

Центральноукраїнський національний технічний університет

Агротехнічний факультет

Кафедра сільськогосподарського машинобудування

“Допущено до захисту”

Зав. кафедрою СГМ

к.т.н., професор

_____Олексій ВАСИЛЬКОВСЬКИЙ

“ ____ ” _____ 2025 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

**за першим (бакалаврським) рівнем вищої освіти
на тему:**

«Модернізація ґрунтообробного агрегату з розробкою стояка з
лапою»

Виконав здобувач вищої освіти ІV курсу,

групи ГМ(СМ)-21

ОПП «Галузеве машинобудування»

спеціальності 133 «Галузеве

машинобудування»

_____Бурага Дмитро Русланович

« ____ » _____ 2025 р.

Керівник роботи

доцент, канд. техн. наук

_____Дмитро ПЕТРЕНКО

« ____ » _____ 2025 р.

Рецензент

доцент, канд. техн. наук

_____Іван СКРИННІК

« ____ » _____ 2025 р.

м. Кропивницький

Анотація

Тема: «Модернізація ґрунтообробного агрегату з розробкою стояка з лапою»

обробіток ґрунту, ґрунтообробний агрегат, стояк, лапа

Проведено аналіз ґрунтообробних машин, що показав перспективність комбінованих агрегатів. Запропоновано конструкцію універсального агрегату шириною 4 м для обробки стерньових ґрунтів та передпосівної підготовки. Агрегат оснащено культиваторними лапами, загортачами та котком з пневматичних шин. Гідравлічна система забезпечує легке переведення в робоче/транспортне положення. Інженерні розрахунки підтверджують потенційне зниження метало- та енергоємності, підвищення ефективності ґрунтообробки.

Abstract

Topic: «Modernization of the tillage unit with the development of a stand with a paw»

soil cultivation, tillage unit, stand, paw

An analysis of soil tillage machines was conducted, which showed the prospects of combined units. The design of a universal unit with a width of 4 m for the cultivation of stubble soils and pre-sowing preparation was proposed. The unit is equipped with cultivator tines, wrappers and a pneumatic tire roller. The hydraulic system provides easy transfer to the working/transport position. Engineering calculations confirm the potential reduction in metal and energy consumption, and increase in soil cultivation efficiency.

1. Вступ

Сучасні системи землеробства все ще передбачають використання плужної обробки земель, використовуючи різноманіття типів плугів, зокрема обертові, поворотні, зі змінною шириною захвату, а кількість корпусів може коливатися в діапазоні 2...16. Проте, оранка і на сьогоднішній день є найбільш енергоємною і витратною операцією, до того ж здійснює негативний вплив на ґрунтове середовище [1, 2]. Крім того, після оранки залишається невірвняна поверхня поля, що вимагає планування додаткових обробітків ґрунтів, що також призводить до погіршення їх водно-фізичних властивостей, переуцільненню, появі ерозійних загроз тощо.

Така ситуація потребує вирішення і одним з шляхів є створення нових ґрунтообробних систем, здатних мінімізувати зазначені ризики за рахунок скорочення чисельності ґрунтообробних операцій. Сучасний підхід до ґрунтообробних машин базується на гнучких різноглибинних технологіях обробітку ґрунтів. Сільськогосподарське машинобудування України рухається за світовими тенденціями та використовує досвід найуспішніших виробників ґрунтообробної техніки, проте досі спостерігається використання у вітчизняних конструкціях застарілих техніко-технологічних рішень, що не дозволяє повноцінно конкурувати з закордонними аналогами за рівнем досконалості, надійності, зносостійкості робочих органів тощо, що пов'язано і з відсутністю технологічних можливостей.

Тому актуальною задачею є розробка ґрунтообробних машин нового покоління, які відповідатимуть вимогам ґрунтозахисту, сприятимуть відновленню родючості ґрунтів, при цьому будуть конкурентоздатними з позиції енергозбереження [1].

					КГА 00.000 ПЗ			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розробив	Бурага				Пояснювальна записка	Літ.	Аркуш	Аркушів
Перевірив	Петренко							
Н. контр.	Мачок							
Затверд.	Васильковський							
						ЦНТУ, гр. ГМ(СМ)-21		

Встановимо значення кута підйому α (рис. 3.4), що який характеризує величину підйому крил та з геометричних міркувань утворений горизонтом та лінією $A'B'$:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{B'C'}{A'C'}$$

враховуючи

$$B'C' = b_1 \sin \beta \text{ і } A'C' = \frac{b_1 \cos \beta}{\sin \gamma}$$

матимемо залежність:

$$\operatorname{tg} \alpha = \operatorname{tg} \beta \sin \gamma$$

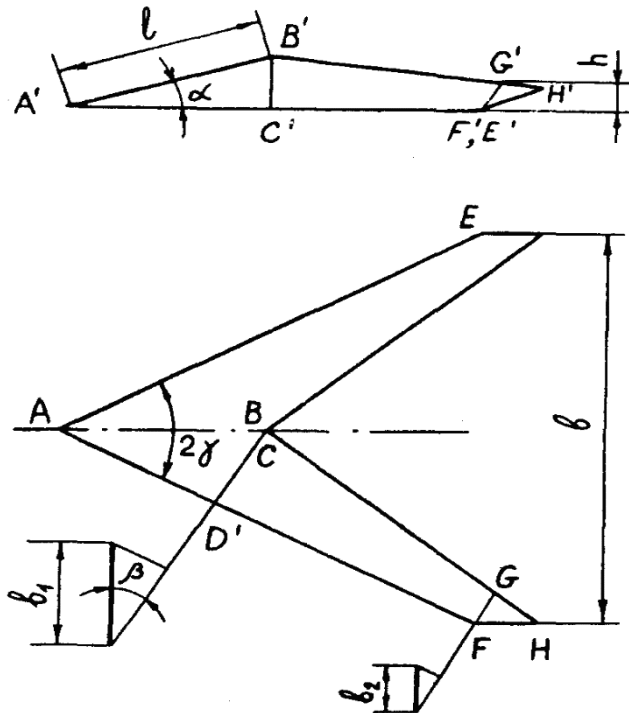


Рис. 3.4 – Характерні параметри для розрахунку стрілочатих лап

Величина відрізка l , яка є характерною величиною положення точки B' , знаходиться з залежності:

						КГА 00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			

$$l = b_1 \frac{\sin \beta}{\sin \alpha}.$$

$$\operatorname{tg} \alpha = \operatorname{tg} (24^\circ) \cdot \sin (30^\circ) = 0,22, \alpha = 12^\circ.$$

$$l = 75 \cdot \sin (24^\circ) / \sin (12^\circ) = 146 \text{ мм.}$$

Розташування лап відносно рами

При обґрунтуванні схеми розташування лап відносно рами удосконаленого агрегату будемо враховувати основні параметри, серед яких величина перекриття Δb суміжних проходів, чисельність рядів та величина відстаней L між останніми (рис. 3.5).

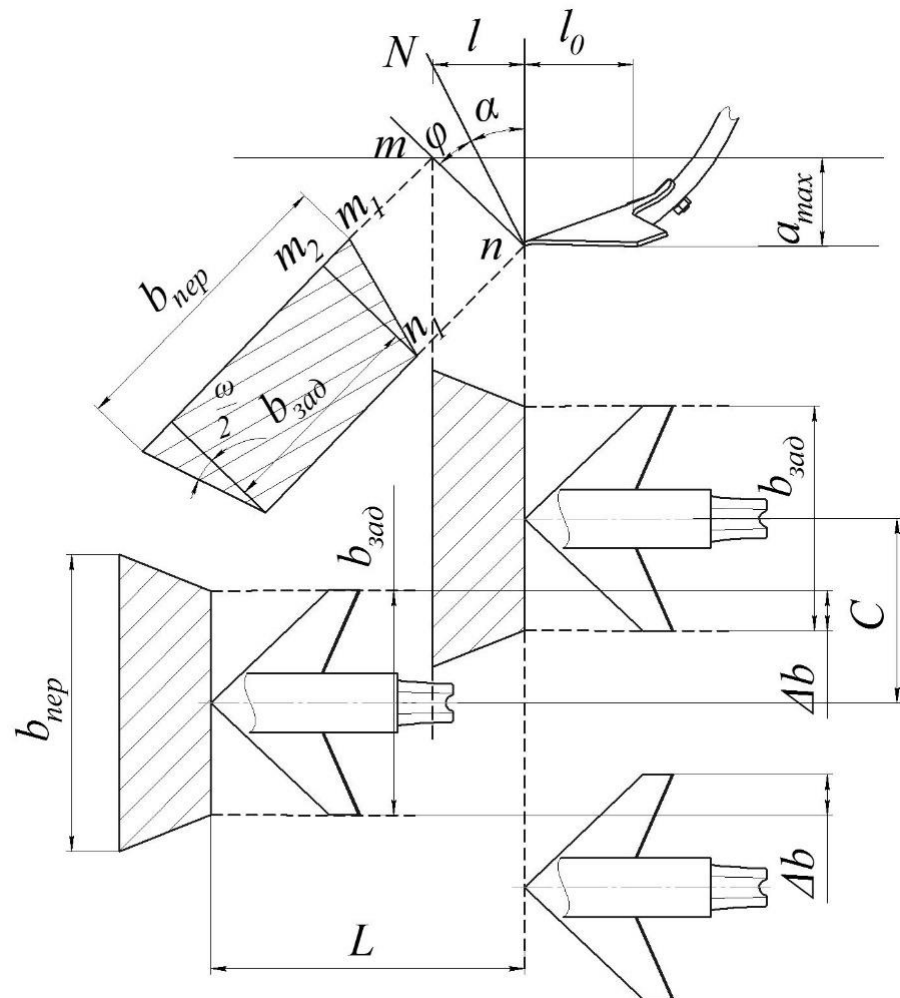


Рис. 3.5 – Схема до розрахунків параметрів розміщення лап [17, 18]

					КГА 00.000 ПЗ		Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			

$$b_{\text{нер.}b1}=270+(2 \cdot 160 \cdot \text{tg } 25 / \cos (45+12))=544 \text{ мм,}$$

$$b_{\text{нер.}b2}=330+(2 \cdot 160 \cdot \text{tg } 25 / \cos (45+15))=628 \text{ мм.}$$

Відстані між сусідніми лапами, які відповідають суміжним проходам, визначаються як:

$$C=0,5 \cdot (b_{\text{нер.}b} + b_{\text{зад.}b}) - \Delta b,$$

відповідно, для лап прийнятих ширин

$$C_{b1}=0,5 \cdot (544+270) - 40 = 367 \text{ мм,}$$

$$C_{b2}=0,5(628+330) - 50 = 429 \text{ мм.}$$

Відповідно до умов, які регламентують вільний вихід на поверхню «випереджаючих» тріщин у ґрунтовому середовищі, які отримуються внаслідок дії культиваторних лап, за умови відсутності перешкод від розміщених попереду лап, можемо обґрунтувати міжрядні відстані L . Дані умови регламентують зменшення ймовірності забивання робочих органів ґрунтовими частками та бур'янів. Таким чином матимемо залежність:

$$L_{\text{мр}} \geq l_0 + l,$$

де l – значення величини, яка характеризує довжину області деформації;

$$l = a_{\text{max}} \cdot \text{tg}(\alpha + \varphi),$$

l_0 – значення величини довжини, яка характеризує вильот носка лапи;

					КГА 00.000 ПЗ			Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				

$$l_0 = l \cdot \cos(\alpha).$$

Враховуючи зазначене та характеристику розрахункових лап, отримаємо:

$$L \geq a_{\max} \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) \cdot \cos \alpha + a_{\max} \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)$$

$$L_{b1} \geq 160 \cdot \operatorname{tg}(57) \cdot \cos(12) + 160 \cdot \operatorname{tg}(57) = 457,4 \text{ мм},$$

$$L_{b2} \geq 160 \cdot \operatorname{tg}(60) \cdot \cos(15) + 160 \cdot \operatorname{tg}(60) = 544,8 \text{ мм}.$$

Розрахункові величини перебувають в області раціональних значень величин, одержаних емпірично, що підтверджує вірність отриманих значень.

3.2. Енергетичні розрахунки

Визначення тягового опору агрегату

Дані розрахунки почнемо з ідентифікації сил, які чинять дію на лапи усіх рядів відповідно до їх ширини захвату, глибини обробітку та типу ґрунтів.

Тяговий опір, який чинить одна лапа знаходиться за загальноприйнятою залежністю [17, 18] з врахуванням питомого опору ґрунтового середовища та ширини захвату лапи (рис. 3.6):

$$R_x = q_{ep} \cdot b$$

де q_{ep} – величина питомого опору ґрунтового середовища, кН/м;

b – значення ширини захвату лап, мм.

Питому величину тягових опорів, які чинять стрілчасті лапи, що мають ширину захвату в діапазоні 250...330 мм, за швидкості переміщення 6 км/год

					КГА 00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

приймають відповідно до емпіричних значень (табл. 3.1).

Таблиця 3.1 – Значення питомих опорів стандартних стрілочастих лап
[17]

Величина глибини обробітку, см	6...8	8...10	10...12	12...16
Значення питомого опору, кН/м	0,8...1,0	0,9...1,3	2,1...2,7	3,0...3,8

Збільшення швидкості переміщення агрегату на 1 км/год понад наведену призводить до збільшення опорів на 10%.

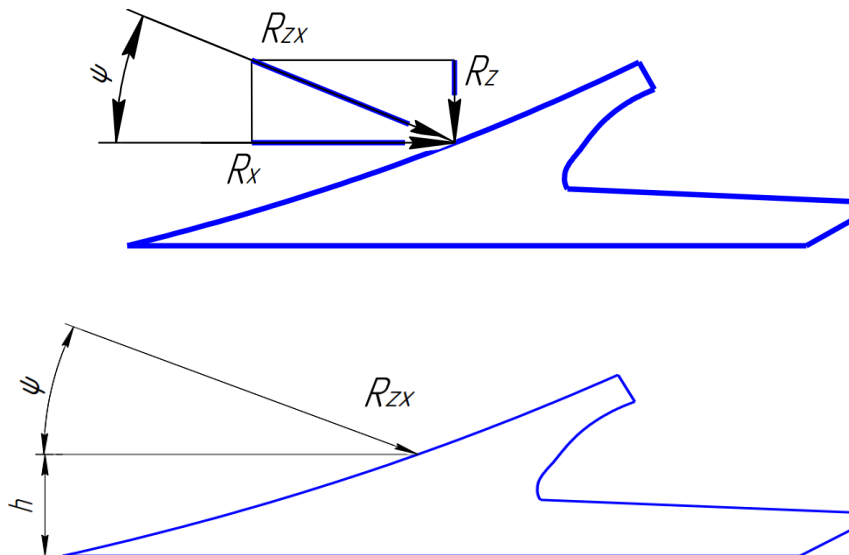


Рис. 3.6 – Схематичне представлення сил опору, які виникають при взаємодії лапи з ґрунтом [17]

Для проектуємого агрегату прийmemo величину $q_{zp} = 3,8$ кН/м, застосувавши максимальну величину при обробітку до 16 см. Подальші розрахунки проводимо для максимальної ширини лапи $b_2 = 330$ мм.

При розрахунках необхідно врахувати той факт, що опір, який чиниться ґрунтом лапам переднього ряду, має більшу величину ніж опір для лап задніх

рядів, оскільки останні працюють по частково деформованому середовищу, тобто:

$$q_{гр.зад} = 0,67 \cdot q_{гр.пер},$$

$$q_{гр.зад} = 0,67 \cdot 3,8 = 2,5 \text{ кН/м.}$$

При розрахунках необхідно врахувати і дію на лапи вертикальної складової сили ґрунтового опору R_z (рис. 3.6).

Згідно з емпіричними даними [17], дія вертикальної складової R_z відносно горизонтальної R_x характеризується коефіцієнтом $m = R_z / R_x$ та кутом $\Psi = \arctg (R_z / R_x)$ та є залежним від ступеня гостроти лез, параметрів твердості ґрунтового середовища та глибини обробітку, що викликає широкий діапазон змін, зокрема дане співвідношення може мати і позитивні і негативні значення. Негативні значення кута Ψ характерні для переущільнених і пересушених ґрунтів та при затуплені лез.

Для умов середньої вологості ґрунту та заточених лез, враховуючи глибину обробітку до 16 см, приймаємо $\Psi = 25^\circ$.

Тоді значення результуючої ґрунтового опору переміщенню лап агрегату становитиме:

$$R_{xz} = q_{гр} \cdot b_2 \cdot \cos \psi,$$

для переднього ряду

$$R_{xz.1} = q_{гр.пер} \cdot b_2 \cdot \cos \psi = 3,8 \cdot 0,330 \cdot \cos(25) = 1,13 \text{ кН,}$$

для другого і третього рядів

					КГА 00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Звідки матимемо:

$$D_n = \sqrt{\frac{R_y + R_z \cdot 0,25\pi \cdot d_{ш}^2}{R_n \cdot 0,25\pi}},$$

$$D_n = \sqrt{\frac{70 \cdot 10^3 + 10 \cdot 10^5 \cdot 0,25 \cdot 3,14 \cdot 1 \cdot 10^{-3}}{16 \cdot 10^7 \cdot 0,25 \cdot 3,14}} = 0,063 \text{ м.}$$

Згідно стандартних розмірів обираємо гідроциліндри, здатні забезпечити зусилля 70 кН – Ц 63.32.400.01 [19].

Аналогічно проведені розрахунки дозволяють обрати для задньої навіски гідроциліндри Ц63.32.200.01.

Розрахунок зварних швів рами.

Проведемо визначення потрібних величин розмірів флангових швів, які використані для з'єднання штаби (рис. 3.8). Прикладена сила розтягу має величину $F=140$ кН, при цьому допустимою величиною напруження на зріз стосовно металу швів: $[\tau_e] = 110$ МПа; $\delta = 1$ см; $\delta_1 = 0,8$ см; $b = 10$ см; $b_1=12,5$ см.

Довжина шва становитиме:

$$l = \frac{F}{1,4 \cdot \delta \cdot [\tau_e]} + 0,01;$$

$$l = \frac{140 \cdot 10^{-3}}{1,4 \cdot 1,0 \cdot 110} + 0,01 = 0,011 \text{ м.}$$

					КГА 00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

які є визначальними щодо положення центра прикладання сили F , тобто

$$\frac{l_1}{l_2} = \frac{h_2}{h_1}.$$

За значень $h_1=36$ мм та $h_2=14$ мм

$$\frac{l_1}{l_2} = \frac{14}{36} = 0,39; l_2 = 18 \cdot 0,39 = 7,02 \text{ мм}; l_1 = 18 - 7,02 = 10,98 \text{ мм}.$$

Розрахунок підшипника маточини.

Розрахунки виконуємо у відповідності до стандартних методик [21].

Виконаємо розрахунки радіального підшипника роликового типу, який встановлено на валу діаметром 50 мм і у корпусі діаметром 90 мм.

Даним розмірам відповідає стандартний підшипник роликовий конічний №7210А, що має наступні параметри:

- величина зовнішнього діаметра $D = 90$ мм;
- величина внутрішнього діаметра $d = 50$ мм;
- індекс швидкості 120 м/с;
- значення статичної вантажопідйомності $C_0 = 40$ кН;
- значення динамічної вантажопідйомності $C = 56$ кН.

Реакції в опорах підшипниках обираємо відповідно до тягового розрахунку P_{o1} і P_{o2} : $R_{r1} = 639$ Н; $R_{r2} = 134$ Н.

Відповідно до характеристики підшипників [18]:

$$x=0,5; c = 0,392; K_\sigma=1,3; K_m=1,0; V=1,0.$$

Проводимо визначення осьових складових радіальних навантажень:

$$R_{s1} = 0,83 \cdot c \cdot R_{r1} = 0,83 \cdot 0,392 \cdot 639 = 208 \text{ Н};$$

$$R_{s2} = 0,83 \cdot c \cdot R_{r2} = 0,83 \cdot 0,392 \cdot 134 = 104 \text{ Н}.$$

					КГА 00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Проводимо визначення еквівалентних навантажень підшипників:

$$R_{E1} = VR_{\Gamma 1} K_{\sigma} K_m = 1 \cdot 639 \cdot 1,3 \cdot 1 = 830H$$

$$R_{E2} = (xYR_{\Gamma 2} + YR_{\Gamma 2}) K_{\sigma} K_T = (0,5 \cdot 1 \cdot 134 + 2,16 \cdot 134) \cdot 1,3 \cdot 1 = 463H$$

Проводимо перевірку горизонтального навантаження відповідно до більшого значення еквівалентного навантаження

$$G_{GP} = R_{E2} \sqrt[3.3]{573\omega \frac{L_n}{10^6}} = 43 \cdot \sqrt[3.3]{573120 \frac{5000}{10^6}} = 112000 > G_r$$

Вибраний підшипник відповідає умовам навантаження.

Встановимо величину довговічності підшипника:

$$L_{оп} = \frac{10^6}{573\omega} \left(\frac{C}{R_{E1}} \right)^{3.3} = \frac{10^6}{573 \cdot 120} \cdot \left(\frac{112000}{463} \right)^{3.3} = 10682H > L_H$$

За знайденим значенням робимо висновок, що величина довговічності підшипника перевищує експлуатаційні терміни, що відповідає техвимогам.

Висновок

Відповідно до розробленої схеми ґрунтообробного агрегату були проведені технологічні і енергетичні розрахунки його культиваторної системи та безпосередньо обґрунтовано параметри робочих органів. Для деяких елементів системи виконано розрахунки на міцність.

					КГА 00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4. Висновки

В роботі проведено патентний і літературний огляд вітчизняних та зарубіжних машин для проведення обробітку ґрунту. Крім того виконано критичний аналіз ефективності роботи серійно випускаємих ґрунтообробних агрегатів. Так встановлено, що найбільш перспективним напрямком їх подальшого розвитку є створення комбінованих машин універсального призначення, що дозволить зменшити експлуатаційні витрати на проведення польових робіт та збільшити сезонність їх використання. Зважаючи на проведений аналіз було запропоновано конструктивну схему комбінованого ґрунтообробного агрегату універсального застосування шириною захвату 4,0 м, який здатен забезпечити суцільний обробіток як стерньових ґрунтів на глибину до 16 см, так і передпосівну підготовку полів.

Завдяки набору робочих органів, серед яких культиваторні лапи оригінальної конструкції, що забезпечують можливість роботи по стерньових фонах, загортачі, які розрівнюють поверхневі шари після лап, а також коток у вигляді пневматичних шин, що додатково формує необхідну структуру верхніх шарів. Конструктивне виконання агрегату дозволяє за допомогою гідросистеми трактора легко переводити його у робоче положення з транспортного і навпаки.

Для запропонованої конструкції виконано інженерні розрахунки, зокрема технологічні, енергетичні і міцнісні, що сприятиме зниженню металомісткості, енергоємності і собівартості його виробництва.

В цілому конструкція запропонованого ґрунтообробного агрегату відповідає техніко-економічному завданню та дозволить підвищити ефективність виконання ґрунтообробних операцій.

					КГА 00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

17. Забезпечення ефективності робочих органів культиваторів: монографія / О.В.Козаченко, О.М.Шкрегаль, В.С.Каденко. – Харків: ПромАрт, 2021. 238 с.
18. Заїка П. М. Теорія сільськогосподарських машин. Т. 1 (ч. 1). Машини та знаряддя для обробітку ґрунту. – Харків: Око, 2001. – 444 с.
19. Кулінченко В. Р. Гідравліка, гідравлічні машини і гідропривід: – К. : ЦНЛ, 2006. – 616 с.
20. Методичні вказівки з курсу «Деталі машин і основи конструювання» для студентів спеціальності 134 Авіаційна та ракетно-космічна техніка освітні програми «Авіаційні двигуни та енергетичні установки», «Технології виробництва авіаційних двигунів та енергетичних установок» 131 Прикладна механіка освітня програма «Обладнання та технології ливарного виробництва» всіх форм навчання. / Укл. Н.О. Задоя, О.А. Алексєєв. – Запоріжжя, ЗНТУ, 2019 – 62 с.
21. Деталі машин і основи конструювання. Лабораторний практикум [Електронний ресурс] : навчальний посібник для здобувачів ступеня бакалавра за спеціальністю 131 Прикладна механіка, 133 Галузеве машинобудування / КПІ ім. Ігоря Сікорського ; уклад. О. П. Полешко, В. Л. Дубнюк, О. М. Степура. – Електронні текстові дані (1 файл: 3.53 Мбайт). – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2023. – 146 с.
<https://ela.kpi.ua/handle/123456789/60344>.

					КГА 00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		