414127.001-97: РВД-12-4SP-G3/8-650-90-0.

Визначаю справжню середню швидкість у трубопроводі за формулою

$$v_{\text{нап}} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d^2} = \frac{4 \cdot 11,42}{3,14 \cdot 60000 \cdot 0,0112^2} = 1,93 \text{ м/с.} \quad (3.15)$$

Визначаємо діаметр зливного трубопроводу з витратою 11,42 л/хв та тиском 1 МПа за формулою

$$d_c = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot v_{\text{доп}}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 11,42}{3,14 \cdot 2 \cdot 60000}} = 0,011 \text{ м.} \quad (3.16)$$

Округлюємо це значення до найближчого більшого за ГОСТ 16516-80 $d_3 = 12 \text{ мм}$.

Мінімально допустима товщина стінки δ_4 трубопроводу визначаємо за формулою

$$\delta_3 = \frac{d_c \cdot K}{2 \cdot \left(\frac{\sigma_p}{P_{\text{сл}}} - 1 \right)} = \frac{12 \cdot 3}{2 \cdot \left(\frac{190}{1} - 1 \right)} = 0,09 \text{ мм.} \quad (3.17)$$

Приймаємо трубу сталеву безшовну за ГОСТ 8734-75 із зовнішнім діаметром 12 мм та товщиною стінки 0,4 мм.

Визначаю справжню середню швидкість у трубопроводі за формулою

$$v_{\text{сл}} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d^2} = \frac{4 \cdot 11,42}{3,14 \cdot 60000 \cdot 0,0112^2} = 1,93 \text{ м/с.} \quad (3.18)$$

Зливна лінія складається з 3-х трубопроводів:

– 3 гідроблоку управління теплообмінник.

- 3 теплообмінника у зливний фільтр.
- 3і зливного фільтра в бак.

Проектуємо зливний трубопровід із гідроблоку в теплообмінник як складальну одиницю [12]:

- Дві гайки накидні 12-22 ГОСТ 13957-74.
- Прохідник кутовий G1/2.
- Кільце 018-024-30-2-2 ГОСТ 9833-73.
- Труба сталева безшовна.

$$\frac{12 \times 04 \times 615 \text{ГОСТ}8734 - 75}{\Gamma 10 \text{ГОСТ} 8733 - 74}$$

Проектуємо зливальний трубопровід з теплообмінника в зливний фільтр як складальну одиницю. [12]:

- Дві гайки накидні 12-22 ГОСТ 13957-74.
- Прохідник кутовий G1/2.
- Прохідник кутовий G3/4.
- Кільце 018-024-30-2-2 ГОСТ 9833-73.
- Кільце 026-032-40-2-2 ГОСТ 9833-73.
- Труба стальна безшовна

$$\frac{12 \times 04 \times 230 \text{ГОСТ}8734 - 75}{\Gamma 10 \text{ГОСТ} 8733 - 74}$$

Проектуємо зливальний трубопровід із зливного фільтра в бак як складальну одиницю з [12]:

- Дві гайки накидні 12-22 ГОСТ 13957-74.
- Прохідник кутовий G3/4.
- Прохідник кутовий G3/8.
- Кільце 026-032-40-2-2 ГОСТ 9833-73.

- Кільце 013-019-30-2-2 ГОСТ 9833-73.
- Труба стальна безшовна

$$\frac{12 \times 04 \times 540 \text{ГОСТ}8734 - 75}{\Gamma 10 \text{ГОСТ} 8733 - 74}$$

У корпусі гідробака передбачено отвір для кріплення бобишки, в яку монтується прохідник зливного трубопроводу. У середині бака на зворотний бік бобишки монтується зливний патрубок. Проектуємо зливальний патрубок як складальну одиницю:

- Гайка накидна 12-22 ГОСТ 13957-74.
- Прохідник кутовий G3/8.
- Кільце 013-019-30-2-2 ГОСТ 9833-73.
- Труба стальна безшовна

$$\frac{12 \times 04 \times 175 \text{ГОСТ}8734 - 75}{\Gamma 10 \text{ГОСТ} 8733 - 74}$$

3.7 Проектування монтажної схеми трубопроводів

Трубопроводи є важливою частиною всієї гідравлічної системи. Вони енергія рідини передається великі відстані. Трубопроводи повинні витримувати високі тиски, пульсацію та вібрації яким піддається система [11].

Система трубопроводів – це з'єднувальні трубопроводи між гідравлічними агрегатами та споживачами. При проектуванні системи трубопроводів виходять з певних діаметрів і з наявних у звичайній продажі трубопроводів і сполучних елементів для них.

При проектуванні необхідно враховувати прокладання трас їх доступність і безпеку. При проектуванні систем трубопроводів повинні

враховуватися наступні аспекти: величину тиску; величину швидкостей; зовнішні фактори; чистоту; можливості огляду, монтажу та демонтажу; безпека, що запобігає пошкодженню; наявність контрольних пристроїв; якість матеріалів; кріплення.

Для зменшення можливості скупчення механічних забруднень і виключення залишків технологічних забруднень гідролінії необхідно робити плавними, без різких вигинів, переходів і глухих камер, а їх внутрішні поверхні обробляти дуже чисто, іноді вдаючись до полірування. Іноді за умовами компонування застосовують різкі згинання каналів у вигляді Г-подібних штуцерів і складних свердлінь у корпусі або різкі переходи від одного перерізу до іншого.

Приступаючи до монтажу трубопроводу, слід перевірити правильність вибору його діаметра; слід ретельно очистити трубопровід від окалини, бруду та іржі. Внутрішні поверхні повинні бути протравлені та промиті у спеціальних промивальних ваннах, просушені сухим стисненим повітрям та закупорені до початку встановлення в машину.

Скоби для кріплення труб слід встановлювати якомога ближче до колін або вигинів. Відстань між опорами чи скобами вибирають залежно від зовнішнього діаметра труби. До всіх елементів трубопроводу потрібно мати вільний доступ. Трубопроводи повинні від'єднуватись без зняття агрегатів. Гідравлічні трубопроводи слід проектувати без місцевих піднесень, щоб у них не збиралося повітря, а також без вигинів, що перешкоджають зливу рідини.

Схематичне зображення гідростанції (вигляд зверху) зображено на рисунку 3.8. Схематичне зображення гідростанції (вигляд спереду) та зливного патрубку зображено на малюнку 3.9 *а* і *б* відповідно.

Схематичне зображення гідростанції (вигляд зліва) зображено на рисунку 3.10. і на рисунку 3.11 вид спереди.

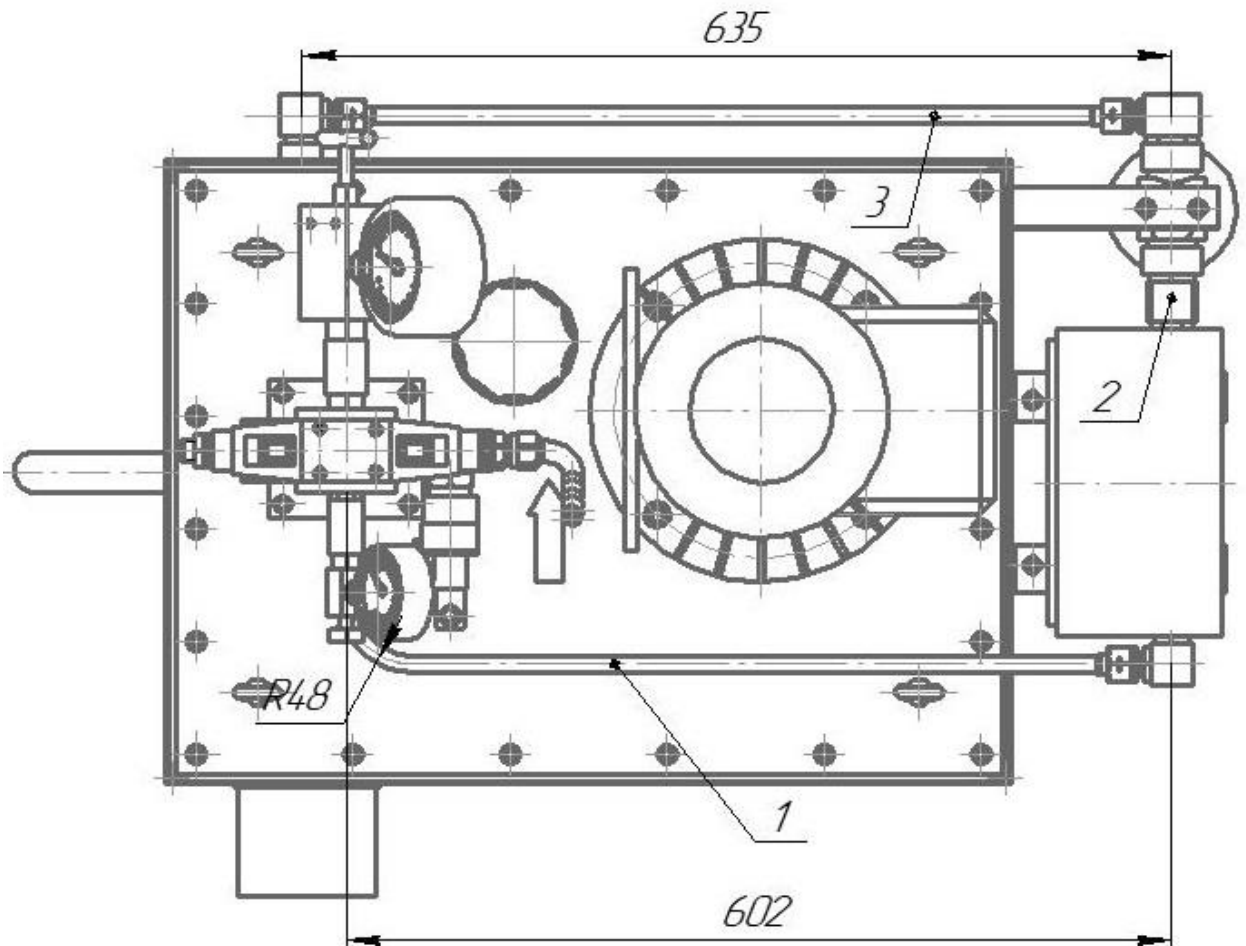


Рисунок 3.8 – Гідростанція, вид зверху

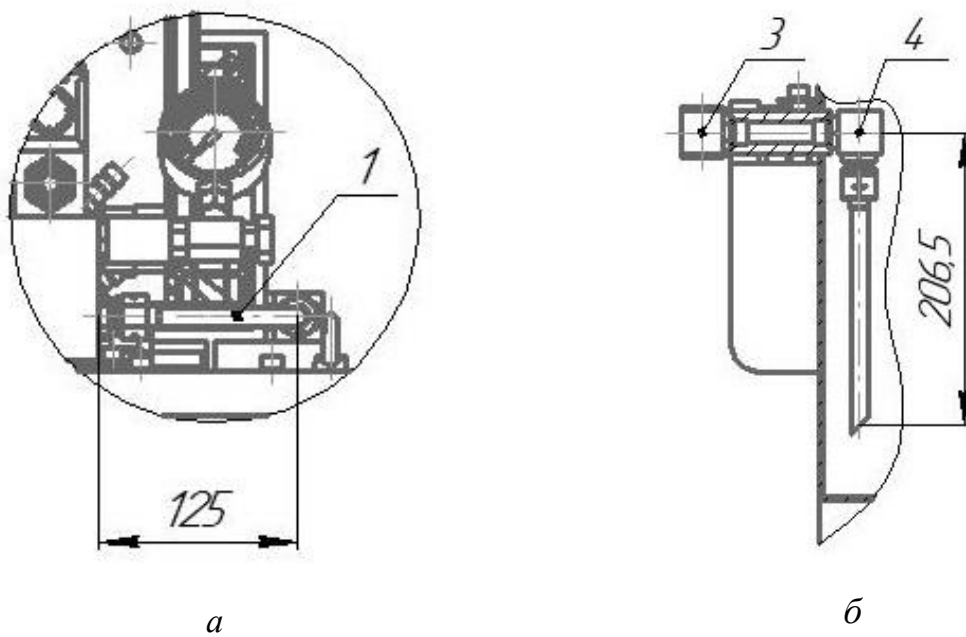


Рисунок 3.9 – Гідростанція, вид спереду (а) і зливний патрубок (б)

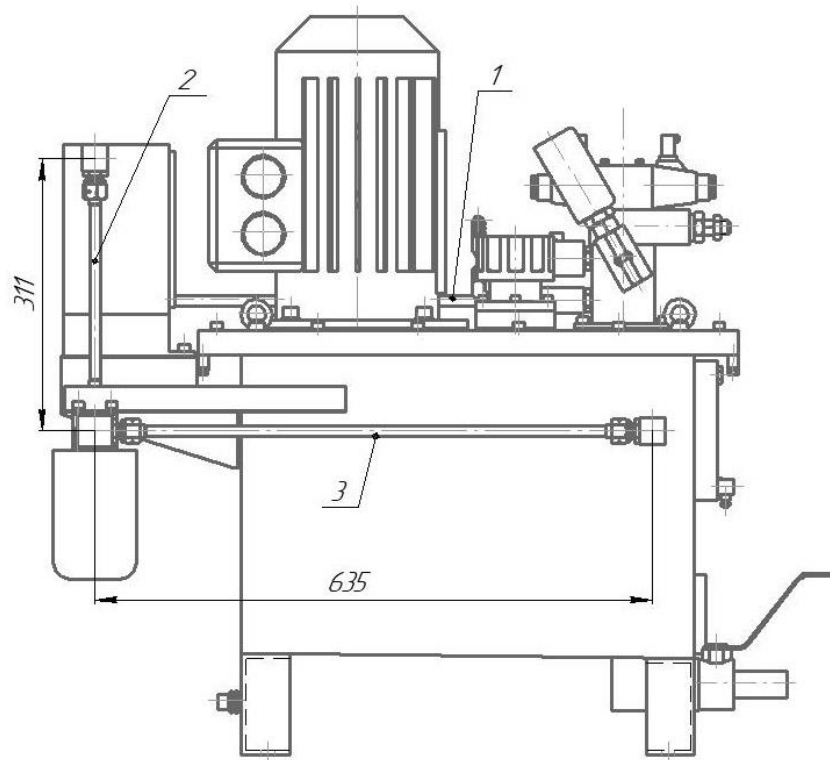


Рисунок 3.10 – Гідростанція, вид зліва

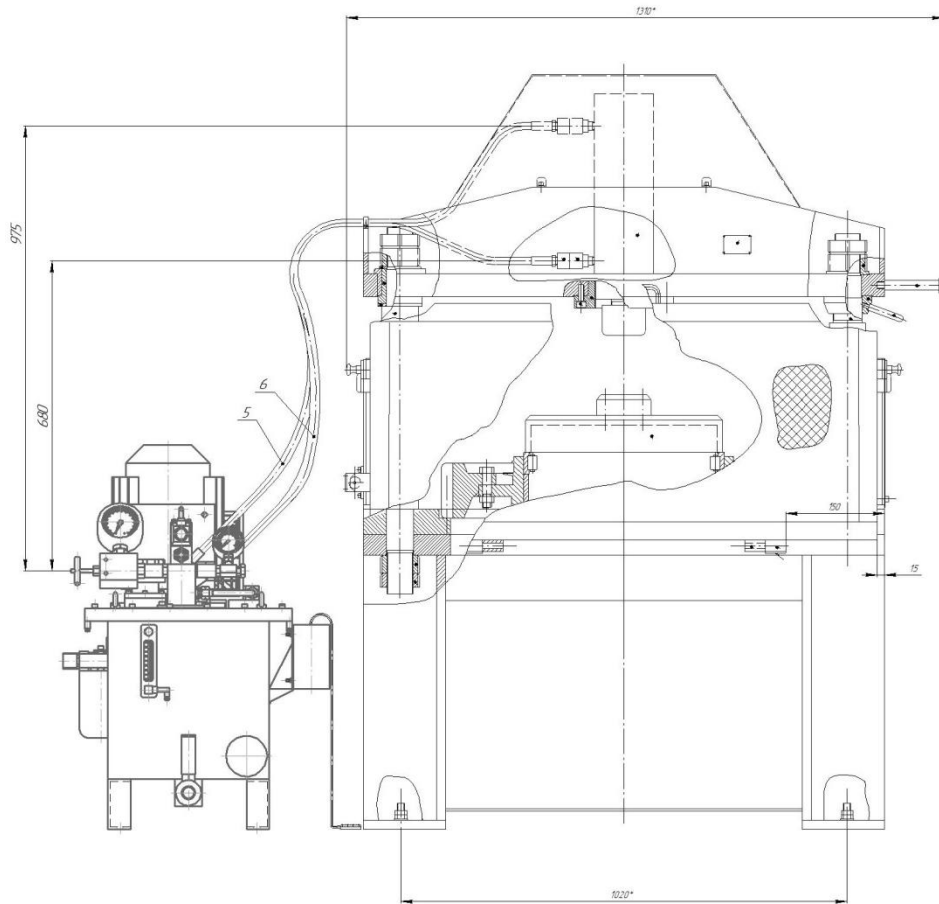


Рисунок 3.11 – Прес, вид спереду

Схематичне зображення преса (вид зверху) зображено на рисунку 3.12.

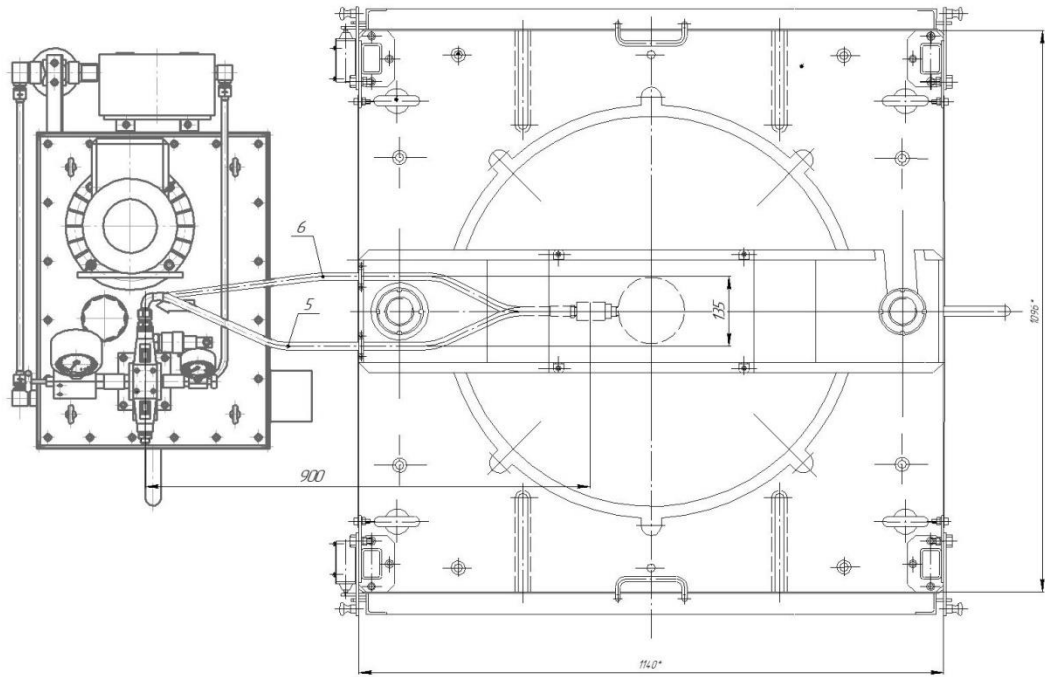


Рисунок 3.12 – Прес, вид зверху

Схематичне зображення напірного РВТ із насоса до монтажної плити гідроблоку управління зображено на рисунку 3.13.

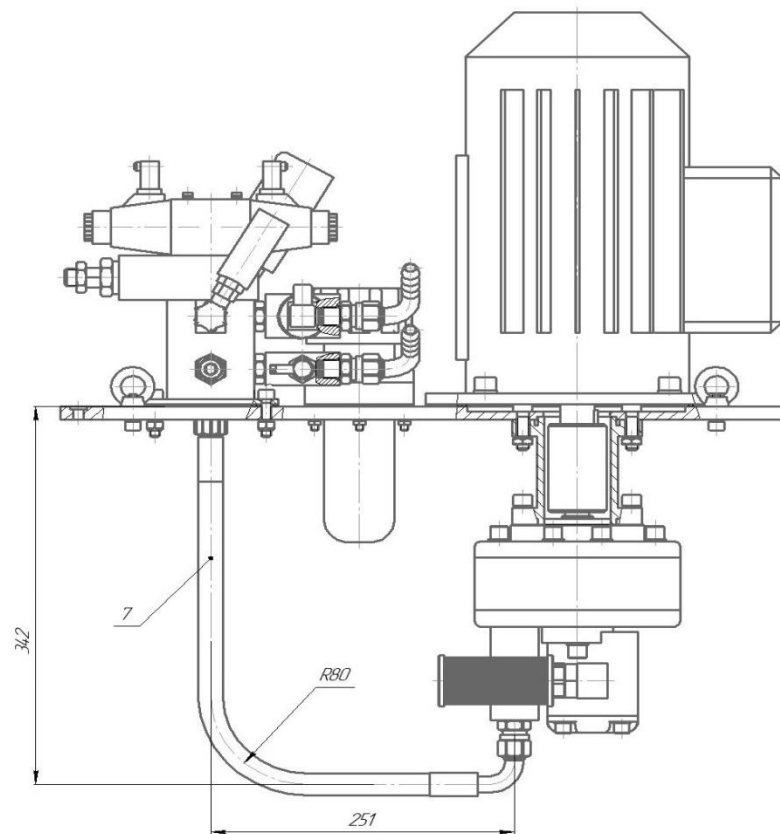


Рисунок 3.13 – РВТ-12-4SP-G3/8-650-90-0 з насосу в гідроблоці керування

На рисунках 3.8 – 3.13 позначено такі збірні одиниці:

- 1 – Зливний з гідроблоку керування в теплообмінний апарат (мм, м/с, мм).
- 2 – Зливний з теплообмінного апарата в зливний фільтр (мм, м/с, мм).
- 3 – Зливний із зливного фільтра в гідробак (мм, м/с, мм).
- 4 – Зливний патрубок (мм, м/с, мм).
- 5 – PBT-12-4SP-G3/8-1500-90-0 із гідроблоку керування в гідроциліндр (мм, м/с, мм).
- 6 – PBT-12-4SP-G3/8-1300-90-0 із гідроблоку управління в гідроциліндр (мм, м/с, мм).
- 7 – PBT-12-4SP-G3/8-650-90-0 з насоса в гідроблок керування (мм, м/с, мм).

3.8 Перевірочний розрахунок гідроприводу

Перевірочний розрахунок необхідний для уточнення основних параметрів і характеристик об'ємного гідроприводу та перевірки відповідності параметрів обраного гідроустаткування необхідним параметрам для виконання поставленого завдання.

Вихідними даними для перевірочного розрахунку є: параметри та технічні характеристики обраного гідроустаткування, а також результати попереднього розрахунку.

3.8.1 Визначення номінальної подачі і потужності насосу

Номінальна подача насосу визначається за формулою:

$$Q_n = \frac{V_n \cdot n_n \cdot \eta_{об.н}}{60}, \quad (3.19)$$

де V_n – робочий об'єм вибраного насосу, см³;

n_n – частота обертання вала насосу, об/хв;

$\eta_{об.н}$ – об'ємний ККД насосу.

$$Q_{н1} = \frac{V_{н1} \cdot n_n \cdot \eta_{об.н}}{60} = \frac{2 \cdot 10^{-6} \cdot 1410 \cdot 0,95}{60} = 4,465 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с} = 2,68 \text{ л/хв.}$$

$$Q_{н2} = \frac{V_{н2} \cdot n_n \cdot \eta_{об.н}}{60} = \frac{6,1 \cdot 10^{-6} \cdot 1410 \cdot 0,95}{60} = 1,362 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с} = 8,17 \text{ л/хв.}$$

Потужність при $p = 1,3$ МПа і подачі $Q_n = 10,85$ л/мин буде рівна

$$N_{ном1} = \frac{Q_n \cdot p}{\eta} = \frac{(4,465 \cdot 10^{-5} + 1,362 \cdot 10^{-4}) \cdot 1,3 \cdot 10^6}{0,85} = 276,59 \text{ Вт}, \quad (3.20)$$

Потужність при $p = 43$ МПа і подачі $Q_n = 2,68$ л/хв буде рівна

$$N_{ном1} = \frac{Q_n \cdot p}{\eta} = \frac{4,465 \cdot 10^{-5} \cdot 43 \cdot 10^6}{0,85} = 2259 \text{ Вт.}$$

3.8.2 Визначення втрат тиску на тертя у трубопроводах

При постійних значеннях в'язкості та швидкості потоку робочої рідини втрати тиску залежать від внутрішнього діаметра трубопроводу, його довжини та від числа та конструкції застосовуваних сполук.

Втрати тиску на тертя по довжині трубопроводу визначаються кожному i -м виділеному при проектуванні монтажної схеми ділянці трубопроводу.

Так як напірні трубопроводи виконані у вигляді рукавів високого тиску і мають значну довжину, то місцеві опори вважатимуться як 10% від втрат на тертя.

Втрати тиску на тертя по довжині трубопроводу залежать від режиму течії рідини, що визначається числом Рейнольдса

$$\text{Re}_i = \frac{v_i \cdot d_i}{\nu}, \quad (3.21)$$

де v_i – середня швидкість на i -ій ділянці трубопроводу, м/с;

d_i – прийнятий умовний діаметр i -ої ділянки трубопроводу, м.

Втрати тиску на тертя по довжині трубопроводу і на місцевих опорах визначаються за формулою

– для сталевих трубопроводів

$$\Delta P_i = \frac{\lambda_i \cdot l_i \cdot v_i^2 \cdot \rho}{2 \cdot d_i}, \text{ Па} \quad (3.22)$$

– для рукавів високого тиску

$$\Delta P_i = 1,1 \cdot \frac{\lambda_i \cdot l_i \cdot v_i^2 \cdot \rho}{2 \cdot d_i}, \text{ Па} \quad (3.23)$$

де λ_i – коефіцієнт гідравлічного тертя;

l_i – довжина i -ої ділянки трубопроводу, м;

Коефіцієнт гідравлічного тертя λ_i визначаються в залежності від режиму течії рідини:

– при ламінарному режимі течія робочої рідини $\text{Re}_i < 2320$:

$$\lambda_i = \frac{64}{\text{Re}_i}; \quad (3.24)$$

– при турбулентній течії робочої рідини $2320 < \text{Re}_i < 10^5$:

$$\lambda_i = \frac{0,3164}{\text{Re}_i^{0,25}}. \quad (3.25)$$

Так як ці розрахунки зручно проводити в будь-якій розрахунковій програмі, то виконуємо гідравлічний розрахунок та розрахунок втрат у програмі MathCad, а результати відобразимо в таблиці 3.1. Нумерація ділянок трубопроводів відповідає нумерації складальних одиниць у пункті 3.9.

Таблиця 3.1 – Результати розрахунку втрат

ГД	Ділянка ТП	d_i , мм	l_i , мм	v_i , м/с	Re_i	λ_i	Втрати тиску ΔP_i , Па	Сума втрат тиску $\sum \Delta P_{\text{тп}i}$, Па
Ц	1	11,2	615	1,93	1413	0,045	3974,89	33899,668
	2		230				1486,544	
	3		540				3490,147	
	4		175				1131,066	
	7		650				3910,257	
	8		1500				10664,338	
	9		1300				9242,426	

3.8.3 Визначення втрат тиску на тертя в гідроапаратах

Гідророзподільники, клапани, фільтри, теплообмінники та ін. Елементи гідроприводу є складними гідравлічними опорами і не піддаються аналітичному розрахунку.

Зазвичай перепад тиску на гідроапаратах визначають експериментально і вказують у технічних характеристиках на гідроапарат:

- Втрати на фільтрі всмоктувальному:

$$\Delta P_{\Phi 1} = 0,02 \text{ МПа.}$$

- Втрати на клапані запобіжному:

$$-\Delta P_{\text{КП}} = 0,2 \text{ МПа.}$$

- Втрати на розподільнику:

$$\Delta P_{\text{Р}} = 0,2 \text{ МПа.}$$

- Втрати на теплообміннику:

$$\Delta P_{\text{АТ}} = 0,2 \text{ МПа.}$$

- Втрати на фільтрі зливному:

$$\Phi 2 - \Delta P_{\Phi 2} = 0,5 \text{ МПа.}$$

Втрати тиску на гідроапаратах рівні:

$$\sum \Delta P_{\text{ГА}} = \Delta P_{\Phi 1} + \Delta P_{\text{Р}} + \Delta P_{\text{АТ}} + \Delta P_{\Phi 2}; \quad (3.26)$$

$$\sum \Delta P_{\text{ГА}} = 0,2 + 0,2 + 0,2 + 0,5 = 1,1 \text{ МПа.}$$

3.8.4 Визначення втрати тиску на місцевих опорах

Втрати тиску на місцевих опорах визначаються за формулою:

$$\Delta P_{\text{mci}} = \zeta_i \cdot \frac{v_i^2 \cdot \rho}{2}, \text{ Па}, \quad (3.27)$$

де ζ_i – коефіцієнт i -го місцевого опору; залежить від типу, геометричних розмірів та режиму руху рідини.

Як видно з монтажною схемою трубопроводів у розробленому гідроприводі є кілька видів місцевих опорів [11]:

- плавний поворот на 90° : $\zeta_{\text{п}} = 0,2$;
- просвердлений косинець: $\zeta_{\text{к}} = 2$;
- вхід у трубу при гострих кромках: $\zeta_{\text{вх}} = 1$;
- вихід з труби в бак при ламінарному режимі: $\zeta_{\text{вих}} = 2$;
- розширення труби при вході в фільтр, теплообмінний апарат або виході з них: $\zeta_{\text{вх}} = 0,9$;

Розрахунки зроблені в програмі MathCAD. Результати розрахунку зводяться до таблиці 3.2.

3.8.5 Визначення сумарних втрат тиску

Сумарні гідравлічні втрати складаються із втрат тиску на тертя по довжині трубопроводу, на місцевих опорах та на гідроапаратах і визначаються за формулою

$$\Delta P_{\text{пр}} = \sum \Delta P_{\text{тр}} + \sum \Delta P_{\text{ГА}} + \sum \Delta P_{\text{мс}}, \quad (3.28)$$

$$\Delta P_{\text{пр}} = 33899,668 + 1,1 \cdot 10^6 + 31640,044 = 1,166 \text{ МПа}$$

Таблиця 3.2 – Втрати тиску на місцевих опорах

ГД	Ділянка ТП	Тип опору	ζ	$v_i, \text{ м/с}$	Втрати тиску $\Delta P_i, \text{ Па}$	Сума втрат тиску $\sum \Delta P_{\text{мсі}}, \text{ Па}$
Ц	1	2 просверлених кутника	2	1,93	6391,928	31640,044
		1 плавний поворот на 90^0	0,2		319,596	
		розширення труби при вході в АТ	0,9		1438,184	
	2	2 просверлених кутника	2		6391,928	
		розширення труби при виході из АТ	0,9		1438,184	
		розширення при вході в фільтр	0,9		1438,184	
	3	2 просверлених кутника	2		6391,928	
		розширення при виході із фільтра	0,9		1438,184	
	4	1 просвердлений кутник	2		3195,964	
		вихід із ТП в Б при ламінарному режимі	2		3195,964	

Визначаємо потрібний тиск насоса при робочому ході за формулою

$$P_{\text{н}}^{\text{пот}} = P_{\text{ном}} + \Delta P_{\text{пр}} = 39,81 \cdot 10^6 + 1,366 \cdot 10^6 = 41,176 \cdot 10^6 \text{ Па.} \quad (3.29)$$

Так як максимально можливий тиск, створюваний насосним агрегатом, становить 70 МПа, що перевищує потрібне значення 41,176 МПа, то насосний агрегат обраний правильно.

3.9 Конструктивні заходи по зниженню шумності

У гідравлічних приводах шум створюється різноманітними джерелами передається кількома шляхами і випромінюється різними поверхнями. Як правило, гідроагрегати встановлюються окремо від робочої машини. Для з'єднання з гідродвигунами цих агрегатів служать трубопроводи. Основне джерело повітряного шуму – це насос, який до того ж генерує корпусний і рідинний шум.

Крім того, сам принцип подачі рідини насосом зумовлює постійний шум рідини у вигляді періодичних пульсацій тиску. Рідинний шум поширюється по всій системі труб. Ці коливання сприймає насос, і навіть всі послідовно включені елементи. Усі ці приймачі коливань випромінюють повітряний шум.

Гідроклапани також генерують повітряний, корпусний і рідинний шум. При перемиканні розподільників ходових клапанів потоки рідини загальмовуються чи прискорюються. При цьому виникають коливання тиску, що поширюються на установці у вигляді рідинного шуму. Клапани можуть генерувати високочастотні шуми, що шипають, обумовлені турбулентними і кавітаційними явищами в місцях дроселювання.

Зниження рівня звуку досягаємо: правильним вибором діаметра умовного проходу гідроапаратів, що забезпечує рекомендовані швидкості потоку рідини при максимальній подачі насосної установки; застосування гідроапаратури стикового монтажу.

У моєму випадку занурювальний насос і приводний електродвигун зібрані на загальній плиті, яку потім монтують на кришці бака з застосуванням гумових прокладок.

Складання коливань насоса, викликаних пульсацією витрати і тиску, з коливаннями електродвигуна, що є наслідком взаємодії магнітних сил, утворює коливання, що впливають рівень звуку і вібрацію насосної

установки. Для демпфування цих коливань застосовуємо сполучну муфту з пружним елементом.

Встановлюємо насос вертикально, зануривши його у рідину. Даний спосіб компонування насосного агрегату зменшує вібрацію, шум та покращує умови всмоктування насоса.

При виготовленні елементів гідроприводу застосовуємо плавні згини труб. Труби встановлюємо із зазором, який забезпечує зручність монтажу та відсутність дотиків.

4 ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА

4.1 Оцінювання комерційного потенціалу розробки

Проведення комерційного та технологічного аудиту має на меті оцінити потенціал розробки гідравлічного пристосування, призначеного для здійснення процесів встановлення та демонтажу підшипників тепловозів, з фокусом на поліпшенні техніко-економічних показників.

Для проведення технологічного аудиту було залучено трьох незалежних експертів з кафедри галузевого машинобудування Вінницького національного технічного університету: канд. техн. наук, професора Обертюха Р.Р., канд. техн. наук, доцента Слабкого А.В., канд. техн. наук, доцента Бакальця Д.В.

Для проведення технологічного аудиту було використано таблицю 4.1 [13] в якій за п'ятибальною шкалою використовуючи 12 критеріїв здійснено оцінку комерційного потенціалу.

Таблиця 4.1 – Рекомендовані критерії оцінювання комерційного потенціалу розробки та їх можлива бальна оцінка

Критерії оцінювання та бали (за 5-ти бальною шкалою)					
Кри-терій	0	1	2	3	4
Технічна здійсненність концепції:					
1	Достовірність концепції не підтверджена	Концепція підтверджена експертними висновками	Концепція підтверджена розрахунками	Концепція перевірена на практиці	Перевірено роботоздатність продукту в реальних умовах
Ринкові переваги (недоліки):					
2	Багато аналогів на малому ринку	Мало аналогів на малому ринку	Кілька аналогів на великому ринку	Один аналог на великому ринку	Продукт не має аналогів на великому ринку
3	Ціна продукту значно вища за ціни аналогів	Ціна продукту дещо вища за ціни аналогів	Ціна продукту приблизно дорівнює цінам аналогів	Ціна продукту дещо нижче за ціни аналогів	Ціна продукту значно нижче за ціни аналогів
4	Технічні та споживчі властивості продукту значно гірші, ніж в аналогів	Технічні та споживчі властивості продукту трохи гірші, ніж в аналогів	Технічні та споживчі властивості продукту на рівні аналогів	Технічні та споживчі властивості продукту трохи кращі, ніж в аналогів	Технічні та споживчі властивості продукту значно кращі, ніж в аналогів
5	Експлуатаційні витрати значно вищі, ніж в аналогів	Експлуатаційні витрати дещо вищі, ніж в аналогів	Експлуатаційні витрати на рівні експлуатаційних витрат аналогів	Експлуатаційні витрати трохи нижчі, ніж в аналогів	Експлуатаційні витрати значно нижчі, ніж в аналогів

Продовження табл. 4.1

Ринкові перспективи					
6	Ринок малий і не має позитивної динаміки	Ринок малий, але має позитивну динаміку	Середній ринок з позитивною динамікою	Великий стабільний ринок	Великий ринок з позитивною динамікою
7	Активна конкуренція великих компаній на ринку	Активна конкуренція	Помірна конкуренція	Незначна конкуренція	Конкуренція немає
Практична здійсненність					
8	Відсутні фахівці як з технічної, так і з комерційної реалізації ідеї	Необхідно наймати фахівців або витратити значні кошти та час на навчання наявних фахівців	Необхідне незначне навчання фахівців та збільшення їх штату	Необхідне незначне навчання фахівців	Є фахівці з питань як з технічної, так і з комерційної реалізації ідеї
9	Потрібні значні фінансові ресурси, які відсутні. Джерела фінансування ідеї відсутні	Потрібні незначні фінансові ресурси. Джерела фінансування відсутні	Потрібні значні фінансові ресурси. Джерела фінансування є	Потрібні незначні фінансові ресурси. Джерела фінансування є	Не потребує додаткового фінансування
10	Необхідна розробка нових матеріалів	Потрібні матеріали, що використовуються у військово-промисловому комплексі	Потрібні дорогі матеріали	Потрібні досяжні та дешеві матеріали	Всі матеріали для реалізації ідеї відомі та давно використовуються у виробництві
11	Термін реалізації ідеї більший за 10 років	Термін реалізації ідеї більший за 5 років. Термін окупності інвестицій більше 10-ти років	Термін реалізації ідеї від 3-х до 5-ти років. Термін окупності інвестицій більше 5-ти років	Термін реалізації ідеї менше 3-х років. Термін окупності інвестицій від 3-х до 5-ти років	Термін реалізації ідеї менше 3-х років. Термін окупності інвестицій менше 3-х років
12	Необхідна розробка регламентних документів та отримання великої кількості дозвільних документів на виробництво та реалізацію продукту	Необхідно отримання великої кількості дозвільних документів на виробництво та реалізацію продукту, що вимагає значних коштів та часу	Процедура отримання дозвільних документів для виробництва та реалізації продукту вимагає незначних коштів та часу	Необхідно тільки повідомлення відповідним органам про виробництво та реалізацію продукту	Відсутні будь-які регламентні обмеження на виробництво та реалізацію продукту

Таблиця 4.2 – Рівні комерційного потенціалу розробки

Середньоарифметична сума балів СБ, розрахована на основі висновків експертів	Рівень комерційного потенціалу розробки
0-10	Низький
11-20	Нижче середнього
21-30	Середній
31-40	Вище середнього
41-48	Високий

В таблиці 4.3 наведено результати оцінювання експертами комерційного потенціалу розробки.

Таблиця 4.3 – Результати оцінювання комерційного потенціалу розробки

Критерії	Прізвище, ініціали, посада експерта		
	Слабкий А.В	Обертюх Р.Р	Бакалець Д.В.
	Бали, виставлені експертами		
1	3	3	3
2	4	3	3
3	4	3	4
4	4	3	4
5	4	4	3
6	3	3	4
7	4	4	3
8	3	4	4
9	3	4	3
10	4	3	3
11	3	4	4
12	3	3	4
Сума балів	42	41	42
Середньоарифметична сума балів $\overline{СБ}$	$\overline{СБ} = \frac{\sum_1^3 СБ_i}{3} = \frac{42 + 41 + 42}{3} = 41,7$		

Середньоарифметична сума балів, розрахована на основі висновків експертів склала 41,7 балів, що згідно таблиці 4.2 вважається, що рівень комерційного потенціалу проведених досліджень є вище середнього.

Нова удосконалена конструкторська гідравлічного преса для встановлення та демонтажу підшипників маточини тепловозів буде актуальна для підприємств, які займаються ремонтом залізничної техніки.

Порівняємо нову розробку, яка розробляється в магістерській кваліфікаційній роботі з аналогами, які існують на ринку. В якості аналога для розробки було обрано Прес СДБУ-02. Основними недоліками аналога є вартість, низька технологічність. У розробці дана проблема вирішується використанням стандартизованих гідрофікованих елементів конструкції та введенням нових технічних рішень.

В таблиці 4.5 наведені основні техніко-економічні показники аналога і нової розробки.

Таблиця 4.5 – Основні параметри нової розробки та товару-конкурента

Показник	Варіанти		Відносний показник якості	Коефіцієнт вагомості параметра
	Базовий (товар-конкурент)	Новий (інноваційне рішення)		
1	2	3	4	5
Максимальний робочий тиск, МПа	24	43	1,8	35
Зусилля на штоці циліндра, кН	160	300	1,9	40
Напрацювання на відмову, год	3000	5000	1,7	15
Масо-габарити, кг	0,2	0,2	1	10

Проведемо оцінку якості продукції, яка є найефективнішим засобом забезпечення вимог споживачів та порівняємо її з аналогом.

Визначимо відносні одиничні показники якості по кожному параметру за формулами (4.1) та (4.2) і занесемо їх у відповідну колонку табл. 4.6.

$$q_i = \frac{P_{Hi}}{P_{Bi}} \quad (4.1)$$

або

$$q_i = \frac{P_{Bi}}{P_{Hi}} \quad (4.2)$$

де P_{Hi} , P_{Bi} – числові значення i -го параметру відповідно нового і базового виробів.

$$q_1 = \frac{43}{24} = 1,8;$$

$$q_2 = \frac{300}{160} = 1,9;$$

$$q_3 = \frac{5000}{3000} = 1,7;$$

$$q_4 = \frac{0,2}{0,2} = 1.$$

Відносний рівень якості нової розробки визначаємо за формулою:

$$K_{\text{я.в.}} = \sum_{i=1}^n q_i \cdot \alpha_i, \quad (4.3)$$

$$K_{\text{я.в.}} = 1,8 \cdot 0,35 + 1,9 \cdot 0,4 + 1,7 \cdot 0,15 + 1 \cdot 0,1 = 1,75$$

Коефіцієнт якості нової розробки перевищує одиницю, що свідчить про вищу якість порівняно з базовим конкуруючим товаром.

Наступним кроком є оцінка конкурентоспроможності товару, яка є ключовою для успішної позиції підприємства на ринку та визначає його прибутковість. Конкурентоспроможність товару визначається відповідністю його ринкових характеристик умовним параметрам конкретних потреб споживача. Ці параметри часто включають нормативні і технічні характеристики, а також вартість придбання та експлуатації товару.

В табл. 4.6 наведено технічні та економічні показники для розрахунку конкурентоспроможності нової розробки відносно товару-аналога, технічні дані взяті з попередніх розрахунків.

Таблиця 4.6 – Нормативні, технічні та економічні параметри нової розробки і товару-виробника

Показники	Варіанти	
	Базовий (товар- конкурент)	Новий (інноваційне рішення)
1	2	3
1. Нормативно-технічні показники		
Максимальний робочий тиск, МПа	24	43
Зусилля на штоці циліндра, кН	160	300
Напрацювання на відмову, год	3000	5000
Масо-габарити, кг	0,2	0,2
2. Економічні показники		
Ціна придбання, грн.	620000	980000

Загальний показник конкурентоспроможності інноваційного рішення (К) з урахуванням вищезазначених груп показників можна визначити за формулою:

$$K = \frac{I_{m.n.}}{I_{e.n.}}, \quad (4.4)$$

де $I_{m.n.}$ – індекс технічних параметрів; $I_{e.n.}$ – індекс економічних параметрів.

Індекс технічних параметрів є відносним рівнем якості інноваційного рішення. Індекс економічних параметрів визначається за формулою (4.6)

$$I_{e.n.} = \frac{\sum_{i=1}^n P_{Hei}}{\sum_{i=1}^n P_{Bei}}, \quad (4.5)$$

де P_{Hei} , P_{Bei} – економічні параметри (ціна придбання та споживання товару) відповідно нового та базового товарів.

$$I_{e.п.} = \frac{400000}{620000} = 1,58;$$

$$K = \frac{1,75}{1,58} = 1,1.$$

Зважаючи на розрахунки, можна зробити висновок, що нова розробка буде конкурентоспроможніше, ніж конкурентний товар.

4.2 Прогнозування витрат на виконання науково-дослідної роботи

Витрати, пов'язані з проведенням науково-дослідної роботи групуються за такими статтями: витрати на оплату праці, витрати на соціальні заходи, матеріали, паливо та енергія для науково-виробничих цілей, витрати на службові відрядження, програмне забезпечення для наукових робіт, інші витрати, накладні витрати.

1. Основна заробітна плата кожного із дослідників Z_0 , якщо вони працюють в наукових установах бюджетної сфери визначається за формулою:

$$Z_0 = \frac{M}{T_p} * t \text{ (грн)} \quad (4.6)$$

де M – місячний посадовий оклад конкретного розробника (інженера, дослідника, науковця тощо), грн.;

T_p – число робочих днів в місяці; приблизно $T_p \approx 21...23$ дні;

t – число робочих днів роботи дослідника.

Для розробки гідравлічного преса для встановлення та демонтажу підшипників маточини тепловозів необхідно залучити інженера з посадовим окладом 16000 грн. Кількість робочих днів у місяці складає 21, а кількість робочих днів інженера складає 21. Зведемо сумарні розрахунки до таблиця 4.7.

Таблиця 4.7 – Заробітна плата дослідника в науковій установі бюджетної сфери

Найменування посади	Місячний посадовий оклад, грн.	Оплата за робочий день, грн.	Число днів роботи	Витрати на заробітну плату грн.
Керівник	18000	818,2	5	4091
Інженер	16000	727,3	21	15273
Всього				19364

2. Витрати на основну заробітну плату робітників (Z_p) за відповідними найменуваннями робіт розраховують за формулою:

$$Z_p = \sum_{i=1}^n C_i \cdot t_i, \quad (4.7)$$

де C_i – погодинна тарифна ставка робітника відповідного розряду, за виконану відповідну роботу, грн/год;

t_i – час роботи робітника на виконання певної роботи, год.

Погодинну тарифну ставку робітника відповідного розряду C_i можна визначити за формулою:

$$C_i = \frac{M_M \cdot K_i \cdot K_c}{T_p \cdot t_{зм}}, \quad (4.8)$$

де M_M – розмір прожиткового мінімуму працездатної особи або мінімальної місячної заробітної плати (залежно від діючого законодавства), грн;

K_i – коефіцієнт міжкваліфікаційного співвідношення для встановлення тарифної ставки робітнику відповідного розряду;

K_c – мінімальний коефіцієнт співвідношень місячних тарифних ставок робітників першого розряду з нормальними умовами праці виробничих об'єднань і підприємств до законодавчо встановленого розміру мінімальної заробітної плати.

T_p – середня кількість робочих днів в місяці, приблизно $T_p = 21...23$ дні;
 $t_{зм}$ – тривалість зміни, год.

Таблиця 4.8 – Величина витрат на основну заробітну плату робітників

Найменування робіт	Тривалість роботи, год	Розряд роботи	Тарифний коефіцієнт	Погодинна тарифна ставка, грн	Величина оплати на робітника, грн
Заготівельні	2	2	1,1	41,9	83,8
Механічні	3	3	1,35	51,4	154,2
Складальні	1	4	1,5	57,1	57,1
Налагоджувальні	2	4	1,5	57,1	114,2
Всього					409,2

3. Розрахунок додаткової заробітної плати робітників

Додаткова заробітна плата Z_d всіх розробників та робітників, які приймали участь в розробці нового технічного рішення розраховується як 10 - 12 % від основної заробітної плати робітників.

На даному підприємстві додаткова заробітна плата начисляється в розмірі 11% від основної заробітної плати.

$$Z_d = (Z_o + Z_p) * \frac{N_{дод}}{100\%} \quad (4.9)$$

$$Z_d = 0,11 * (19364 + 409,2) = 2175,05 \text{ (грн)}$$

4. Нарахування на заробітну плату $N_{ЗП}$ дослідників та робітників, які брали участь у виконанні даного етапу роботи, розраховуються за формулою (4.10):

$$H_{3П} = (Z_o + Z_p + Z_d) * \frac{\beta}{100} \text{ (грн)} \quad (4.10)$$

де Z_o – основна заробітна плата розробників, грн.;

Z_d – додаткова заробітна плата всіх розробників та робітників, грн.;

Z_p – основну заробітну плату робітників, грн.;

β – ставка єдиного внеску на загальнообов’язкове державне соціальне страхування, % .

Дана діяльність відноситься до бюджетної сфери, тому ставка єдиного внеску на загальнообов’язкове державне соціальне страхування буде складати 22%, тоді:

$$H_{3П} = (19364 + 409,2 + 2175,05) * \frac{22}{100} = 4828,53 \text{ (грн)}$$

5. Сировина та матеріали.

До статті «Сировина та матеріали» належать витрати на сировину, основні та допоміжні матеріали, інструменти, пристрої та інші засоби й предмети праці, які придбані у сторонніх підприємств, установ і організацій та витрачені на проведення досліджень за прямим призначенням згідно з нормами їх витрачання, а також витрачені придбані напівфабрикати, що підлягають монтажу або виготовленню й додатковій обробці в цій організації, чи дослідні зразки, що виготовляються виробниками за документацією наукової організації.

Витрати на матеріали (М) у вартісному вираженні розраховуються окремо для кожного виду матеріалів за формулою:

$$M = \sum_{i=1}^n H_j \cdot C_j \cdot K_j - \sum_{i=1}^n B_j \cdot C_{Bj}, \quad (4.11)$$

де H_j – норма витрат матеріалу j -го найменування, кг;

n – кількість видів матеріалів;

C_j – вартість матеріалу j -го найменування, грн/кг;

K_j – коефіцієнт транспортних витрат, ($K_j = 1,1 \dots 1,15$);

V_j – маса відходів j -го найменування, кг;

C_{vj} – вартість відходів j -го найменування, грн/кг.

Проведені розрахунки зведені в таблицю 4.9.

Таблиця 4.9 – Витрати на матеріали

Найменування матеріалу, марка, тип, сорт	Ціна за 1 кг, грн	Норма витрат, кг	Вартість витраченого матеріалу, грн
Сталь 45	45,4	50	2270
Сталь 3	45,6	120	5472
Метизи	600	1	600
Всього			8342
З врахуванням коефіцієнта транспортування			9176,2

6. Витрати комплектуючі K , що були використані під час виконання даного етапу роботи, розраховуються по кожному виду матеріалів за формулою:

$$K = \sum_{i=1}^n H_i \cdot C_i \cdot K_i, \quad (4.12)$$

де H_i – кількість комплектуючих i -го виду, шт.;

C_i – покупна ціна комплектуючих i -го найменування, грн.;

K_i – коефіцієнт транспортних витрат ($1,1 \dots 1,15$).

Таблиця 4.10 – Комплектуючі, щовикористані на розробку

Найменування	Витрачено	Ціна за одиницю, грн.	Вартість витраченого матеріалу, грн.
Двигун АИР100L4У2 4 кВт	1	8000	8000
Гідроциліндр з розподільником	1	24000	24000
Пульт керування ПКТ-61	1	809	809
Дріт ШВВП 3*2,5	4м	348	1392
Витратні матеріали (мастило)	100	40,0	40
підшипники	6	1250	7500
З врахуванням коефіцієнта транспортування			45915,10

7. Амортизація обладнання, комп'ютерів та приміщень, які використовувались під час виконання даного етапу роботи

Дані відрахування розраховують по кожному виду обладнання, приміщенням тощо.

$$A = \frac{Ц \cdot T}{T_{кор} \cdot 12} \text{ [грн]}, \quad (4.13)$$

де Ц – балансова вартість даного виду обладнання (приміщень), грн.;

$T_{кор}$ – час користування;

T – термін використання обладнання (приміщень), цілі місяці.

Згідно пункту 137.3.3 Податкового кодекса амортизація нараховується на основні засоби вартістю понад 2500 грн. В нашому випадку для написання магістерської роботи використовувався персональний комп'ютер вартістю 50000 грн.

$$A = \frac{50000 \cdot 1}{2 \cdot 12} = 2083,33$$

8. Програмне забезпечення для наукових (експериментальних) робіт.

Балансову вартість програмного забезпечення розраховують за формулою:

$$V_{\text{прг}} = \sum_{i=1}^k C_{\text{іпрг}} \cdot C_{\text{прг.і}} \cdot K_i, \quad (4.14)$$

де $C_{\text{іпрг}}$ – ціна придбання одиниці програмного засобу цього виду, грн;

$C_{\text{прг.і}}$ – кількість одиниць програмного забезпечення відповідного найменування, які придбані для проведення досліджень, шт.;

K_i – коефіцієнт, що враховує інсталяцію, налагодження програмного засобу тощо, ($K_i = 1,10 \dots 1,12$);

k – кількість найменувань програмних засобів.

$$V_{\text{прг}} = 2000 \cdot 1 \cdot 1,1 = 2200.$$

9. До статті «Паливо та енергія для науково-виробничих цілей» відносяться витрати на всі види палива й енергії, що безпосередньо використовуються з технологічною метою на проведення досліджень.

$$V_e = \sum_{i=1}^n \frac{W_{yt} \cdot t_i \cdot C_e \cdot K_{\text{впі}}}{\eta_i} \quad (4.15)$$

де W_{yt} – встановлена потужність обладнання на певному етапі розробки, кВт;

t_i – тривалість роботи обладнання на етапі дослідження, год;

C_e – вартість 1 кВт-години електроенергії, грн;

$K_{\text{впі}}$ – коефіцієнт, що враховує використання потужності, $K_{\text{впі}} < 1$;

η_i – коефіцієнт корисної дії обладнання, $\eta_i < 1$.

Для написання магістерської роботи використовується персональний комп'ютер для якого розраховуємо витрати на електроенергію.

$$V_e = \frac{0,25 \cdot 150 \cdot 7,5 \cdot 0,5}{0,8} = 175,78$$

10. Службові відрядження.

Витрати за статтею «Службові відрядження» розраховуються як 20...25% від суми основної заробітної плати дослідників та робітників за формулою:

$$V_{CB} = (Z_o + Z_p) * \frac{H_{CB}}{100\%}, \quad (4.16)$$

де H_{CB} – норма нарахування за статтею «Службові відрядження».

$$V_{CB} = 0,2 * (19364 + 409,2) = 3954,57$$

12. Накладні (загальновиробничі) витрати $V_{HЗВ}$ охоплюють: витрати на управління організацією, оплата службових відряджень, витрати на утримання, ремонт та експлуатацію основних засобів, витрати на опалення, освітлення, водопостачання, охорону праці тощо. Накладні (загальновиробничі) витрати $V_{HЗВ}$ можна прийняти як (100...150)% від суми основної заробітної плати розробників та робітників, які виконували дану МКНР, тобто:

$$V_{HЗВ} = (Z_o + Z_p) \cdot \frac{H_{HЗВ}}{100\%}, \quad (4.17)$$

де $H_{HЗВ}$ – норма нарахування за статтею «Інші витрати».

$$V_{HЗВ} = (19364 + 409,2) \cdot \frac{150}{100\%} = 29659,3 \text{ грн}$$

Сума всіх попередніх статей витрат дає витрати, які безпосередньо стосуються даного розділу МКНР

$$B = 19364 + 409,2 + 2175,05 + 4828,53 + 9176,2 + 45915,1 + 2083,33 + 2200 + 175,78 + 3954,57 + 29659,3 = 119740,71 \text{ грн.}$$

Прогнозування загальних втрат ЗВ на виконання та впровадження результатів виконаної МКНР здійснюється за формулою:

$$ЗВ = \frac{B}{\eta}, \quad (4.18)$$

де η – коефіцієнт, який характеризує стадію виконання даної НДР.

Оскільки, робота знаходиться на стадії науково-дослідних робіт, то коефіцієнт $\beta = 0,3$.

Звідси:

$$ЗВ = \frac{119740,71}{0,3} = 399135,71 \text{ грн.}$$

4.3 Розрахунок економічної ефективності науково-технічної розробки

У даному підрозділі кількісно спрогнозуємо, яку вигоду, зиск можна отримати у майбутньому від впровадження результатів виконаної наукової роботи. Розрахуємо збільшення чистого прибутку підприємства $\Delta\Pi_i$, для кожного із років, протягом яких очікується отримання позитивних результатів від впровадження розробки, за формулою

$$\Delta\Pi_i = \sum_1^n (\Delta\Pi_o \cdot N + \Pi_o \cdot \Delta N)_i \cdot \lambda \cdot \rho \cdot \left(1 - \frac{\nu}{100}\right) \quad (4.19)$$

де $\Delta\Pi_o$ – покращення основного оціночного показника від впровадження результатів розробки у даному році.

N – основний кількісний показник, який визначає діяльність підприємства у даному році до впровадження результатів наукової розробки;

ΔN – покращення основного кількісного показника діяльності підприємства від впровадження результатів розробки:

Π_0 – основний оціночний показник, який визначає діяльність підприємства у даному році після впровадження результатів наукової розробки;

n – кількість років, протягом яких очікується отримання позитивних результатів від впровадження розробки:

l – коефіцієнт, який враховує сплату податку на додану вартість. Ставка податку на додану вартість дорівнює 20%, а коефіцієнт $l = 0,8333$.

p – коефіцієнт, який враховує рентабельність продукту. $p = 0,25$;

x – ставка податку на прибуток. У 2023 році – 18%.

Припустимо, що при впровадженні результатів наукової розробки покращується якість програмного продукту для формування індивідуальних тренувань. Припустимо, що ціна від зростає на 9000 грн. Кількість одиниць реалізованої продукції також збільшиться: протягом першого року на 30 шт., протягом другого року – на 40 шт., протягом третього року на 50 шт. Реалізація продукції до впровадження розробки складала 1 шт., а її ціна до 98000 грн. Розрахуємо прибуток, яке отримає підприємство протягом трьох років.

$$\begin{aligned} \Delta\Pi_1 &= [9000 \cdot 1 + (98000 + 9000) \cdot 30] \cdot 0,833 \cdot 0,25 \cdot \left(1 + \frac{18}{100}\right) \\ &= 5069959,7 \text{ грн.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Delta\Pi_2 &= [9000 \cdot 1 + (98000 + 9000) \cdot (30 + 40)] \cdot 0,833 \cdot 0,25 \cdot \left(1 + \frac{18}{100}\right) \\ &= 11835319 \text{ грн.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Delta\Pi_3 &= [9000 \cdot 1 + (98000 + 9000) \cdot (30 + 40 + 50)] \cdot 0,833 \cdot 0,25 \cdot \left(1 + \frac{18}{100}\right) \\ &= 20282689 \text{ грн.} \end{aligned}$$

4.4 Розрахунок ефективності вкладених інвестицій та періоду їх окупності

Розрахуємо основні показники, які визначають доцільність фінансування наукової розробки певним інвестором, є абсолютна і відносна ефективність вкладених інвестицій та термін їх окупності.

Розрахуємо величину початкових інвестицій PV , які потенційний інвестор має вкласти для впровадження і комерціалізації науково-технічної розробки.

$$PV = k_{\text{інв}} \cdot 3B, \quad (4.20)$$

$k_{\text{інв}}$ – коефіцієнт, що враховує витрати інвестора на впровадження науково-технічної розробки та її комерціалізацію. Це можуть бути витрати на підготовку приміщень, розробку технологій, навчання персоналу, маркетингові заходи тощо ($k_{\text{інв}} = 2 \dots 5$).

$$PV = 3 \cdot 399135,71 = 1197407,12$$

Розрахуємо абсолютну ефективність вкладених інвестицій $E_{\text{абс}}$ згідно наступної формули:

$$E_{\text{абс}} = (ПП - PV) \quad (4.21)$$

де $ПП$ – приведена вартість всіх чистих прибутків, що їх отримає підприємство від реалізації результатів наукової розробки, грн.;

$$ПП = \sum_1^T \frac{\Delta\Pi_i}{(1 + \tau)^t}, \quad (4.22)$$

де $\Delta\Pi_i$ – збільшення чистого прибутку у кожному із років, протягом яких виявляються результати виконаної та впровадженої НДЦКР, грн.;

T – період часу, протягом якою виявляються результати впровадженої НДДКР, роки;

τ – ставка дисконтування, за яку можна взяти щорічний прогнозований рівень інфляції в країні; для України цей показник знаходиться на рівні 0,2;
 t – період часу (в роках).

$$ПП = \frac{5069959,7}{(1 + 0,2)^1} + \frac{11835319}{(1 + 0,2)^2} + \frac{20282689}{(1 + 0,2)^3} = 24236198,72 \text{ грн.}$$

$$E_{abc} = (24236198,72 - 1197407,12) = 23038791,6 \text{ грн.}$$

Оскільки $E_{abc} > 0$ то вкладання коштів на виконання та впровадження результатів НДДКР може бути доцільним.

Розрахуємо відносну (щорічну) ефективність вкладених в наукову розробку інвестицій E_{ϵ} . Для цього користуються формулою:

$$E_{\epsilon} = \sqrt[T_{жс}]{1 + \frac{E_{abc}}{PV}} - 1, \quad (4.23)$$

$T_{жс}$ – життєвий цикл наукової розробки, роки.

$$E_{\epsilon} = \sqrt[3]{1 + \frac{23038791,6}{1197407,12}} - 1 = 2,89 = 289\%$$

Визначимо мінімальну ставку дисконтування, яка у загальному вигляді визначається за формулою:

$$\tau = d + f, \quad (4.24)$$

де d – середньозважена ставка за депозитними операціями в комерційних банках; в 2023 році в Україні $d = (0,14 \dots 0,2)$;

f – показник, що характеризує ризикованість вкладень; зазвичай, величина $f = (0,05 \dots 0,1)$.

$$\tau_{\min} = 0,18 + 0,05 = 0,23$$

Так як $E_g > \tau_{\min}$ то інвестор може бути зацікавлений у фінансуванні даної наукової розробки.

Розрахуємо термін окупності вкладених у реалізацію наукового проекту інвестицій за формулою:

$$T_{ок} = \frac{1}{E_g} \quad (4.25)$$

$$T_{ок} = \frac{1}{2,89} = 0,3 \text{ роки}$$

Так як $T_{ок} \leq 3...5$ -ти років, то фінансування даної наукової розробки в принципі є доцільним.

Висновки до економічного розділу

Результати проведеного технологічного аудиту свідчать про те, що рівень комерційного потенціалу гідравлічного преса для встановлення та демонтажу підшипників маточини тепловозів є вище середнього. При порівнянні нової розробки з аналогом виявлено, що вона є якіснішою і конкурентоспроможнішою відносно аналога, а також краще по технічним і економічним показникам.

Прогнозування витрат на виконання науково-дослідної роботи по кожній з статей витрат складе 119740,71 грн. Загальна ж величина витрат на виконання та впровадження результатів даної НДР буде складати 399135,71 грн.

Вкладені інвестиції в даний проект окупляться через 3 місяці при прогнозованому прибутку 24236198,72 грн. за три роки.

5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

Під час розробки гідравлічного преса для встановлення та демонтажу підшипників маточин тепловозів на працівника, впливають такі небезпечні та шкідливі виробничі фактори [14]: підвищена запиленість та загазованість повітря робочої зони; підвищена та понижена температура повітря робочої зони; підвищений рівень шуму; підвищений рівень статичної електрики; підвищена напруженість електричного поля; недостатня освітленість повітря робочої зони; виробничі вібрації, фізичні перевантаження (статичні); нервово - психічні перевантаження (перенапруга аналізаторів).

Відповідно до визначених факторів формуємо рекомендації щодо покращення умов праці на робочому місці.

5.1 Технічні рішення щодо безпечного виконання роботи

Розглянемо деякі вимоги безпеки при роботі з гідравлічним пресом.

Вимоги безпеки під час штампування на гідравлічних пресах:

1. Під час штампування на гідравлічних пресах для захисту працівників від падаючих гайок, що відгвинтилися, шпильок і частин сальника, що розірвалися, на траверсі під фланцями необхідно установити металевий кожух для їх уловлення.

2. Індукційне нагрівання півматриць штампа повинно виконуватися за наявності захисного кожуха трансформатора та водоохолодження індуктора.

3. Під час роботи на установках з індукційним нагріванням необхідно використовувати кліщі та інші ручні інструменти, виготовлені з немагнітних матеріалів.

Укладати заготовки в штамп і витягати їх зі штампа необхідно тільки через спеціальне робоче вікно в нагрівальному блоці.

Вимоги безпеки під час листового штампування на механічних і гідравлічних пресах

1. Ручне подавання матеріалу на матрицю під час штампування з листа дозволяється за наявності напрямної лінійки і упорів на штампі. Для довгих листів додатково необхідно застосовувати роликові столи.

2. Під час штампування на гідропресах з висувними столами контроль положення оснастки на робочому столі необхідно виконувати перед кожним ходом робочого столу і під час його переміщення в робочу зону.

3. Не дозволяється працювати на гідропресі за відсутності сигналізації щодо положення робочих столів, базового столу, повзуна, мультиплікаторів, покажчика тиску на кожному столі преса. [15]

Електробезпека – система організаційних та технічних заходів і засобів, що забезпечують захист людей від шкідливого та небезпечного впливу електричного струму, електричної дуги, електромагнітного поля і статичної електрики. Правила електробезпеки регламентуються правовими і технічними документами, нормативно-технічною базою.

Згідно із ПУЕ (Розділ 7 «Заземлення і захисні заходи електробезпеки»), в якості захисту від ураження людей електричним струмом застосовується заземлення. Крім того безпека експлуатації при нормальному режимі роботи забезпечується застосуванням ізолювальних пристроїв, огороженням струмоведучих частин, використанням малих напруг. Особи, що обслуговують електроустановки повинні користуватися ЗІЗ – спецвзуття та рукавиці. Засоби захисту необхідно періодично випробувати, їх слід захищати від механічних пошкоджень, впливу факторів, що погіршують їх діелектричні властивості.

Основними вимогами до устаткування є безпечність для здоров'я і життя людей, надійність і зручність під час експлуатації. При проектуванні машин і механізмів обов'язково повинні враховуватися ергономічні вимоги: розміщення механізмів керування на робочому місці, зусилля для приведення в дію механізмів керування тощо.

При конструюванні устаткування частини, що обертаються, рухаються, комунікації (трубопроводи, кабелі тощо) необхідно розміщувати у корпусі

машини, щоб вилучити можливість доступу до них працюючих. Устаткування має відповідати вимогам електробезпеки і гарантувати захист працюючих від ураження електричним струмом.

Механізми керування технологічним обладнанням повинні мати безпечні та зручні форми і поверхню, встановлюватися у безпечному для працюючих місці, приводитись у дію зусиллями, що встановлені відповідними нормами, мати напис про призначення, інструкцію з експлуатації тощо.

При монтажі всі стаціонарні машини, верстати, апарати тощо мають бути встановлені й закріплені таким чином, щоб вилучити можливість їхнього зсуву під час роботи.

Під час експлуатації все технологічне устаткування має утримуватись у справному стані й використовуватись лише за призначенням. Крім того, необхідно усунути можливість випадкового дотику працюючих до устаткування, що має температуру понад 45°C. Якщо цього зробити неможливо, поверхня устаткування повинна мати теплоізоляцію або огороження.[16]

До організаційних заходів забезпечення безпеки належать:

- проведення попередніх та періодичних медичних оглядів осіб, які працюють у шкідливих умовах;
- забезпечення працюючих у шкідливих умовах лікувально-профілактичним обслуговуванням тощо.

Технічні заходи передбачають:

- систематичне підтримання чистоти у приміщеннях і на робочих місцях;
- розробку та конструювання обладнання, що вилучає виділення пилу, газів та пари, інших шкідливих речовин у виробничих приміщеннях;
- забезпечення санітарно-гігієнічних вимог до повітря виробничого середовища;

- улаштування систем вентиляції та кондиціонування робочих місць зі шкідливими умовами праці;
- забезпечення захисту працюючих від шуму, ультра- та інфразвуку, вібрації, різних видів випромінювання
- установка заземлювачів в електроустановках підстанцій та в розподільчих пристроях;
- заземлення повітряної лінії електропередач;
- зберігання та врахування заземлень.

5.2 Технічні рішення з гігієни праці та виробничої санітарії

5.2.1 Мікроклімат

Згідно ДСН 3.3.6.042-99 «Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень» [18] мікроклімат виробничих приміщень – умови внутрішнього середовища цих приміщень, що впливають на тепловий обмін працюючих з оточенням шляхом конвекції, кондукції, теплового випромінювання та випаровування вологи. Ці умови визначаються поєднанням температури, відносної вологості та швидкості руху повітря, температури оточуючих людину поверхонь та інтенсивністю теплового (інфрачервоного) опромінення.

Мікроклімат виробничих приміщень нормується в залежності від теплових характеристик виробничого приміщення, категорії робіт по важкості і періоду року. Категорія виконуваних робіт - 1а [17] (табл.5.2.1).

Для підтримання у виробничих приміщеннях метеорологічних умов, які задовольняють нормативні вимоги використовують систему вентиляції. Приміщення обладнано системою загально обмінної припливно-витяжної вентиляції. На кожну вентиляційну установку складений паспорт з технічною характеристикою та схемою установки.

Крім того, для підтримання температури в холодний період року використовують загальну систему опалення.

Таблиця 5.2.1 – Параметри мікроклімату

Період року	Параметр мікроклімату	Величина
Холодний	Температура повітря в приміщенні	21 ... 25 ° С
	Відносна вологість	40 ... 60%
	Швидкість руху повітря	до 0,1 м / с
Теплий	Температура повітря в приміщенні	22 ... 28 ° С
	Відносна вологість	40 ... 60%
	Швидкість руху повітря	0,1 ... 0,2 м / с

5.2.2 Склад повітря робочої зони

ГДК шкідливих речовин, які знаходяться в досліджуваному приміщенні, наведені в таблиці 5.2.2.

Таблиця 5.2.2 – ГДК шкідливих речовин у повітрі

Назва речовини	ГДК, мг/м ³		Клас небезпечності
	Максимально разова	Середньо добова	
Оксид азоту	0,085	0,085	2
Вуглекислий газ	3	1	4
Пил нетоксичний	0,5	0,15	4
Озон	0,16	0,03	1

Забезпечення складу повітря робочої зони здійснюється за допомогою системи кондиціонування, регулярного провітрювання, та вологого прибирання.

5.2.3 Виробниче освітлення

Природне освітлення на робочому місці є бічне одностороннє.

Сучасні норми визначають, що мінімальна освітленість встановлюється за характеристикою зорової роботи з найменшим розміром об'єкта розрізнення, контрастом об'єкта із фоном і характеристикою фону.

Норми освітленості при штучному освітленні та КПО (для III пояса світлового клімату) при природному та сумісному освітленні (характеристика зорової роботи – дуже високої точності) зазначені у таблиці 5.2.4.

Таблиця 5.2.4 – Норми освітленості в приміщенні

Характеристика зорової роботи	Найменший розмір об'єкта розрізнювання	Розряд зорової роботи	Підрозряд зорової роботи	Контраст об'єкта розрізнення з фоном	Характеристика фону	Освітленість, лк		КПО, e_n , %			
						Штучне освітлення		Природне освітлення		Сумісне освітлення	
						Комбіноване	Загальне	Верхнє	Бокове	Верхнє	Бокове
Дуже високої точності	Від 0,15 до 0,3	II	г	великий	світлий	1000	300	7	2,5	4,2	1,5

Для максимального використання природного освітлення в приміщенні слід систематично очищувати вікна від пилу та встановити жалюзі. Віконні прорізи не затемнюються іншими будівлями.

Як джерела світла для штучного освітлення в приміщенні застосовуються люмінесцентні лампи типу ЛБ. Допускається застосування ламп розжарювання у світильниках місцевого освітлення

5.2.4 Виробничий шум

Шум погіршує умови праці здійснюючи шкідливу дію на організм людини. Працюючі в умовах тривалої шумової дії випробовують дратівливість, головні болі, запаморочення, зниження пам'яті, підвищену стомлюваність, пониження апетиту, болі у вухах і т.д. Такі порушення в роботі ряду органів і систем організму людини можуть викликати негативні зміни в емоційному стані людини аж до стресових ситуацій. Під впливом шуму знижується концентрація уваги, порушуються фізіологічні функції, з'являється стомленість у зв'язку з підвищеними енергетичними витратами і нервово-психічною напругою, погіршується мовна комутація. Все це знижує працездатність людини і її продуктивність, якість і безпеку праці. Тривала дія інтенсивного шуму (вище 80 дБ) на слух людини приводить до його часткової, або повної втрати.

Рівні шуму на робочих місцях визначаються за ДСН 3.3.6.037-99 «Санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку» [19] (табл.5.2.5).

Рівень шуму на робочих місцях не має перевищувати 60 дБА, що досягається застосуванням малошумного обладнання, використанням спеціальних матеріалів для обшивки приміщень, а також різноманітними звукопоглинальними пристроями (перегородки, кожухи, прокладки тощо). Крім того при роботі з гідропресом рекомендується використання ЗІЗ.

5.2.5. Виробничі вібрації

Вібрацією називають механічні коливання пружних тіл або систем, коли відбувається переміщення центра їх ваги в просторі відносно статичного стану. Загальна вібрація передається на тіло через опорні

поверхні людини, що стоїть чи сидить (підшви ніг або сідниці). При роботі з гідравлічним пресом виникають виробничі вібрації. Розглянемо вимоги до допустимих рівнів.

Таблиця 5.2.5 Допустимі рівні звуку, еквівалентні рівні звуку і рівні звукового тиску в октавних смугах частот

Вид трудової діяльності, робочі місця	Рівні звукового тиску в дБ в октавних смугах із середньгеометричними частотами, Гц									Рівні звуку, еквівалентні і рівні звуку, дБА/дБАек в.
	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
Творча діяльність, обробка даних,	86	71	61	54	49	45	42	40	38	60

Таблиця 5.6 – Допустимі рівні вібрації на постійних місцях

Вид вібрації	Октавні смуги з середньгеометричними частотами, Гц									
	2	4	8	16	31,5	63	125	250	500	1000
Загальна вібрація:	<u>1,3</u>	<u>0,45</u>	<u>0,22</u>	<u>0,2</u>	<u>0,2</u>	<u>0,2</u>	-	-	-	-
На постійних робочих місцях в виробничих приміщеннях	108	99	93	92	92	92				

В чисельнику середньоквадратичне значення вібрації, м/с 10^{-2} , знаменнику – логарифмічні рівні вібрації, дБ.

Джерелами вібрації в умовах влаштування фундаменту є: екскаватор, трактори, бульдозери, крани, автомобілі бортові, котки, вібратори (бетонні роботи), пневматичні відбійні молотки тощо.

Комплект машин, що працює при виконанні циклу нульових робіт працює в діапазоні октавних смуг із середньо геометричними частотами: бульдозери, крани, екскаватори, котки – 31,5...125 Гц; вібратори, пневматичні відбійні молотки – 31,5...50Гц.

Основними методами колективного віброзахисту є зниження вібрації шляхом дії на джерело виникнення: відстрочка від режиму резонансу; динамічне гасіння коливань, заміна конструктивних елементів уставок і будівельних конструкцій. Засоби індивідуального захисту діляться на засоби для ніг, рук та тіла працюючого.

ВИСНОВКИ

Встановлено, що найбільш доцільними є способи монтажу, при яких здійснюється одночасний і рівномірний тиск по всьому колу кільця, що монтується. При таких способах не виникає перекіс кільця, що монтується і у раціонально використовувати для такого способу установки на базі гідравлічних пресів.

Актуальність роботи підтверджено відсутністю вітчизняного аналога гідравлічного пристосування для холодного розпресування з шийки осей колісних пар РУ-1-950 і РУ-1Ш-957 роликів вузлів та буксових вузлів касетного типу (SKF-СТВU-130, ХАРП). Обслуговування зазначених залізничних колісних пар має стратегічне значення для нашої країни.

Згідно проведеного літературного пошуку встановлено, що для здійснення запресування підшипника необхідно використовувати двигун зворотно-поступальної дії, який здатний створювати значне зусилля. Також варто врахувати, що існує безліч типорозмірів підшипників, а так як змінний робочий хід небажаний для преса, що розробляється, під кожен типорозмір підшипника варто розробляти окремий прес.

В процесі виконання МКР розроблена конструкцію гідравлічного преса для встановлення та демонтажу підшипників типу 20-2232872М маточини ТЕП75.31.17.101. Для створення даного гідравлічного устаткування розроблена гідравлічна схема з урахуванням недоліків існуючих конструкції аналогів та підібрані відповідні гідравлічні елементи, що забезпечило в цілому покращення техніко-економічних показників нашої розробка в порівнянні до аналогів.

Виконанні проєктно-перевірочні розрахунки засвідчили достатній запас міцності елементів розробленої конструкції. Послідуочим напрямом модернізації аналогічної конструкції є зменшення втрат тиску на

гідроапаратах, адже виконанні розрахунки показали втрати тиску в обсязі 1,1 МПа, що є достатньо багато.

Результати проведеного технологічного аудиту свідчать про те, що рівень комерційного потенціалу гідравлічного преса для встановлення та демонтажу підшипників маточини тепловозів є вище середнього. При порівнянні нової розробки з аналогом виявлено, що вона є якіснішою і конкурентоспроможнішою відносно аналога, а також краще по технічним і економічним показникам.

Прогнозування витрат на виконання науково-дослідної роботи по кожній з статей витрат складе 119740,71 грн. Загальна ж величина витрат на виконання та впровадження результатів даної роботи буде складати 399135,71 грн.

Вкладені інвестиції в даний проект окупляться через 3 місяці при прогнозованому прибутку 24236198,72 грн. за три роки.

Виконані економічні дослідження підтверджують перспективність розробки, та високу рентабельність на вітчизняному ринку.

В розділі охорона праці запропоновані заходи з безпечної для працівника експлуатації та мінімізації шкідливих чинників в процесі експлуатації.

ДОДАТОК А

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри ГМ

д. т. н., професор Леонід ПОЛЩУК,

(підпис)

« ____ » _____ 2023

ТЕХНІЧНЕ ЗАВДАННЯ

На розробку гідравлічного преса для встановлення та демонтажу
підшипників маточини тепловозів

Розробив студент

Спеціальності 133 «Галузеве
машинобудування»

Костянтин ЧЕРНЮК

« ____ » _____ 2023

Керівник: к.т.н., доцент

Андрій СЛАБКИЙ

1 Найменування і область застосування

Найменування – гідравлічний прес для встановлення та демонтажу підшипників маточини тепловозів

2 Підстава для виконання роботи

Підставою для розробки даного дипломного проекту є індивідуальне завдання на магістерську кваліфікаційну роботу та наказ ректора по ВНТУ про закріплення тем.

3 Мета і призначення дослідження

Мета розробка гідравлічного преса для встановлення та демонтажу підшипників маточини тепловозів, з покращеними техніко-економічними показниками.

Призначення розробки – встановлення та демонтаж підшипників маточини тепловозів.

4 Джерела розробки

Список використаних джерел розробки

4.1 Мартинов, І.Е. Вагоноремонтні машини та обладнання [Текст]: навч. посібник / І.Е. Мартинов, В.Г. Равлюк. — Харків: УкрДАЗТ, 2012. — Ч. 1. — 156 с.

4.2. Мартинов, І.Е. Вагоноремонтні машини та обладнання [Текст]: навч. посібник / І.Е. Мартинов, В.Г. Равлюк. — Харків: УкрДАЗТ, 2013. — Ч. 2. — 114 с.

4.3 Приходько, В.І. Комплексна механізація і автоматизація виробничих процесів в вагонобудуванні. Харків: Прапор, 1996. – Т. 1. – 264с.

4.4 Приходько В.І. Комплексна механізація і автоматизація виробництва зварювальних конструкцій в вагонобудуванні. – Полтава, 1999. – Т. 2. – 427 с.

4.5 Равлюк, В.Г. Вагоноремонтні машини та обладнання: конспект лекцій / В.Г. Равлюк. – Харків: УкрДАЗТ, 2007. – Ч. 1. – 38 с. 164.

4.6 Равлюк, В.Г. Вагоноремоні машини та обладнання: конспект лекцій / В.Г. Равлюк. – Харків: УкрДАЗТ, 2007. – Ч. 2. – 54 с.

5 Вихідні дані для розробки робочого органу:

1	Температура навколишнього середовища, °С	-10....-40
2	Максимальний робочий тиск в поршневій порожнині циліндра під час робочого ходу, МПа	43
3	Зусилля на штоці циліндра за максимального тиску, кН	300
4	Габаритні розміри не більше, Д×Ш×В мм	1310×1180×1650
5	Тип управління	дистанційне

5.1 Технічні вимоги

- регулювання органів управління – безступінчасте;
- вимоги монтажно-ї придатності до продукції – поставка в зібраному вигляді;
- маса продукції – до 2000кг;
- захист від вологи, шкідливих випаровувань та корозії, здійснюється за рахунок герметичності та покриттів;
- складові частини конструкції гідравлічного преса для встановлення та демонтажу підшипників маточини тепловозів взаємозамінні;
- деталі, вузли гідравлічного преса для встановлення та демонтажу підшипників маточини тепловозів, повинні виготовлятися з матеріалів стійких до дії миючих засобів, мастила, цементу;
- система керування – логістичний контролер чи механічна система.

5.2 Вимоги до надійності:

довговічність – не менше 6 тис. год; безвідмовність – напрацювання на відмову – 1 тис. год; збереженість – повинна забезпечуватися працездатність гідравлічний прес для встановлення та демонтажу підшипників маточини тепловозів в режимі очікування, роботи, консервації; ремонтпридатність –

компоновочне рішення повинно бути таким, що забезпечує легкодоступність до деталей, які вірогідно можуть мати найменший термін служби та відносно простий їх ремонт.

5.3 Вимоги до технологічності розробки, виробництва і експлуатації – конструкція гідравлічного преса для встановлення та демонтажу підшипників маточини тепловозів повинна бути такою, щоб забезпечувати їх виготовлення без застосування спеціального обладнання і устаткування.

5.4 Вимоги до рівня уніфікації і стандартизації, вимоги до використання стандартних, уніфікованих і запозичених складальних одиниць і деталей при розробці, показники рівня уніфікації – по можливості під час розробки гідравлічного преса для встановлення та демонтажу підшипників маточини тепловозів використовувати уніфіковані деталі і стандартні вироби.

5.5 Вимоги безпеки життєдіяльності – забезпечується безпека під час монтажу, і ремонті. Допустимі рівні вібраційних і шумових навантажень, допустимі випаровування робочої рідини у відповідності з санітарними нормами. Повинні бути розроблені заходи, що забезпечують технічну безпеку під час монтажу, експлуатації і ремонті пристрою.

5.6 Конструкція повинна відповідати естетичним і ергономічним вимогам, повинна бути зручною в обслуговуванні та управлінні.

5.7 Матеріали, що використовуються для деталей слід вибирати відповідно до рекомендацій.

5.8 Умови експлуатації, вимоги до технічного обслуговуванню і ремонту:

- умови експлуатації, при яких повинно забезпечуватися використання продукції з заданими технічними показниками – продукція призначена для використання у середньоширотних кліматичних умовах;

- час підготовки продукції до використання після транспортування і зберігання – 1 год;

- вид обслуговування періодичний;

– періодичність і орієнтовна трудомісткість технічного обслуговування і ремонту – 2 дні (один раз в три місяці);

5.9 Вимоги по транспортуванню і збереженню

– можливість транспортування на будь – якому виді транспортних засобів

– захист від ударів під час завантаження і розвантаження

– зберігання на складі готової продукції

– зберігання у законсервованому вигляді

– складування на стелажах.

6 Економічні показники:

- орієнтований термін окупності витрат на розробку – 0,5 роки,
- освоєння виробництва продукції,
- економічна перевага розробленої продукції у порівнянні з кращими зразками.

7 Виконавці НДР: студент спеціальності 133 «Галузеве машинобудування» Костянтин ЧЕРНЮК

8 Етапи НДР і терміни їх виконання:

- дослідження проблематики теми МКР та формування напрямків покращення та розробки нових зразків аналогічних зразків техніки;
- розробка нової конструкції гідравлічного преса для встановлення та демонтажу підшипників маточини тепловозів;
- проектні та перевірочні розрахунки елементів обладнання;
- техніко-економічне обґрунтування МКР;
- охорона праці;
- висновки.
- оформлення текстових документацій та ілюстративних матеріалів для захисту МКР.

9 Порядок контролю і прийомки

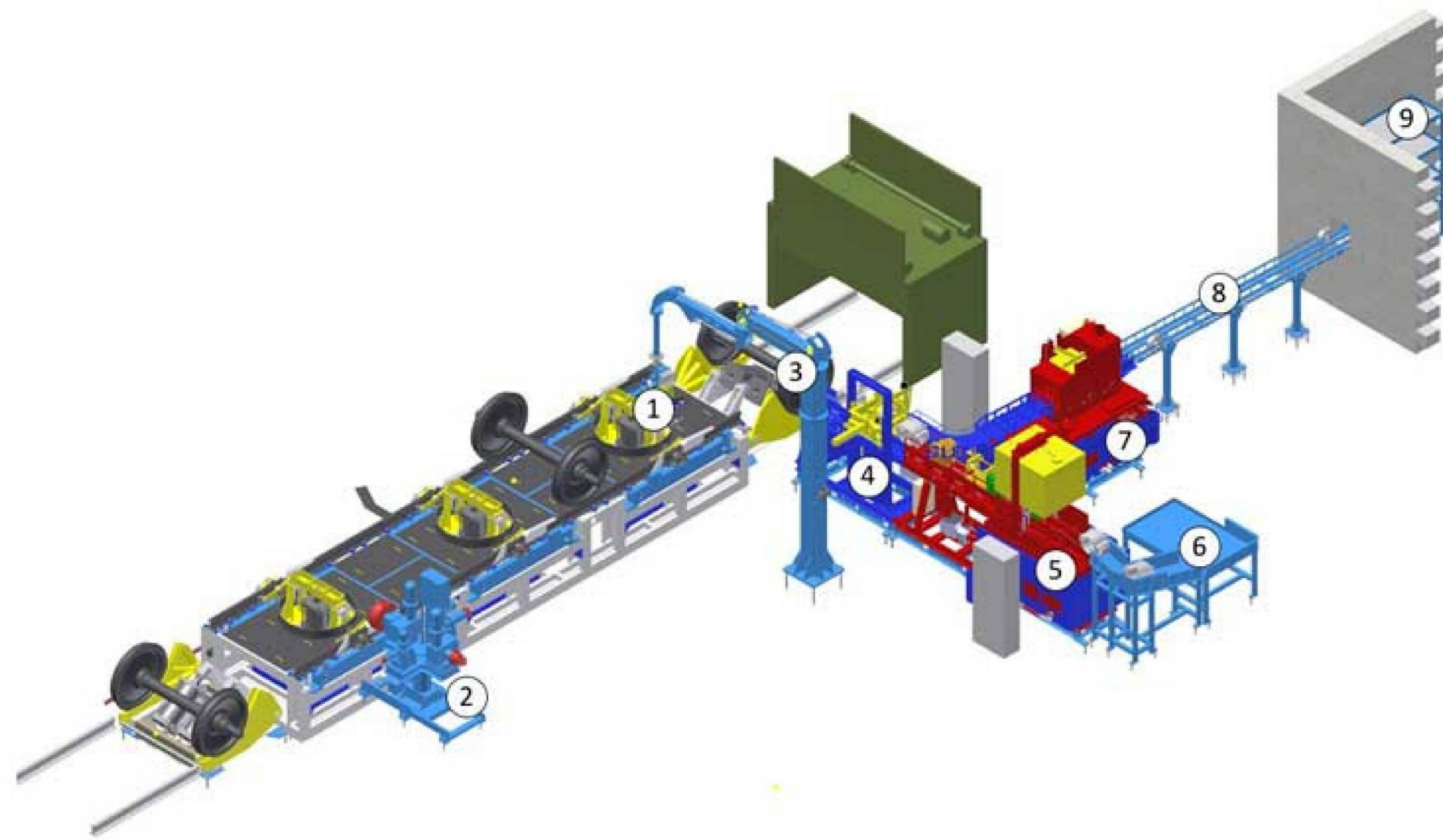
- попередній захист проекту
- захист проекту перед МКР

Додаток Б (обов'язковий)

ІЛЮСТРАТИВНА ЧАСТИНА

**РОЗРОБКА ГІДРАВЛІЧНОГО ПРЕСА ДЛЯ ВСТАНОВЛЕННЯ ТА
ДЕМОНТАЖУ ПІДШИПНИКІВ МАТОЧИНИ ТЕПЛОВОЗІВ**

Обладнання для ремонту підшипникових вузлів тепловозів



1. Естакада для демонтажу брукс
2. Машина для демонтажу брукс вантажних вагонів
3. Пристрій для зняття брукс
4. Машина випресовування підшипників
5. Машина для миття та сушіння брукс
6. Стелаж для корпусів брукс
7. Машина для миття підшипників
8. Жолоб
9. Стелаж для підшипників

Рисунок 1 – Комплекс демонтажу та миття бруксових вузлів та підшипників виробництва науково-виробничої фірми ТЕХВАГОНМАШ



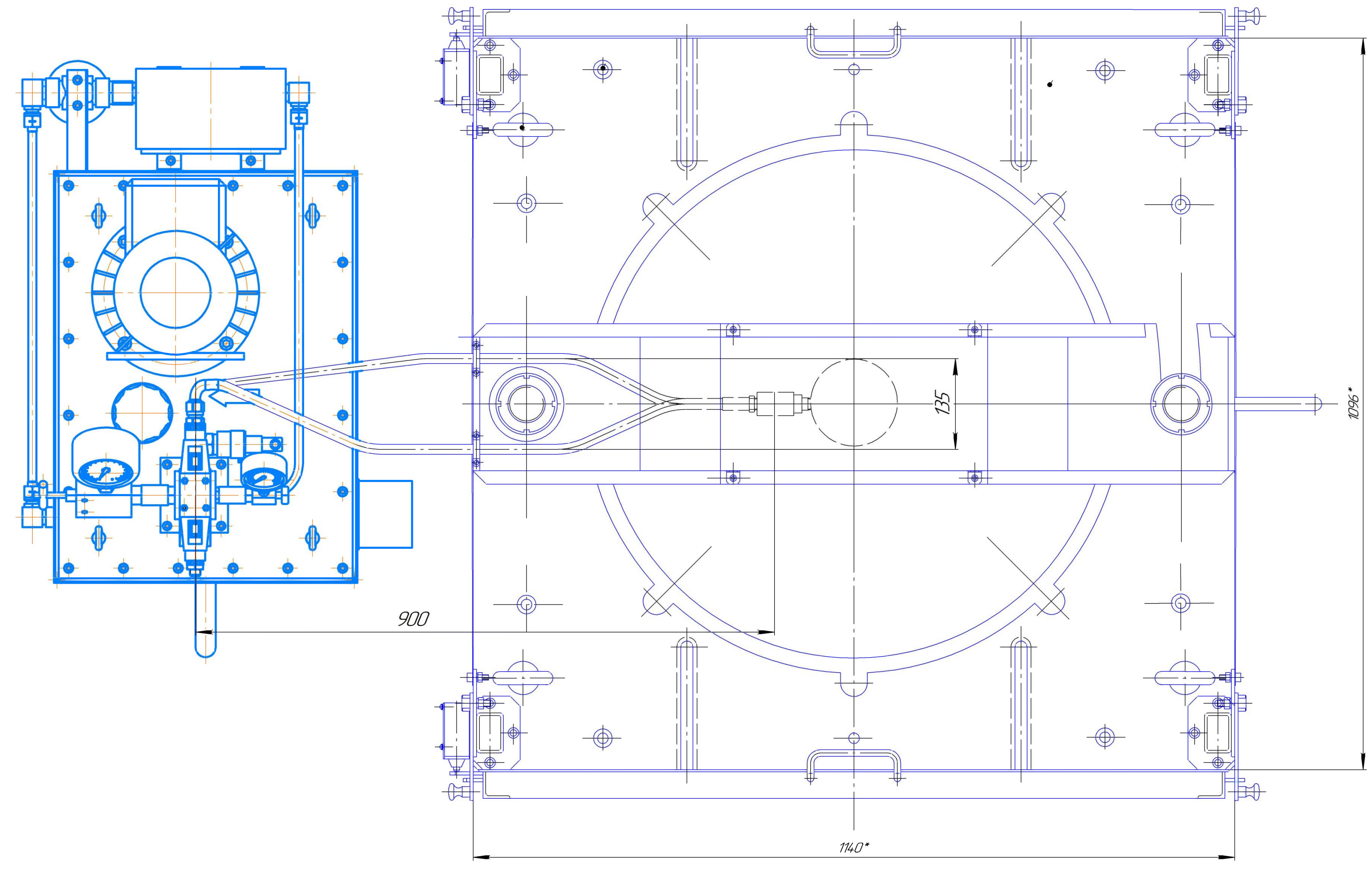
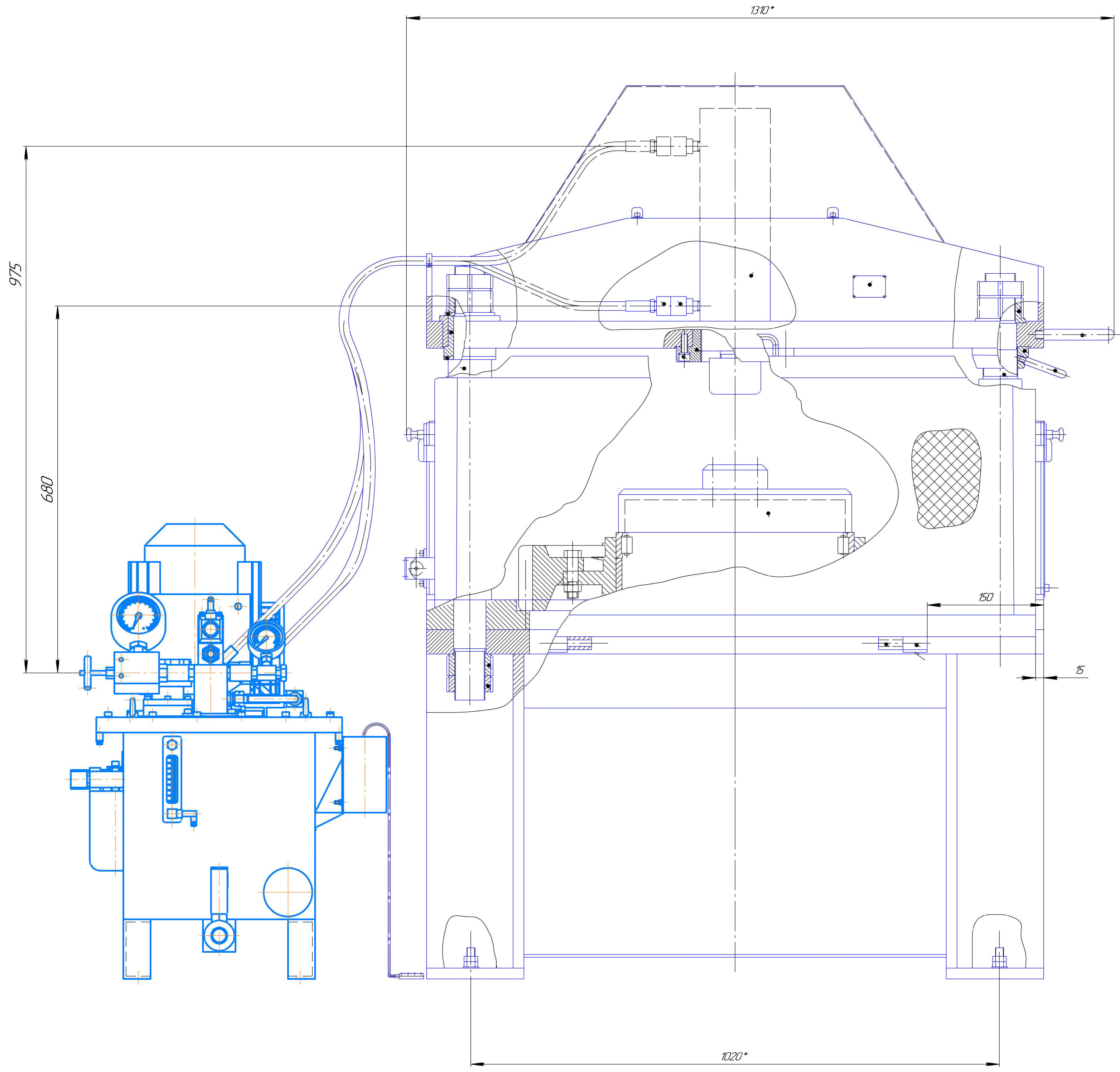
Рисунок 3 – Гідравлічний знімач з виносним насосом СГ2-100



Рисунок 2 – Гідравлічний прес двохсторонньої дії SKF 1652058-100/A1 (а) і оснастка до нього для демонтажу касетних підшипників бруксових вузлів (б)



Рисунок 4 – Гідравлічний прес демонтажа (монтажа) бруксових вузлів колісних пар СДБУ-02



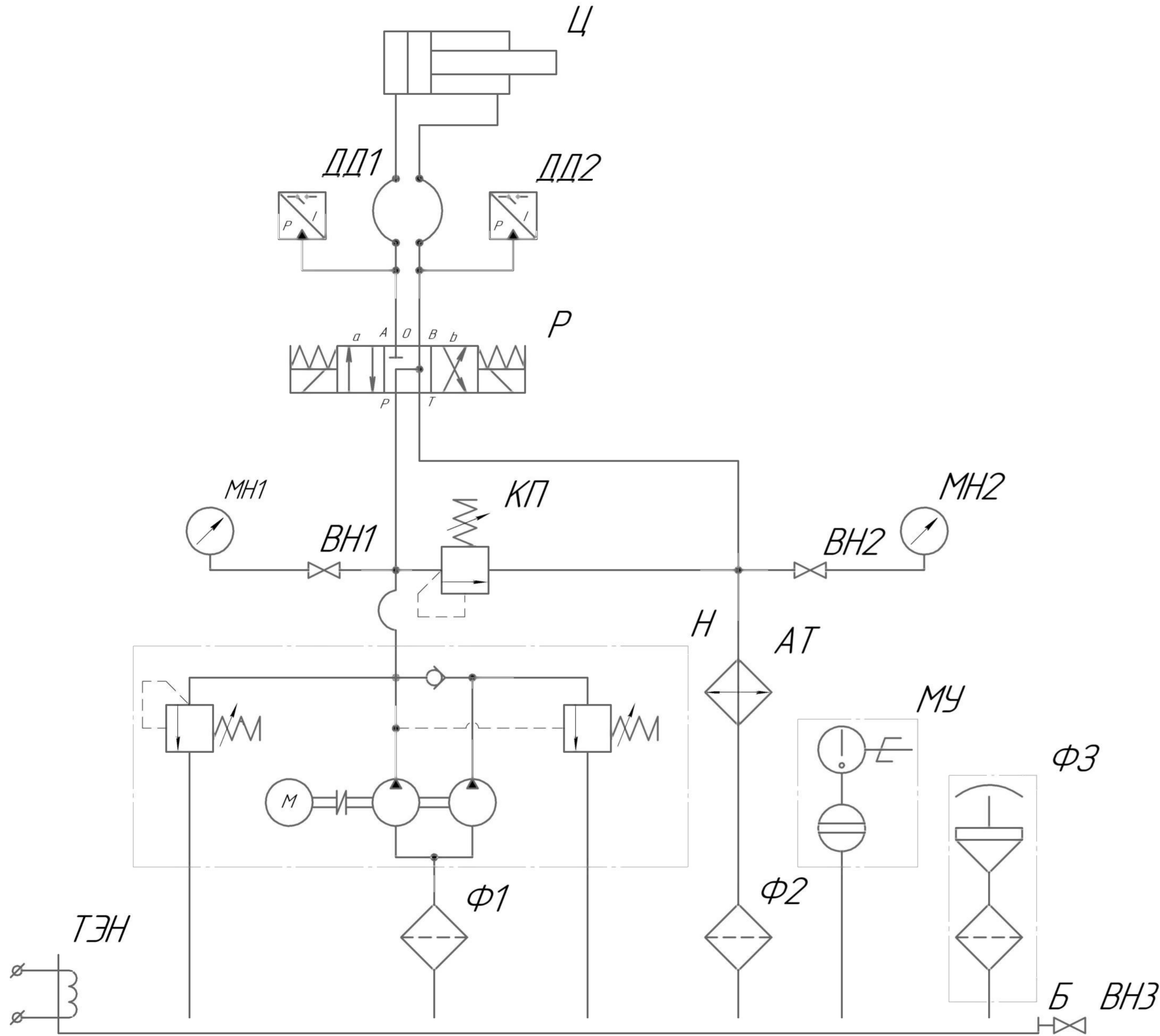
Технічні характеристики

1. Подача насосау	10,85 л/хв.
2. Тиск насосау	16/4,3 МПа
3. Потужність електродвигуна	4 кВт.
4. Частота обертання	1410 об/хв.
5. Максимальна температура робоча рідина, °C	40
6. Об'єм баку, л	63
7. Робоча рідина по ГОСТ 17479.4-87	І-ІГ-А-15

- Технічні вимоги
- * Розміри для довідок.
 - Труби гнуті і кріплені по місту при контрольній збірці. Радіус гнбки труб не менше чотирьох зовнішніх діаметрів труби.
 - Розведення трубопроводів виконати у відповідності з схемою принципіальною гідравлічною.

				08-62.МКР.13.00.001В3				
Зм.	Лист	№ докум.	Гідр.	Дата	Гідравлічний прес для встановлення та демонтажу підшипників маточни теплозів	Лист	Маса	Масштаб
Розроб		Червч. КР						15
Перевір.		Сабій АВ				Лист	Листів	1
Т.контр.								
Н.контр.		Сабій АВ						ВНТУ, 11М-22М
Затв.		Полушк ІК						Формат А1

Лист № 1 з 1
Стор. № 1 з 1
Перш. промен.

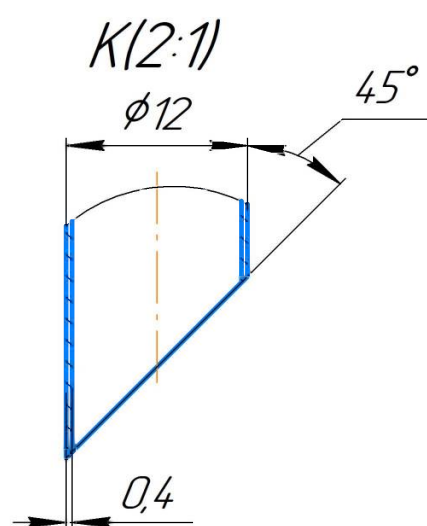
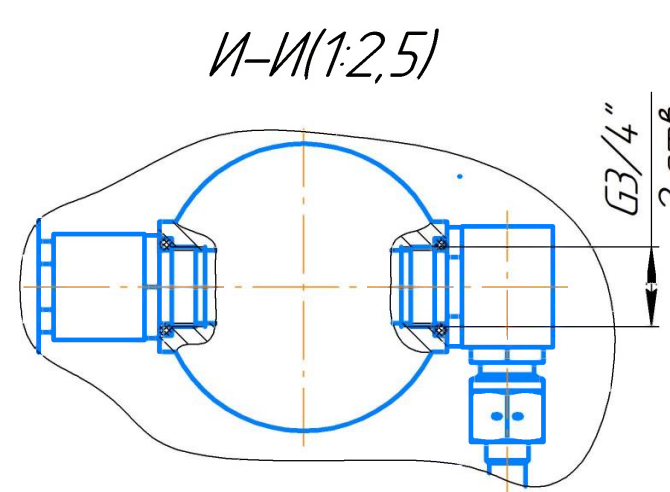
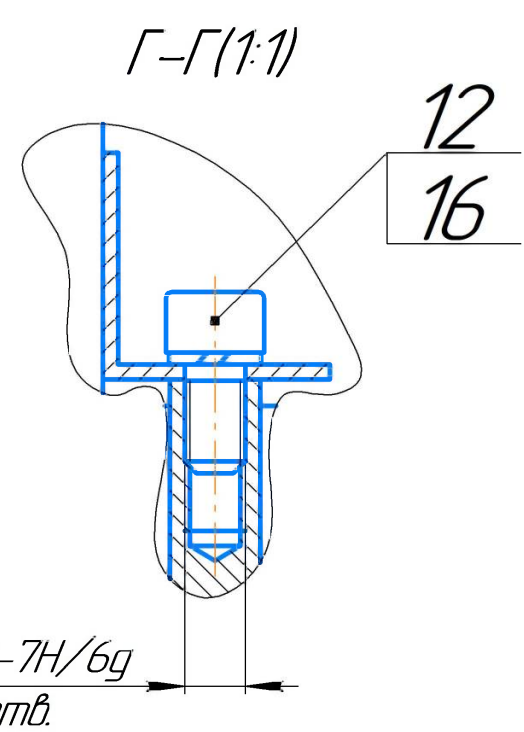
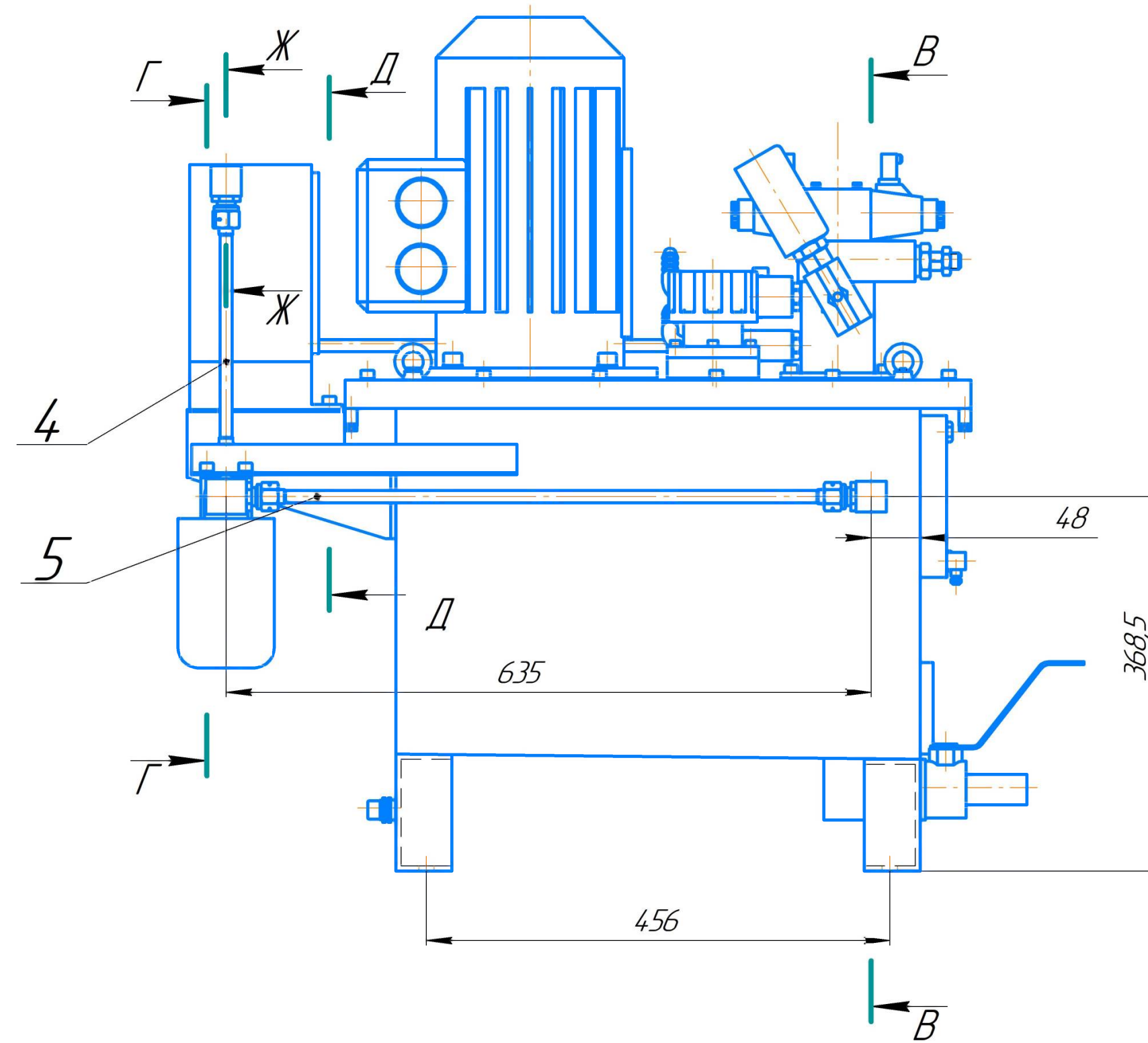
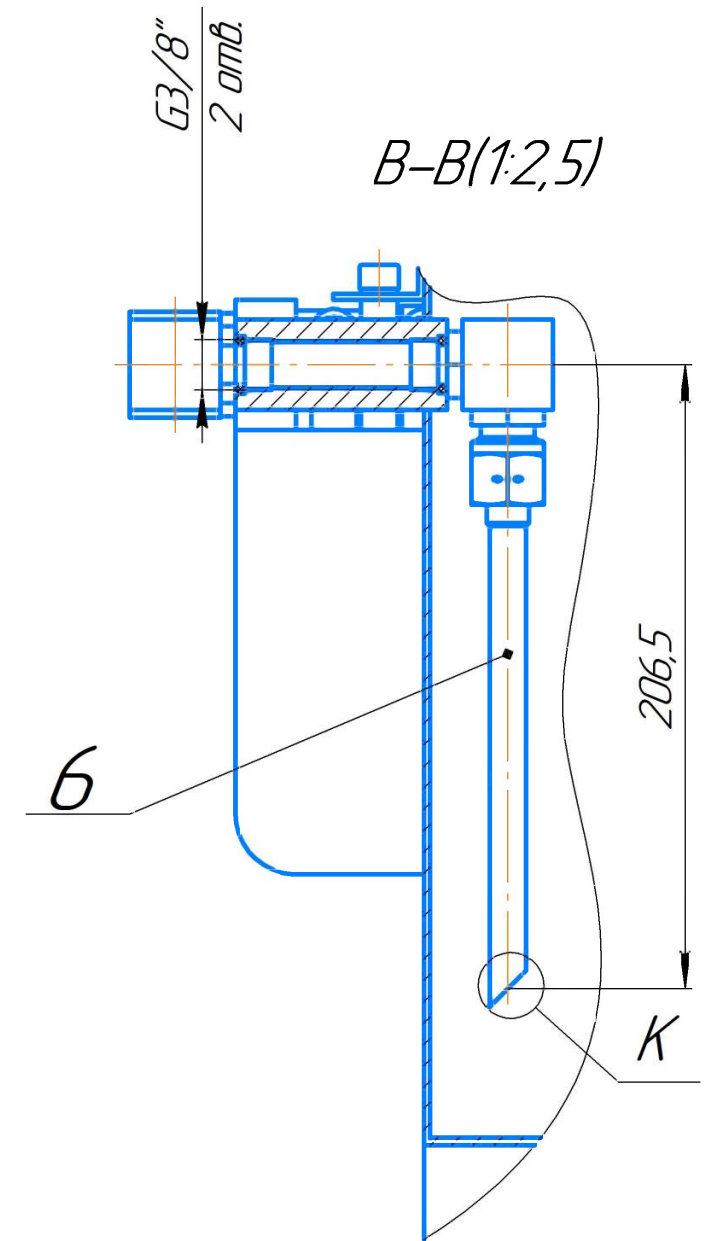
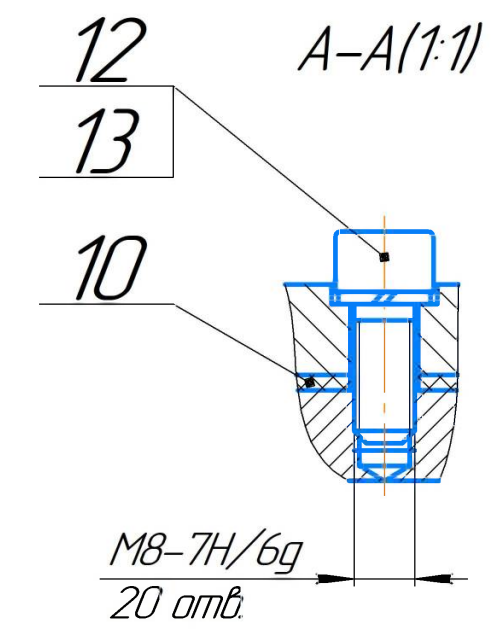
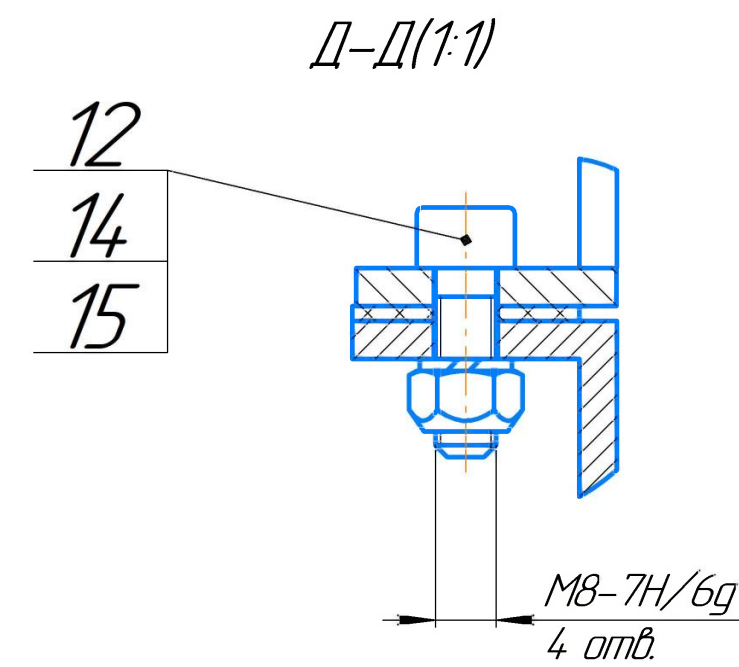
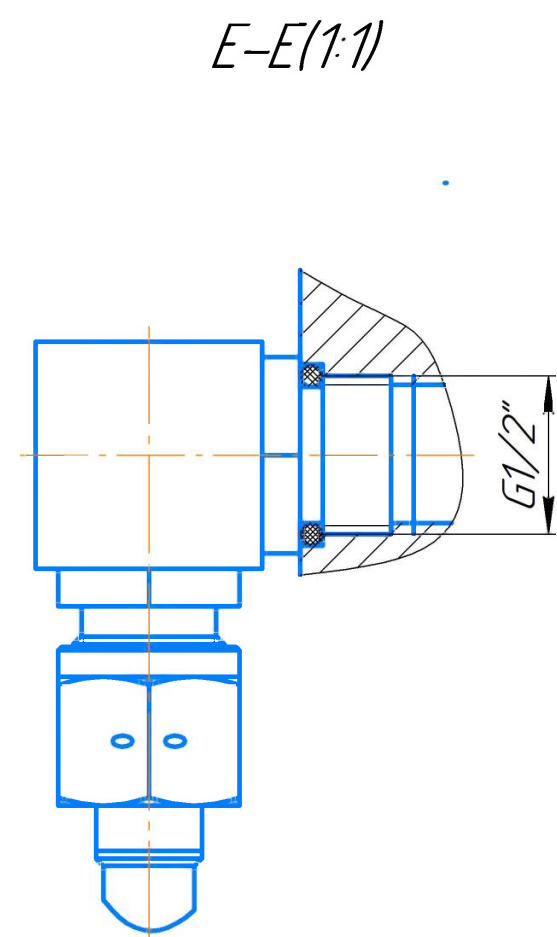
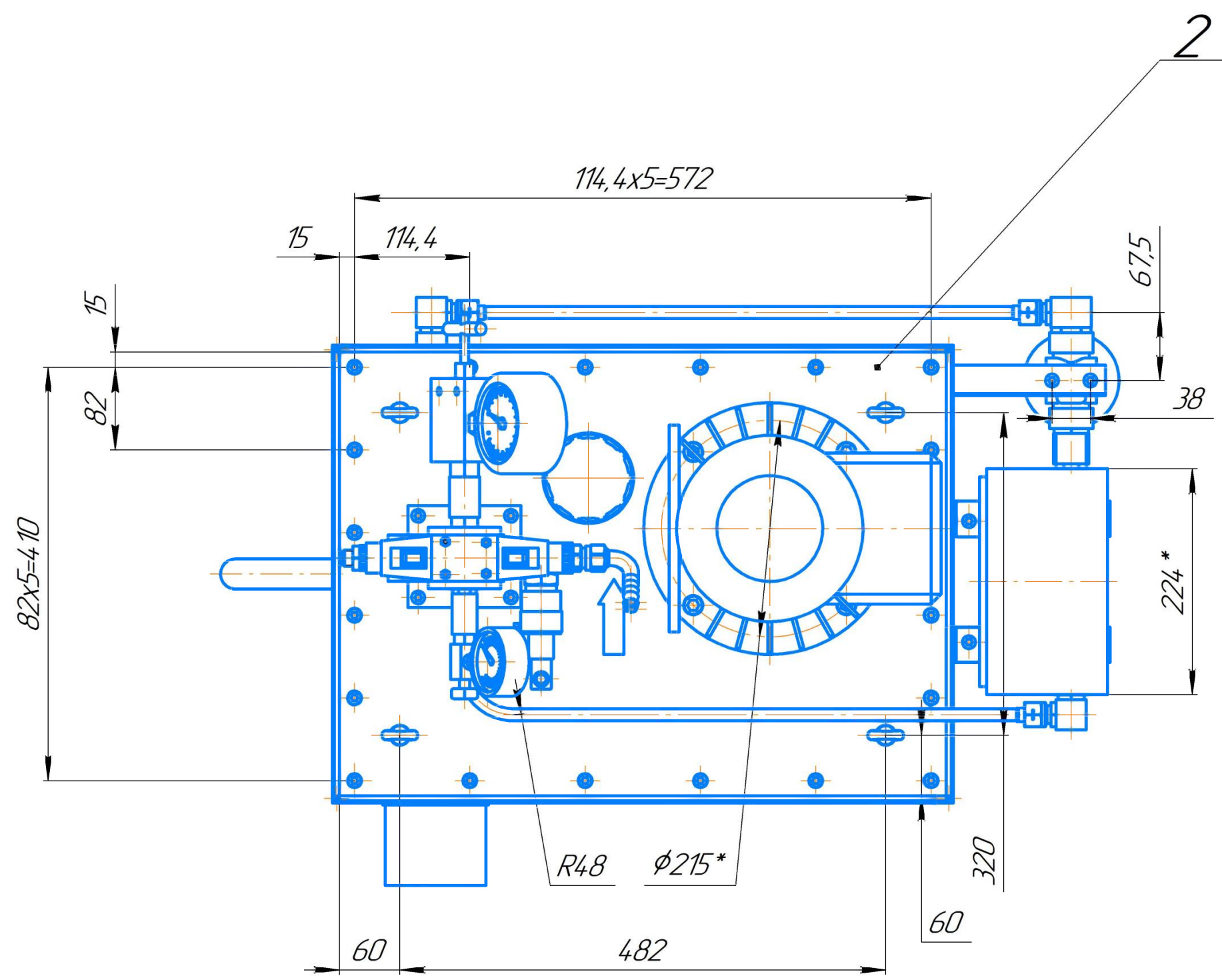
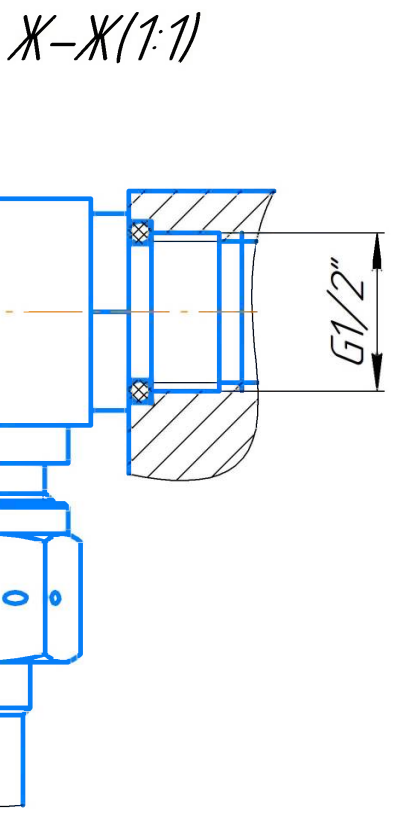
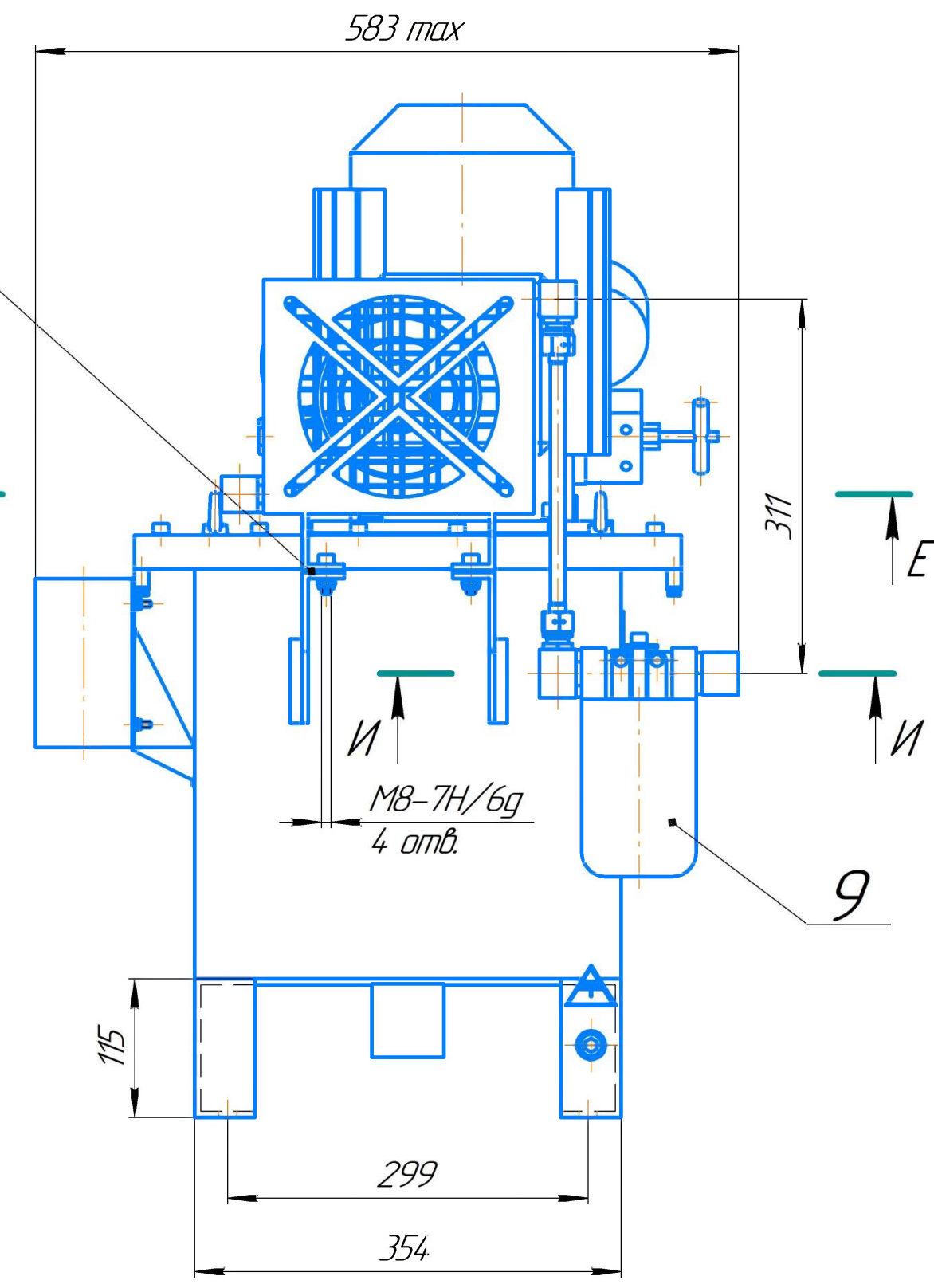
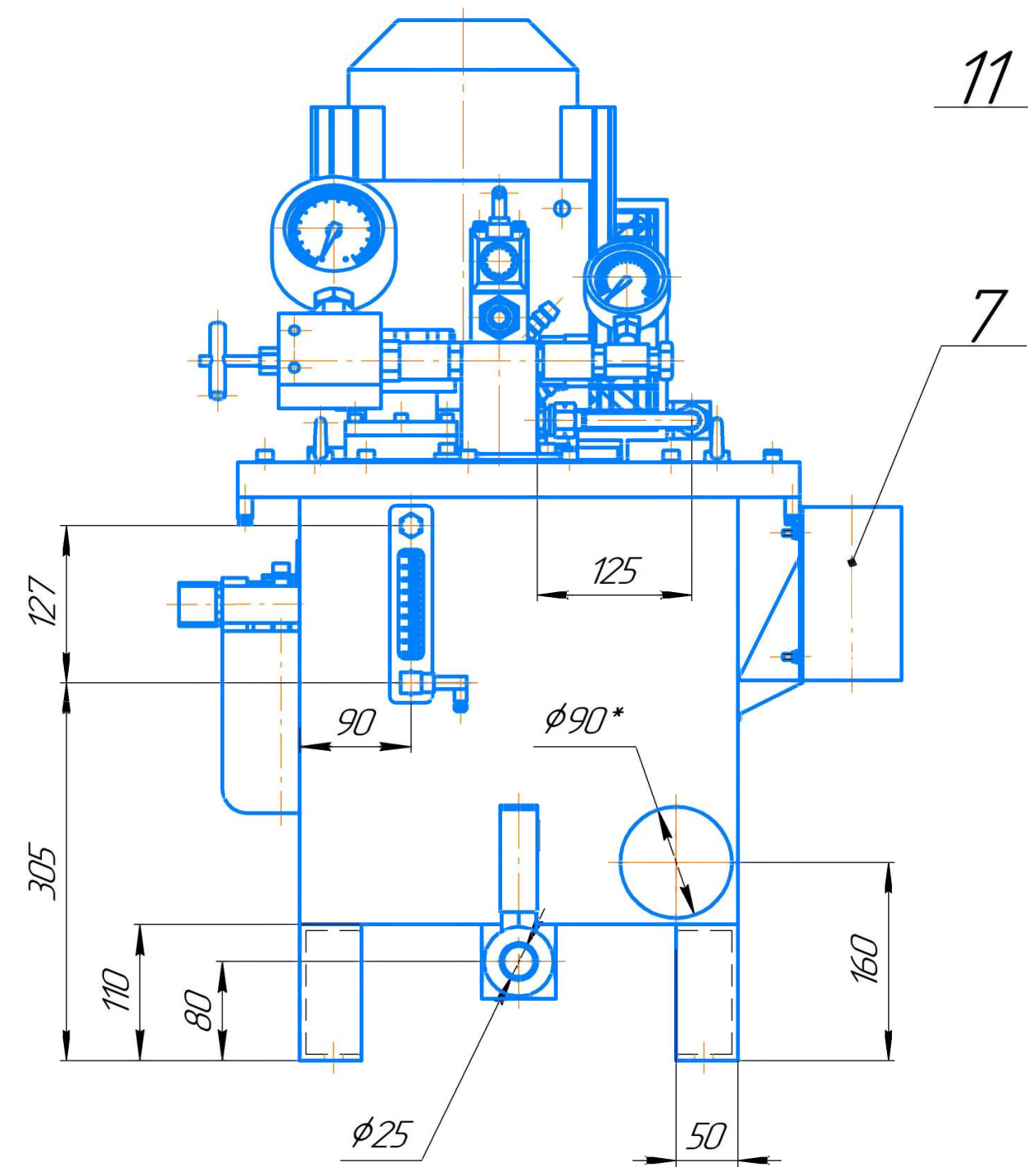
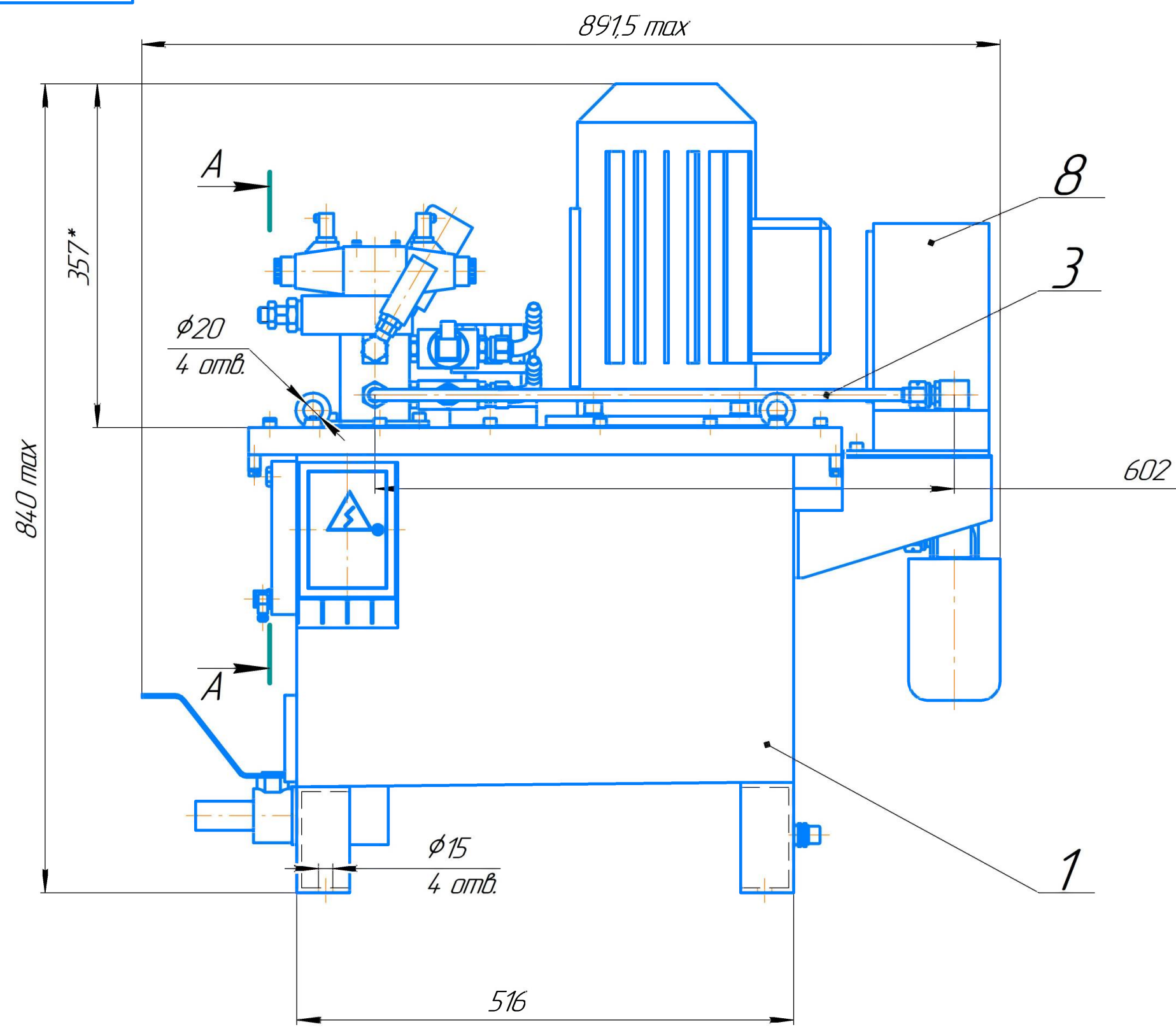


Поз.	Найменування	Кіл.	Примітки
АТ	Повітряний теплообмінник НУ01001	1	$Q_{max} = 60 \text{ л/хв}$, $N = 0,05 \text{ кВт/}^{\circ}\text{C}$
Б	Бак	1	$W = 63 \text{ л}$
ВН1	Вентиль 10-12NFD	1	$P_{max} = 689 \text{ бар}$
ВН2	Вентиль кутовий SOV14 90	1	$P_{max} = 400 \text{ бар}$
ВН3	Кран кульовий КШЗ 25-25 РБХС	1	$P_{max} = 250 \text{ бар}$
ДД1	Давач тиску Енергас IC51	1	$P = 205 \dots 515 \text{ бар}$
ДД2	Давач тиску ISP-060/CE	1	$P = 0 \dots 60 \text{ бар}$
КП	Клапан запобіжний DRV-700-01	1	$P_{max} = 700 \text{ бар}$, $Q_{max} = 35 \text{ л/хв}$
МН1	Манометр Енергас GP10S	1	$P_{max} = 700 \text{ бар}$
МН2	Манометр PE3516 14LF	1	$P_{max} = 16 \text{ бар}$
МУ	Масилопоказник FSA-127-1X/FT200/10	1	$L = 127 \text{ мм}$, M10
Н	Насос DVP-05-H700-L 130	1	$V_0 = 2/6,1 \text{ см}^3$, $P_{max} = 160/700 \text{ бар}$
Р	Розподільник DSV700-4/3-01-A	1	$P_{max} = 700 \text{ бар}$, $Q_{max} = 35 \text{ л/хв}$
ТЭН	Трубкастий електронагрівач 68610PK	1	$N = 10 \text{ кВт}$
Ф1	Фільтр всмоктувальний STR 045-2 S G1	1	$\Delta = 45 \text{ мкм}$
Ф2	Фільтр зливний HL 101	1	$\Delta = 10 \text{ мкм}$
Ф3	Фільтр зливний ФЗ-25/1604X/14	1	$\Delta = 45 \text{ мкм}$
Ц	Циліндр ДГ50Г300	1	$F = 300 \text{ кН}$

Перш. примен.
Спроб. №
Підп. і дата
Інв. № діляч.
Васм. інв. №
Підп. і дата
Інв. № позн.

				08-62.МКР.13.01.000.Г3		
				Схема гідравлічна		
				принципова		
Лист	Маса	Масштаб				
Лист	Листів	1				
				ВНУ, 1ГМ-22М		
				Копіював		
				Формат А2		

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата
Розроб.		Черняк КР		
Перевір.		Слабкий А.В.		
Т.контр.				
Н.контр.		Слабкий А.В.		
Затв.		Полещук Л.К.		

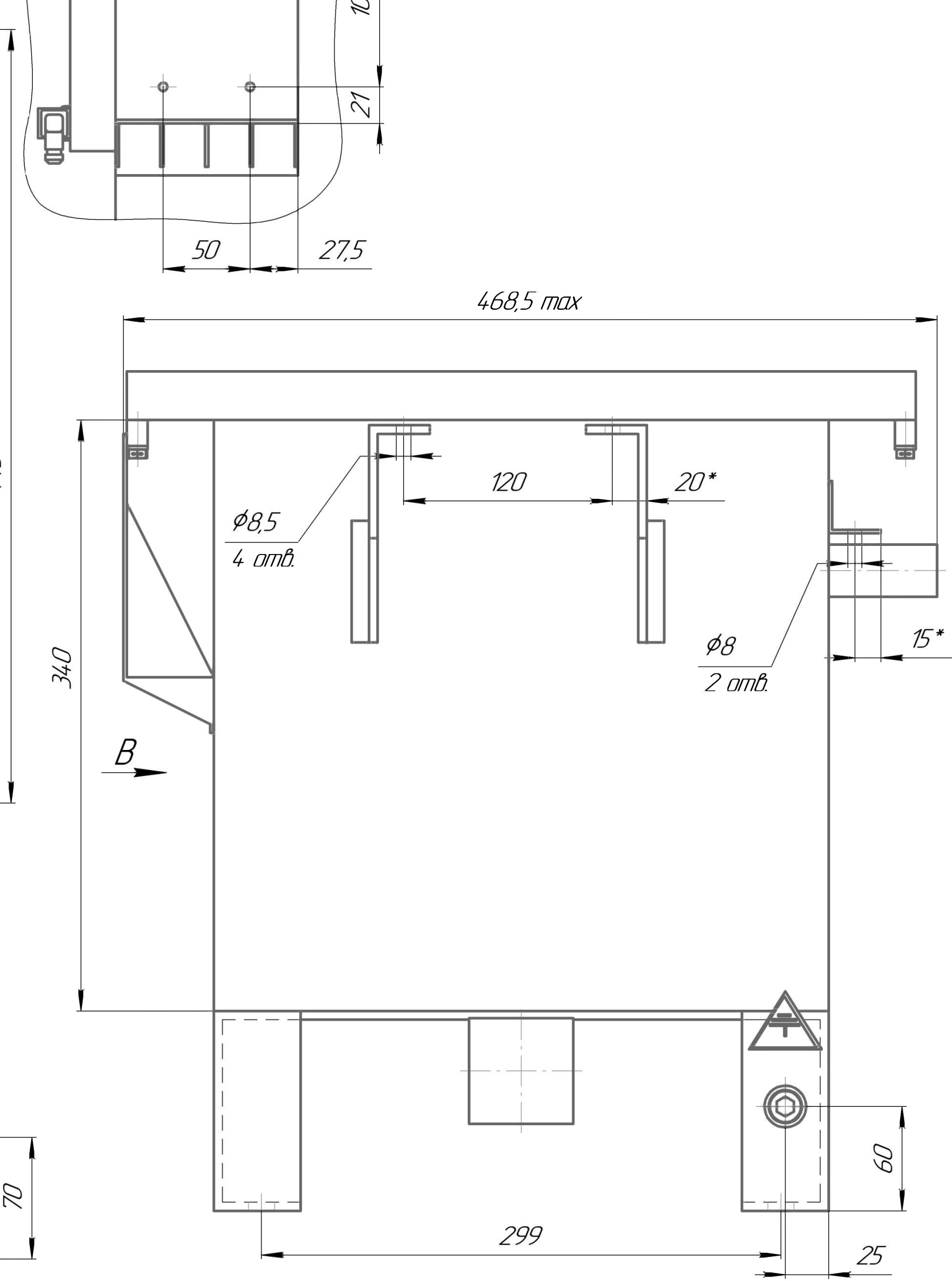
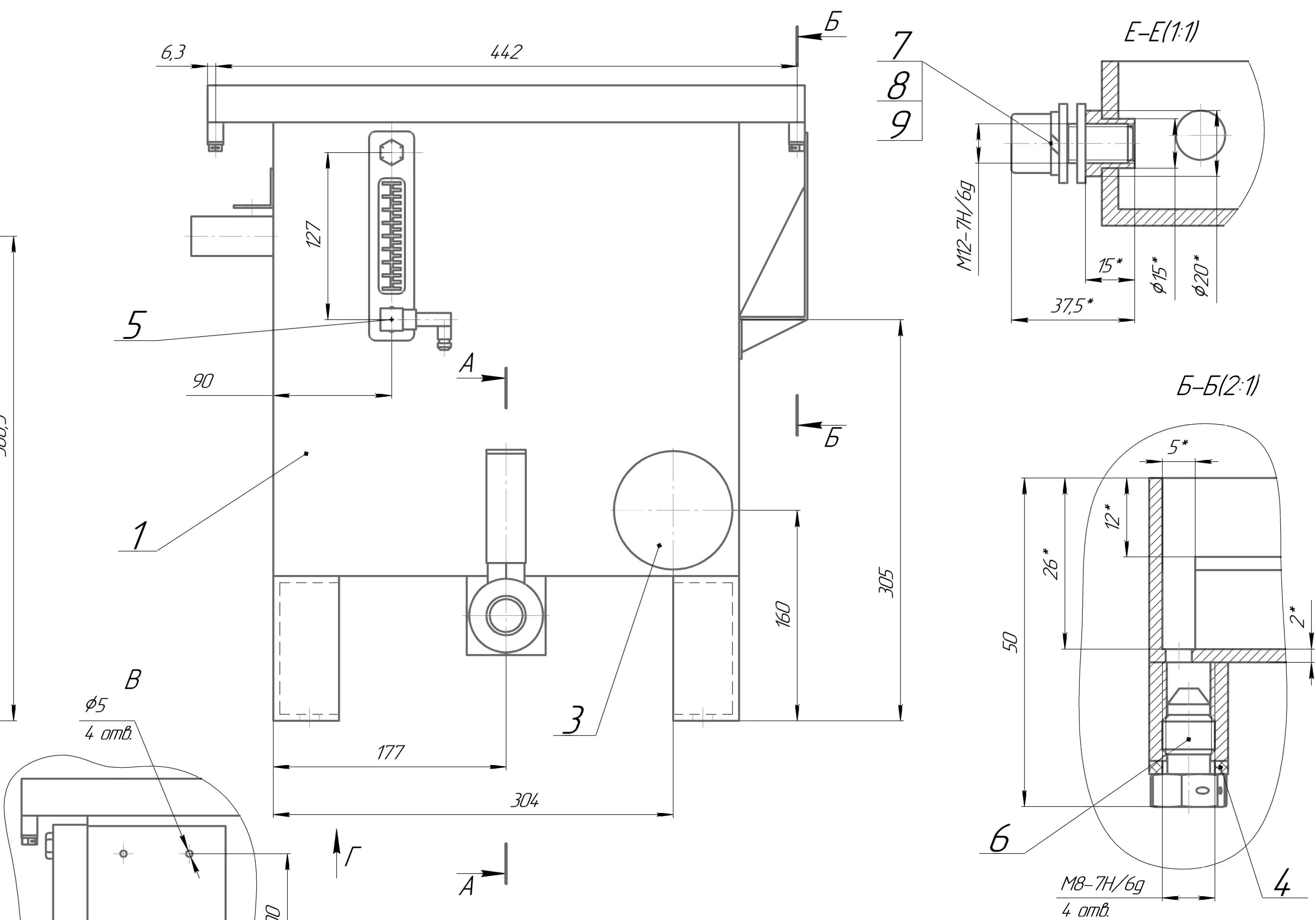
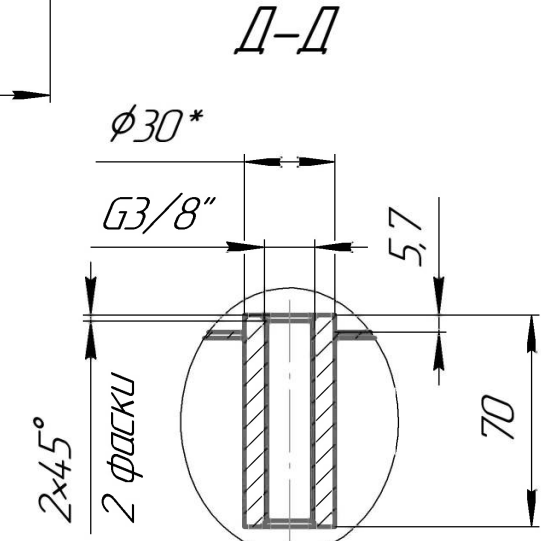
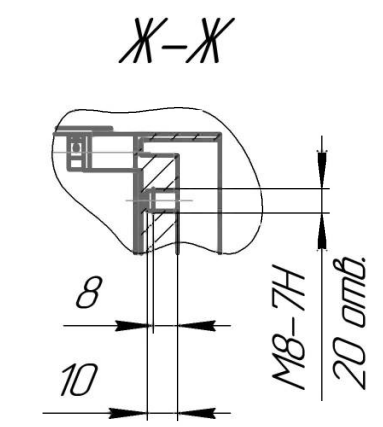
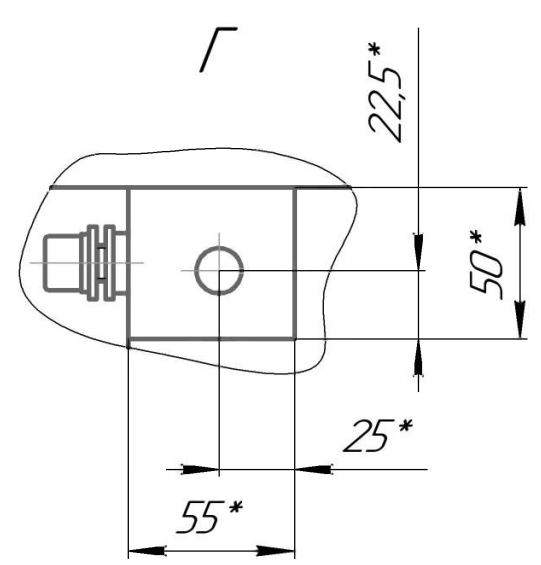
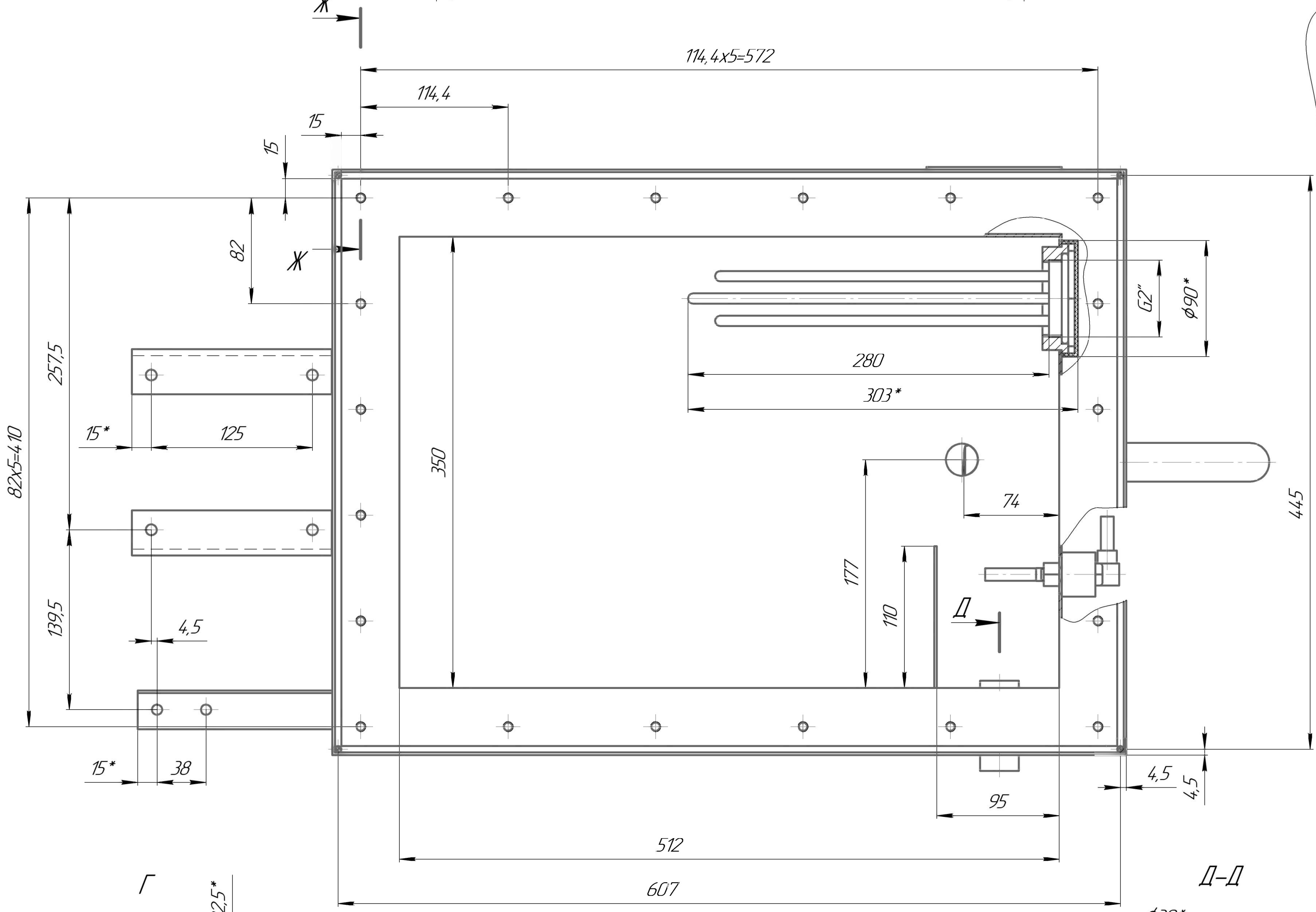
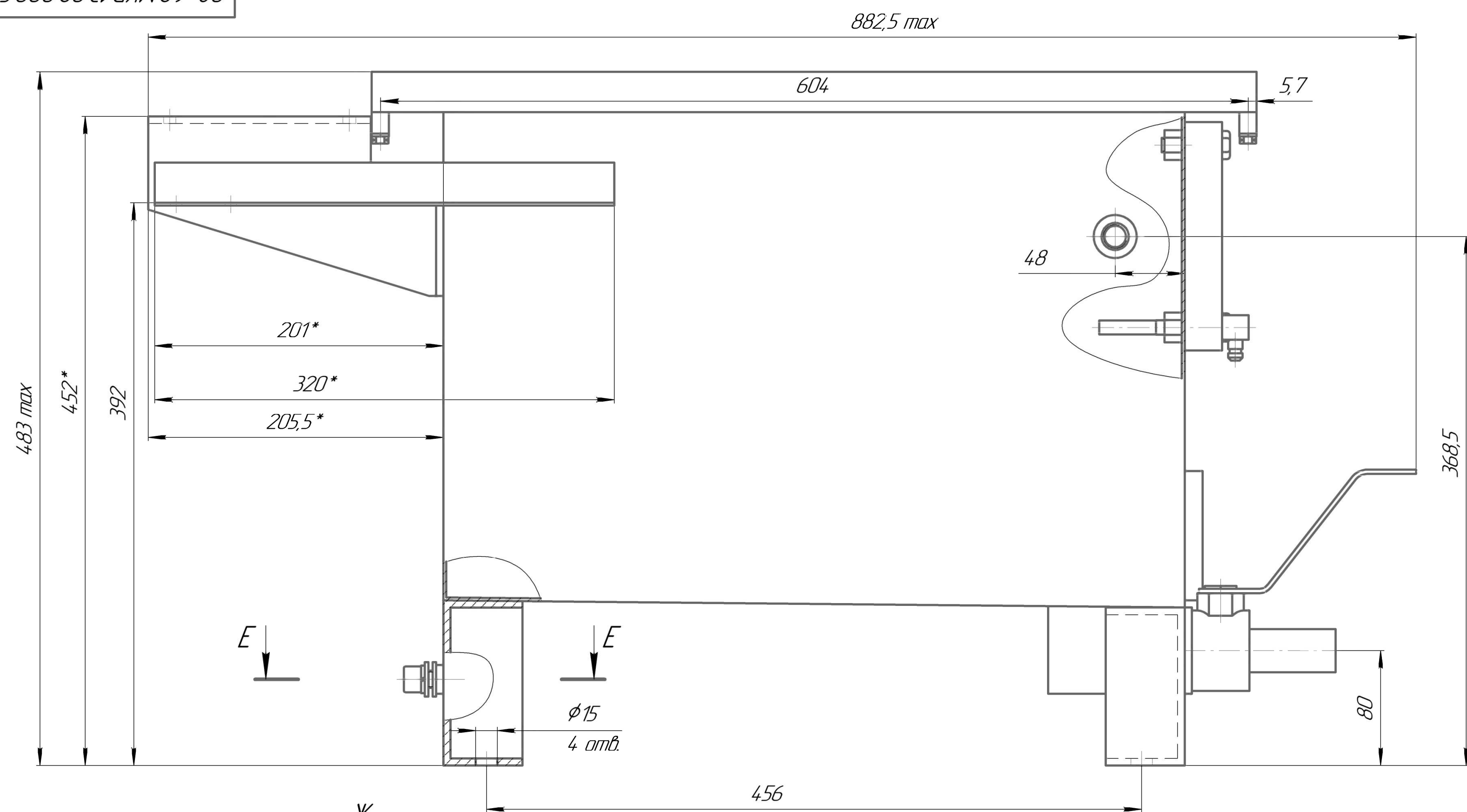


Технічні характеристики

1. Падача насосу	10,85 л/хв
2. Тиск насосу	16/4,3 МПа
3. Потужність електродвигуна	4 кВт
4. Частота обертання	1410 об/хв
5. Максимальна температура робочої рідини, °C	40
6. Об'єм баку, л	63
7. Робоча рідина по ГОСТ 17479.4-87	І-ІГ-А-15

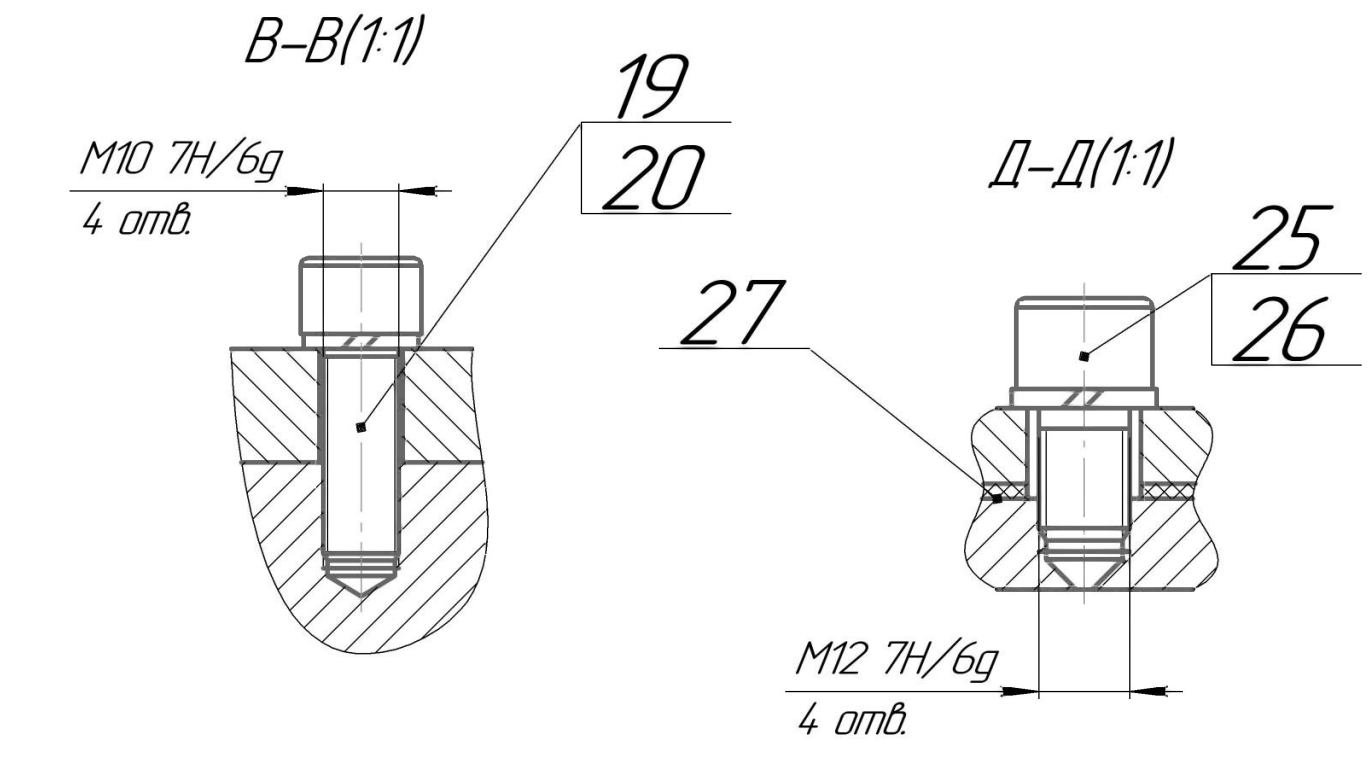
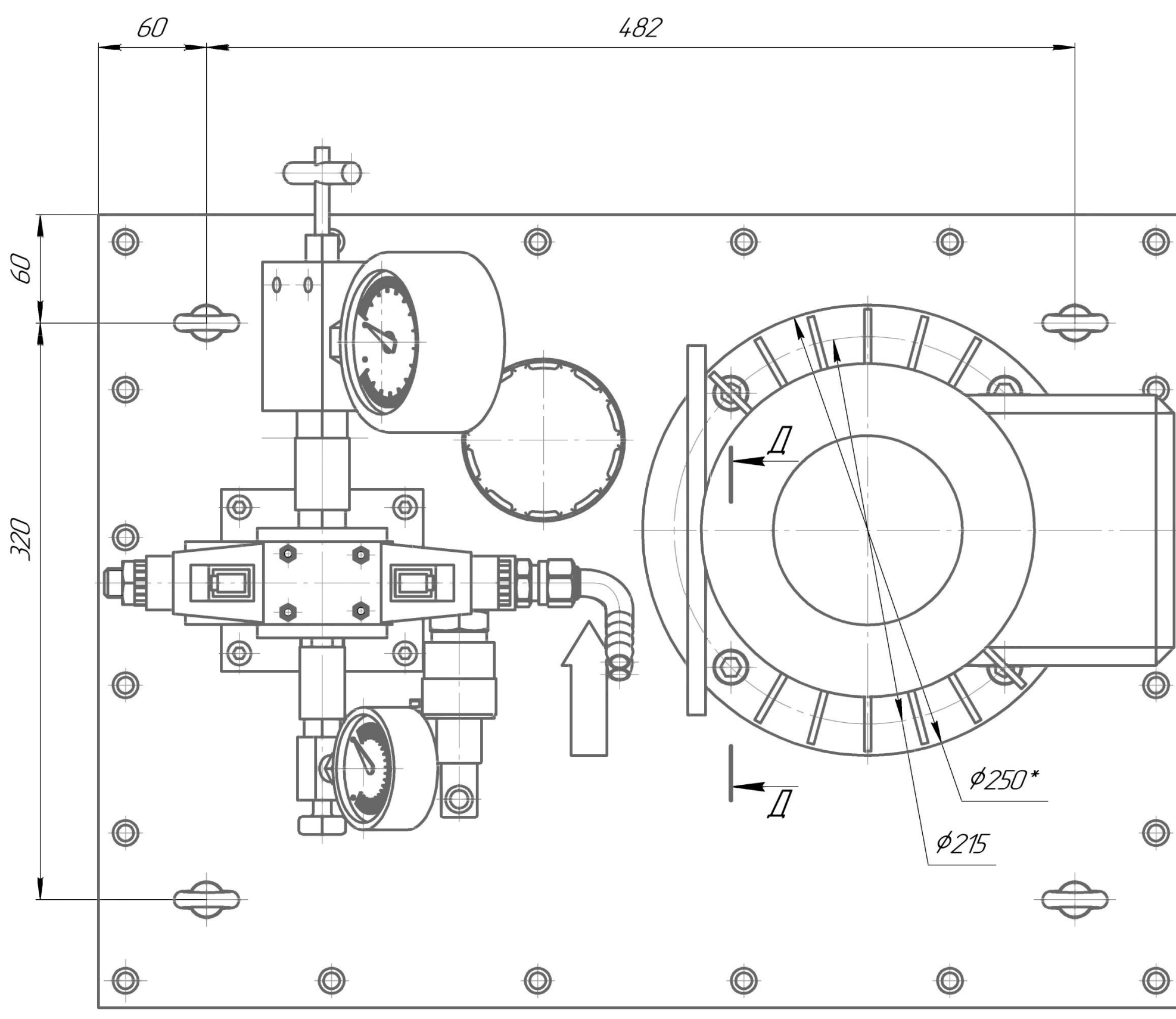
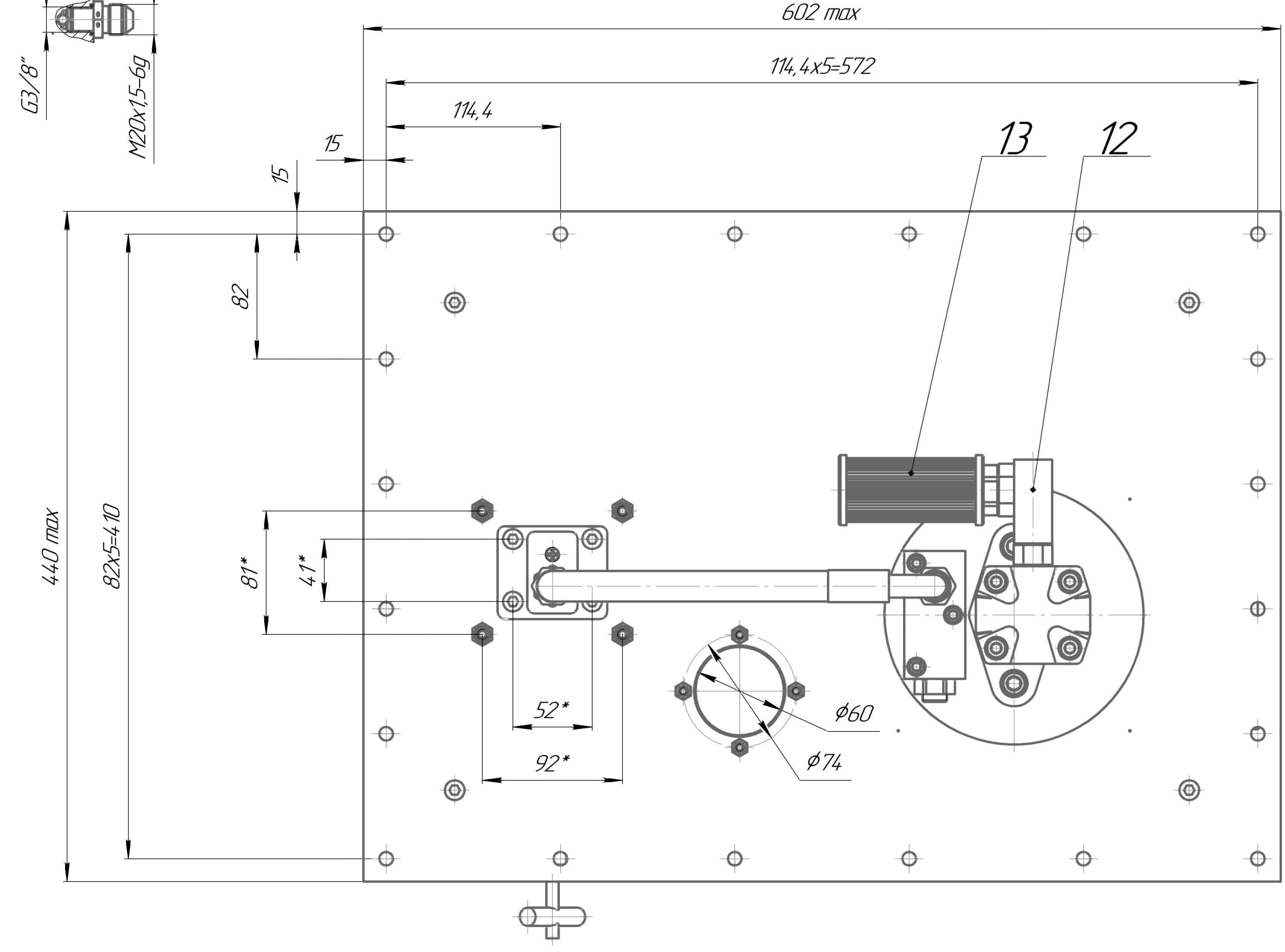
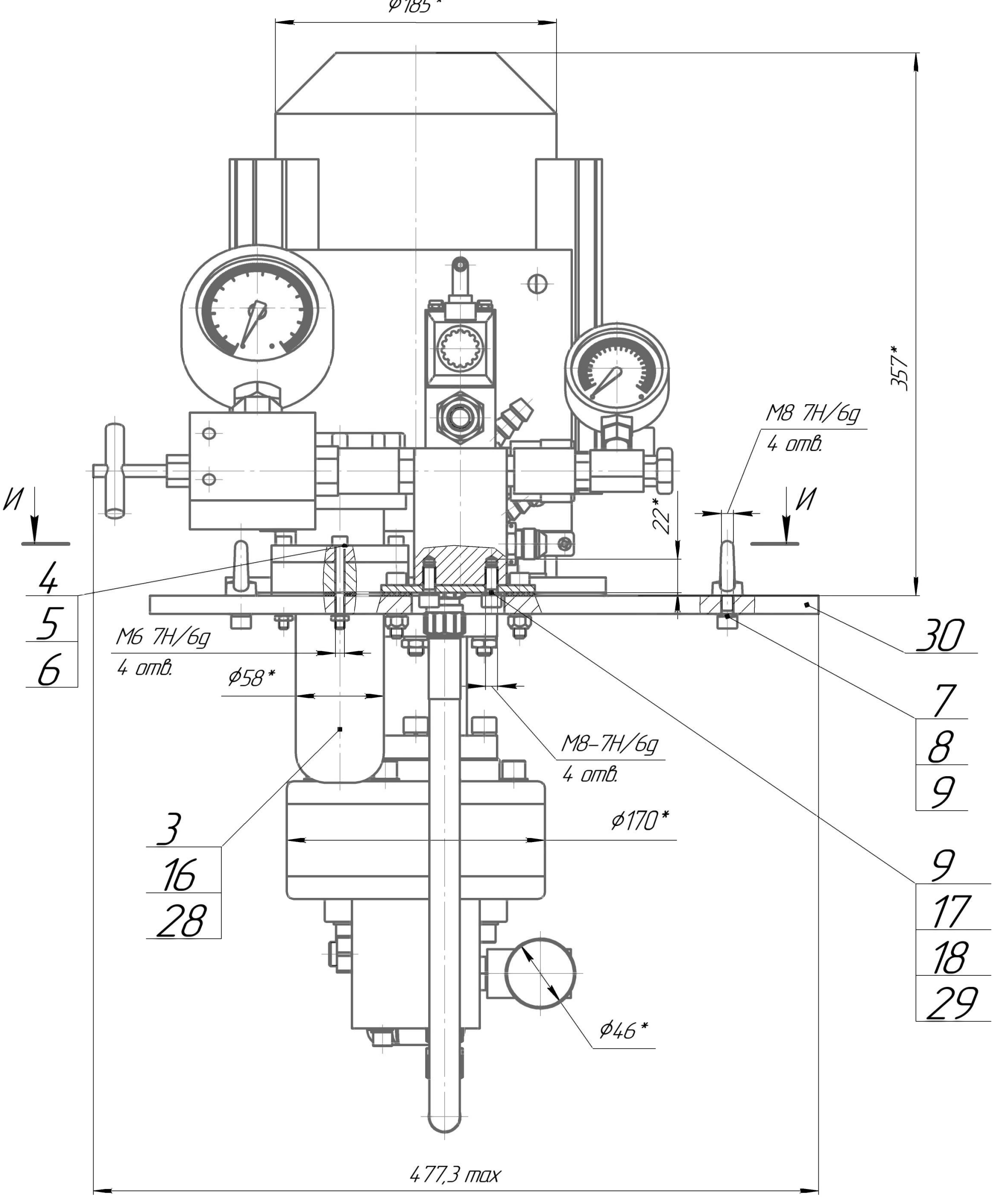
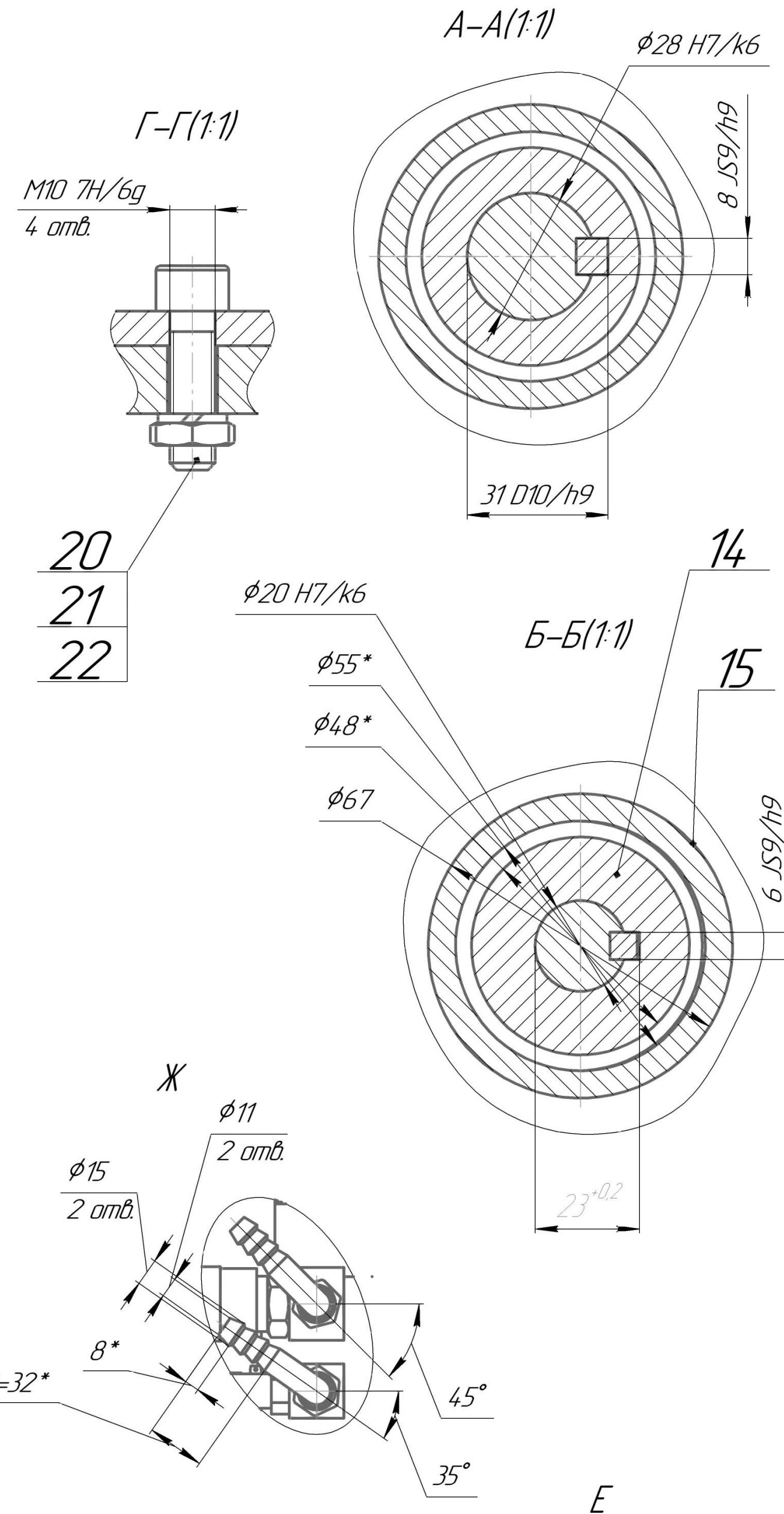
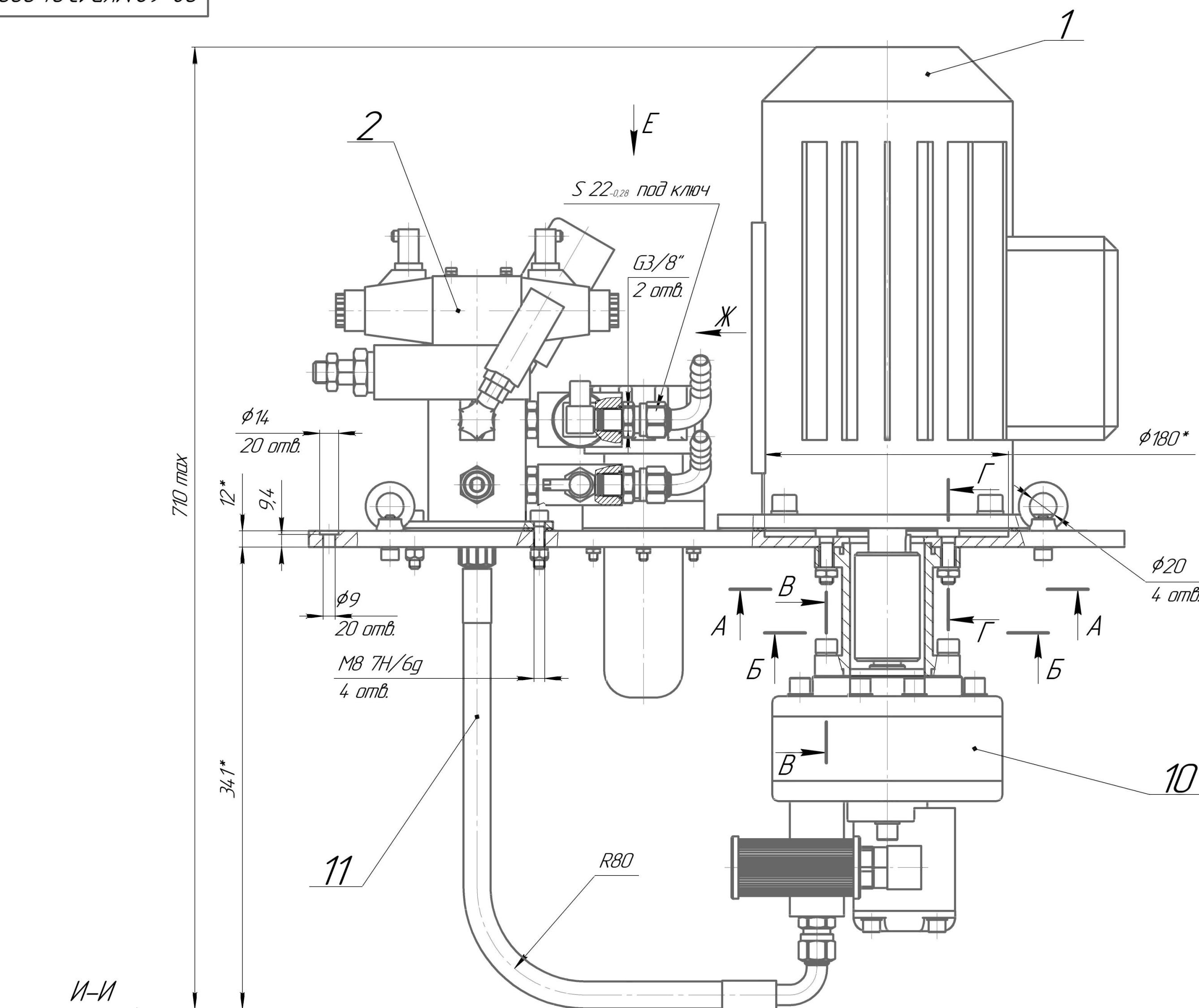
- Технічні вимоги
- * Розміри для довідок.
 - Труби гнути і кріпити по місцю при контрольній збірці. Радіус гідки труб не менше чотирьох зовнішніх діаметрів труби.
 - Розведення трубопроводів виконати у відповідності з схемою принциповою гідравлічною.

08-62.МКР.13.01.000.СК				Гідростанція			Лист	Маса	Масштаб
				Складальне креслення					15
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата			Лист	Листів	1
Розроб.		Черняк К.Р.							
Перев.		Слабкий А.В.							
Т.контр.									
Н.контр.		Слабкий А.В.							
Затв.		Поліщук Л.К.							
Копірабат							Формат А1		



1. *Разміри для довідок.
2. Покриття:
нарізні поверхні - мастило ЦІАТИМ-205 ГОСТ 8551-74
зовнішня поверхня - емаль НЦ-246, світло-салатова або "біла ніч", або сіро-срідна ТУ6-10-609-79IV,6/1
внутрішня поверхня - два шари ґрунтовки ФЛ-03К ГОСТ 9109-81VII,6/1
3. Гідрадак випробувати на герметичність, метод контролю - каплярний по ГОСТ 3242-79, змочувальна рідина - диз. паливо за ГОСТ 18499-73.
4. Зливні отвори фарбувати в червоний колір - емаль НЦ-132К або НЦ-132П, червона ГОСТ 6631-74.
5. Контрастні поверхні бодилок вузлів заземлення, а також болтів і шайб повинні бути очищені від антикорозійного покриття і захищені начисто.
6. Об'єм баку - 63 л.

08-62.МКР.13.02.000.СК				Лист	Маса	Масштаб
Корпус баку						1:2,5
Складальне креслення				Лист	Листов	1
				ВНТУ, ІГМ-22М		
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		
Разроб.		Червонок КР				
Перев.		Слабкий А.В.				
Т.контр.						
Н.контр.		Слабкий А.В.				
Затв.		Полещук Л.К.				



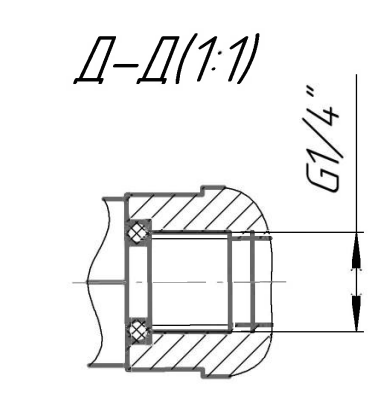
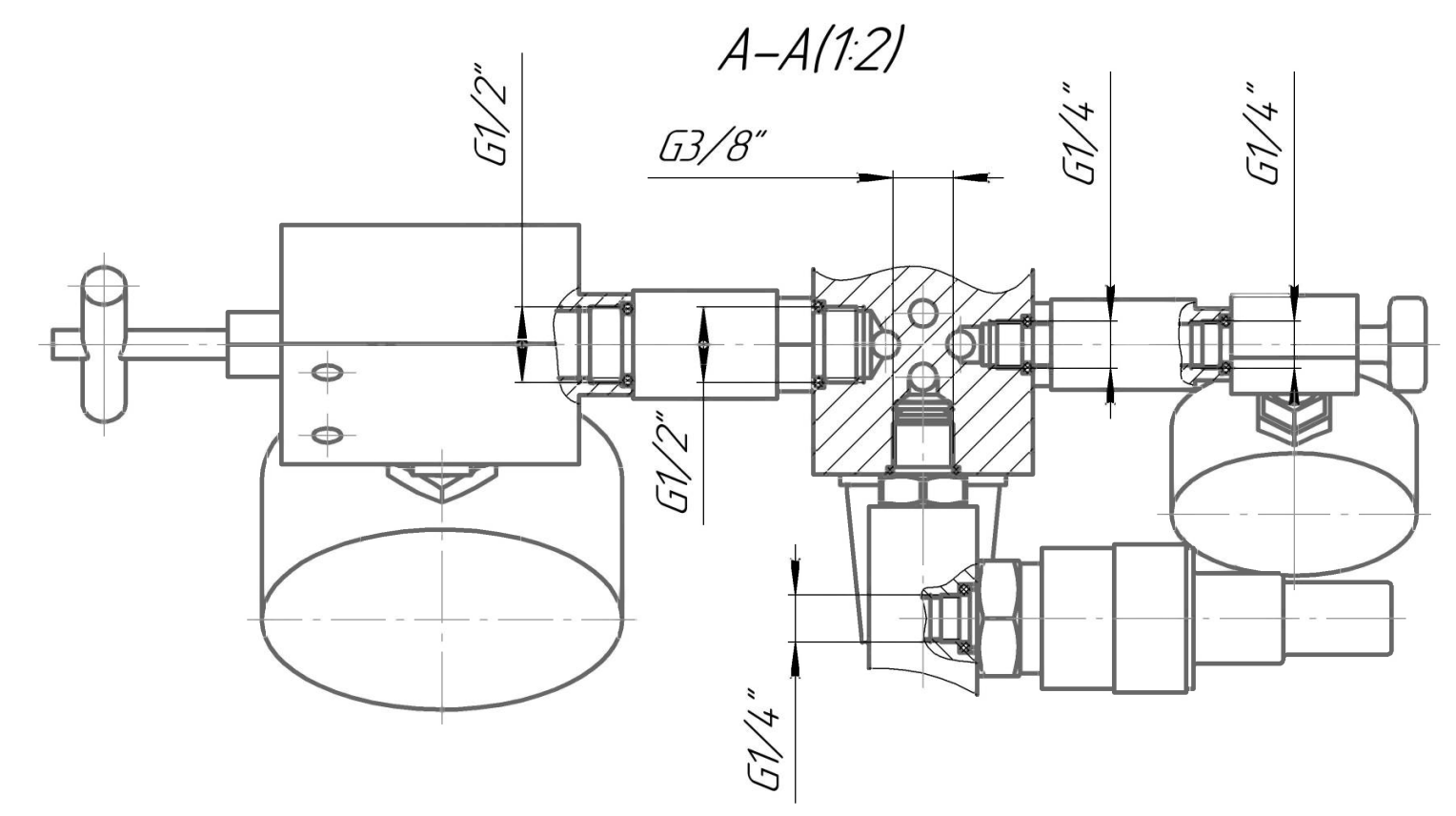
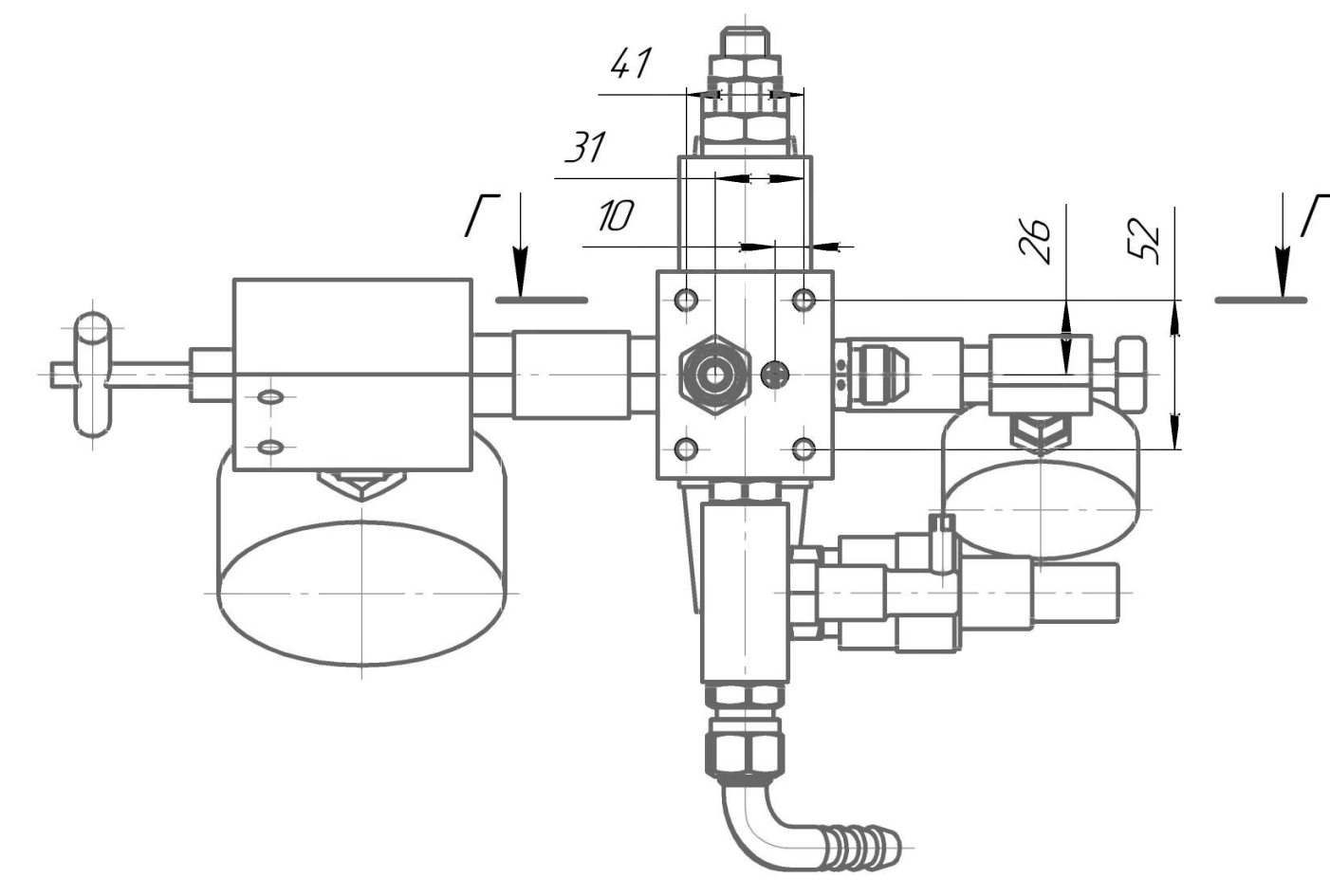
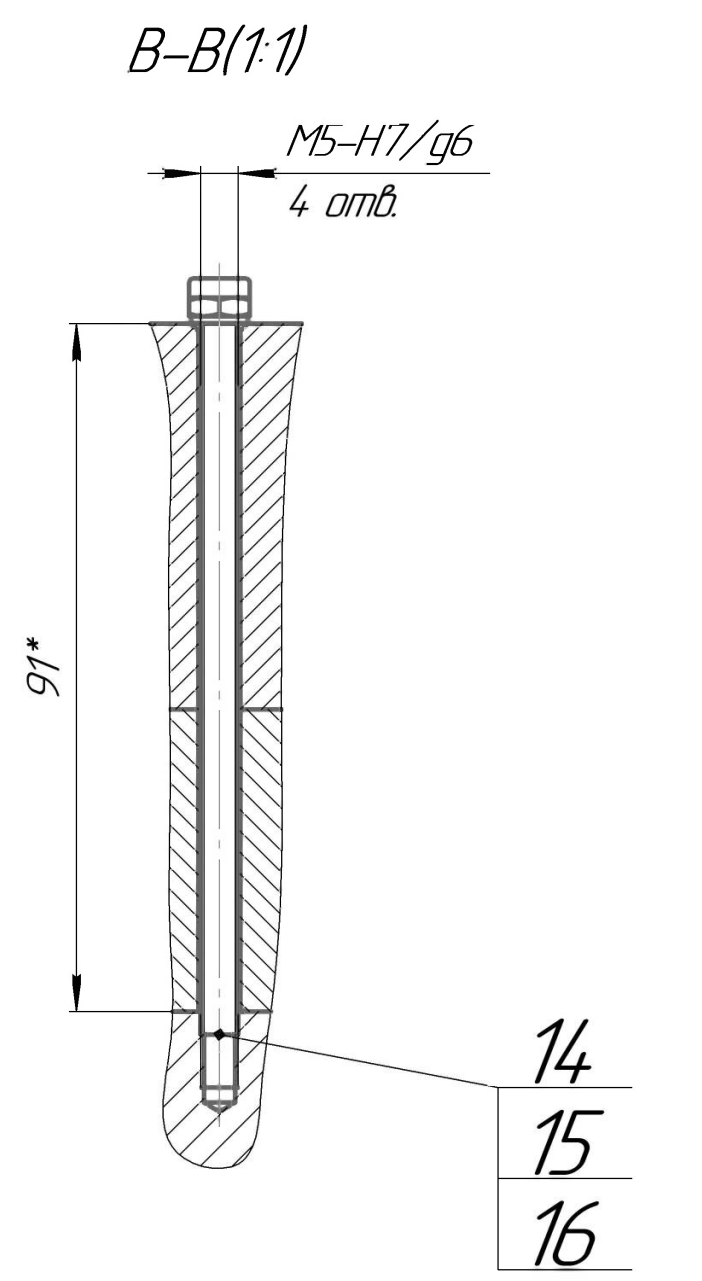
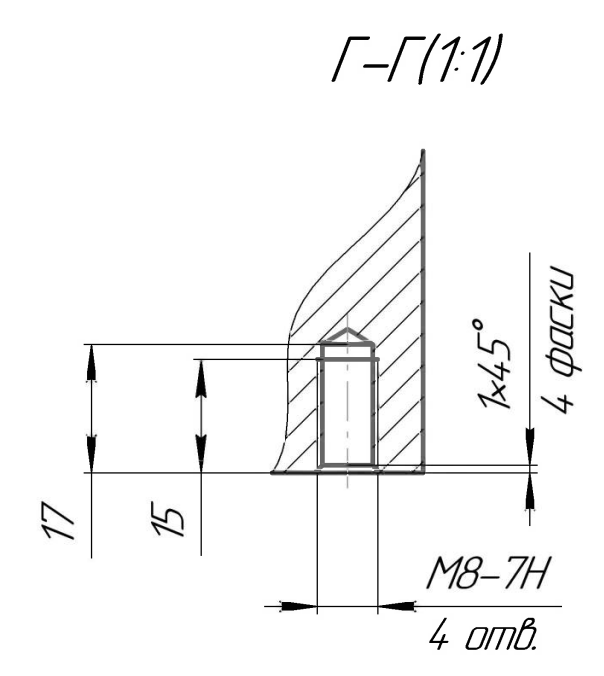
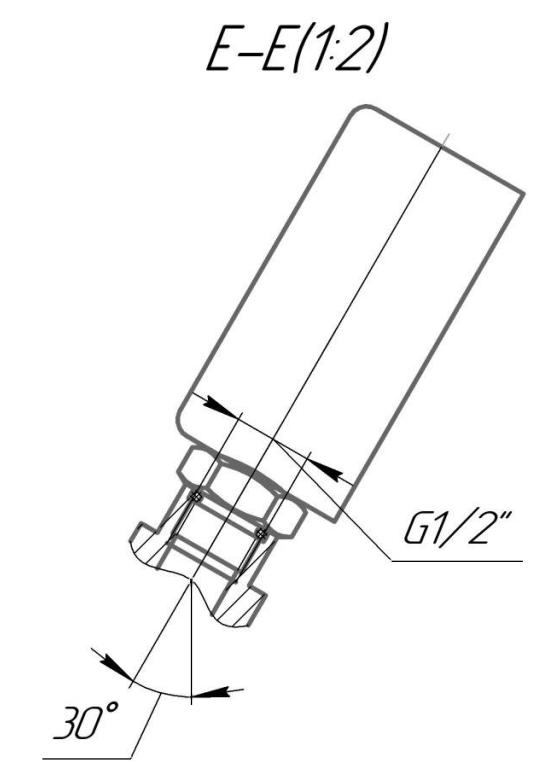
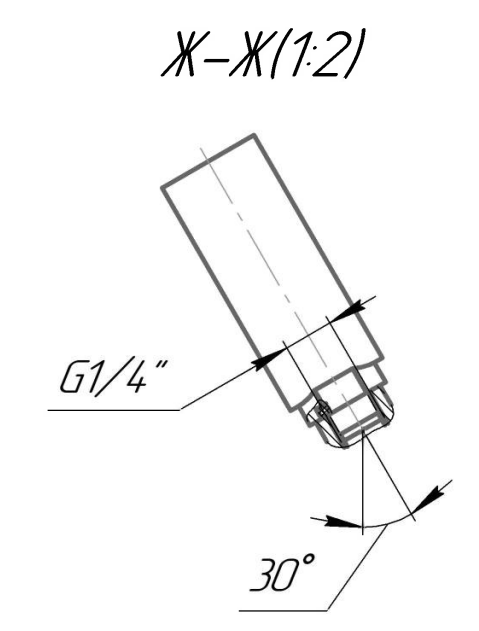
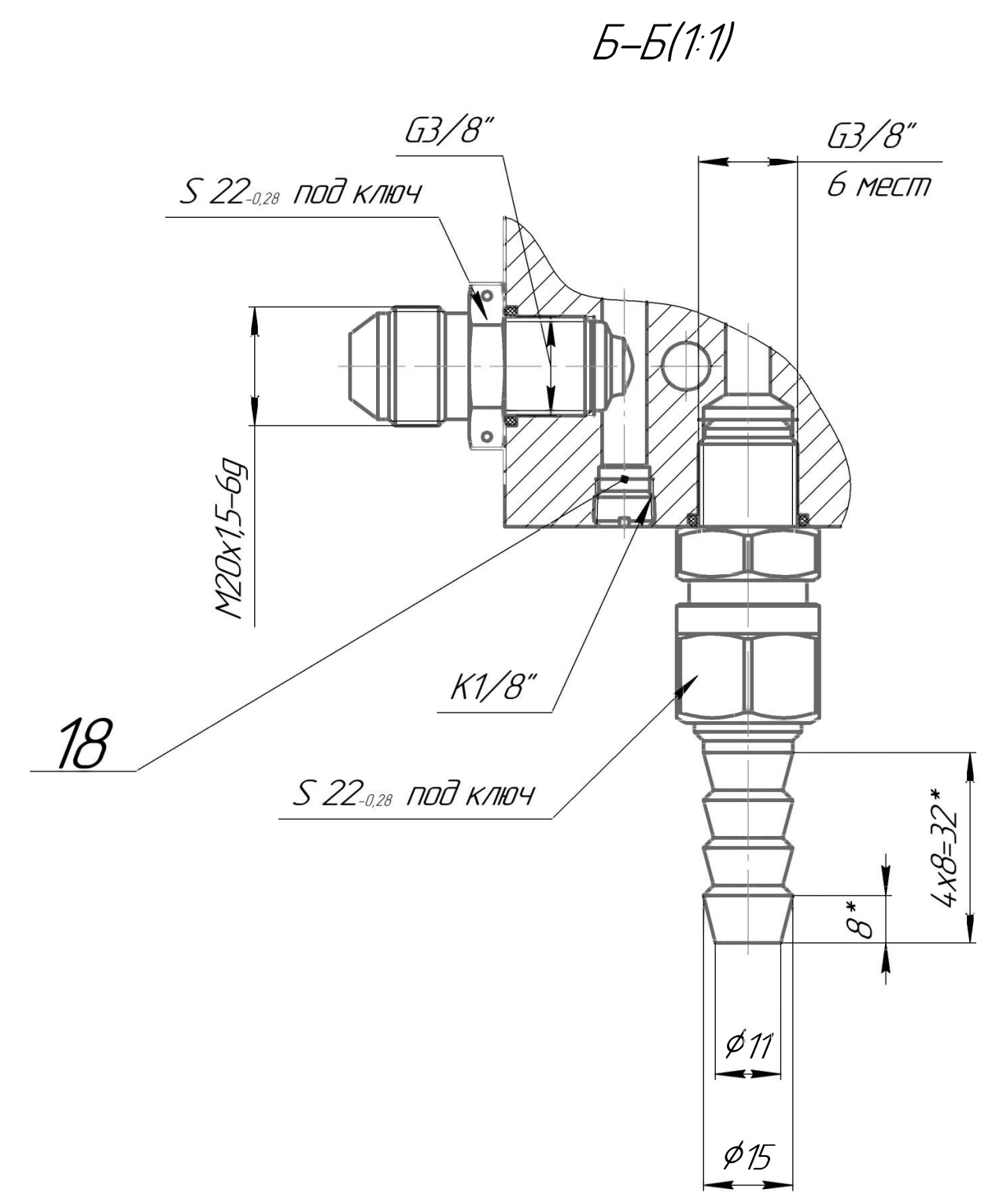
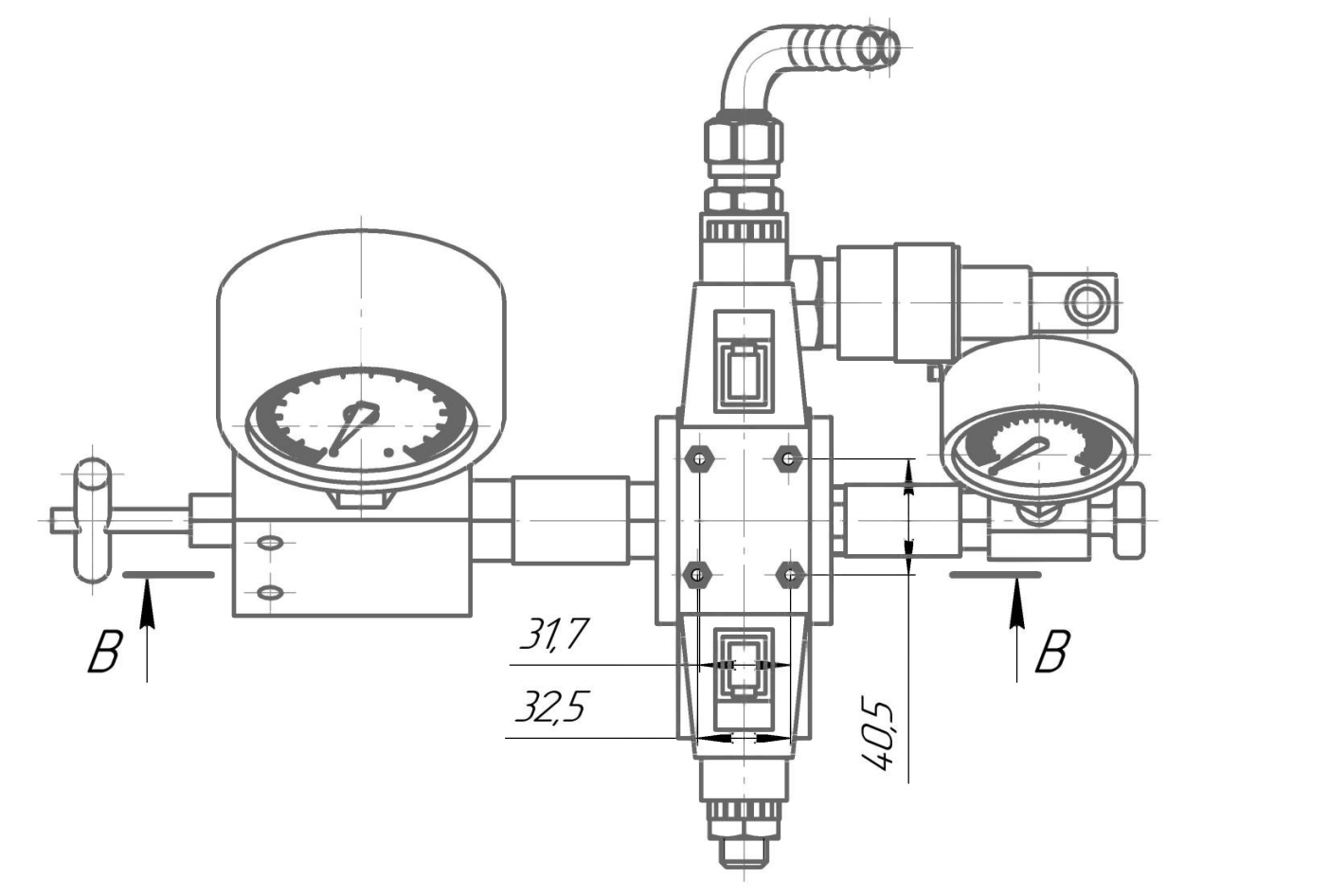
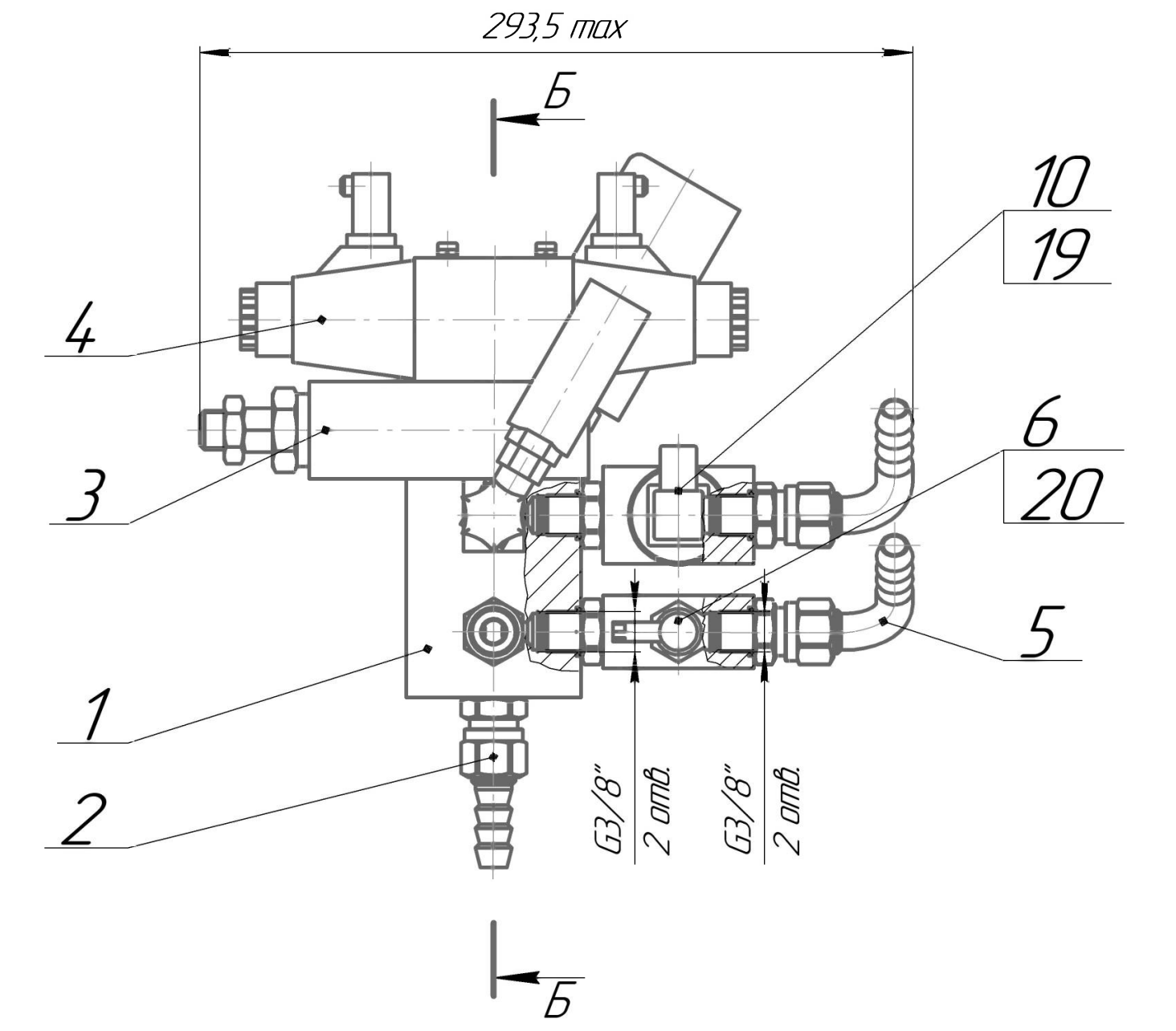
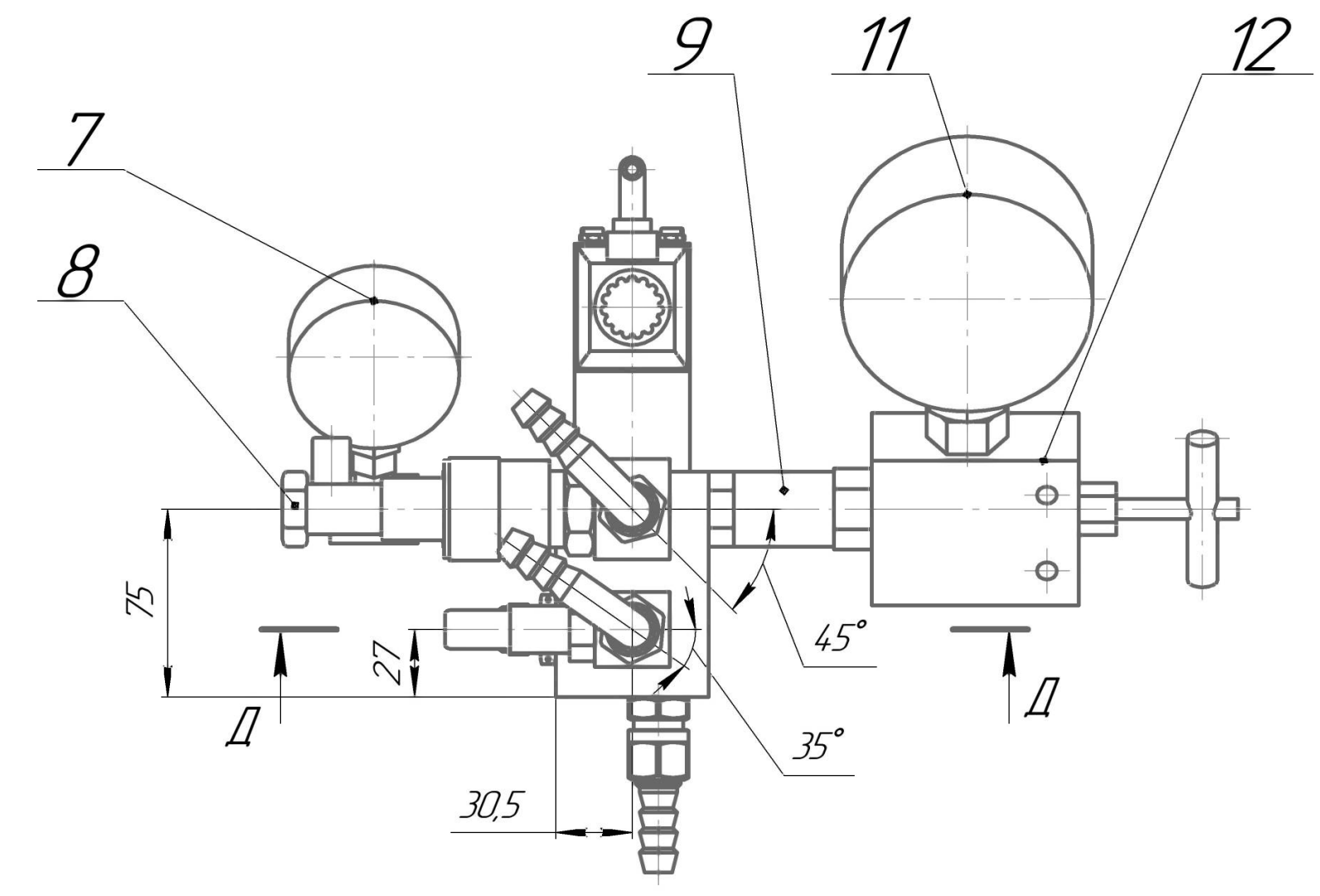
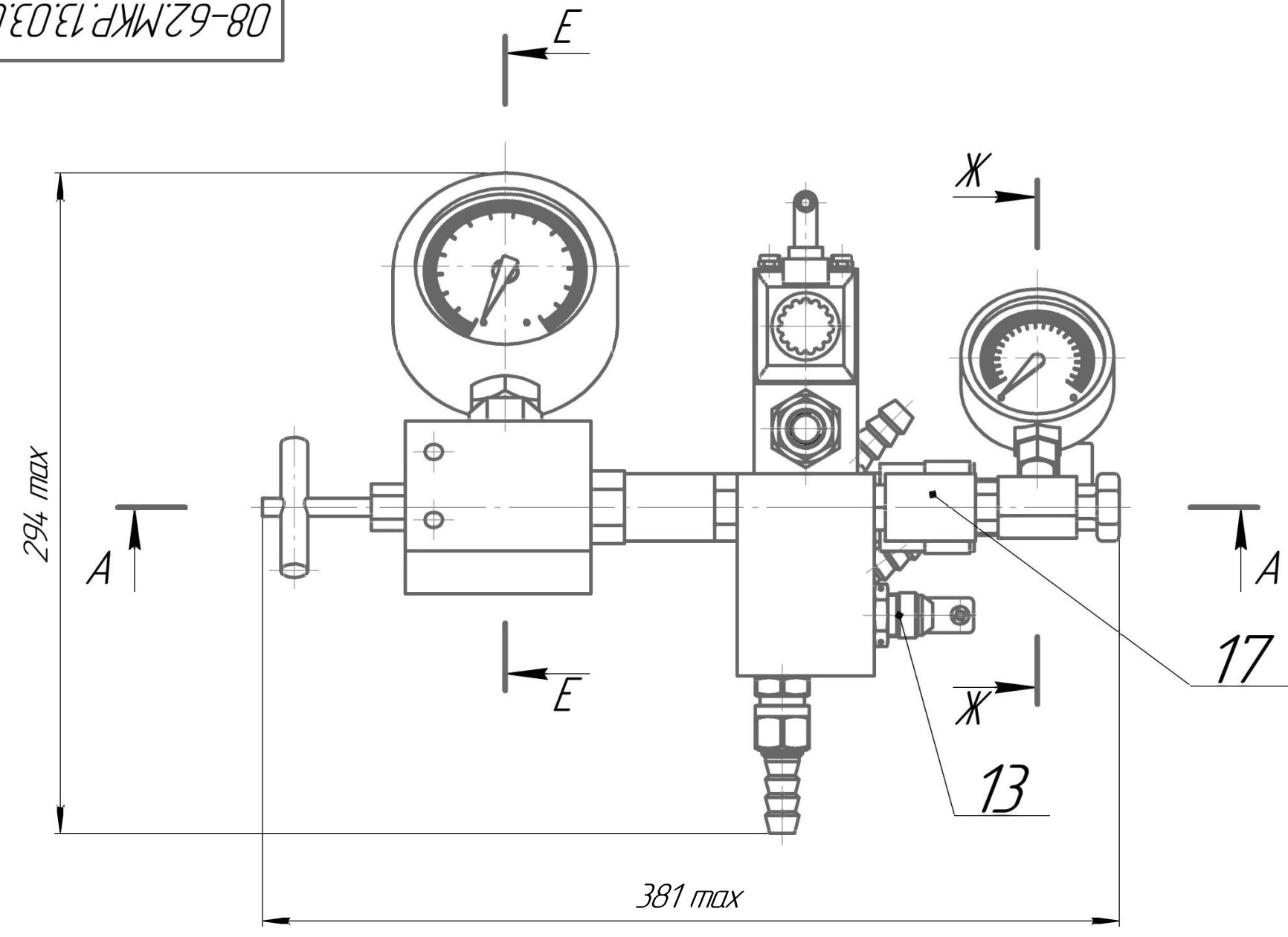
Технічні характеристики

1. Падіна насосу -	10,85 л/хв.
2. Тиск насосу -	16/4,3 МПа
3. Потужність електродвигуна -	4 кВт
4. Частота обертання -	1410 об/хв.

Технічні вимоги

- * Розміри виконавчі, інші для довідок.
- Зміщення осей валів радіальне - не більше 0,2 мм.
- Покриття зовнішніх поверхней - грунт ФЛ-03К коричневий ГОСТ 9109-76 в два шара.

08-62.МКР.13.04.000.СК				Лист	Маса	Масштаб
Кришка бака						1:2,5
складальне креслення				Лист	Листів	1
				ВНТУ, ІТМ-22М		
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		
Розроб.	Червонок А.Р.					
Перевір.	Сладкий А.В.					
Т.контр.						
Н.контр.	Сладкий А.В.					
Затв.	Полещук Л.К.					



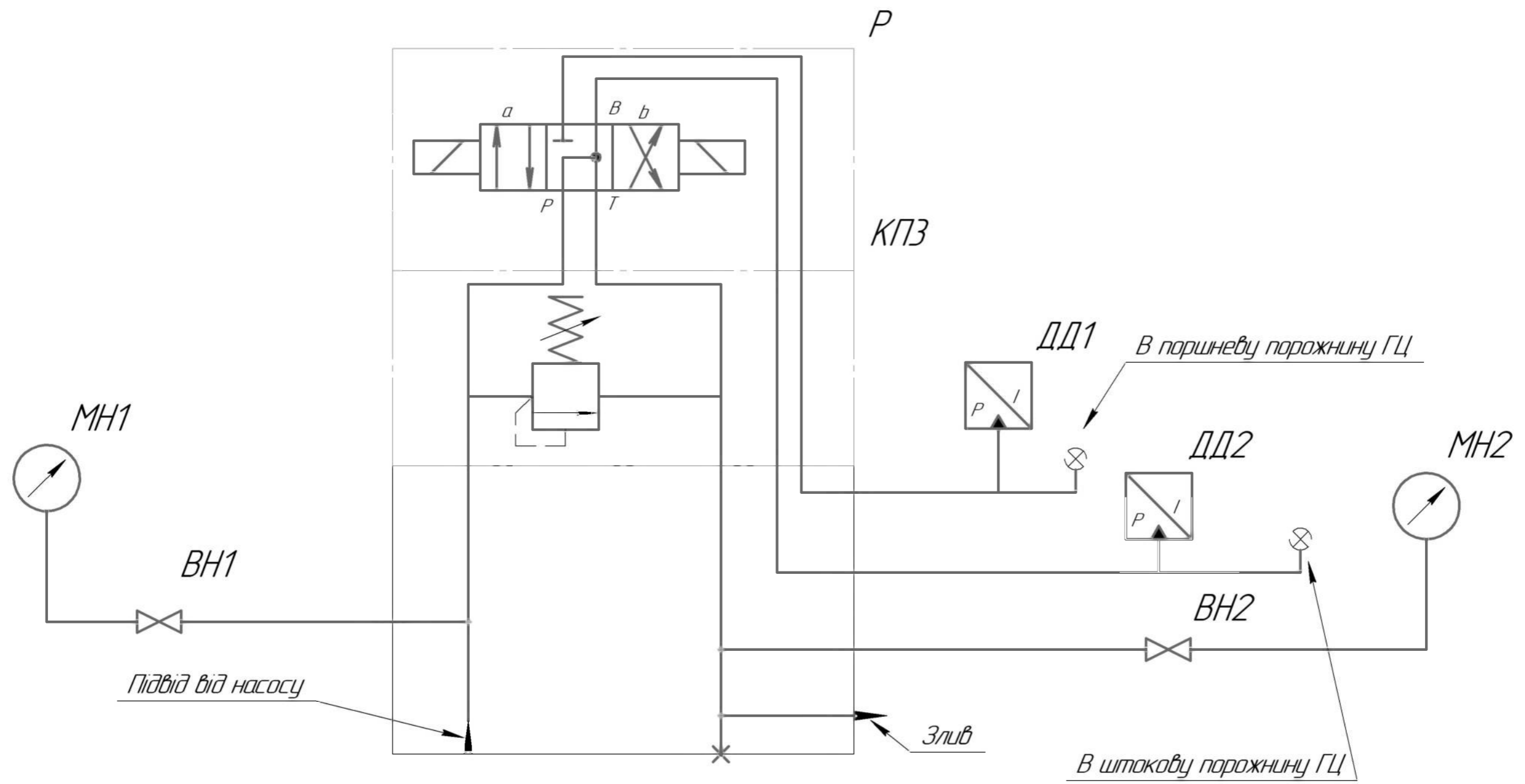
Технічні характеристики
 Витрата номінальна 10,85 л/хв.
 Тиск номінальний 4,3 МПа.
 Тиск налаштування клапана до 50 МПа.

Технічні вимоги
 1 * Розміри для довідок.
 2 Завищений витік мастила по стиковим площинам не допускається.
 3 Наявність дроту, стружки і посторонніх частинок в каналах гідроліти поз 1, не допускається.

				08-62.МКР.13.03.000.СК				
Зм	Лист	№ докум.	Підп.	Дата	Гідролок керування	Лит	Маса	Масштаб
Розроб		Черняк КР			складальне креслення			1:2,5
Перевір		Слабкий А.В.				Лист	Листів	1
Т.контр.								
Н.контр.		Слабкий А.В.						ВНТУ, ІГМ-22М
Затв.		Полещук Л.К.						

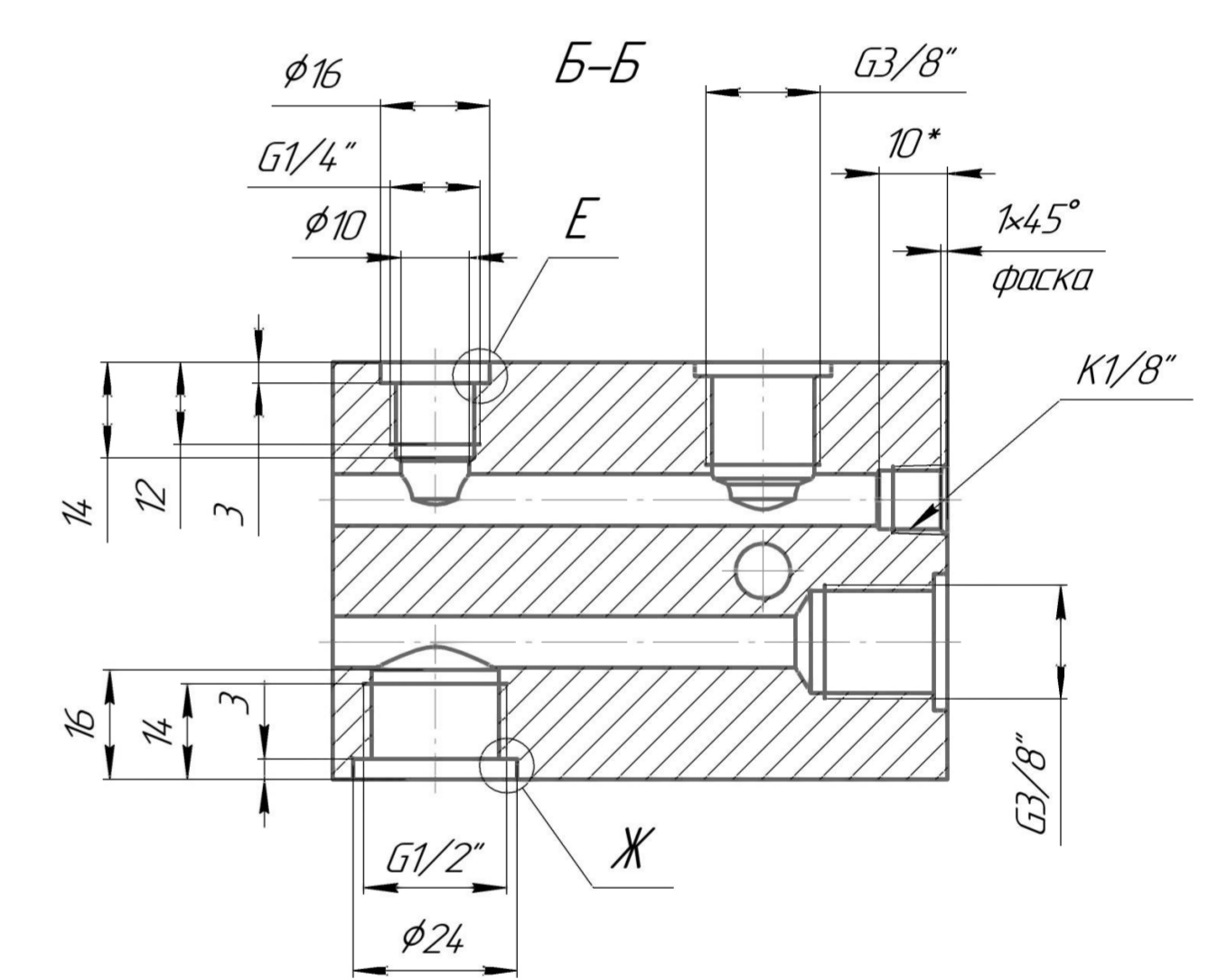
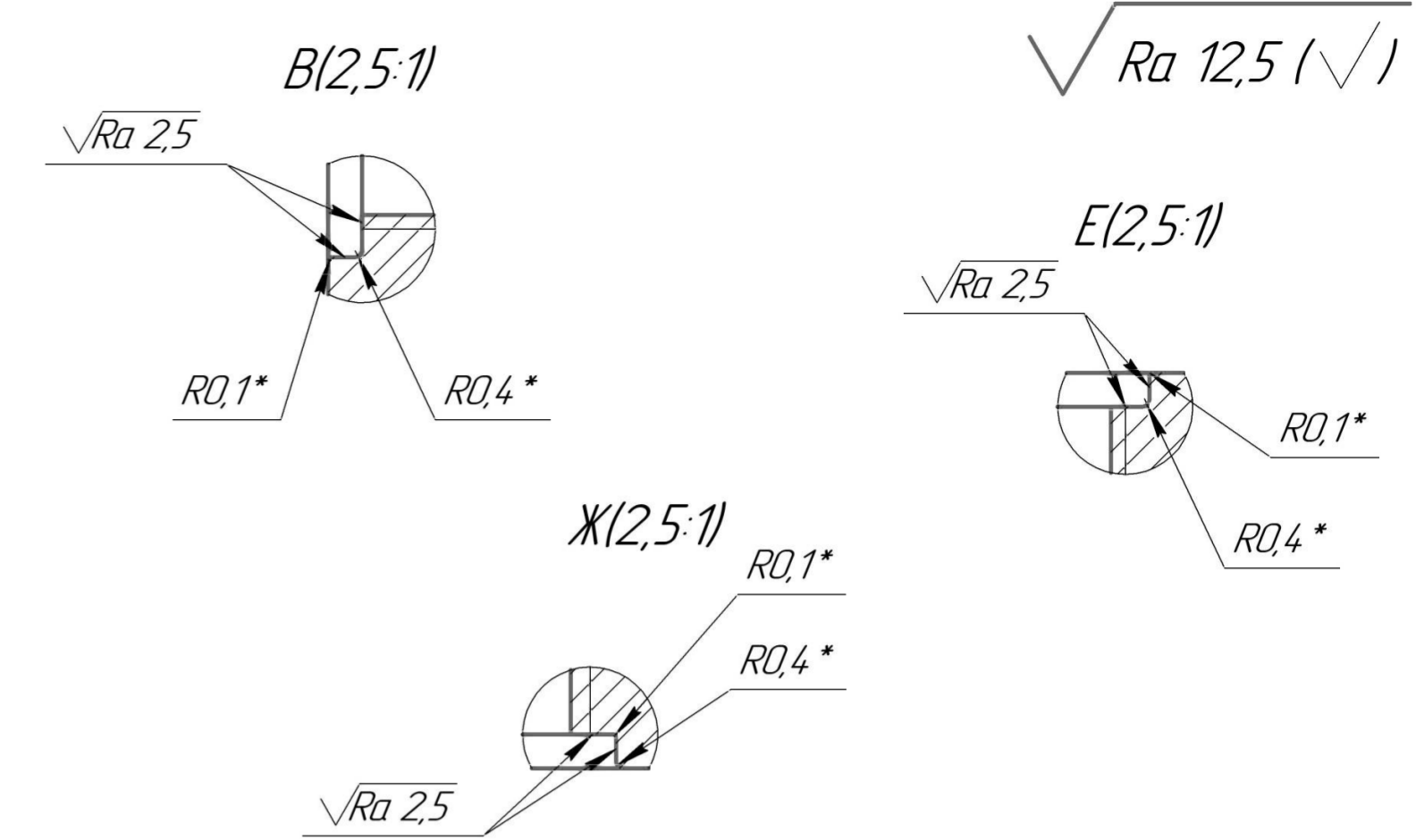
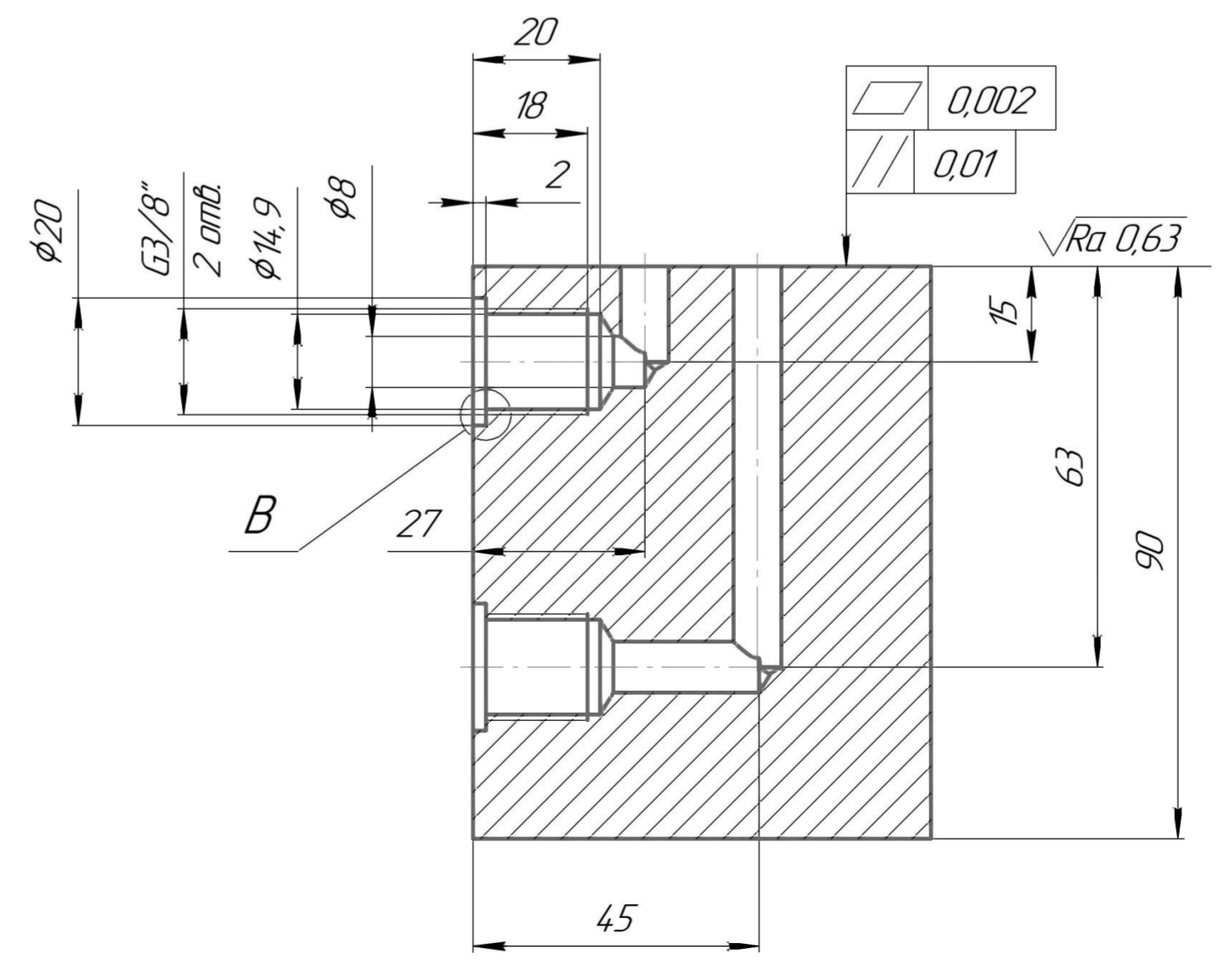
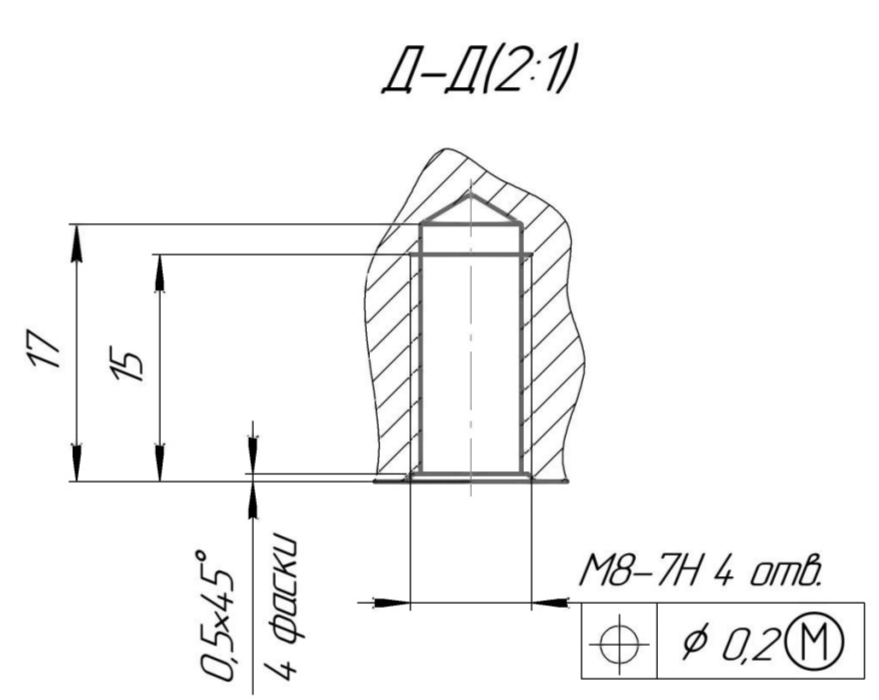
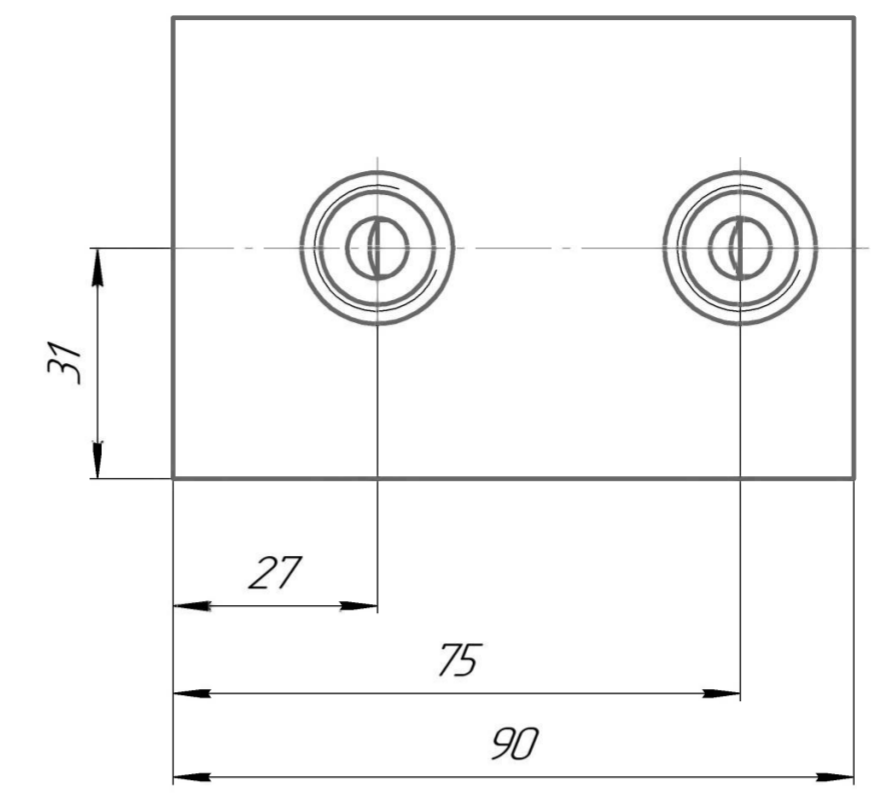
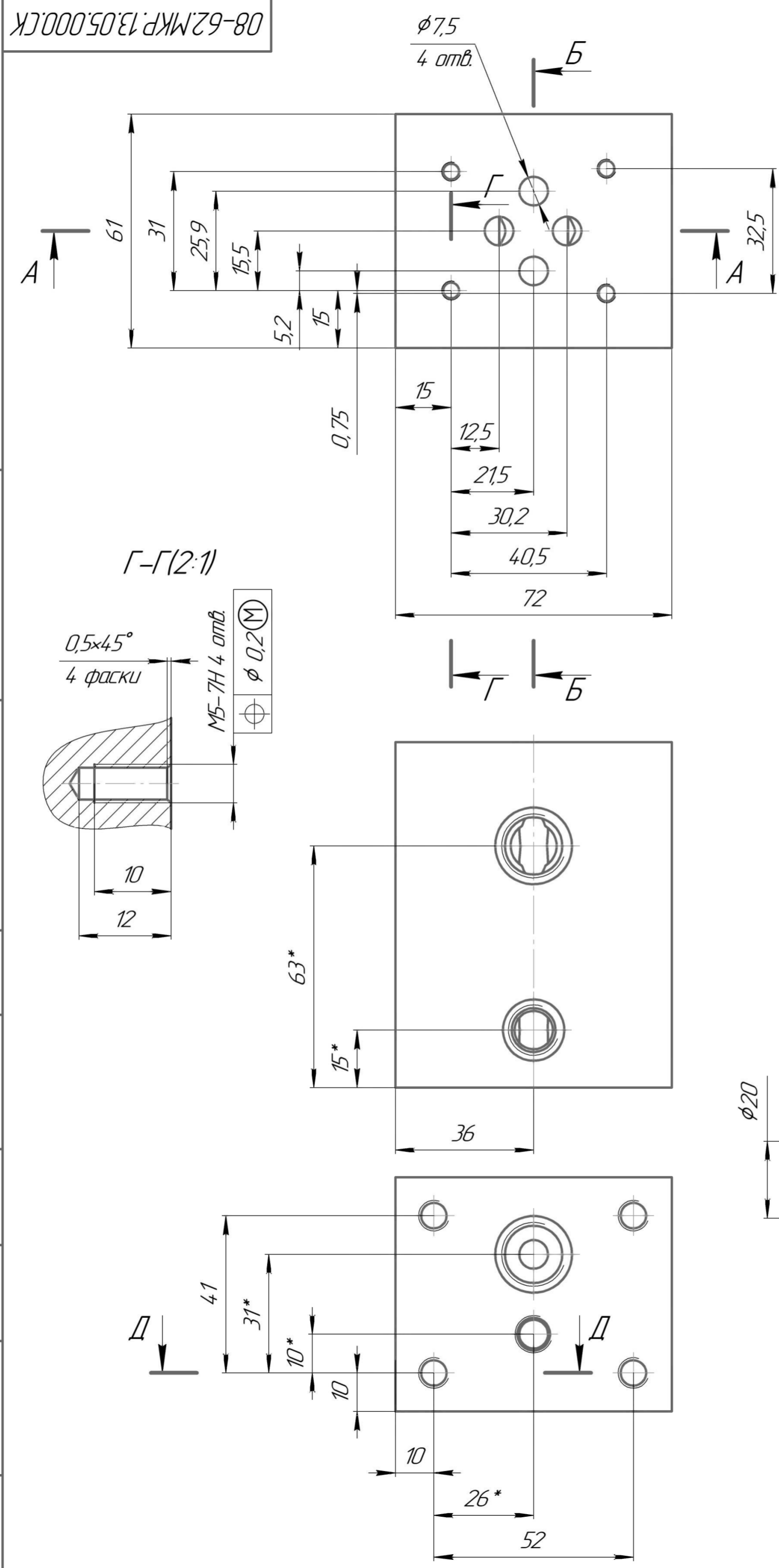
Листів: 1
 Сторінок: 1
 Всього аркушів: 1
 Листів у даному аркуші: 1

Перв. примен.	
Справ. №	
Подп. и дата	
Инд. № дѣл.	
Взам. инв. №	
Подп. и дата	
Инд. № подл.	



					08-62.МКР.13.01.000.Г4			
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата	Гідродлок керування монтажна схема	Лист	Маса	Масштаб
Розроб.		Чернюк К.Р.						
Перев.		Слабкий А.В.				Лист	Листів	1
Т.контр.						ВНТУ, 1ГМ-22М		
Н.контр.		Слабкий А.В.						
Затв.		Поліщук Л.К.						
					Копіював		Формат А3	

08-62.МКР.13.05.000.СК

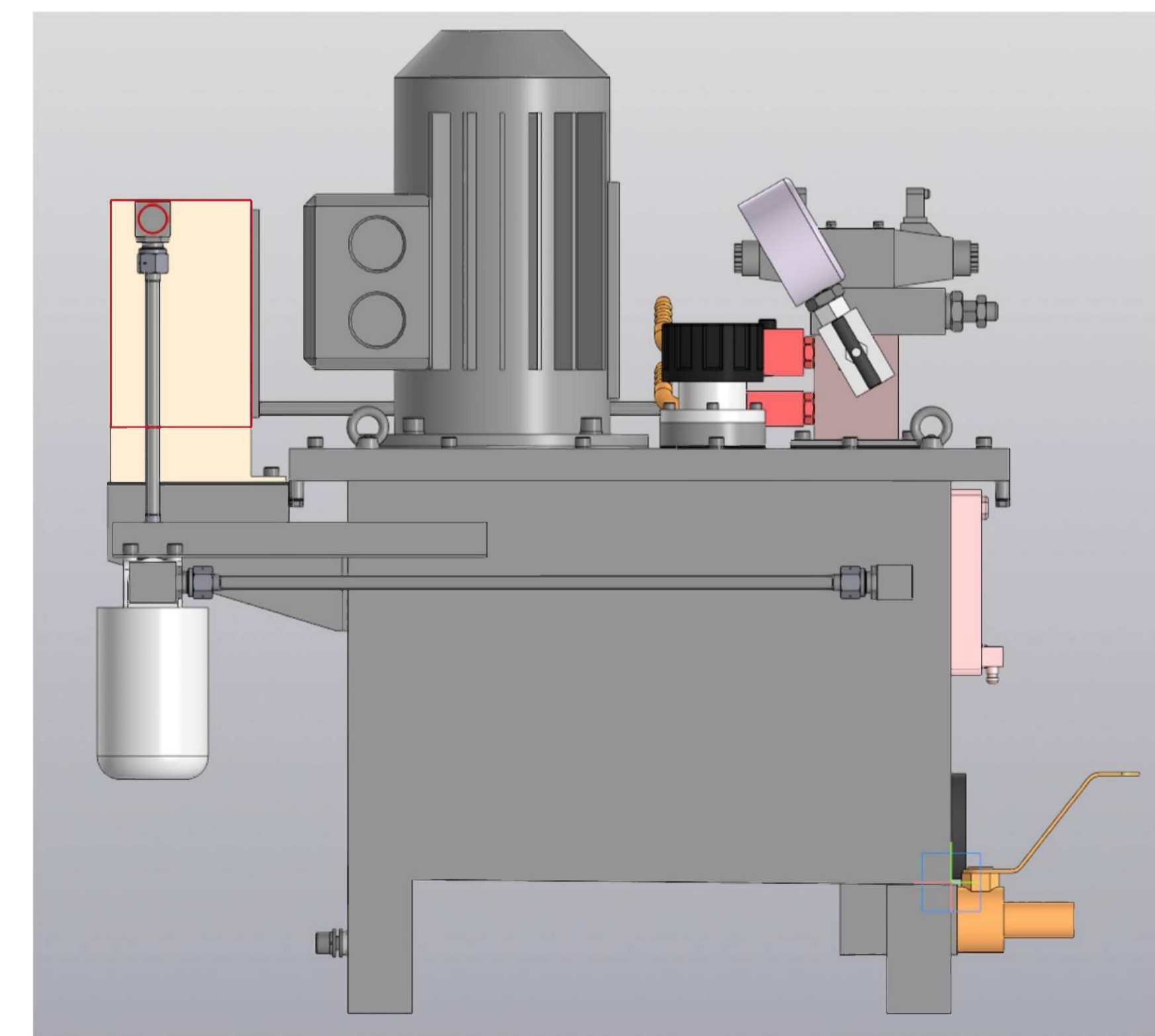
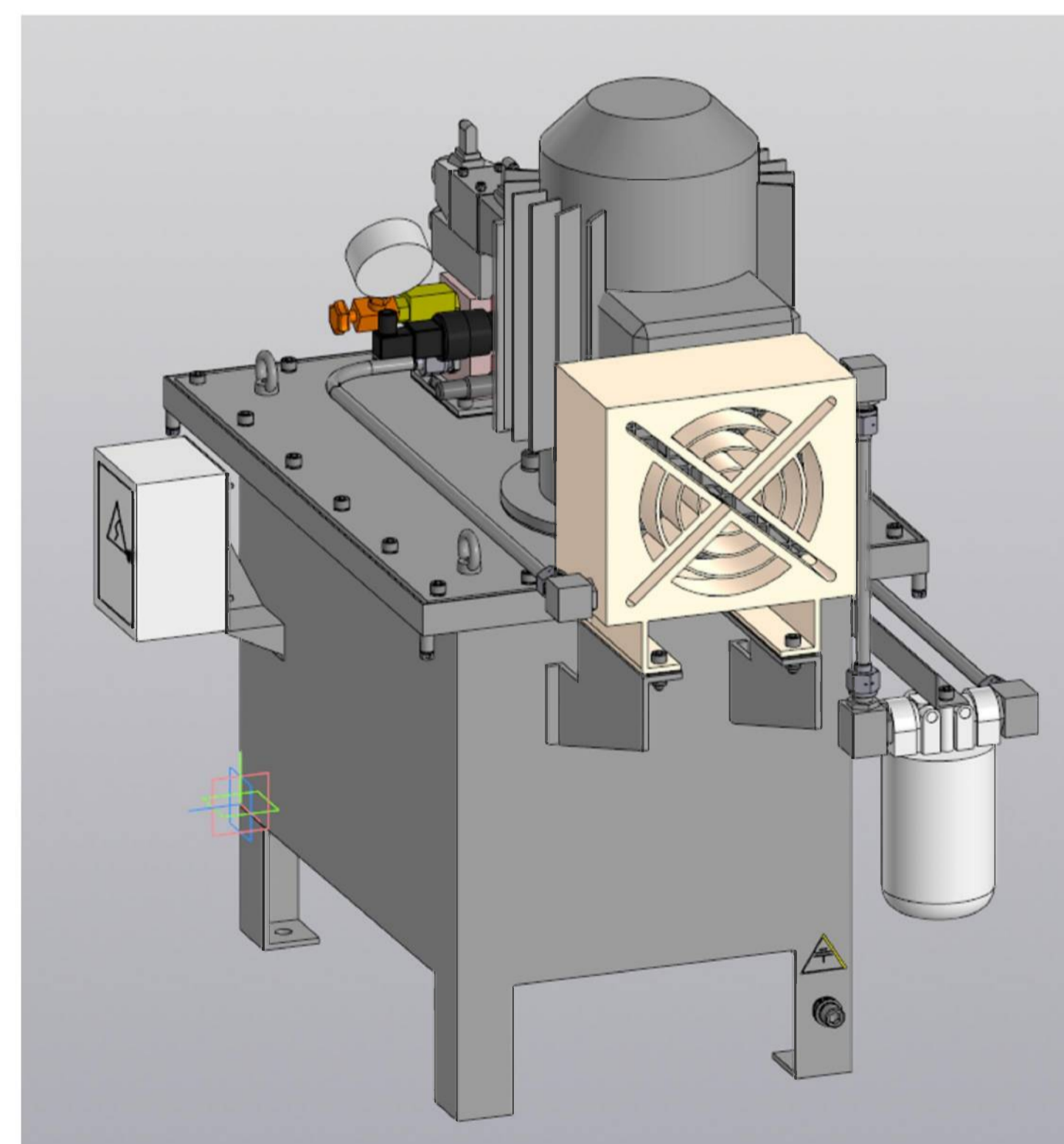
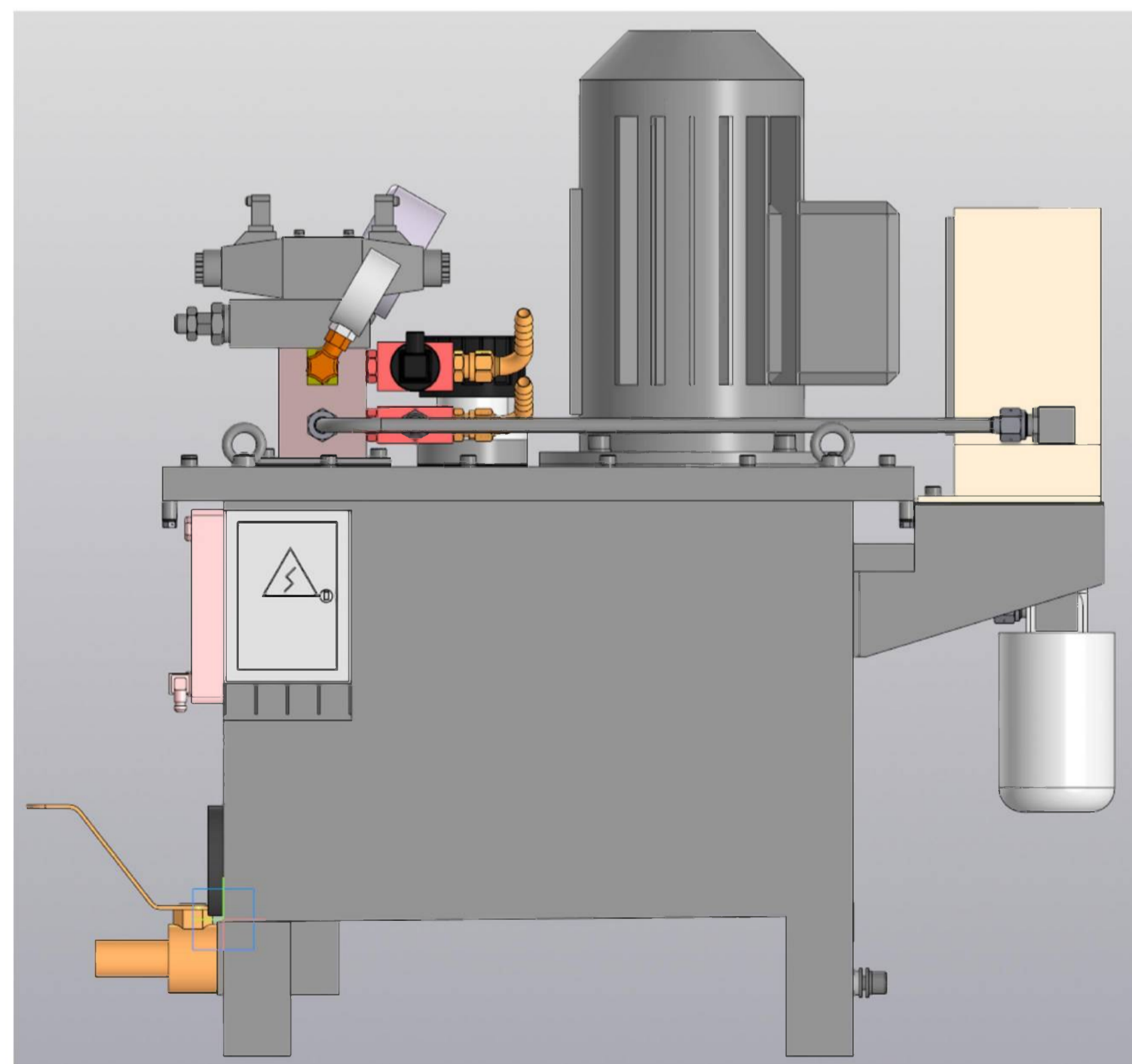
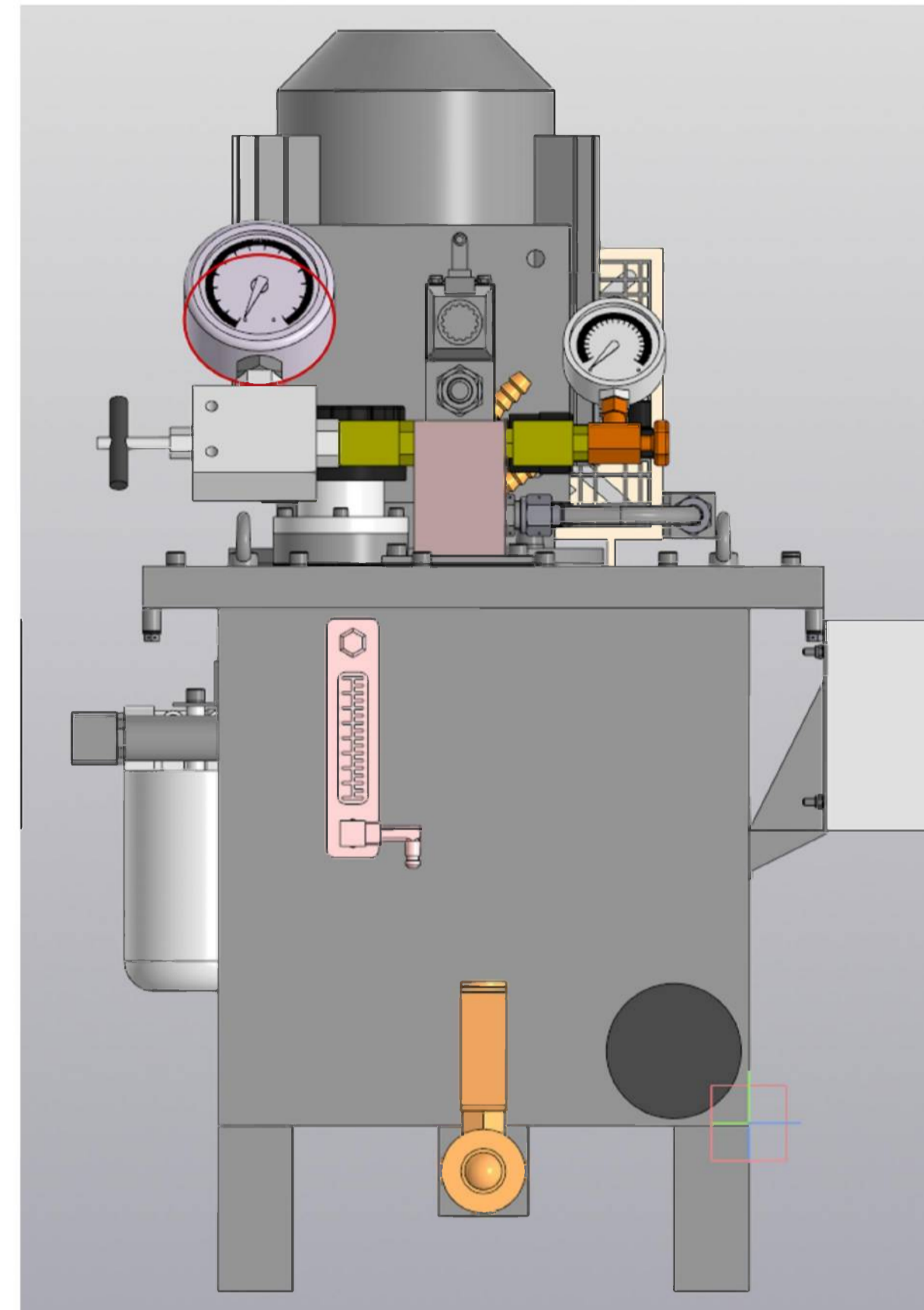


Перв. пилмен.	Справ. №	Підп. і дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Лист
Инв. № подл.					

- 1 *Разміри для довідок.
- 2 207...248 НВ.
- 3 Невказані допуски форми і розташування поверхностей – по ГОСТ 25069-81.
- 4 Параметр шерохватості для нарізки $\sqrt{Ra} 3,2$
- 5 Конічна нарізка по ГОСТ 6111-52.
- 6 Трудні циліндричні нарізки по ГОСТ 6357-81.

08-62.МКР.13.05.000.СК				Лист	Маса	Масштаб
Эк. Лист	№ докум.	Підп.	Дата	Монтажна плита		
Разроб.	Черняк КР					1:1
Перевір.	Сладкий А.В.			Лист	Листів	1
Т.контр.				Сталь 45 ГОСТ 1050-88		
Н.контр.	Сладкий А.В.			ВНТУ, 11М-22М		
Затв.	Полещук ЛК			Копіюван		
				Формат А2		

3D-модель гідростанції пресу для встановлення та демонтажу підшипників маточини тепловозів



Додаток В

СПЕЦИФІКАЦІЇ

**РОЗРОБКА ГІДРАВЛІЧНОГО ПРЕСА ДЛЯ ВСТАНОВЛЕННЯ ТА
ДЕМОНТАЖУ ПІДШИПНИКІВ МАТОЧИНИ ТЕПЛОВОЗІВ**

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание			
<i>Документация</i>									
A1			08-62.МКР.13.01.000.СК	Складальне креслення					
<i>Сборочные единицы</i>									
		3	08-62.МКР.13.01.100.СК	Трубопровід	1				
		4	08-62.МКР.13.01.200.СК	Трубопровід	1				
		5	08-62.МКР.13.01.300.СК	Трубопровід	1				
		6	08-62.МКР.13.01.400.СК	Патрубок	1				
A1		2	08-62.МКР.13.01.500.СК	Корпус бака	1				
A1		1	08-62.МКР.13.01.600.СК	Кришка бака	1				
<i>Детали</i>									
		10	08-62.МКР.13.01.001	Ущільнення кришки бака	1				
		11	08-62.МКР.13.01.002	Прокладка	2				
<i>Стандартные изделия</i>									
		15		Гайка М8х1 ГОСТ ISO 10511	4				
08-62.МКР.13.01.000									
Изм.		Лист	№ докум.	Подп.	Дата				
Разраб.		Чернюк К.Р.							
Пров.		Сладкий А.В.							
Н.контр.		Сладкий А.В.							
Утв.		Полещук Л.К.							
И.№. № подл.			Лит.			Лист		Листов	
						1		2	
И.№. № подл.			Лит.			ВНТУ, 1ГМ-22М			
Гідростанція									
Копіював									
Формат А4									

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
<i>Документация</i>						
A1			08-62.МКР.13.03.000.СК	Складальне кресленник		
<i>Детали</i>						
A2	1		08-62.МКР.13.03.001	Плита	1	
	9		08-62.МКР.13.03.002	Перехідник	1	
	13		08-62.МКР.13.03.003	Штуцер	1	
	17		08-62.МКР.13.03.004	Перехідник	1	
	19		08-62.МКР.13.03.005	Трійник	1	
	20		08-62.МКР.13.03.006	Трійник	1	
<i>Стандартные изделия</i>						
		14		Гайка М5-7Н ГОСТ ISO 22042-76	4	
		15		Шайба 5/1 029 ГОСТ 6402-70	4	
		16		Шпилька М10-6dх100 ГОСТ 22042-76	4	
		18		Заглушка 2-К1/8-11 ГОСТ 13974-74	1	
<i>Прочие изделия</i>						
08-62.МКР.13.03.000.						
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		
Разраб.	Чернюк К.Р.				Лит.	Лист
Пров.	Сладкий А.В.					1
Н.контр.	Сладкий А.В.				Листов	
Утв.	Полещук Л.К.				2	
Гідроблок керування					ВНТУ, 1ГМ-22М	

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
<i>Документация</i>						
A1			08-62.МКР.13.02.000.СК	Складальный кресленник		
<i>Сборочные единицы</i>						
		1	08-62.МКР.13.02.100.СК	Корпус баку	1	
<i>Детали</i>						
		4	08-62.МКР.13.02.001	Прокладка	4	
<i>Стандартные изделия</i>						
		9		Гвинт ГОСТ ISO 4762 M12-6gx25	1	
		6		Пробка 1-3-13 ГОСТ 13973-74	4	
		8		Шайба 12/1 029 ГОСТ 6402-70	1	
		7		Шайба 12-200 ГОСТ 13973-74	2	
<i>Прочие изделия</i>						
08-62.МКР.13.02.000.						
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		
Разраб.		Чернюк К.Р.			Лит.	Лист
Пров.		Слабкий А.В.				1
Н.контр.		Слабкий А.В.			Листов	2
Утв.		Палищук Л.К.			ВНТУ, 1ГМ-22М	

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание	Перв. примен.	Справ. №	Подп. и дата	Инв. № дубл.	Взам. инв. №	Подп. и дата	Инв. № подл.	Лит.	Лист	Листов
				<u>Документация</u>												
A1			08-62.МКР.13.04.000.СК	Складальный кресленник												
				<u>Сборочные единицы</u>												
A1	2		08-62.МКР.13.04.100.СК	Гидроблок керування	1											
				<u>Детали</u>												
		16	08-62.МКР.13.04.001	Бобишка	1											
		28	08-62.МКР.13.04.002	Прокладка	1											
		17	08-62.МКР.13.04.003	Проміжна плита	1											
		18	08-62.МКР.13.04.004	Прокладка	1											
		30	08-62.МКР.13.04.005	Кришка бака	1											
		27	08-62.МКР.13.04.006	Прокладка	1											
		12	08-62.МКР.13.04.007	Кутник	1											
				<u>Стандартные изделия</u>												
		8		Рим-гайка М8-7Н DIN 582	1											
		24		Гайка М8-7Н ГОСТ ISO 10513	4											
													08-62.МКР.13.04.000			
													Кришка бака			
													ВНТУ, 1ГМ-22М			
													Лит. 1 Лист 2			
													Изм. Лист № докум. Подп. Дата			
													Разраб. Чернюк К.Р.			
													Пров. Слабкий А.В.			
													И.контр. Слабкий А.В.			
													Утв. Полищук Л.К.			

Формат	Зона	Поз	Обозначение	Наименование	Кол	Примечание	Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Инд. № подл.	Взам. инв. №	Инд. № дубл.	Подп. и дата
				Гайки ГОСТ ISO 4035											
		22		M10-7H	4										
		6		M6-7H	4										
		19		Гвинт M10-6gx30 ГОСТ ISO 12474	1										
				Гвинты ГОСТ ISO 4762											
		21		M10-6gx35	4										
		25		M12-6gx20	4										
		7		M8-6gx25	4										
		4		M6-6gx55	4										
		29		M8-6gx20	4										
		23		M8-6gx35	4										
				Шайбы ГОСТ 6402-70											
		20		10Л 029	8										
		26		12Л 029	4										
		9		8Л 029	14										
		5		6Л 029	4										
				<u>Прочие изделия</u>											
		1		Электродвигун АИР100L4	1										
		14		Муфта 05-РСС-03	1										
		10		Насос DVP-05-H700-L130-H2-L6,1	1										
		11		РВД-12-4SP-ГЗ/8-650-90-0	1										
		13		Фильтр всасывальный STR 045-1 G1	1										
		3		Фильтр заливний ФЗ-25/160УХЛ4	1										
		15		Фланец 05-PCF-110	1										
08-62.МКР.13.04.000												Лист			
												2			

Додаток В

ПРОТОКОЛ
ПЕРЕРЕВІРКИ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ НА НАЯВНІСТЬ
ТЕКСТОВИХ ЗАПОЗИЧЕНЬ
РОЗРОБКА ГІДРАВЛІЧНОГО ПРЕСА ДЛЯ ВСТАНОВЛЕННЯ ТА
ДЕМОНТАЖУ ПІДШИПНИКІВ МАТОЧИНИ ТЕПЛОВОЗІВ

ПРОТОКОЛ
ПЕРЕВІРКИ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ
НА НАЯВНІСТЬ ТЕКСТОВИХ ЗАПОЗИЧЕНЬ

Назва роботи: «Розробка гідравлічного преса для встановлення та демонтажу підшипників маточини тепловозів»

Тип роботи: магістерська кваліфікаційна робота
(БДР, МКР)

Підрозділ Кафедра «Галузевого машинобудування», ФМТ.
(кафедра, факультет)

Показники звіту подібності Unischek

Оригінальність 95,2% Схожість 4,8%

Аналіз звіту подібності (відмітити потрібне):

✓ 1. Запозичення, виявлені у роботі, оформлені коректно і не містять ознак плагіату.

2. Виявлені у роботі запозичення не мають ознак плагіату, але їх надмірна кількість викликає сумніви щодо цінності роботи і відсутності самостійності її автора. Роботу направити на доопрацювання.

3. Виявлені у роботі запозичення є недобросовісними і мають ознаки плагіату та/або в ній містяться навмисні спотворення тексту, що вказують на спроби приховування недобросовісних запозичень.

Особа, відповідальна за перевірку _____ Шенфельд В. Й.
(підпис) (прізвище, ініціали)

Ознайомлені з повним звітом подібності, який був згенерований системою Unischek щодо роботи.

Автор роботи _____ Чернюк К.Р.
(підпис) (прізвище, ініціали)

Керівник роботи _____ Слабкий А.В.
(підпис) (прізвище, ініціали)