

Центральноукраїнський національний технічний університет
Механіко-технологічний факультет
Кафедра машинобудування, мехатроніки і робототехніки

«Допущено до захисту»
Завідувач кафедри ММіР
к.т.н., доцент
_____ Андрій ГРЕЧКА
« ____ » _____ 2026 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

за першим (бакалаврським) рівнем вищої освіти

на тему:

«Розробка конструкції багатошпindelної насадки на силову головку для обробки деталі типу кришка»

Виконав здобувач вищої освіти 4 курсу
групи ПМ-22-3
ОПП «Комп'ютерний інжиніринг
технологій, робототехніка і 3D-друк»
спеціальності 131 «Прикладна механіка»
_____ Олександр ДОРДЮК

Керівник роботи к.т.н., ст. викладач
_____ Павло ЄРЬОМІН

Рецензент: _____

Кропивницький 2026

Центральноукраїнський національний технічний університет			
Факультет	Механіко-технологічний		
Кафедра	Машинобудування, мехатроніки і робототехніки		
Рівень вищої освіти	перший (бакалаврський)		
Галузь знань	13 Механічна інженерія		
Спеціальність	131 Прикладна механіка		
Освітньо-професійна програма	Комп'ютерний інжиніринг технологій, робототехніка і 3D-друк		

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри ММР
_____ Андрій ГРЕЧКА

«_____» _____ 2026 р.

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

Дордюку Олександрові Віталійовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Розробка конструкції багатошпиндельної насадки на силову головку для обробки деталі типу кришка

2. Керівник роботи: к.т.н., ст. викл. Павло ЄРЬОМІН

3. Строк подання роботи до захисту «_____» червня 2026 р.

Затверджено наказом ЦНТУ від _____ 2026 року № _____

4. Мета та завдання кваліфікаційної роботи:

Метою роботи є розробка конструкції багатошпиндельної насадки на силову головку для обробки деталі типу кришка, зниження трудомісткості виготовлення деталі, підвищення продуктивності праці, зменшення собівартості продукції.

Завдання:

здійснити аналіз існуючого технологічного процесу виготовлення деталі кришка мастильного насоса, запропонувати заходи по раціоналізації та підвищенню ефективності технологічного процесу;
провести комплекс робіт по підборі обладнання, інструменту, верстатних затискних пристосувань, розрахувати припуски та режими різання;
розробити конструкцію та вимоги до застосованого інструменту, а також затискного пристосування, із розробкою конструкторської документації.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ п/п	Назва етапів роботи	Строк виконання етапів роботи	При- мітка
1	Опрацювання навчальної та наукової літератури	18 квітня 2026 р.	вик.
2	Виконання загальної частини	08 травня 2026 р.	вик.
3	Виконання технологічної частини	15 травня 2026 р.	вик.
4	Виконання конструкторської частини	25 травня 2026 р.	вик.
5	Розробка креслеників	30 травня 2026 р.	вик.
6	Усунення недоліків після перевірки керівником роботи	10 червня 2026 р.	вик.
7	Перевірка роботи на академічний плагіат	червня 2026 р.	вик.
8	Рецензування роботи	червня 2026 р.	вик.
9	Захист кваліфікаційної роботи	червня 2026 р.	

Дата видачі завдання «_____» _____ 2026 р.

Здобувач вищої освіти _____ Олександр ДОРДЮК
(підпис)

Керівник роботи _____ Павло ЄРЬОМІН
(підпис)

АНОТАЦІЯ

Олександр Дордюк. Розробка конструкції багатошпиндельної насадки на силову головку для обробки деталі типу кришка. Кваліфікаційна робота для освітнього ступеня «бакалавр»: ЦНТУ, м. Кропивницький, 2026 р. – 53 с. Матеріали презентації – плакати та креслення загальним обсягом 3,25 л. ф. А1.

Метою роботи є розробка конструкції багатошпиндельної насадки на силову головку для обробки деталі типу кришка, зниження трудомісткості виготовлення деталі, підвищення якості, продуктивності праці та зменшення собівартості продукції.

Вдосконалення досягається шляхом всебічного аналізу базового технологічного процесу обробки і визначення його слабких місць і недоліків. Аналізу у роботі також піддається конструкція силової головки верстата, її матеріал та спосіб отримання заготовки. У технологічній частині здійснюється підбір обладнання, інструментального забезпечення, виконується розрахунок припусків та режимів обробки. У конструкторській частині розроблена конструкція багатошпиндельної насадки на силову головку для обробки деталі типу кришка та затискного пристосування.

Актуальність. Розробка конструкції багатошпиндельної насадки на силову головку для обробки деталі типу кришка є актуальною практичною задачею, з огляду на широке застосування верстатів для обробки отворів у деталях зазначеного типу.

Практичне значення. У роботі було виконано аналіз базового заводського технологічного процесу, конструкція силової головки та розроблено раціоналізаторську пропозицію щодо застосування вдосконаленої конструкції багатошпиндельної насадки для обробки деталей типу кришка. Також представлено конструкцію затискного пристрою для обробки кришок.

Ключові слова: силова головка, технологічний процес, кришка, мастильний насос, отвір, механічна обробка.

ABSTRACT

Oleksandr Dordiuk. Development of a design for a multi-spindle attachment on a power head for processing a covertype part. Qualification work for the educational degree "Bachelor": CUNTU, Kropyvnytskyi, 2026 - 53 p. Presentation materials – slides and drawings (3.25 pages format A1).

Research Objectives: The purpose of this work is the design and development of a multi-spindle attachment for a power head tailored for machining cover-type parts. The study aims to reduce labor intensity, enhance machining quality, increase labor productivity, and lower production costs.

Methodology: Improvements are achieved through a comprehensive analysis of the baseline manufacturing process to identify bottlenecks and deficiencies. The research includes an evaluation of the power head's design, material selection, and the workpiece blank production method. The technological section covers equipment selection, tooling justification, and the calculation of machining allowances and cutting parameters. The engineering section details the design of the multi-spindle attachment and a specialized clamping fixture.

Relevance: The development of a multi-spindle head attachment for cover-type parts is a highly relevant practical task, given the widespread industrial use of drilling and boring machines for processing such components.

Practical Significance: The study provides a critical analysis of the existing factory technological process and power head design. A rationalization proposal is presented through the implementation of an advanced multi-spindle attachment for cover-type parts. Additionally, a specialized clamping fixture design for securing covers during machining is provided.

Keywords: power head, manufacturing process, cover, oil pump, hole, machining.

Центральноукраїнський національний технічний університет
Механіко-технологічний факультет
Кафедра машинобудування, мехатроніки і робототехніки

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

до кваліфікаційної роботи на тему:

**«Розробка конструкції багатошпindelної насадки на силову головку для
обробки деталі типу кришка»**

КРБ.ПМ.26.14.36.00.00 ПЗ

Виконав здобувач вищої освіти 4 курсу
групи ПМ-22-3

ОПП «Комп'ютерний інжиніринг технологій,
робототехніка і 3D-друк»
спеціальності 131 «Прикладна механіка»

_____ Олександр ДОРДЮК

Керівник роботи к.т.н., ст. викл.

_____ Павло ЄРЬОМІН

Кропивницький 2026

ЗМІСТ

ВСТУП	8
1 Технологічна частина. Вихідні та розрахункові дані	9
1.1 Призначення, області застосування агрегатних верстатів та багатошпиндельних насадок	9
1.2 Призначення деталі	11
1.3 Аналіз технологічності деталі	12
1.4 Розробка технологічного маршруту обробки кришки масляного насоса на агрегатному верстаті	13
1.5 Розрахунок режимів різання	14
2 Конструкторська частина. Розрахунок насадки	32
2.1 Розрахунок зубчастої передачі	32
2.2 Вибір та розрахунок валу	37
2.3 Вибір та розрахунок підшипників	42
2.4 Вибір та розрахунок шпонок	44
2.5 Вибір мастила	45
Висновки	46
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	47
ДОДАТКИ	49

ВСТУП

Найбільш працемісткі деталі в масовому автоматизованому виробництві виготовляють на верстатах з ЧПУ, агрегатних верстатах та автоматичних лініях, більшість з яких також створюється на базі агрегатних верстатів. Основними перевагами такого металообробного обладнання є висока продуктивність обробки деталей, низька собівартість виготовлення, порівняно невисока кваліфікація операторів, працюючих на цих верстатах, висока надійність та ремонтпридатність.

На цих верстатах оброблюється в відповідності з загальноприйнятою класифікацією деталі типу валу (до 27%), корпусні деталі (до 25%), некруглі сердечники (до 20%), полі циліндри (труби) та деталі типу диски (11%). Сучасні агрегатні верстати в більшості випадків проектуються для виконання непрацемістких операцій у серійному виробництві.

З урахуванням тенденцій розвитку сучасного машинобудування визначені наступні загальні напрямки розвитку металорізальних верстатів:

- підвищення продуктивності верстатів за рахунок інтенсифікації режимів обробки та скорочення допоміжного часу;
- підвищення точності обробки за рахунок розширення номенклатури прецизійних верстатів, а також створення нових конструкцій;
- розширення та освоєння номенклатури і підвищення технічного рівня верстатів з цикловим та числовим програмними управлінням;
- створення конструкцій верстатів з ЧПУ на базі широкої уніфікації та агрегування, у тому числі верстатів з автоматичною зміною інструмента;
- створення верстатів, оснащених пристроєм ЧПУ на базі вбудованого комп'ютера, які дозволяють проводити ручний ввід програми, їх корегування на верстаті та повторне відтворення.

Тому для підвищення якості процесу металообробки та зменшення часу її проведення необхідно вдосконалювати існуючі і розробляти принципово нові конструкції верстатів та їх вузлів.

Розділ 1 Технологічна частина

1.1 Призначення, області застосування агрегатних верстатів та багатошпиндельних насадок

Сучасна концепція гнучкого автоматизованого серійного виробництва деталей широкої номенклатури вимагає оновленого підходу до створення технологічних процесів, які мають певні особливості. Вони пов'язані з частою зміною характеру виробництва, необхідністю швидкого переналагоджування верстатів на випуск продукції іншого призначення, а також впровадженням числового програмного управління та прогресивного металорізального інструменту. Сучасне автоматизоване багатомноменклатурне серійне виробництво вимагає складних та багаторівневих процесів, при яких повинні реалізуватися нові напрямки, в тому числі й оновлення існуючого гнучкого технологічного обладнання з широкими технологічними можливостями.

Щоб бути конкурентоздатним, існуюче технологічне обладнання, яке побудоване на основі традиційних структур приводів та компоновок, внаслідок визначених конструкторсько-технологічних та організаційно-функціональних недоліків вже не задовольняє вимогам сучасної технології обробки, складання та контролю машин. Тому модернізація такого обладнання є обов'язковою умовою для вітчизняних підприємств.

Сучасне технологічне обладнання класифікується по видам механічної обробки (токарні, фрезерні та інші операції). Це має історичні традиції, але вже не завжди відповідає вимогам сучасних технологій виробництва внаслідок багаторазового перебазування деталей та значної кількості транспортних міжопераційних процесів. Все це веде до зниження точності обробки та підвищення витрат на обробку. Впровадження новітніх технологій потребує застосовування сучасного високотехнологічного обладнання, яке має високий рівень інтеграції операцій обробки. Це дозволяє виконувати комплекс різних технологічних методів (механічні види обробки, зварювання, фарбування,

складання, випробовування, вимірювання тощо) на одному робочому місці за одну установку деталі.

В представленій кваліфікаційній роботі проведена розробка багатошпиндельної насадки на силову головку, яка є складовою частиною агрегатного станка моделі 3ХА6729П.

Агрегатні верстати (надалі – АВ) являють собою складні технологічні комплекси, що проектується за модульним принципом шляхом поєднання нормалізованих та спеціальних вузлів у єдину систему з уніфікованим управлінням. У науковій літературі підкреслюється, що архітектура таких верстатів базується на високому ступені стандартизації:

Нормалізовані вузли (70...90% конструкції): силові головки, шпиндельні бабки, поворотні ділильні столи, станини та стійки, а також деталі трансмісій (вали, зубчасті колеса тощо).

Спеціальні вузли (10...30% конструкції): проектується індивідуально під конкретну деталь. До них належать багатошпиндельні коробки, специфічні затискні пристосування, кондукторні плити та системи охолодження.

Ключовою характеристикою агрегатних верстатів є висока концентрація операцій. Оскільки заготовка під час обробки зазвичай залишається нерухомою, стає можливою одночасна багатостороння обробка різними видами інструментів.

Технологічний спектр АВ охоплює:

- групу отворів: свердління, зенкерування, розгортання, розточування та розкочування (циліндричних і конічних поверхонь).
- обробку поверхонь: фрезерування, підрізання торців, проточування канавок та обточування зовнішніх контурів.
- фінішні операції: нарізання різі та інтегрований контроль якості.

Агрегатні верстати можна розділити на наступні групи (таблиця 1):

Таблиця 1

Тип виробництва	Тип верстата	Характер управління
Масове та великосерійне	Традиційні АВ	Ручне / Автоматичне
Середньосерійне	Сучасні АВ	Числове програмне управління (ЧПУ)

Конструктивна специфіка агрегатного обладнання напряду залежить від геометрії та габаритів заготовок. Проте, на відміну від вузькоспеціалізованих верстатів, АВ мають критичну перевагу, а саме – мобільність перекомпонування.

Використання стандартних модулів дозволяє суттєво скоротити терміни проектування та складання обладнання, мінімізуючи капітальні витрати. Це робить агрегатні верстати ефективним інструментом для інтенсифікації виробничих процесів при забезпеченні високої точності обробки.

Багатошпиндельна насадка призначена для оснащення силових головок висувною піноллю при використанні одного силового агрегату з метою одночасної обробки декількох поверхонь з паралельними осями. Насадки призначені для операцій свердління, розвертання, зенкування, нарізання різьби та інших аналогічних операцій.

У багатошпиндельних насадках середнє число шпинделів дорівнює трьом і вони можуть приводити у рух до 12-ти інструментів. Рідше використовують спеціальні кутові насадки для обробки одночасно декількох отворів з непаралельним (зазвичай симетричним) розподілом осей.

1.2 Призначення деталі

На даному агрегатному верстаті проводиться обробка отворів в кришці масляного насоса, яка призначена для з'єднання з корпусом масляного насосу та прикриття тим самим шестерні масляного насосу та інших його вузлів від пошкоджень та проникнень сторонніх предметів в середину насоса. В якості

матеріалу для виготовлення кришки приймаємо сірий чавун марки EN-GJL-150 за ДСТУ EN 1561:2015 (сучасний аналог СЧ15 ГОСТ 1412-79). Механічні властивості чавуну представлено у таблиці 2.

Таблиця 2

Характеристика	СЧ 15 (ГОСТ 1412-79)	EN-GJL-150 (ДСТУ EN 1561)
Межа міцності (σ_B)	150 МПа	150 МПа
Твердість (НВ)	143...229	120...180 (залежить від товщини стінки)
Структура графіту	Пластинчастий	Пластинчастий

1.3 Аналіз технологічності деталі

В даній деталі необхідно отримати наступні отвори, розташовані на семи різних осях (рис. 1,2):



Рисунок 1 – Схема розташування оброблюваних отворів на деталі

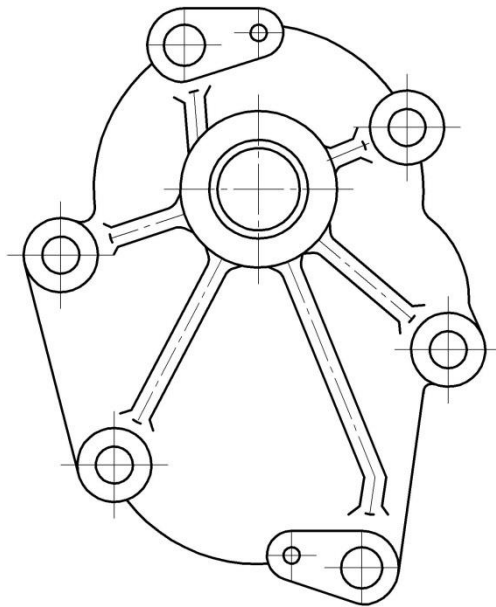


Рисунок 2 – Загальний вигляд кришки масляного насосу

- отвір 1 $\varnothing 21,4H11$ мм з фаскою $2,5 \times 45^\circ$ яка служить для центрування валу з зубчастим колесом для перекачування мастила в масляному насосі;
- два отвори 2 та 3 $\varnothing 9H9$ мм, які служать для точної підгонки кріплень кришки до корпусу;
- чотири отвори 4,5,6 та 7 $\varnothing 9H14$ мм для повного закріплення кришки насоса до його корпусу за допомогою болтів або шпильок з гайками.

Деталь цілком технологічна з точки зору її обробки на агрегатному верстаті, хоча для її закріплення потрібний спеціальний затискний пристрій. Вимоги точності поверхонь дозволяють обробити їх на агрегатному верстаті нормальної точності.

1.4 Розробка технологічного маршруту обробки кришки масляного насоса на агрегатному верстаті

Для обробки даної деталі на агрегатному верстаті, необхідно виконати сім технологічних переходів.

Перехід I: Зенкування наскрізного отвору $\varnothing 18$ мм до $\varnothing 20$ мм в деталі шириною 24,4 мм;

Перехід II: Підрізання торця банки $\varnothing 38$ мм шириною 24,4 мм в розмір 21,6-0,28 мм зі зняттям фаски $2,5 \times 45^\circ$;

Перехід III: Зенкування наскрізного отвору $\varnothing 20$ мм до $\varnothing 21,4H11$ мм шириною 21,6-0,28 мм;

Перехід IV: Свердління чотирьох наскрізних отворів $\varnothing 9H14$ мм шириною $8,4 \pm 0,36$ мм;

Перехід V: Свердління двох наскрізних отворів $\varnothing 8,5$ мм шириною $8,4 \pm 0,36$;

Перехід VI: Зенкування двох наскрізних отворів $\varnothing 8,5$ мм до $\varnothing 8,8$ мм шириною рівною $8,4 \pm 0,36$ мм;

Перехід VII: Розвертання двох наскрізних отворів $\varnothing 8,8$ мм $\varnothing 9H9$ мм шириною $8,4 \pm 0,36$ мм;

1.5 Розрахунок режимів різання

Перехід I: Зенкування отвору $\varnothing 18$ мм до $\varnothing 20$ мм.

Глибина різання: $t = 0,5 \cdot (D - d)$, де:

D – діаметр отвору після обробки;

$D = 20$ мм

d – діаметр отвору до обробки;

$d = 18$ мм

$t = 0,5 \cdot (20 - 18) = 1$ мм

Подача: при виборі подачі будемо відштовхуватись від заводських даних для даного переходу;

$S = 0,193$ мм/об

Швидкість різання:

$$V = \frac{C_V \cdot D^q}{T^m \cdot t^x \cdot S^y} \cdot K_V$$

де: C_V – постійна, залежна від виду обробки, умов обробки та матеріалу ріжучої частини $C_V = 18,8$ (табл. 29 [1])

q – показник степені при кінцевому діаметрі обробки, залежний від виду обробки та матеріалу ріжучої частини інструменту; $q=0,20$ (табл. 29 [1])

T – стійкість ріжучого інструменту;

$T=90$ хв

m – показник стійкості при стійкості ріжучого інструменту, залежний від виду обробки та матеріалу ріжучої частини інструменту; $m=0,125$ (табл. 29 [1])

t – глибина різання; $t=1$ мм

X – показник ступеня при глибині різання, залежний від виду обробки, умов обробки та матеріалу ріжучої частини інструмента

$X=0,1$ (табл. 29 [1])

S – подача; $S=0,193$ об/хв.

Y – показник ступеня при подачі залежний від виду обробки, умов обробки та матеріалу ріжучої частини інструмента;

$Y=0,4$ (табл. 29 [1])

K_v – загальний зрівняльний коефіцієнт на швидкість різання, враховуючий відмінні від табличних умов різання

$K_v=K_{mv} \cdot K_{uv} \cdot K_{fv}$, де

K_{mv} – поправочний коефіцієнт, враховуючий вплив механічних властивостей на швидкість різання;

$K_{mv} = \left(\frac{190}{HB}\right)^{nv}$, де

HB – твердість оброблюваного матеріалу, $HB=229$

h_v – показник степеню; $h_v=1,3$ (табл. 2 [1])

$$K_{mv} = \left(\frac{190}{229}\right)^{1,3} = 0,78$$

K_{uv} – поправочний коефіцієнт, враховуючий вплив матеріалу ріжучої частини інструмента на швидкість різання;

$K_{uv}=1,0$ (табл. 6 [1])

K_{fv} – поправочний коефіцієнт на швидкість різання, враховуючий вплив глибини оброблюваного отвору; $K_{fv}=1,0$ (табл. 31 [1])

$K_v=0,78 \cdot 1,0 \cdot 1,0=0,78$

$$V_p = \frac{18,8 \cdot 20^{0,2}}{90^{0,125} \cdot 1,0^{0,1} \cdot 0,193^{0,4}} \cdot 0,78 = 29,34 \text{ м/хв}$$

Приймаємо з урахуванням заводських даних

$$V_{np}=30 \text{ м/хв}$$

Частота обертання шпинделя:

$$n = \frac{1000 \cdot V}{\pi \cdot D}$$

де V – швидкість різання; $V=30 \text{ м/хв}$

D – діаметр обробки; $D=20 \text{ мм}$

$$n = \frac{1000 \cdot V}{\pi \cdot D} = \frac{1000 \cdot 30}{3,14 \cdot 20} = 478 \text{ об/хв}$$

Сумарне осьове зусилля:

$$\Sigma P_o = 10 \cdot C_p \cdot t^x \cdot S^y \cdot K_p, \text{ де}$$

C_p – коефіцієнт, враховується при визначенні вістового зусилля $C_p=46,0$ (табл. 32 [1])

t – глибина різання; $t=1 \text{ мм}$

X – показник степені при глибині різання; $X=1,0$ (табл. 32[1])

S – подача; $S=0,193 \text{ мм/об}$

y – показник степені при подачі; $y=0,4$ (табл. 32 [1])

K_p – коефіцієнт, враховуючий фактичні умови обробки;

$$K_p = K_{mp} = \left(\frac{229}{190}\right)^{0,6} = 1,12$$

$$\Sigma P_o = 10 \cdot 46,0 \cdot 1,0^1 \cdot 0,193^{0,4} \cdot 1,12 = 266,8 \text{ Н}$$

Момент різання:

$$M_{kp} = 10 \cdot C_m \cdot D^q \cdot t^x \cdot S^y \cdot K_p, \text{ де}$$

$C_m=0,196$ (табл. 32 [1]); $q=0,85$; $x=0,8$ (табл. 32 [1])

y – показник ступеня; $y=0,7$ (табл. 32 [1])

$$K_p = K_{mp} = \left(\frac{229}{190}\right)^{0,6} = 1,12$$

$$M_{kp} = 10 \cdot 0,196 \cdot 20^{0,85} \cdot 1,0^{0,8} \cdot 0,193^{0,7} \cdot 1,12 = 8,86 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Ефективна точність:

$$Ne = \frac{M_{kp} \cdot n}{9750}$$

де: n – частота обертання шпинделя;

$$\Sigma Ne = \frac{8,86 \cdot 478}{9750} = 0,43 \text{ кВт}$$

Перехід II: підрізання торця банки $\varnothing 38$ в розмір $21,6_{-0,28}$ мм зі зняттям фаски $2,5 \times 45^\circ$

Глибина різання:

- зенкування: $t_1 = 0,5 \cdot D_1 = 0,5 \cdot 5 = 2,5$ мм
- цекування: $t_1 = 0,5 \cdot (D_2 - d_1) = 0,5 \cdot (38 - 25) = 6,5$ мм

Подача: при виборі подачі ґрунтуємося на заводських даних для даного переходу: $S = 0,082$ мм/об

Швидкість різання:

– зенкування $V_1 = \frac{C_V \cdot D^q}{T^m \cdot S^y} \cdot K_V$, де

C_V – стала, залежна від виду обробки, умов обробки та матеріалу ріжучої частини інструмента $C_V = 14,7$ (табл. 29 [1])

$q = 0,25$ (табл. 29 [1])

D_1 – діаметр обробки: $D = 5$ мм

T – стійкість ріжучого інструмента: $T = 90$ хв

$m = 0,125$ (табл. 29 [1])

S – подача; $S = 0,082$ мм/об

$y = 0,55$ (табл. 28 [1])

$K_V = K_{mv} \cdot K_{uv} \cdot K_{fv}$, де:

$$K_{mv} = \left(\frac{190}{HB} \right)^{1,3} = \left(\frac{190}{229} \right)^{1,3} = 0,78$$

$K_{uv} = 1,0$ (табл. 6 [1])

$K_{fv} = 1,0$ (табл. 31 [1])

$K_V = 0,78 \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 0,78$

$$V_{1p} = \frac{14,7 \cdot 5^{0,25}}{90^{0,125} \cdot 0,082^{0,55}} \cdot 0,78 = 38,7 \text{ м/хв}$$

Приймаємо швидкість різання враховуючи заводські данні $V_{1np} = 24,4$ м/хв.

Частота обертання шпинделя:

$$n = \frac{1000 \cdot V}{\pi \cdot D}$$

де V_{np1} – швидкість різання на зенкуванні; $V_{np1}=24,4$ м/хв

D_1 – діаметр обробки; $D=20$ мм

$$n = \frac{1000 \cdot 24,4}{3,14 \cdot 5} = 1554,1 \text{ об/хв}$$

Осьове зусилля:

$P_{01}=10C_p \cdot D^q \cdot t^x \cdot S^y \cdot K_p$, де:

C_p – стала величина, яку враховуємо при осьовому натиску; $C_p=42,0$ (табл. 32 [1])

q – показник степені при діаметрі обробки; $q=1,2$ (табл. 32 [1])

S – подача; $S=0,082$ мм/об

y – показник степені при подачі; $y=0,75$ (табл. 32 [1])

K_p – коефіцієнт, враховуючий фактичні умови обробки; $K_p=1,12$

$$P_{01}=10 \cdot 42,00 \cdot 5^{1,2} \cdot 0,082^{0,75} \cdot 1,12=497,3 \text{ Нм}$$

Момент різання:

$M_{kp}=10 \cdot C_m \cdot D^q \cdot t^x \cdot S^y \cdot K_p$, де

C_m – коефіцієнт, що враховує при визначенні моменту різання; $C_m=0,012$ (табл. 32 [1])

D – діаметр обробки;

$q=2,2$ (табл. 32 [1])

S – подача; $S=0,082$ мм/об

$y=0,8$ (табл. 32 [1])

K_p – коефіцієнт, враховуючий фактичні умови обробки; $K_p=1,12$

$$M_{kp1}=10 \cdot 0,012 \cdot 5^{2,2} \cdot 0,082^{0,8} \cdot 1,12=0,63 \text{ Нм}$$

Ефективна потужність різання:

$$N_{e1} = \frac{M_{kp} \cdot n}{9750}$$

де: n – частота обертання шпинделя;

$$N_{e1} = \frac{0,63 \cdot 306}{9750} = 0,02 \text{ кВт}$$

Розраховуємо режими різання на цекування як зенкування.

Глибина різання:

$$t_2 = 0,5 \cdot (D_2 - d_1) = 0,5 \cdot (38 - 25) = 6,5 \text{ мм}$$

Подача: приймається такою як й для заводських даних:

$$S = 0,082 \text{ мм/об}$$

Швидкість різання:

$$V = \frac{C_V \cdot D^q}{T^m \cdot t^x \cdot S^y} \cdot K_V$$

де: C_V – постійна, залежна від виду обробки, умов обробки та матеріалу
ріжучої частини $C_V = 18,8$ (табл. 29 [1])

$$q = 0,20 \text{ (табл. 29 [1])}$$

T – стійкість ріжучого інструменту;

$$T = 90 \text{ хв}$$

$$m = 0,125 \text{ (табл. 29 [1])}$$

t – глибина різання; $t = 1 \text{ мм}$

$$X = 0,1 \text{ (табл. 29 [1])}$$

S – подача; $S = 0,193 \text{ об/хв.}$

$$Y = 0,4 \text{ (табл. 29 [1])}$$

$$K_V = K_{mv} \cdot K_{uv} \cdot K_{fv} = 0,78 \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 0,78$$

$$V_p = \frac{18,8 \cdot 38^{0,2}}{90^{0,125} \cdot 6,5^{0,1} \cdot 0,082^{0,4}} \cdot 0,78 = 35,9 \text{ м/хв}$$

Приймаємо швидкість різання в відповідності із заводськими даними:

$$V_2 = 36,5 \text{ мм/хв}$$

Число обертів шпинделя:

$$n = \frac{1000 \cdot V}{\pi \cdot D} = \frac{1000 \cdot 36,5}{3,14 \cdot 38} = 306 \text{ об/хв}$$

Загальну частоту обертання шпинделя приймаємо по цеховим $n = 306 \text{ об/хв.}$

Осьове зусилля:

$$P_{01}=10C_p \cdot D^q \cdot t^x \cdot S^y \cdot K_p, \text{ де:}$$

$$C_p=46,0 \text{ (табл. 32 [1])}$$

$$x=1,0 \text{ (табл. 32 [1])}$$

$$y=0,4 \text{ (табл. 32 [1])}$$

$$K_p=K_{mp}=\left(\frac{229}{190}\right)^{0,6} = 1,12$$

$$P_{01}=10 \cdot 46 \cdot 6,5^{1,0} \cdot 0,082^{0,4} \cdot 1,12=1231,4 \text{ Н}$$

Момент різання:

$$M_{kp}=10 \cdot C_m \cdot D^q \cdot t^x \cdot S^y \cdot K_p, \text{ де}$$

$$C_m=0,196 \text{ (табл. 32 [1])}$$

D – діаметр обробки;

$$q=0,85 \text{ (табл. 32 [1])}$$

$$x=0,8 \text{ (табл. 32 [1])}$$

$$y=0,7 \text{ (табл. 32 [1])}$$

$$K_p=K_{mp}=\left(\frac{229}{190}\right)^{0,6} = 1,12$$

$$M_{kp1}=10 \cdot 0,196 \cdot 38^{0,85} \cdot 6,5^{0,8} \cdot 0,082^{0,7} \cdot 1,12=37,5 \text{ Нм}$$

Ефективна потужність різання:

$$N_{e2} = \frac{M_{kp2} \cdot n}{9750} = \frac{37,5 \cdot 306}{9750} = 1,18 \text{ кВт}$$

Сумарне осьове зусилля:

$$\sum P_0=P_{01}+P_{02}=497,3+1231,4=1728,7 \text{ Н}$$

Сумарний момент різання:

$$\sum M_{kp}=M_{kp1}+M_{kp2}=0,63+37,5=38,13 \text{ Нм}$$

Сумарна ефективна потужність:

$$\sum N_e=N_{e1}+N_{e2}=0,02+1,18=1,2 \text{ кВт}$$

Переход III: зенкування отвору $\varnothing 20$ мм до $\varnothing 21,4$ мм

Глибина різання: $t=0,5 \cdot (D-d)$, де:

D – діаметр отвору після обробки;

$$D=21,4 \text{ мм}$$

d – діаметр отвору до обробки;

$$d=20 \text{ мм}$$

$$t=0,5 \cdot (21,4-20)=0,7 \text{ мм}$$

Подача: при виборі подачі будемо відштовхуватись від заводських даних для даного переходу;

$$S=0,193 \text{ мм/об}$$

Швидкість різання:

$$V = \frac{C_v \cdot D^q}{T^m \cdot t^x \cdot S^y} \cdot K_v$$

$$\text{де: } C_v = 18,8 \text{ (табл. 29 [1])}$$

D- кінцевий діаметр обробки; D=21,4 мм

$$q=0,20 \text{ (табл. 29 [1])}$$

T – стійкість ріжучого інструменту;

$$T=90 \text{ хв}$$

$$m=0,125 \text{ (табл. 29 [1])}$$

t – глибина різання; t=0,7 мм

$$X=0,1 \text{ (табл. 29 [1])}$$

S – подача; S=0,193 мм/об.

$$Y=0,4 \text{ (табл. 29 [1])}$$

K_v – загальний зрівняльний коефіцієнт на швидкість різання, що враховує відмінні від табличних умов різання

$$K_v = K_{mv} \cdot K_{uv} \cdot K_{fv}, \text{ де}$$

$$K_{mv} = \left(\frac{190}{HB}\right)^{nv} = \left(\frac{190}{229}\right)^{1,3} = 0,78, \text{ де}$$

$$K_{uv}=1,0 \text{ (табл. 6 [1])}$$

$$K_{fv}=1,0 \text{ (табл. 31 [1])}$$

$$K_v=0,78 \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 0,78$$

$$V_p = \frac{18,8 \cdot 21,4^{0,2}}{90^{0,125} \cdot 0,7^{0,1} \cdot 0,193^{0,4}} \cdot 0,78 = 30,86 \text{ м/хв}$$

Приймаємо з урахуванням заводських даних

$$V_{\text{пр}}=30 \text{ м/хв}$$

Частота обертання шпинделя:

$$n = \frac{1000 \cdot V}{\pi \cdot D}$$

де V – швидкість різання; $V=30 \text{ м/хв}$

D – діаметр обробки; $D=21,4 \text{ мм}$

$$n = \frac{1000 \cdot 30}{3,14 \cdot 21,4} = 446,46 \text{ об/хв}$$

Приймаємо із урахуванням заводських даних частоту обертання шпинделя $n=478 \text{ об/хв}$.

Осьове зусилля:

$$P_0=10C_p \cdot t^x \cdot S^y \cdot K_p, \text{ де:}$$

$$C_p=46,0 \text{ (табл. 32 [1])}$$

t – глибина різання; $t=0,7 \text{ мм}$

$$x=1,0 \text{ (табл. 32 [1])}$$

$$y=0,4 \text{ (табл. 32 [1])}$$

S – подача, $S=0,193 \text{ мм/об}$

K_p – коефіцієнт, враховуючий фактичні умови обробки; $K_p= 1,12$

$$P_0=10 \cdot 46 \cdot 0,7^{1,0} \cdot 0,193^{0,4} \cdot 1,12=186,8 \text{ Н}$$

Момент різання:

$$M_{\text{кр}}=10 \cdot C_m \cdot D^q \cdot t^x \cdot S^y \cdot K_p, \text{ де}$$

$$C_m=0,196 \text{ (табл. 32 [1])}$$

$$q=0,85 \text{ (табл. 32 [1])}$$

$$x=0,8 \text{ (табл. 32 [1])}$$

$$y=0,7 \text{ (табл. 32 [1])}$$

$$K_p=K_{\text{мп}}=\left(\frac{229}{190}\right)^{0,6} = 1,12$$

$$\sum M_{\text{кр}}=10 \cdot 0,196 \cdot 21,4^{0,85} \cdot 6,5^{0,8} \cdot 0,7^{0,7} \cdot 1,12=37,5 \text{ Нм}$$

Ефективна потужність різання:

$$N_e = \frac{M_{\text{кр}} \cdot n}{9750}$$

де n – число обертів шпинделя на даному переході; $n=478 \text{ об/хв}$.

$$N_e = \frac{7,05 \cdot 478}{9750} = 0,35 \text{ кВт}$$

Перехід IV: свердління 4-х отворів $\varnothing 9\text{мм}$

Глибина різання:

$$t=0,5 \cdot D, \text{ де}$$

D – діаметр свердління; D=9мм

Глибина різання:

$$t_2=0,5 \cdot D=0,5 \cdot 9=4,5 \text{ мм}$$

Подача: при виборі подачі будемо відштовхуватись від заводських даних для даного переходу;

$$S=0,073 \text{ мм/об}$$

Швидкість різання:

$$V_1 = \frac{C_V \cdot D^q}{T^m \cdot S^y} \cdot K_V, \text{ де}$$

C_V – стала, залежна від виду обробки, умов обробки та матеріалу ріжучої частини інструмента $C_V=14,7$ (табл. 29 [1])

D – діаметр обробки: D=9 мм

q – показник степені при кінцевому діаметрі обробки, залежний від виду обробки та матеріалу ріжучої частини інструменту; q=0,25 (табл. 28 [1])

T – стійкість ріжучого інструменту;

$$T=90 \text{ хв}$$

m – показник стійкості при стійкості ріжучого інструменту, залежний від виду обробки та матеріалу ріжучої частини інструменту; m=0,125 (табл. 28 [1])

S – подача; S=0,073 мм/об

y – показник ступеня при подачі залежний від виду обробки, умов обробки та матеріалу ріжучої частини інструмента;

$$y=0,55 \text{ (табл. 28 [1])}$$

$K_V=K_{mv} \cdot K_{uv} \cdot K_{fv}$, де:

$$K_{mv} = \left(\frac{190}{HB} \right)^{nv} = \left(\frac{190}{229} \right)^{1,3} = 0,78$$

$$K_{uv}=1,0 \text{ (табл. 6 [1])}$$

$$K_{fv}=1,0 \text{ (табл. 31 [1])}$$

$$K_v=0,78 \cdot 1,0 \cdot 1,0=0,78$$

$$V_p = \frac{14,7 \cdot 9^{0,25}}{90^{0,125} \cdot 0,073^{0,55}} \cdot 0,78 = 44,7 \text{ м/хв}$$

Приймаємо швидкість різання враховуючи заводські данні $V_{np}=20,6 \text{ м/хв}$.

Частота обертання шпинделя:

$$n = \frac{1000 \cdot V}{\pi \cdot D}$$

де V - швидкість різання на зенкуванні; $V=20,6 \text{ м/хв}$

D – діаметр обробки; $D=9 \text{ мм}$

$$n = \frac{1000 \cdot 20,6}{3,14 \cdot 9} = 729 \text{ об/хв}$$

Осьове зусилля:

$$P_0=10 \cdot C_p \cdot D^q \cdot S^y \cdot K_p, \text{ де:}$$

$$C_p=42,7 \text{ (табл. 32 [1])}$$

$$q=1,0 \text{ (табл. 32 [1])}$$

$$y=0,8 \text{ (табл. 32 [1])}$$

$$K_p=K_{mp}=\left(\frac{HB}{190}\right)^{0,6} = \left(\frac{229}{190}\right)^{0,6} = 1,12$$

$$P_{01}=10 \cdot 42,7 \cdot 9^{1,0} \cdot 0,073^{0,8} \cdot 1,12=530,33 \text{ Н}$$

Сумарне осьове зусилля:

$$\sum P_0=P_0 \cdot 4=530,33 \cdot 4=2121,32 \text{ Н}$$

Момент різання:

$$M_{kp}=10 \cdot C_m \cdot D^q \cdot S^y \cdot K_p, \text{ де}$$

$$C_m=0,021 \text{ (табл. 32 [1])}$$

$$q=2,0 \text{ (табл. 32 [1])}$$

$$y=0,7 \text{ (табл. 32 [1])}$$

$$K_p=1,12$$

$$M_{kp}=10 \cdot 0,021 \cdot 9^2 \cdot 0,073^{0,8} \cdot 1,12=2,35 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Сумарний момент різання:

$$\sum M_{kp}=M_{kp} \cdot 4=2,35 \cdot 4=9,4 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Ефективна потужність різання:

$$N_{e2} = \frac{M_{кр} \cdot n}{9750} = \frac{2,35 \cdot 729}{9750} = 0,18 \text{ кВт}$$

Сумарна ефективна потужність:

$$\sum N_e = N_e \cdot 4 = 0,18 \cdot 4 = 0,72 \text{ кВт}$$

Перехід V: свердління 2-х отворів $\varnothing 8,5$ мм

Глибина різання:

$$t = 0,5 \cdot D, \text{ де}$$

D – діаметр свердління; D=8,5 мм

$$t = 0,5 \cdot 8,5 = 4,25 \text{ мм}$$

Подача: при виборі подачі будемо відштовхуватись від заводських даних для даного переходу;

$$S = 0,073 \text{ мм/об}$$

Швидкість різання:

$$V = \frac{C_V \cdot D^q}{T^m \cdot S^y} \cdot K_V, \text{ де}$$

C_V – стала, залежна від виду обробки, умов обробки та матеріалу ріжучої частини інструмента $C_V = 14,7$ (табл. 28 [1])

$$q = 0,25 \text{ (табл. 28 [1])}$$

T – стійкість ріжучого інструменту;

$$T = 90 \text{ хв}$$

$$m = 0,125 \text{ (табл. 28 [1])}$$

t – глибина різання; t=4,25 мм

S – подача; S=0,073 мм/об.

$$y = 0,55 \text{ (табл. 28[1])}$$

$$V_p = \frac{14,7 \cdot 8,5^{0,25}}{90^{0,125} \cdot 0,073^{0,55}} \cdot 0,78 = 47,06 \text{ м/хв}$$

Приймаємо швидкість різання враховуючи заводські данні $V_{np} = 19,5$ м/хв.

Частота обертання шпинделя:

$$n = \frac{1000 \cdot V}{\pi \cdot D}$$

де V - швидкість різання на зенкуванні; $V=19,5$ м/хв

D – діаметр обробки; $D=8,5$ мм

$$n = \frac{1000 \cdot 19,5}{3,14 \cdot 8,5} = 730,61 \text{ об/хв}$$

Приймаємо із урахуванням заводських даних частоту обертання шпинделя: $n=729$ об/хв.

Осьове зусилля:

$P_0=10 \cdot C_p \cdot D^q \cdot S^y \cdot K_p$, де:

$C_p=42,7$ (табл. 32 [1]);

D – діаметр свердління; $D=8,5$ мм

$q=1,0$ (табл. 32 [1]); $y=0,8$ (табл. 32 [1])

S – подача; $S=0,073$ мм/об.

$$K_p=K_{mp}=\left(\frac{HB}{190}\right)^n = \left(\frac{229}{190}\right)^{0,6} = 1,12$$

$$P_{01}=10 \cdot 42,7 \cdot 8,5^{1,0} \cdot 0,073^{0,8} \cdot 1,12=500,87 \text{ Н}$$

Сумарне осьове зусилля:

$$\sum P_0=P_0 \cdot 2=500,87 \cdot 2=1001,74 \text{ Н}$$

Момент різання:

$M_{kp}=10 \cdot C_m \cdot D^q \cdot S^y \cdot K_p$, де

C_m – коефіцієнт моменту різання; $C_m=0,021$ (табл. 32 [1])

$q=2,0$ (табл. 32 [1]); $y=0,8$ (табл. 32 [1])

$$K_p=K_{mp}=\left(\frac{HB}{190}\right)^n = \left(\frac{229}{190}\right)^{0,6} = 1,12$$

$$M_{kp}=10 \cdot 0,021 \cdot 8,5^2 \cdot 0,073^{0,8} \cdot 1,12=2,09 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Сумарний момент різання:

$$\sum M_{kp}=M_{kp} \cdot 2=2,09 \cdot 2=4,18 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Ефективна потужність різання:

$$N_e = \frac{M_{kp} \cdot n}{9750}, \text{ де}$$

n - частота обертання шпинделя:

$$N_e = \frac{2,09 \cdot 729}{9750} = 0,16 \text{ кВт}$$

Сумарна ефективна потужність:

$$\sum N_e = N_e \cdot 2 = 0,16 \cdot 2 = 0,32 \text{ кВт}$$

Переход VI: зенкування 2-х отворів $\varnothing 8,5$ мм до $\varnothing 8,8$ мм

Глибина різання: $t = 0,5 \cdot (D - d)$, де:

D – діаметр отвору після обробки;

$$D = 8,8 \text{ мм}$$

d – діаметр отвору до обробки;

$$d = 8,5 \text{ мм}$$

$$t = 0,5 \cdot (8,8 - 8,5) = 0,15 \text{ мм}$$

Подача: при виборі подачі будемо відштовхуватись від заводських даних для даного переходу;

$$S = 0,096 \text{ мм/об}$$

Швидкість різання:

$$V = \frac{C_v \cdot D^q}{T^m \cdot t^x \cdot S^y} \cdot K_v$$

де: C_v – стала, залежна від виду обробки, умов обробки та матеріалу ріжучої частини інструмента $C_v = 18,8$ (табл. 29 [1])

$$q = 0,20 \text{ (табл. 29 [1])}$$

T – стійкість ріжучого інструменту;

$$T = 90 \text{ хв}$$

$$m = 0,125 \text{ (табл. 29 [1])}$$

t – глибина різання; $t = 0,15$ мм

$$X = 0,1 \text{ (табл. 29 [1])}$$

S – подача; $S = 0,096$ мм/об.

$$Y = 0,4 \text{ (табл. 29 [1])}$$

K_v – загальний зрівняльний коефіцієнт на швидкість різання, враховуючий відмінні від табличних умов різання

$$K_v = K_{mv} \cdot K_{uv} \cdot K_{fv}, \text{ де}$$

$$K_{mv} = \left(\frac{190}{HB} \right)^{nv} = \left(\frac{190}{229} \right)^{1,3} = 0,78, \text{ де}$$

$$K_{uv} = 1,0 \text{ (табл. 6 [1])}$$

$$K_{fv}=1,0 \text{ (табл. 31 [1])}$$

$$K_v=0,78 \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 0,78$$

$$V_p = \frac{18,8 \cdot 8,8^{0,2}}{90^{0,125} \cdot 0,15^{0,1} \cdot 0,096^{0,4}} \cdot 0,78 = 39,84 \text{ м/хв}$$

Приймаємо з урахуванням заводських даних

$$V_{np}=30 \text{ м/хв}$$

Частота обертання шпинделя:

$$n = \frac{1000 \cdot V}{\pi \cdot D}$$

де V - швидкість різання на даному переході; $V=30 \text{ м/хв}$

D – діаметр отвору після зенкування; $D=8,8 \text{ мм}$

$$n = \frac{1000 \cdot 20,1}{3,14 \cdot 8,8} = 729 \text{ об/хв}$$

Осьове зусилля:

$$P_0=10C_p \cdot t^x \cdot S^y \cdot K_p, \text{ де:}$$

$$C_p=23,5 \text{ (табл. 32 [1])}$$

t - глибина різання; $t=0,15 \text{ мм}$

$$x=0,75 \text{ (табл. 32 [1])}$$

$$y=0,8 \text{ (табл. 32 [1])}$$

S – подача, $S=0,096 \text{ мм/об}$

$$K_p=K_{mp}=\left(\frac{HB}{190}\right)^n = \left(\frac{229}{190}\right)^{0,6} = 1,12$$

$$\sum P_0=P_0 \cdot 2=10,58 \cdot 2=21,16 \text{ Н}$$

Момент різання:

$$M_{kp}=10 \cdot C_m \cdot D^q \cdot t^x \cdot S^y \cdot K_p, \text{ де}$$

$$C_m=0,085 \text{ (табл. 32 [1])}$$

D – діаметр отвору після обробки; $D=8,8 \text{ мм}$

q - показник степені при діаметрі обробки; $q=0$ (табл. 32 [1])

t – глибина різання; $t=0,15 \text{ мм}$

S – подача, $S=0,096 \text{ мм/об}$

$x=0,75$ (табл. 32) [1]); $y=0,8$ (табл. 32 [1])

$$K_p=1,12$$

$$\sum M_{кр}=10 \cdot 0,085 \cdot 8,8^0 \cdot 0,15^{0,75} \cdot 0,096^{0,8} \cdot 1,12=0,37 \text{ Нм}$$

Ефективна потужність різання:

$$N_e = \frac{M_{кр} \cdot n}{9750} = \frac{0,37 \cdot 729}{9750} = 0,028 \text{ кВт}$$

Сумарна потужність різання:

$$\sum N_e = N_e \cdot 2 = 0,28 \cdot 2 = 0,56 \text{ кВт}$$

Перехід VII: розвертання 2-х отворів $\varnothing 8,8 \text{ мм}$ до $\varnothing 9 \text{ мм}$.

Глибина різання: $t=0,5(D-d)$, де:

D – діаметр отвору після обробки;

$$D=9 \text{ мм}$$

d – діаметр отвору до обробки;

$$d=8,8 \text{ мм}$$

$$t=0,5 \cdot (9-8,8)=0,1 \text{ мм}$$

Подача: при виборі подачі відштовхуємося від заводських даних для даного переходу;

$$S=0,194 \text{ мм/об}$$

Швидкість різання:

$$V = \frac{C_V \cdot D^q}{T^m \cdot t^x \cdot S^y} \cdot K_V$$

де: C_V – постійна, залежна від виду обробки, умов обробки та матеріалу ріжучої частини $C_V=15,6$ (табл. 29 [1])

$$q=0,20 \text{ (табл. 29 [1])}$$

T – стійкість ріжучого інструменту;

$$T=90 \text{ хв}$$

$$m=0,3 \text{ (табл. 29 [1])}$$

t – глибина різання; $t=0,1 \text{ мм}$

$$X=0,1 \text{ (табл. 29 [1])}$$

S – подача; $S=0,164 \text{ мм/об}$.

$$Y=0,4 \text{ (табл. 29 [1])}$$

$$K_V = K_{mv} \cdot K_{uv} \cdot K_{fv}, \text{ де}$$

$$K_{mv} = \left(\frac{190}{HB}\right)^{nv} = \left(\frac{190}{229}\right)^{1,3} = 0,78, \text{ де}$$

$$K_{uv}=1,0 \text{ (табл. 6 [1])}$$

$$K_{fv}=1,0 \text{ (табл. 31 [1])}$$

$$K_v=0,78 \cdot 1,0 \cdot 1,0=0,78$$

$$V_p = \frac{15,6 \cdot 9^{0,2}}{90^{0,3} \cdot 0,1^{0,1} \cdot 0,164^{0,5}} \cdot 0,78 = 15,22 \text{ м/хв}$$

Приймаємо з урахуванням заводських даних; $V_{np}=11,5$ м/хв

Частота обертання шпинделя:

$$n = \frac{1000 \cdot V}{\pi \cdot D}$$

де V - швидкість різання; $V=11,5$ м/хв

D – діаметр обробки; $D=9$ мм

$$n = \frac{1000 \cdot 11,5}{3,14 \cdot 9} = 407 \text{ об/хв}$$

Приймаємо із урахуванням заводських даних частоту обертання шпинделя:

$$n=405 \text{ об/хв.}$$

Режими різання

№ переходу	Подача S ; мм/об	Глибина різання t , мм	Швидкість різання; V м/хв	Число обертів шпинделя n , об/хв	Сумарне осьове зусилля: $\sum P_0$ Н	Сумарний момент різання: $\sum M_{\text{різ}}$ Н·м	Сумарна ефективна потужність різання: $\sum N_e$ кВт
I	0,193	1,0	30,0	478	266,8	8,86	0,43
II	0,082	6,5/2,5	36,5/24,4	306	1728,7	38,13	1,2
III	0,193	0,7	30,0	478	186,8	7,02	0,35
IV	0,073	4,5	20,6	729	2121,32	9,4	0,72
V	0,073	4,25	19,5	729	1001,74	4,18	0,32
VI	0,096	0,15	20,1	729	21,16	0,74	0,056
VII	0,164	0,1	11,5	402	-	-	-

2 КОНСТРУКТОРСЬКА ЧАСТИНА. РОЗРАХУНОК НАСАДКИ

2.1 Розрахунок зубчастої передачі.

Вибір матеріалів зубчастих коліс і визначення допустимих напружень.

Для виготовлення зубчастого колеса вибираємо сталь 40Х.

Термообробка – нормалізація (табл. 2.1 [2])

Твердість $HV^k_2=230$ (табл. 2.1 [2])

Межа текучості $\sigma_m=440 \text{ Н/мм}^2$

Шестерня:

$HV^M_1 = HV^k_2 + 20 = 230 + 20$; $HV^M_1 = 250$

Допустимі контактні напруження:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{HO}}{S_H} \cdot K_{HL}$$

де σ_{HO} – межа контактної витривалості.

$$\sigma_{HO} = 2HB + 70$$

$$\sigma_{HO1} = 2 \times 250 + 70 = 570 \text{ Н/мм}^2$$

$$\sigma_{HO2} = 2 \times 230 + 70 = 530 \text{ Н/мм}^2$$

S_H – коефіцієнт безпеки; $S_H = 1,1$

K_{HL} – коефіцієнт довговічності; $K_{HL} = 1,0$

$$[\sigma_H]_1 = \frac{570}{1,1} \cdot 1 = 518 \text{ Н/мм}^2$$

$$[\sigma_H]_2 = \frac{530}{1,1} \cdot 1 = 482 \text{ Н/мм}^2$$

Допустимі напруження при розрахунку на витривалість згину:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{FO}}{S_{FO}} \cdot K_{FS} \cdot K_{FL}$$

де σ_{FO} – межа витривалості на згин матеріалу

$$\sigma_{FO} = HB + 260$$

$$\sigma_{FO1} = 250 + 260 = 510 \text{ Н/мм}^2$$

$$\sigma_{FO2} = 230 + 260 = 490 \text{ Н/мм}^2$$

S_{FO} – коефіцієнт безпеки; $S_{FO} = 1,7$

K_{FC} – коефіцієнт враховуючий вплив двостороннього навантаження; $K_{FC}=1,0$

K_{FL} – коефіцієнт довговічності; $K_{FL}=1,0$

$$[\sigma_F]_1 = \frac{510}{1,7} \cdot 1 \cdot 1,0 = 300 \text{ Н/мм}^2$$

$$[\sigma_F]_2 = \frac{400}{1,1} \cdot 1 \cdot 1,0 = 288 \text{ Н/мм}^2$$

Гранично допустиме навантаження (для розрахунків при перевантаженні):

$$[\sigma_H]_{\max} = 2,8 \cdot \sigma_T, \text{ де}$$

σ_T – межа текучості; $\sigma_T=440 \text{ Н/мм}^2$

$$[\sigma_H]_{\max} = 2,8 \cdot 440 = 1232 \text{ Н/мм}^2$$

$$[\sigma_F]_{\max} = 0,8 \cdot \sigma_m, \text{ де}$$

$$[\sigma_F]_{\max} = 0,8 \cdot 440 = 352 \text{ Н/мм}^2$$

Проектний розрахунок.

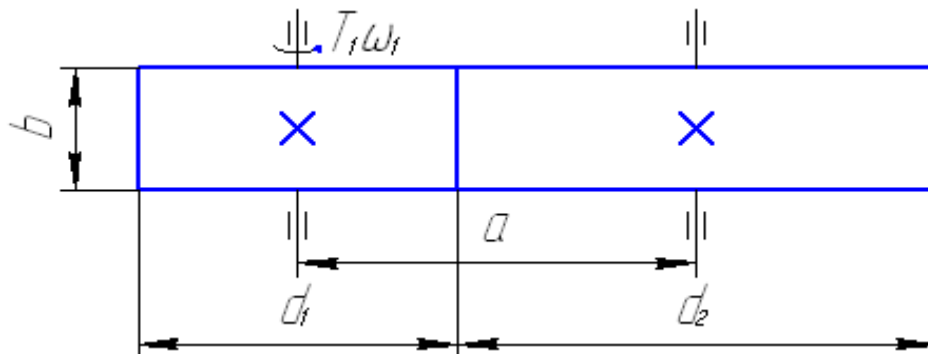


Рисунок 3 – Схема зубчастого зачеплення

Визначає міжосьову відстань з умови контактної витривалості поверхні зубців:

$$Q \geq K_a \cdot (u + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_{HB}}{u \cdot \Psi_{Ba} \cdot [\sigma_H]_2^2}}$$

де K_a – допоміжний коефіцієнт для зубчастих коліс; $K_a=49 \text{ (Н/мм}^2\text{)}^{4/3}$

$u=0,1$ – передаточне число передачі, що обчислюється;

T_1 – крутний момент на валу шестерні;

$T_1=P/\omega$, де

P – потужність електродвигуна; $P=1,1 \text{ кВт}$

ω – кутова швидкість; $\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$, де

n – число обертів шпинделя; $n=731$ об/хв.

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{3,14 \cdot 731}{30} = 76,5 \text{ рад/с}$$

$$\tau_1 = \frac{P}{\omega} = \left(\frac{1,1}{76,5} \right) \cdot 10^3 = 14,4 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

K_{HB} - коефіцієнт концентрації навантаження; $K_{\text{HB}}=1,04$

Ψ_{Ba} – коефіцієнт ширини зубчастих коліс; $\Psi_{\text{Ba}}=B/a$ вибираємо з ряду: 0,2

$\Psi_{\text{Bd}}=B/d_1=0,5 \cdot \Psi_{\text{Bd}}(u^{-1})=0,5 \cdot 0,2 \cdot (1+1)=0,2$

$$Q \geq 49(1 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{14,4 \cdot 10^3 \cdot 1,04}{1,0 \cdot 0,2 \cdot 482^2}} = 53,33 \text{ мм}$$

Для даної насадки, міжосьова відстань приймається за положенням отворів в деталі.

Приймаємо $Q=54$ мм

Визначаємо модуль передачі за рекомендацією:

$$m=(0,01 \dots 0,02) \cdot a$$

$$m=0,01 \times 54 \dots 0,02 \cdot 54 \quad 0,54 \dots 1,08$$

Кінцеве значення модуля встановлюємо згідно з нормативною документацією та приймаємо $m=2,0$ мм (табл. 2.3 [2])

$$Z_{\Sigma} = \frac{2 \cdot a}{m} = \frac{2 \cdot 54}{2} = 54$$

Знаходимо число зубців шестерні:

$$Z_1 = \frac{Z_{\Sigma}}{u + 1} = \frac{54}{1 + 1} = 27$$

Знаходимо число зубців колеса:

$$Z_2 = Z_{\Sigma} - Z_1 = 54 - 27 = 27$$

Уточнюємо передаточне число:

$$u_{\phi} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{27}{27} = 1$$

Визначаємо основні розміри зубчастих коліс:

- ділильні діаметри:

$$d_1 = m \cdot z_1 = 2,0 \cdot 27 = 54 \text{ мм}$$

$$d_2 = m \cdot z_2 = 2,0 \cdot 27 = 54 \text{ мм}$$

- діаметри вершин зубців:

$$d_{a1} = m \cdot (z_1 + 2) = 2 \cdot (27 + 2) = 58 \text{ мм}$$

$$d_{a2} = m \cdot (z_2 + 2) = 2 \cdot (27 + 2) = 58 \text{ мм}$$

- діаметр впадини:

$$d_{f1} = m \cdot (z_1 + 2) = 2 \cdot (27 - 2,5) = 49 \text{ мм}$$

$$d_{f2} = m \cdot (z_2 + 2) = 2 \cdot (27 + 2,5) = 49 \text{ мм}$$

- ширина вінців зубчастих коліс:

$$b = \Psi_{ba} \cdot a = 0,4 \cdot 54 = 21,6 \text{ мм}$$

Ширину вінців округляємо до ближнього числа з ряду Ra20, ГОСТ 6636-69 (табл. 2.2 [2])

$$b = 25 \text{ мм}$$

Обчислюємо колову швидкість подачі:

$$V = \omega_1 \cdot \frac{d_1}{2}$$

де ω_1 – кутова швидкість шестерні; $\omega_1 = 76,3$ рад/с

$$V = 76,3 \cdot \frac{54}{2} = 2060,1 \text{ мм/с}$$

Приймаємо $V = 2$ м/с

Вибираємо в залежності від значення колової швидкості 9 степінь точності (табл. 2.4 [2]).

Перевірочний розрахунок на контактну витривалість

$$\sigma_H = Z_K \cdot Z_M \cdot \sqrt{\frac{2T_1 \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV}}{b \cdot d_1^2} \cdot \frac{u + 1}{u}}$$

де Z_K – коефіцієнт, враховуючий спряжених поверхонь зубців в полюсі зачеплення; $Z_K = 1,76$

Z_M – коефіцієнт, враховуючий механічні властивості матеріалу зубчастих коліс;

$$Z_M = 275 \text{ (Н/мм}^2\text{)}^{1/3}$$

K_{HV} – коефіцієнт динамічних навантажень; $K_{HV} = 1,1$ (табл. 2.7 [2])

$$\sigma_H = 1,76 \cdot 275 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 14,4 \cdot 10^3 \cdot 1,04 \cdot 1,1 \cdot \frac{1+1}{1}}{25 \cdot 54^2}} = 460,2 \text{ Н/мм}^2$$

$$460,2 \text{ Н/мм}^2 = \sigma_H < [\sigma_H]_2 = 482 \text{ Н/мм}^2$$

Умова контактної витривалості виконується.

Перевірочний розрахунок на втомлюваний злам зубців (витривалість на згин).

$$\sigma_F = Y_F \cdot \frac{2 \cdot T_1 \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV}}{b \cdot d_1 \cdot m} \leq [\sigma_F]_2$$

Y_F – коефіцієнт форми зубця

$$Y_F = 3,84 \text{ (табл. 2.8 [2])}$$

$K_{F\beta}$ – коефіцієнт концентрації навантаження; $K_{F\beta} = 1,1$

K_{FV} – коефіцієнт динамічних навантажень; $K_{FV} = 1,13$ (табл. 2.9 [2])

$[\sigma_F]_2$ – допустиме напруження на згин зубчастого колеса; $[\sigma_F]_2 = 288 \text{ Н/мм}^2$

$$\sigma_F = 3,84 \cdot \frac{2 \cdot 14,4 \cdot 10^3 \cdot 1,1 \cdot 1,13}{25 \cdot 54 \cdot 2,0} = 50,9 \text{ Н/мм}^2$$

$$50,9 \text{ Н/мм}^2 = \sigma_F < [\sigma_F]_2 = 288 \text{ Н/мм}^2$$

Умова витривалості на згин виконується.

Перевірочні розрахунки при перевантаженнях. Умови міцності

$$\sigma_{H\max} = \sigma_H \cdot \sqrt{K_n} \leq [\sigma_H]_{\max}$$

$$\sigma_{F\max} = \sigma_F \cdot K_n \leq [\sigma_F]_{\max}$$

K_n – коефіцієнт перенавантаження, вибирається за характеристикою електродвигуна; $K_n = 1,6$

$$\sigma_{H\max} = 460,2 \cdot \sqrt{1,6} = 582,1 \text{ Н/мм}^2$$

$$582,1 = \sigma_{H\max} < [\sigma_H]_{\max} = 1232 \text{ Н/мм}^2$$

$$\sigma_{F\max} = 50,9 \cdot 1,6 = 81,4 \text{ Н/мм}^2$$

$$81,4 = \sigma_{F_{\max}} < [\sigma_F]_{\max} = 352 \text{ Н/мм}^2$$

Умови міцності при перевантаженнях виконуються.

Зусилля які діють в передачі.

- колові сили;

$$F_t = \frac{2 \cdot T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 14,4 \cdot 10^3}{54} = 533,3 \text{ Н}$$

- радіальні сили;

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha$$

α – кут зачеплення; $\alpha=20^\circ$

$$F_r = 533,3 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 185,5 \text{ Н}$$

Зубчасте колесо на другому шпинделі буде мати такі ж параметри, що й зубчасте колесо на першому шпинделі.

2.2. Вибір та розрахунок валу

2.2.1. Проектний розрахунок валу

Для виготовлення валу, на котрому знаходиться ведуча шестерня призначаємо сталь 45. Мінімальний діаметр валу визначається за формулою:

$$d = \sqrt[3]{\frac{T_{\text{кр}}}{0,2 \cdot [\tau]}}$$

де, $T_{\text{кр}}$ – крутний момент, Н·мм

$[\tau]$ – допустимі напруження, Н/мм²

$$d = \sqrt[3]{\frac{14,4 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 25}} = 14,2 \text{ мм}$$

Найдене значення округлюємо до стандартного з ряду Ra40 ГОСТ 6636-69
d=16 мм.

Приймаємо діаметри інших ступенів валу, виходячи з мінімального діаметра та зображуємо його.

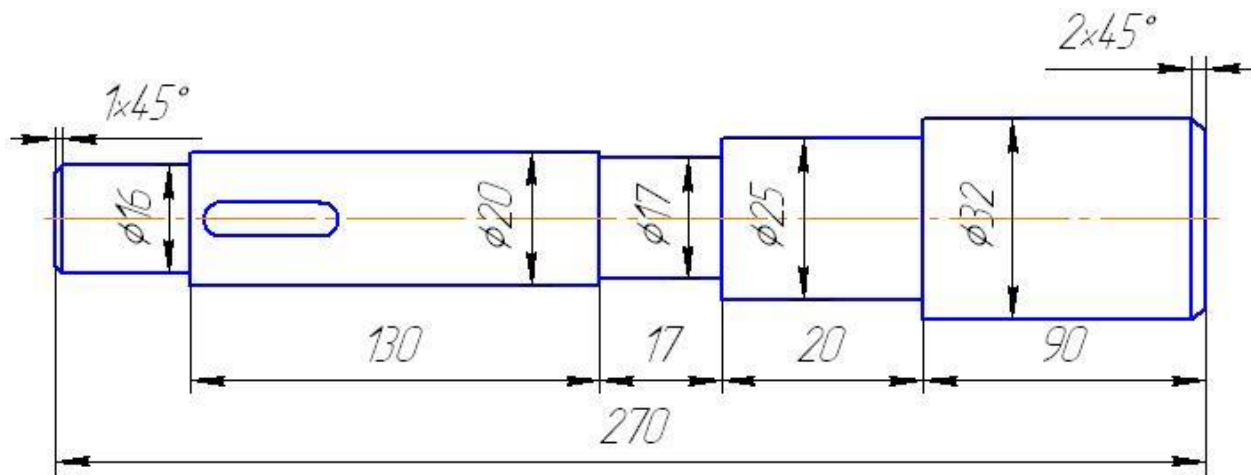


Рисунок 4 – Ескіз приводного валу

Зображений вал замінюємо схемою, в котрій підшипники замінені шарнірами і дійсні сили приведені до осі валу.

2.2.2 Перевірочний розрахунок валу

$F_t=533,3$ Н – колова сила

$F_r=185,5$ Н – радіальна сила

$\Sigma M_C=0$

$Y_B \cdot 75 - F_r \cdot 125 = 0$

$$Y_B = \frac{F_r \cdot 125}{75} = \frac{185,5 \cdot 125}{75} = 309,2 \text{ Н}$$

$Y_B=309,2$ Н

$Y_C=Y_B-F_r=309,2-185,5=123,7$ Н

$Y_C=123,7$ Н

$M_Z^{(B)}=-F_r \cdot 50 \cdot 10^{-3}=-185,5 \cdot 50 \cdot 10^{-3}=-9,3$ Н·м

$M_Z^{(B)}=-9,3$ Н·м

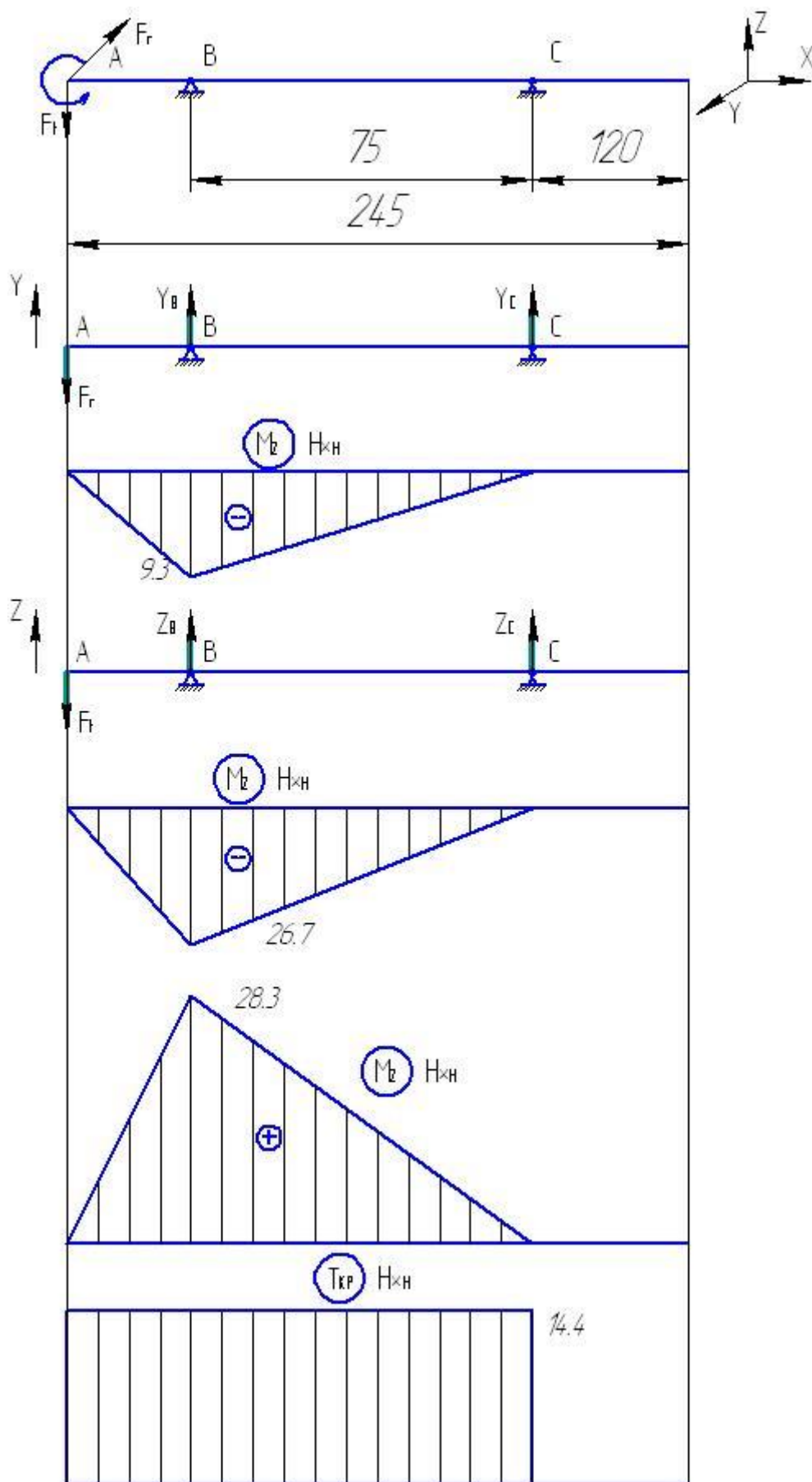


Рисунок 5 – Епюра навантажень приводного валу

$$\Sigma M_C = 0$$

$$Z_B \cdot 75 - F_t \cdot 533,3 = 0$$

$$Z_B = \frac{F_t \cdot 533,3}{75} = \frac{533,3 \cdot 125}{75} = 888,8 \text{ Н}$$

$$Z_B = 888,8 \text{ Н}$$

$$Z_C = Z_B - F_t = 888,8 - 533,3 = 355,5 \text{ Н}$$

$$M_y^{(B)} = -F_t \cdot 50 \cdot 10^{-3} = -26,7 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$M_\Sigma^{(B)} = \sqrt{(M_z^{(B)})^2 + (M_y^{(B)})^2} = \sqrt{(-9,3)^2 + (-26,3)^2} = 28,3 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Аналізуючи епюри M_Σ та $T_{кр}$, встановлюємо що небезпечним являється переріз в точці В. Для цього перерізу виконуємо розрахунок валу на втомлювану міцність.

Обчислюємо межі витривалості матеріалу валу при симетричному циклі по нормальним σ_{-1} та дотичним τ_{-1} нормалям:

$$\sigma_{-1} = 0,43 \cdot \sigma_B, \text{ де:}$$

σ_B – межа міцності матеріалу валу:

$$\sigma_B = 610 \text{ Н/мм}^2 \text{ (табл. 1 [3])}$$

$$\sigma_{-1} = 0,43 \cdot 610 = 262 \text{ Н/мм}^2$$

$$\tau_{-1} = 0,55 \cdot \sigma_{-1} = 0,55 \cdot 262 = 144 \text{ Н/мм}^2$$

Обчислюємо моменти опору:

осьовий W_z та полярний W_p в небезпечному перерізі:

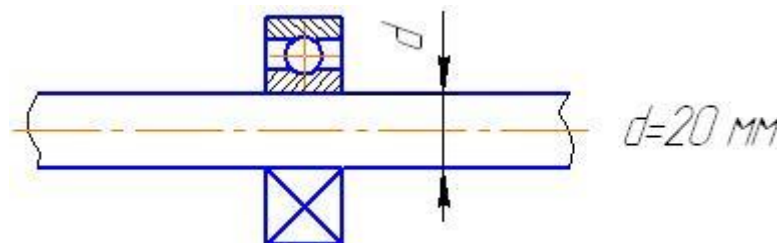


Рисунок 6 – Схема розташування підшипника на валу

$$W_z = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{3,14 \cdot 20^3}{32} = 785 \text{ мм}^3$$

$$W_{\rho} = \frac{\pi \cdot d^3}{16} = \frac{3,14 \cdot 20^3}{16} = 1570 \text{ мм}^3$$

Визначаємо ефективні коефіцієнти концентрації напружень K_{σ} та K_{τ} (за таблицею П.1.[3] та рис. П.1.[3])

$$K_{\sigma}=2,40 \quad K_{\tau}=1,80$$

Визначаємо у відповідності з розміром d та матеріалом валу коефіцієнтом масштабного фактору E_{σ} та E_{τ} (за таблицею П.2.[3])

$$E_{\sigma}=0,92 \quad E_{\tau}=0,83$$

Визначаємо коефіцієнт Ψ_{σ} та Ψ_{τ} , враховуючі вплив постійної складової циклів напружень на опір втомлюваності (за таблицею П.3.[3])

$$\Psi_{\sigma}=0,20 \quad \Psi_{\tau}=0,10$$

Обчислюємо амплітуду періоду нормальних напружень:

$$\sigma_a = \sigma_{max} = \frac{M_Z}{W_Z} = \frac{28,8 \cdot 10^3}{785} = 36,1 \text{ Н/мм}^2$$

Оскільки період зміни нормальних напружень є симетричним, то його середнє значення $\sigma_m=0$

Обчислюємо коефіцієнти запасу (характеристики періоду дотичних напружень):

Амплітуда періоду τ_a постійній складовій періоду τ_m :

$$\tau_a = \tau_m = \frac{\tau_{max}}{2} = \frac{T_{np}}{2 \times W_p} = \frac{14,4 \cdot 10^3}{2 \cdot 1570} = 4,59 \text{ Н/мм}^2$$

Обчислюємо коефіцієнти запасу втомлюваної міцності по нормаліям S_{σ} та дотичним S_{τ} напруженням:

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma}}{E_{\sigma}} \cdot \sigma_a + \Psi_{\sigma} \cdot \sigma_m}$$

де, K_{σ} – ефективний коефіцієнт концентрації напружень; $K_{\sigma}=2,40$

E_{σ} – коефіцієнт масштабного фактору; $E_{\sigma}=0,92$

σ_a – амплітуда циклу нормальних напружень; $\sigma_a=36,1 \text{ Н/мм}^2$

Ψ_{σ} – коефіцієнт, який враховує вплив постійної складової; $\Psi_{\sigma}=0,20$

$\sigma_m=0$ – середнє значення циклу нормальних напружень

$$S_{\sigma} = \frac{262}{\frac{2,4}{0,92} \cdot 36,1 + 0,2 \cdot 0} = 2,78$$

$$S_{\sigma} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_{\sigma}}{E_{\sigma}} \cdot \tau_a + \psi_{\tau} \cdot \tau_m} = \frac{144}{\frac{1,8}{0,83} \cdot 4,59 + 0,1 \cdot 4,50} = 13,9$$

Перевіримо виконання умови втомлюваної міцності валу в небезпечному перерізі:

$$S = \frac{S_{\sigma} \cdot S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} \geq [S]$$

$[S]=1,5$ – мінімально допустимий коефіцієнт запасу втомлюваної міцності.

$$S = \frac{2,78 \cdot 13,9}{\sqrt{2,78^2 + 13,9^2}} = 2,73$$

Умова втомлюваної міцності валу в небезпечному розрізі $S>[S]=1,5$ виконано.

2.3 Вибір та розрахунок підшипників

Для ступені валу з діаметром $d=17$ мм призначаємо радіальний кульковий підшипник середньої серії 46303, для ступені валу з діаметром $d=20$ мм призначаємо радіальний кульковий підшипник середньої серії 46304.

2.3.1 Перевірочний розрахунок підшипників

Визначаємо повні радіальні сили, діючі на підшипники:

$$F_{rb} = \sqrt{Y_B^2 + Z_B^2} = \sqrt{309,2^2 + 888,8^2} = 941,1 \text{ Н}$$

$$F_{rc} = \sqrt{Y_c^2 + Z_c^2} = \sqrt{123,7^2 + 355,5^2} = 376,4 \text{ Н}$$

Осьовими силами F_a при розрахунку розглянутих вище підшипників можна знехтувати.

Більш навантаженим є підшипник, встановлений перерізі В.

Розрахунок проводимо по більш напруженому підшипнику.

Визначимо коефіцієнти радіального X та осьової Y навантажень.

Оскільки осьові сили діючі на вал не враховуються, то коефіцієнти радіального та осьового навантажень будуть рівні відповідно:

$$X=1; \quad Y=0$$

Визначимо еквівалентне динамічне навантаження підшипника:

$$P=(X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot K_\sigma \cdot K_t, \text{ де}$$

V – коефіцієнт обертання; якщо обертається внутрішнє кільце $V=1,0$

K_σ – коефіцієнт безпеки (за таблицею 2.2. [3]) $K_\sigma=1,3$

K_t – температурний коефіцієнт; якщо температура підшипника не перевищує 100°C ; $K_t=1,0$

$$P=(1,0 \cdot 1,0 \cdot 941,1 + 0) \cdot 1,3 \cdot 1,0 = 1223,43 \text{ Н}$$

Визначаємо номінальну довговічність підшипника:

$$L_H = \frac{1750}{\omega} \cdot \left(\frac{C}{P} \right)^p$$

де, кутова швидкість кільця підшипника, що обертається: $\omega=76,3$ рад/с

C – динамічна вантажопідйомність підшипника; $C=13700$ (за таблицею П.Ч.[3])

P – показник степені; для кулькових підшипників $p=3$

$$L_H^{np} = \frac{1750}{76,3} \cdot \left(\frac{13700}{1223,43} \right)^3 = 32223,1 \text{ год}$$

Приймаємо номінальний термін служби даного підшипника:

$$L_H^{np} = 32000 \text{ год}$$

Основні параметри підшипника середньої серії 46303:

- діаметр внутрішнього кільця:

$$d=17 \text{ мм}$$

- діаметр зовнішнього кільця:

$$D=47 \text{ мм}$$

- ширина кілець підшипника:

$$B=14 \text{ мм}$$

- динамічна вантажопідйомність:

$$C=12400 \text{ Н}$$

- статична вантажопідйомність:

$$C_0=7990 \text{ Н}$$

Основні параметри радіального шарикопідшипника середньої серії 46304:

- діаметр внутрішнього кільця:

$$d=20 \text{ мм}$$

- діаметр зовнішнього кільця:

$$D=52 \text{ мм}$$

- ширина кілець підшипника:

$$B=15 \text{ мм}$$

- динамічна вантажопідйомність:

$$C=13700 \text{ Н}$$

- статична вантажопідйомність:

$$C_0=8990 \text{ Н}$$

2.4 Вибір та розрахунок шпонок

Для кріплення шестерні на розглянутому валу багатошпиндельної насадки призначаємо шпонку призматичну по СТ СЭВ 189-75.

Розміри шпонки:

- висота шпонки: $h=6 \text{ мм}$

- ширина шпонки: $b=6 \text{ мм}$

- довжина шпонки: $l=32 \text{ мм}$

- глибина паза для валу: $t_1=3,5 \text{ мм}$

- глибина паза для втулки: $t_2=2,8 \text{ мм}$

2.4.1 Перевірочний розрахунок шпонки

Найбільш небезпечною деформацією для шпонок є зминання від крутного моменту

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot T}{d \cdot l_p \cdot (h - t_1)} \leq [\sigma_{зм}]$$

де, T – крутний момент який передається валом; $T=14,4$ мм Н·м

l_p – робоча довжина шпонки;

$l_p=l-b=32-6=26$ мм

h – висота шпонки; $h=6$ мм

t_1 – глибина паза валу; $t_1=3,5$ мм

$[\sigma_{зм}]$ – допустиме напруження на зминання; $[\sigma_{зм}]=90$ Н/мм²

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 14,4 \cdot 10^3}{20 \cdot 26 \cdot (6 - 3,5)} = 22,2 \text{ Н/мм}^2$$

Умова $22,2=\sigma_{зм}<[\sigma_{зм}]=90$ Н/мм² виконано, це означає що шпонка вибрана вірно.

2.5 Вибір мастила

Об'єм мастила назначаємо з умови, що на кожен кіловат потужності, що передається, припадає до 0,5 л мастила. В нашому випадку це складає:

$V=1,1 \cdot 0,5=0,55$ л.

За таблицею 51 [4] в залежності від колової швидкості та межі міцності матеріалу коліс передачі приймаємо кінематичну в'язкість мастила при температурі 50°C;

$\nu=120$ мм²/с

Згідно таблиці 53 [4] в відповідності з прийнятою кінематичною в'язкістю призначимо індустріальне мастило з присадками для зубчастих передач ИРП-150.

ВИСНОВКИ

1. В представленій кваліфікаційній роботі виконано розробку багатошпиндельної насадки, котра є частиною агрегатного верстата моделі 3ХА6729П.
2. Багатошпиндельна насадка призначена для оснащення силових головок висувною піноллю при використанні одного силового агрегату для одночасної обробки декількох поверхонь з паралельними осями. Насадки призначені для свердління, розвертання, зенкування, нарізання різьби та інших аналогічних операцій.
3. Працездатність насадки підтверджено відповідними розрахунками, результати яких наведено в пояснювальній записці та на кресленнях.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Булига, Ю. В. Теорія різання. Розрахунок режимів різання : практикум / Булига Ю. В., Веселовська Н. Р., Міськов В. П. – Вінниця : ВНТУ, 2019. – 67 с.
2. Васильєва Л.В., Гончаров О.А., Коновалов В.А., Соловійова Н.А. Чисельні методи розв'язання інженерних задач в пакеті MathCAD. Курс лекцій та індивідуальні завдання: Навч. посібник з дисципліни «Інформатика» для студентів вищих навчальних закладів. – Краматорськ: ДДМА, 2006. – 108 с.
3. Кундрат А.М., Кундрат М.М. Науково-технічні обчислення засобами MathCAD та MS Excel. Навч. посібник. – Рівне: НУВГП, 2014. – 252 с.
4. Пермяков О. А. Наукова школа проектування, виготовлення та використання високопродуктивних агрегатованих технологічних систем механообробки / О. А. Пермяков // Вестник Нац. техн. ун-та "ХПИ" : сб. науч. тр. Темат. вып. : Технологии в машиностроении. – Харьков : НТУ "ХПИ", 2010. – № 41. – С. 3-7.
5. Доля В. М. Технологія обробки типових деталей : конспект лекцій для студ. спец. 7.090.202 "Технологія машинобудування" усіх форм навчання / В. М. Доля ; Нац. техн. ун-т "Харків. політехн. ін-т". – Харків : НТУ "ХПІ", 2003. – 64 с.
6. <https://www.buffoli.com/en/machine-lines/multi-spindle-lathes>
7. http://www.kgemt.org.ua/pdf/about_colege/library_fund/vv_solokha_ly_ivshchenko_i_a_boyko_vyu_obladnannya_kn9zwh6vgh.pdf
8. https://uu.edu.ua/upload/Nauka/naukovi_vydannia/mashini_ta_obladnannia_compressed.pdf
9. https://lib.iitta.gov.ua/id/eprint/729506/1/9_%D0%A2%D0%B5%D1%85%D0%BD%D0%BE%D0%BB%D0%BE%D0%B3%D1%96%D1%97_%D0%B2%D0%B5%D1%80%D1%81%D1%82%D0%B0%D0%BD%D0%B8%D1%85_%D1%80%D0%BE

[%D0%B1%D1%96%D1%82_%D0%91%D1%96%D0%B1%D0%BB%D1%96%D0%BE%D1%82%D0%B5%D0%BA%D0%B0_%D0%9E%D0%91%D0%9B%D0%9E%D0%96%D0%9A%D0%90.pdf](#)

10. Мажара В.А. Система автоматизованого проектування технологічного оснащення / В.А. Мажара, К.К. Щербина, А.М. Артюхов, С.А. Тененика, І.С. Шестаков // Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. – Кропивницький : ЦНТУ, 2024. – Вип. 54. – С. 12-23.

ДОДАТОК А

1	2	3	4
Поз.	Познака	Найменування	Кіл. Посилання Матеріал
		Верстат азрезатний	
	КРБ.ПМ.26.14.36.00.100	Складальне креслення	
		Складальні одиниці	
1	КРБ.ПМ.26.14.36.00.101	Гідропривод затискача	1
2	КРБ.ПМ.26.14.36.00.102	Вузол підготовки повітря	1
3	КРБ.ПМ.26.14.36.00.103	Встановлення сепаратора	1
		магнітного	
4	КРБ.ПМ.26.14.36.00.104	Гідрокомунікації мастила	1
5	КРБ.ПМ.26.14.36.00.105	Встановити станцію	1
		змащування	
6	КРБ.ПМ.26.14.36.00.106	Контроль тиску	–
7	КРБ.ПМ.26.14.36.00.107	Змащення насадки та	3
		кондуктора	
8	КРБ.ПМ.26.14.36.00.108	Змащення насадки та	1
		кондуктора	
9	КРБ.ПМ.26.14.36.00.109	Стол дільний поворотний	1
10	КРБ.ПМ.26.14.36.00.110	Перемикач гідравлічний	1
11	КРБ.ПМ.26.14.36.00.111	Станція змащування	1
12	КРБ.ПМ.26.14.36.00.112	Головка силова	2
13	КРБ.ПМ.26.14.36.00.113	Головка силова	5
14	КРБ.ПМ.26.14.36.00.114	Стулка	1
15	КРБ.ПМ.26.14.36.00.115	Станина	1
16	КРБ.ПМ.26.14.36.00.116	Пристрій для наладки	1
17		інструмента	
	КРБ.ПМ.26.14.36.00.117	Затискний пристрій	8
18	КРБ.ПМ.26.14.36.00.118	Кондуктор	1
19	КРБ.ПМ.26.14.36.00.119	Кондуктор	1
20	КРБ.ПМ.26.14.36.00.120	Кондуктор	1
21	КРБ.ПМ.26.14.36.00.121	Кондуктор	1
Відповідальна організація		Технічне узгодження	Розробник документа
Кафедра ММР		Андрій ГРЕЧКА	Олександр ДОРДЮК
		Документ затверджено	Павло ЄРЬОМІН
		Масштаб	
Власник документа		Вид документа	Статус документа
Центральноукраїнський національний технічний університет		Специфікація	Навчальний
		Назва	КРБ.ПМ.26.14.36.00.100
		Верстат азрезатний	Інд. змін А
		Дата видання	2026-05-15
		Нова	ца
		Аркуш	1/3

1		2		3		4	
Поз.	Познака	Найменування	Кіл.	Посилання	Матеріал		
22	КРБ.ПМ.26.14.36.00.122	Насадка (4 шпінделя)	1			A	
23	КРБ.ПМ.26.14.36.00.123	Насадка (2 шпінделя)	3				
24	КРБ.ПМ.26.14.36.00.124	Охолодження	1				
25	КРБ.ПМ.26.14.36.00.125	Електрообладнання	1				
						B	
		Деталі					
28	КРБ.ПМ.26.14.36.00.128	Підкладка	1				
29	КРБ.ПМ.26.14.36.00.129	Компенсатор	2				
30	КРБ.ПМ.26.14.36.00.130	Компенсатор	6			C	
31	КРБ.ПМ.26.14.36.00.131	Компенсатор	6				
32	КРБ.ПМ.26.14.36.00.132	Труба	1				
33	КРБ.ПМ.26.14.36.00.133	Скалка	8				
35	КРБ.ПМ.26.14.36.00.135	Підкладка	3			D	
36	КРБ.ПМ.26.14.36.00.136	Підкладка	1				
37	КРБ.ПМ.26.14.36.00.137	Підкладка	3				
		Стандартні вироби				E	
		Болти ГОСТ 7808–70					
45		M12x50	56				
46		M12x70	56				
47		M16x50	16			F	
48		M16x60	32				
49		Гвинт m8x25.88.05					
		ДСТУ EN ISO 4762:2022	2				
		Штифти ГОСТ 9464–79				G	
50		12x60	14				
51		12x70	14				
52		16x50	4				
53		З'єднання II–8–К 1/4"				H	
		ОСТ 2Г93–4–78	6				
54		З'єднання II–10–К 1/4"					
		ОСТ 2Г93–4–78	1				
Відповідальна організація		Технічне узгодження		Розробник документа		Документ затверджено	
Кафедра ММР		Андрій ГРЕЧКА		Олександр ДОРДЮК		Павло ЕРЬОМІН	
Власник документа		Вид документа		Статус документа			
Центральноукраїнський національний технічний університет		Специфікація		Навчальний			
		Назва		КРБ.ПМ.26.14.36.00.100			
		Верстат агрегатний		Інд. змін		Дата видання	
				Моє		Аркуш	
				А		2026–05–15	
				ца		2/3	

[illegible]

ДОДАТОК Б

1		2		3		4	
Формат	Зона	Поз.	Познака	Найменування	Кіл.	Примітка	
				Документація			
A1			КРБ.ПМ.26.14.36.00.200СК	Складальне креслення			
				Складальні одиниці			
		1	КРБ.ПМ.26.14.36.00.210	Вузол підготовки повітря	2		
		2	КРБ.ПМ.26.14.36.00.220	Вузол вала приводного	1		
		3	КРБ.ПМ.26.14.36.00.230	Вузол підготовки повітря	1		
				Деталі			
		4	КРБ.ПМ.26.14.36.00.201	Краус			
		5	КРБ.ПМ.26.14.36.00.202	Кришка			
		6	КРБ.ПМ.26.14.36.00.203	Фланець			
		7	КРБ.ПМ.26.14.36.00.204	Державка			
		8	КРБ.ПМ.26.14.36.00.205	Шестерня			
		9	КРБ.ПМ.26.14.36.00.206	Шестерня			
		10	КРБ.ПМ.26.14.36.00.207	Колонка			
		11	КРБ.ПМ.26.14.36.00.208	Кришка			
		12	КРБ.ПМ.26.14.36.00.209	Кришка			
		13	КРБ.ПМ.26.14.36.00.210	Головка силова			
				Стандартні вироби			
		14		Гайка ВМ16х1,5.7Н.6.05			
				ДСТУ ГОСТ 11871	1		
		15		Шайба 16.01.05			
				ГОСТ 11872-89	1		
		16		Шпонка 6х6х32			
				ГОСТ 23360-78	1		
Відповідальна організація		Технічне узгодження		Розробник документа		Документ затверджено	
Кафедра ММІР		Андрій ГРЕЧКА		Олександр ДОРДЮК		Павло ЄРЬОМІН	
Власник документа				Вид документа		Статус документа	
Центральноукраїнський національний технічний університет				Специфікація		Навчальний	
				Назва		КРБ.ПМ.26.14.36.00.200	
				Насадка багатопиндельна		Інд. змін	Дата видання
						Моделі	Аркуш
						A	2026-05-20
						1/2	

1		2		3		4	
Формат	Зона	Поз.	Познака	Найменування	Кіл.	Примітка	
		17		Маслянка			
				ДСТУ ГОСТ 13766:2008	2		
		18		Пружина №490			
				ДСТУ ГОСТ 13771:2008	2		
		19		Пружина №474			
				ДСТУ ГОСТ 13771:2008	2		