

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ДЕРЖАВНИЙ ВИЩИЙ НАВЧАЛЬНИЙ ЗАКЛАД
«НАЦІОНАЛЬНИЙ ГІРНИЧИЙ УНІВЕРСИТЕТ»**



**МЕХАНІКО-МАШИНОБУДІВНИЙ ФАКУЛЬТЕТ
Кафедра основ конструювання механізмів і машин**

**ДЕТАЛІ МАШИН. МЕТОДИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ ДО ВИКОНАННЯ
РОЗРАХУНКОВО-ГРАФІЧНОГО ЗАВДАННЯ
«РОЗРАХУНОК ПЕРЕДАЧІ ГВИНТ-ГАЙКА»**

для студентів напрямів підготовки
6.050502 Інженерна механіка,
6.070106 Автомобільний транспорт

Дніпропетровськ
НГУ
2015

Деталі машин. Методичні рекомендації до виконання розрахунково-графічного завдання «Розрахунок передачі гвинт-гайка» для студентів напрямів підготовки 6.050502 Інженерна механіка, 6.070106 Автомобільний транспорт. – Автори: К.А. Зіборов, В.В. Проців, О.М. Твердохліб, М.С. Зубарєв – Д.: Державний ВНЗ «Національний гірничий університет», 2015. – 40 с.

Автори:

К.А. Зіборов, канд. техн. наук, доц. (розділи 2);

В.В. Проців, докт. техн. наук, проф. (розділи 1);

О.М. Твердохліб, асистент (розділ 3);

М.С. Зубарєв, асистент (ілюстрації, додатки).

Затверджено до видання редакційною радою ДВНЗ «НГУ» (протокол № __ від __.__.2015) за поданням методичних комісій напрямів підготовки 6.050502 Інженерна механіка (протокол № від __.__.2015), 6.070106 Автомобільний транспорт (протокол № від __.__.2015).

Методичні матеріали призначено для самостійної роботи студентів напрямів підготовки 6.050502 Інженерна механіка, 6.070106 Автомобільний транспорт під час виконання графічно-розрахункового завдання з нормативних дисциплін «Деталі машин», «Деталі машин та підйомно-транспортне обладнання» і «Підйомно-транспортне обладнання АТП і СТО» для студентів, які навчаються за напрямами «Інженерна механіка», «Автомобільний транспорт».

Розглянуто теоретичні відомості про розрахунки передачі гвинт-гайка, що використовують у різноманітних машинах та механізмах. Приведені деякі розрахункові залежності і довідкові матеріали.

Рекомендації орієнтовано на активізацію виконавчого етапу навчальної діяльності студентів.

Відповідальний за випуск завідувач кафедри основ конструювання механізмів і машин, канд. техн. наук, доц. К.А. Зіборов.

Зміст

ВСТУП.....	5
1 Об'єм, зміст і оформлення розрахунково-графічного завдання	7
1.1 Отримання завдання на виконання роботи	7
1.2 Варіанти завдань	7
1.3 Деякі вимоги до оформлення завдання	7
2 Методичні вказівки до розрахунку домкрата 1-го типу.....	8
2.1 Розрахунок вантажного гвинта.....	8
2.1.1 Визначення внутрішнього діаметра нарізки за умови міцності по напруженням стискання з урахуванням крутіння.....	8
2.1.2 Визначення внутрішнього діаметра нарізи за умови стійкості	10
2.2 Призначення розмірів гвинта і гайки.....	11
2.3 Перевірка умови самогальмування	12
2.4 Визначення діаметрів головки вантажного гвинта і хвостовика.....	13
2.5 Визначення обертового моменту, прикладеного до рукоятки домкрата.....	14
2.6 Перевірка міцності гвинта	14
2.7 Розрахунок рукоятки	15
2.8 Перевірка міцності головки гвинта.....	16
2.9 Розрахунок гайки	17
2.10 Визначення розмірів домкрата по висоті	20
2.11 Вибір товщини стінки корпусу.....	20
2.12 Вибір стопорних (настановних) гвинтів.....	20
3 Особливості розрахунку домкрата 2-го типу	21
3.1 Розрахунок вантажного гвинта.....	21
3.2 Призначення розмірів гвинта і гайки.....	21
3.3 Перевірка умови самогальмування	21
3.4 Розрахунок гайки	21
3.5 Визначення розмірів корпусу	21
3.6 Визначення обертового моменту, що прикладається до рукоятки домкрата.....	23
3.7 Перевірка міцності гвинта	23
3.8 Розрахунок рукоятки	23
3.9 Перевірка міцності корпусу вантажного гвинта.....	23
3.10 Розрахунок упорного бурту гвинта і кріплення фланця.....	24
3.11 Визначення розмірів домкрата по висоті	26
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ.....	27
Додаток А. Складальний кресленик гвинтового домкрата та специфікація.....	28
Додаток Б. Механічні властивості сталі звичайної якості групи А (за ДСТУ 2651:2005/ГОСТ 380–2005)	30
Додаток В. Механічні властивості вуглецевої якісної конструкційної гарячекатаної сталі (група 1 за ДСТУ 2651:2005/ГОСТ 1050–2013).....	31
Додаток Г. Значення коефіцієнта φ_0 зниження напруження	32
Додаток Д. Нарізь упорна. Основні розміри (за ГОСТ 10177–82).....	33

Додаток Е. Нарізь трапецеїдальна одноходова. Основні розміри (за ГОСТ 9484–81)	35
Додаток Ж. Коефіцієнт тертя при ковзанні	37
Додаток И. Ряд <i>Ra</i> 40 нормальних лінійних розмірів (за ГОСТ 6636–69)	38
Додаток К. Матеріал для виготовлення гайки	39

ВСТУП

Передача гвинт – гайка призначена для перетворення обертового руху в поступальний (при великих кутах підйому гвинтової лінії, порядку 12° та більше). При цьому обертання закріпленої від осьових переміщень гайки викликає поступальне переміщення гвинта, або обертання закріпленого від осьових переміщень гвинта приводить до поступального переміщення гайки. Коли кут підйому більше кута тертя, цю передачу можна використовувати для перетворення поступального руху в обертальний.

Передачі гвинт – гайка знаходять застосування в пристроях, де потрібно отримувати великий виграш у силі, наприклад в домкратах, гвинтових пресах, навантажувальних пристроях випробувальних машинах, механізмах металорізальних верстатів або у вимірювальних та інших механізмах для точних ділильних переміщень.

Домкрат (від нім. *Dommekracht*) – стаціонарний, переносний або пересувний механізм для підйому вантажу, що спирається на нього. Домкрат є ідеальним пристосуванням для зсуву, підйому, опускання і позиціонування об'єктів вагою від декількох кілограмів до сотень тонн.

За принципом приведення в дію механізму підйому вантажу домкрати поділяють на:

- механічні;
- гідравлічні;
- пневматичні.

Механічні домкрати розділяють на: гвинтові, рейкові, паралелограмні, які представлені на рисунку 1. У гвинтових механізмах застосовуються нарізь прямокутної, трапецієподібної і упорної форми.



Рисунок 1 – Механічні домкрати: а) вертикальний гвинтовий; б) паралелограмний; в) рейковий.

На рисунку 2 зображені гідравлічні та пневматичні домкрати, які використовують для підйому більш габаритного та важкого вантажу. Гідравлічний домкрат або гідродомкрат – пристрій, принципом роботи якого є використання ро-

бочої рідини (масла), що нагнітається в гідроциліндр за допомогою гідравлічного насоса, для забезпечення підйому важких вантажів. В свою чергу гідравлічні домкрати поділяються на телескопічні, важільні, підкатні. Пневматичні домкрати відрізняються від гідравлічних лише тим, що в них замість робочої рідини використовується повітря.

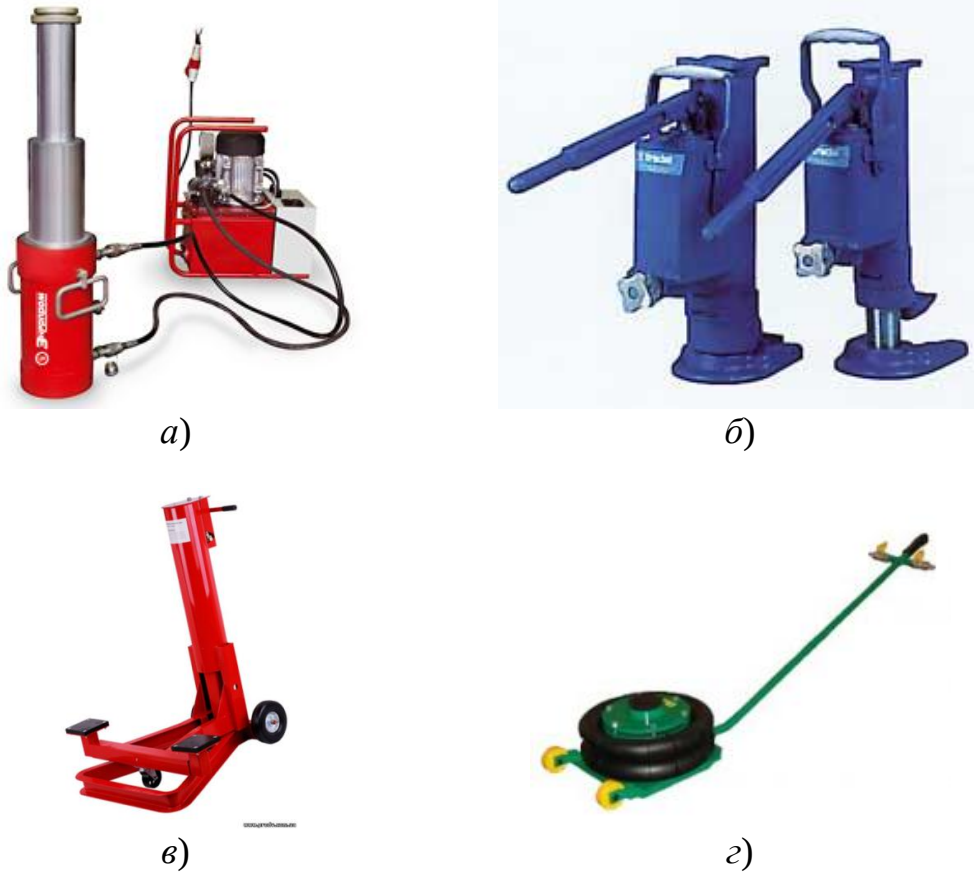


Рисунок 2 – Гідравлічні та пневматичні домкрати: а) телескопічний гідравлічний домкрат; б) важільний гідравлічний домкрат; в) підкатний гідравлічний домкрат; г) підкатний пневматичний домкрат.

В даному розрахунково-графічному завданні студентами самостійно виконується розрахунок передачі гвинт – гайка на прикладі гвинтового механічного домкрата. Метою цього завдання є засвоєння основних критеріїв працездатності, обґрунтований вибір розрахункової схеми та основних формул, визначення розмірів деталей, виконання ескізу складального кресленика, а також отримання навиків роботи з довідковою літературою, що необхідна для проектування, зокрема, при виконанні в подальшому курсового проекту.

Методичні вказівки розроблені для надання допомоги студентам, що виконують розрахунково-графічне завдання по курсу дисциплін «Деталі машин», «Деталі машин та підйомно-транспортне обладнання», «Підйомно-транспортне обладнання АТП і СТО» (далі завдання), метою якого є розрахунок передачі гвинт – гайка з використанням САПР на базі програмного комплексу КОМПАС російській компанії АСКОН, та містять необхідний довідковий матеріал.

1 Об'єм, зміст і оформлення розрахунково-графічного завдання

Представлене студентом до захисту розрахунково-графічне завдання по розрахунку передачі гвинт – гайка [1] повинно бути оформлено у вигляді пояснювальної записки, виконаної в електронному вигляді у файлі текстового формату програми КОМПАС, а також віддрукованої (і переплетеної) на папері формату А4 [2].

1.1 Отримання завдання на виконання роботи

Кожен студент отримує у викладача свій варіант технічного завдання на проектування. Завдання складається з дев'яти показників технічних вимог до виробу, які мають бути враховані при проектуванні домкрату.

1.2 Варіанти завдань

Варіанти завдань для проектування приведені в таблиці 1.1.

Таблиця 1.1

Варіанти завдань до розрахунку домкрату

№ варіанта	Тип домкрата	Тип нарізі гвинта*		Матеріал гайки		Матеріал гвинта, сталь марки			Маса вантажу $m \cdot 10^3$, кг			Висота підйому вантажу $H_{\text{п}}$, м			Матеріал корпусу			Сила, що прикладена до рукоятки F_p , Н			Наявність мастила	
		А	Б	В	Г	Д	Е	Ж	И	К	Л	М	Н	П	Р	С	Т	У	Ф	Х	Ц	Ч
1	1	УП	ТРАП	бронза	чавун	10	60	30	1,2	4,8	3,6	0,3	0,4	0,5	Ст1	Ст4	Ст6	150	300	200	+	–
2	2	ТРАП	УП	чавун	бронза	15	70	35	1,6	5,2	4,0	0,4	0,5	0,6	Ст2	Ст5	Ст5	200	150	300	–	+
3	1	УП	ТРАП	бронза	чавун	20	75	40	2,0	5,6	4,4	0,5	0,6	0,3	Ст3	Ст6	Ст4	300	200	150	+	–
4	2	ТРАП	УП	чавун	бронза	30	10	45	2,4	1,2	4,8	0,6	0,3	0,4	Ст4	Ст1	Ст3	150	300	200	–	+
5	1	УП	ТРАП	бронза	чавун	35	15	50	2,8	1,6	5,2	0,3	0,4	0,5	Ст5	Ст2	Ст2	200	150	300	+	–
6	2	ТРАП	УП	чавун	бронза	40	20	55	3,2	2,0	5,6	0,4	0,5	0,6	Ст6	Ст3	Ст1	300	200	150	–	+
7	1	УП	ТРАП	бронза	чавун	45	30	60	3,6	2,4	1,2	0,5	0,6	0,3	Ст1	Ст4	Ст6	150	300	200	+	–
8	2	ТРАП	УП	чавун	бронза	50	35	70	4,0	2,8	1,6	0,6	0,3	0,4	Ст2	Ст5	Ст5	200	150	300	–	+
9	1	УП	ТРАП	бронза	чавун	55	40	75	4,4	3,2	2,0	0,3	0,4	0,5	Ст3	Ст6	Ст4	300	200	150	+	–

*УП – упорна; ТРАП – трапецеїдальна.

1.3 Деякі вимоги до оформлення завдання

Завдання виконують у вигляді розрахунково-пояснювальної записки з ескізом домкрата та його основними елементами (складальний кресленик домкрата та профіль нарізі) на аркушах формату А4 з основним написом (штампом), або (що рекомендується) як текстовий документ системи тривимірного проектування КОМПАС. Кресленики доцільно робити з використанням системи тривимірного проектування КОМПАС (Додаток А).

Форматування тексту, нумерація текстових пунктів, виконання рисунків і

таблиць відбувається за ДСТУ 2.105-95 (розділ «Загальні вимоги до текстових документів»). Знаки « $\approx$ », « $<$ » або « $=$ » у тексті не застосовують. Наприклад, писати коефіцієнт тертя $> 0,3$ або сила $= 100 \text{ Н}$ не можна. Таблиці нумеруються арабськими цифрами і мають назву.

Посилання на літературу в тексті оформлюють в квадратних дужках із указівкою номера книги в списку літератури, наприклад [2].

При виконанні розрахунків спочатку пишуть формулу, а потім підставляють числові значення.

При розрахунках оперують наближеними числами, точність результату математичних операцій яких не може бути вище вхідних даних. Точність результату математичних операцій з наближеними числами оцінюють кількістю значущих цифр.

2 Методичні вказівки до розрахунку домкрата 1-го типу

Ескіз домкрата 1-го типу наданий на рисунку 3.

2.1 Розрахунок вантажного гвинта

Основні критерії працездатності вантажного гвинта такі: міцність, стійкість, зносостійкість.

2.1.1 Визначення внутрішнього діаметра нарізки за умови міцності по напруженням стискання з урахуванням крутіння

Небезпечний переріз вантажного гвинта, розташований по висоті від головки вантажного гвинта до нижнього торця гайки, випробують за напруженням стискання і крутіння.

Внутрішній діаметр нарізи гвинта d_1 (мм) обчислюють за формулою

$$d_1 = \sqrt{\frac{4\beta F}{\pi [\sigma_{ст}]}} \quad (1)$$

де β – орієнтовний коефіцієнт, що враховує крутильний момент, обирають з діапазону від 1,25 до 1,35;

F – вага вантажу, Н; знаходять як $F = mg$. Тут m – маса вантажу, кг; g – прискорення вільного падіння, приймають рівним $9,81 \text{ м/с}^2$;

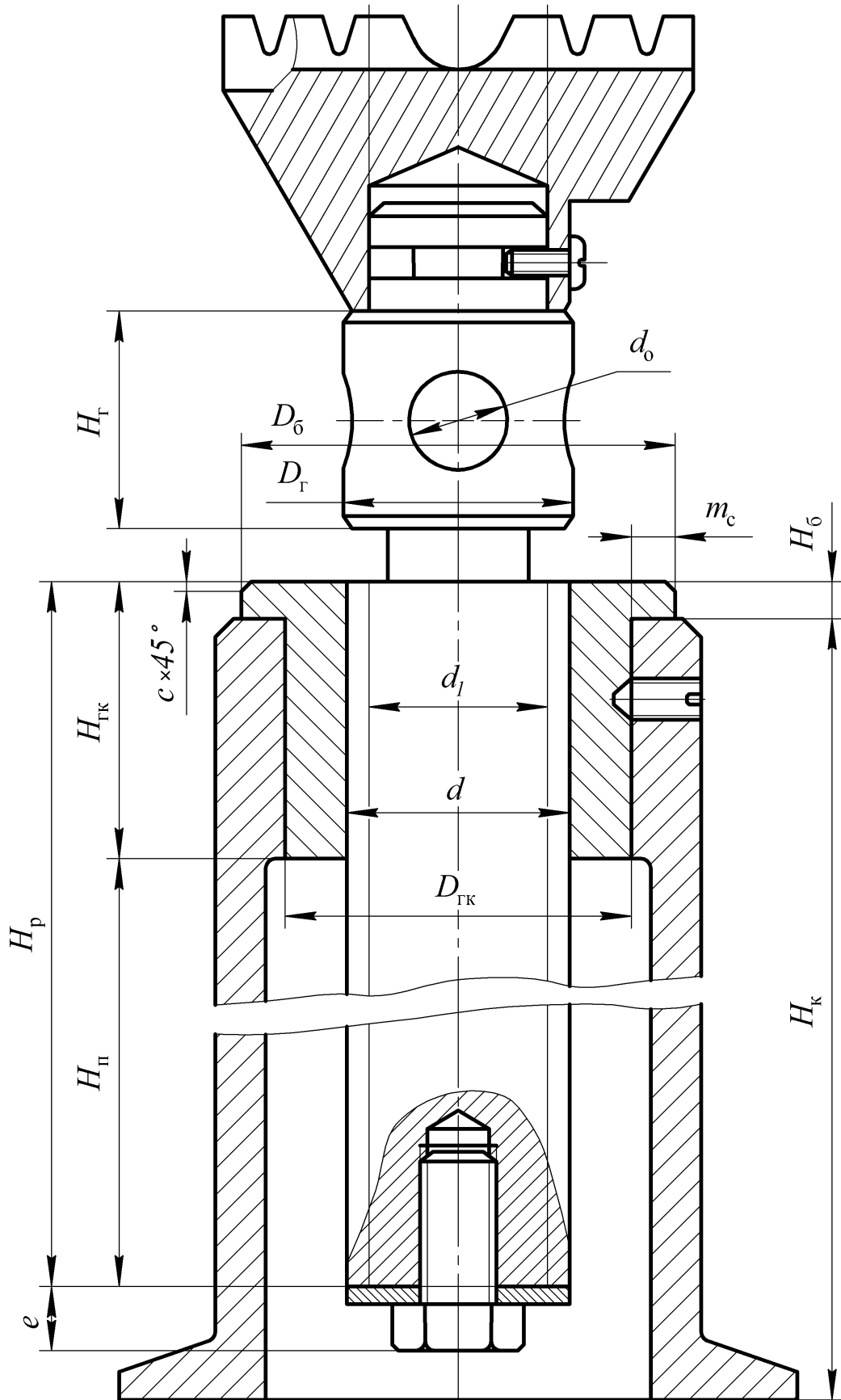


Рисунок 3 – Ескіз домкрата 1-го типу

$[\sigma_{\text{ст}}]$ – допустиме напруження стискання, МПа; знаходять як

$$[\sigma_{\text{ст}}] = \frac{\sigma_{\text{Т}}}{n},$$

$\sigma_{\text{Т}}$ – межа текучості (як граничне напруження приймають межу текучості, оскільки за умови роботи гвинта не допускаються залишкові деформації), яку вибирають відповідно до матеріалу гвинта (Додатки Б та В), МПа;

n – коефіцієнт запасу міцності, для гвинтів такого типу приймають у межах від 2,5 до 3,5.

2.1.2 Визначення внутрішнього діаметра нарізі за умови стійкості

Гвинти на стійкість розраховують за формулою Ейлера або за формулою Ясинського, виходячи із значення коефіцієнта гнучкості гвинта.

Коефіцієнт гнучкості гвинта λ обчислюють за формулою

$$\lambda = \frac{4\mu l_{\text{пр}}}{d_1},$$

де $l_{\text{пр}}$ – довжина гвинта з урахуванням його розміщення в гайці, мм; знаходять за виразом

$$l_{\text{пр}} = H_{\text{п}} + 3d_1;$$

d_1 – орієнтовний внутрішній діаметр нарізі, обчислений за формулою (1), мм;

μ – коефіцієнт довжини, дорівнює 2.

Якщо коефіцієнт гнучкості гвинта λ більше або дорівнює 90, то гвинти на стійкість розраховують за формулою Ейлера, а якщо коефіцієнт гнучкості гвинта λ менше 90, то гвинти на стійкість розраховують за формулою Ясинського.

Визначення внутрішнього діаметра нарізі гвинта d_1 (мм) виконують по формулі Ейлера

$$d_1 \geq 4 \sqrt[4]{\frac{F_{\text{кр}} l_{\text{пр}}^2}{\pi^3 E}}, \quad (2)$$

де $F_{\text{кр}} = n_{\text{е}} F$ – критичне навантаження, що викликає втрату стійкості гвинта у викрученому положенні, Н;

$n_{\text{е}}$ – коефіцієнт запасу стійкості, дорівнює $1,25n$;

E – модуль пружності Юнга; для сталі дорівнює $2,1 \cdot 10^5$ МПа.

Внутрішній діаметр нарізі гвинта d_1 (мм) за формулою Ясинського знаходять як

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4F}{\varphi_0 \pi [\sigma_{\text{ст}}]}}, \quad (3)$$

де φ_0 – коефіцієнт зменшення основної напруги (вибирають з таблиць Додатка Г).

Середній діаметр нарізі гвинта d_2 (мм) за умови зносостійкості обчислюють за формулою

$$d_2 \geq \sqrt{\frac{F}{\psi_n \psi_n \pi [P]}}$$

де ψ_n – коефіцієнт висоти гайки, який приймають за конструктивним розумінням у межах від 1,2 до 2,5 (орієнтуватися на верхні межі);

ψ_n – коефіцієнт висоти нарізі, який приймають у таких розмірах: 0,5 – для трапецеїдальної; 0,75 – для упорної нарізі;

$[P]$ – допустимий питомий тиск, приймають значення для обраного матеріалу, з якого виготовлено гайку, наступним чином: від 11 до 13 МПа – для загартованої сталі і бронзи; від 8 до 10 МПа – для незагартованої сталі і бронзи; від 4 до 6 МПа – для незагартованої сталі і чавуна.

2.2 Призначення розмірів гвинта і гайки

За більшим із обчислених діаметрів (1), (2) або (3) з таблиць (Додатки Д або Е) вибирають стандартну нарізь, наприклад, УП 46x8 (ДСТУ 10177–62) чи ТРАП 46x8 (ДСТУ 9484–73), а також виписують значення її основних параметрів як-то:

- зовнішній діаметр нарізі гвинта d ;
- зовнішній діаметр нарізі гайки D ;
- внутрішній діаметр нарізі гвинта d_1 ;
- внутрішній діаметр нарізі гайки D_1 ;
- середній діаметр нарізі d_2 ;
- крок нарізі p .

Накреслити профіль нарізі гвинта й гайки. Приклади профілів трапецеїдальної та упорної нарізів зображені на рисунку 4.

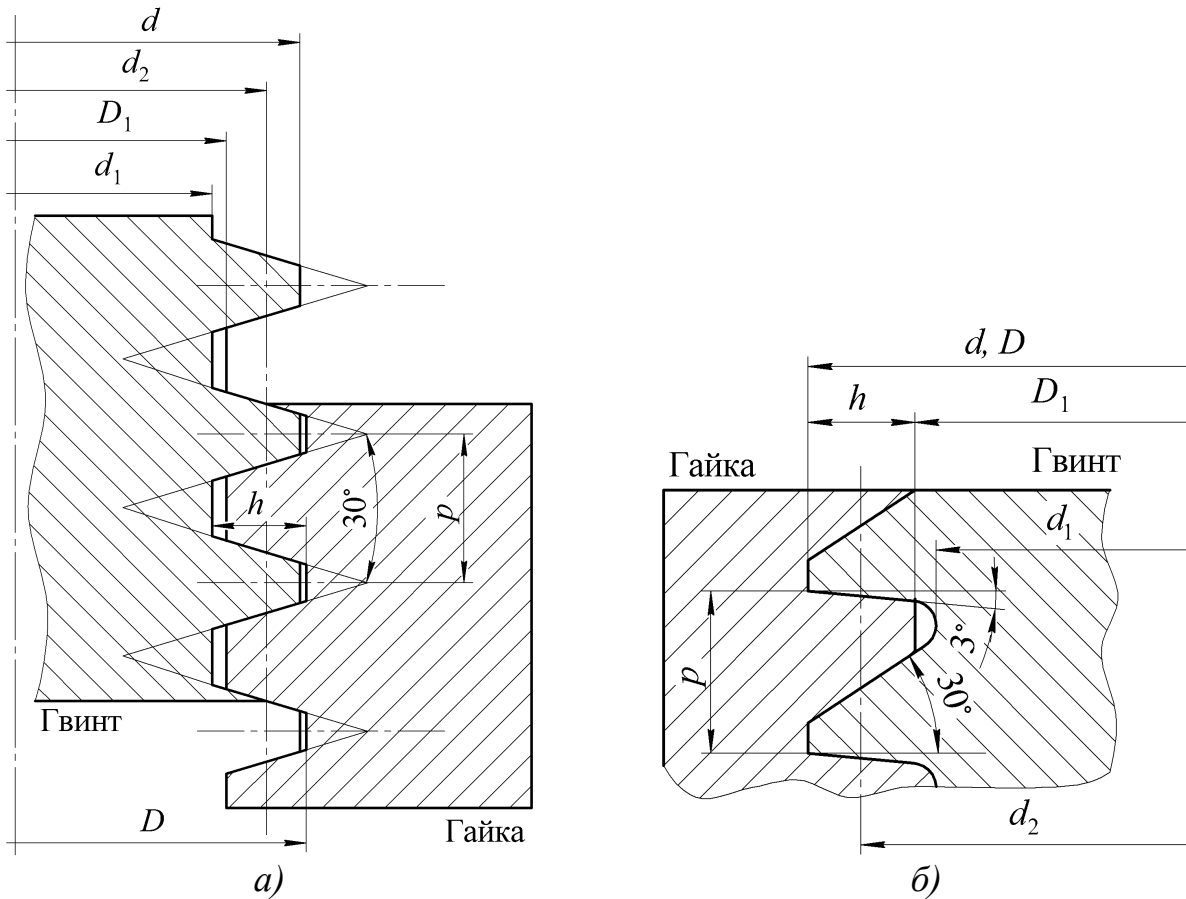


Рисунок 4 – Профіль нарізі: а) трапецеїдальної; б) упорної.

2.3 Перевірка умови самогальмування

Умову самогальмування знайдено з нерівності робіт сил скочування і тертя для вантажу, що знаходиться на похилій площині:

$$\beta_{\Pi} < p_T;$$

де β_{Π} – кут підйому нарізі, рад; обчислюють за формулою

$$\beta_{\Pi} = \arctg \frac{p_0}{\pi d_2},$$

p_0 – хід нарізі, мм; знаходять за формулою

$$p_0 = n_0 p,$$

n_0 – число заходів нарізі; усі нарізі, що вказані у додатках Д та Е, однозаходні;

p_T – кут тертя, рад; обчислюють за формулою

$$p_T = \arctg f_{\text{пр}},$$

$f_{\text{пр}}$ – приведений коефіцієнт тертя для трапецеїдальної і упорної нарізі, який обчислюють за формулою

$$f_{\text{пр}} = \frac{f}{\cos \frac{\alpha}{2}},$$

f – коефіцієнт тертя, вибирають залежно від матеріалу тертьових пар (Додаток Ж);

α – кут профілю нарізі, рад (рисунок 4).

Якщо $p_T < \beta_{\text{п}}$, то необхідно призначити іншу нарізь з меншим кроком або з більшим діаметром.

2.4 Визначення діаметрів головки вантажного гвинта і хвостовика

Розрахункова схема для головки і рукоятки вантажного гвинта представлена на рисунку 5.

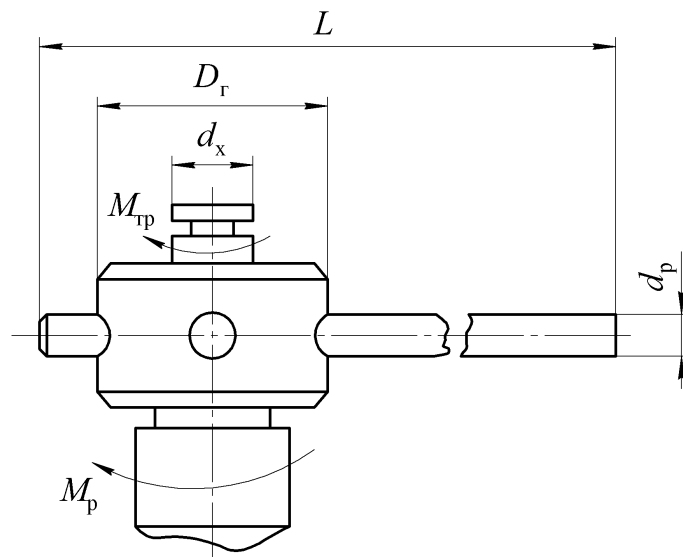


Рисунок 5 – Розрахункова схема для головки і рукоятки вантажного гвинта.

Діаметр головки вантажного гвинта D_r (мм) визначають за формулою

$$D_r \cong 2d_1.$$

Діаметр хвостовика d_x (мм) обчислюють за формулою

$$d_x = 0,3D_\Gamma.$$

Обчислені значення D_Γ і d_x округлюють до найближчого більшого з ряду *Ra40* (Додаток И).

2.5 Визначення обертового моменту, прикладеного до рукоятки домкрата

Момент M (Н·мм), що прикладений до рукоятки домкрата, направлений на подолання моменту тертя в нарізі M_p і моменту тертя між чашечкою і головою вантажного гвинта $M_{тр}$.

Обертальний момент M (Н·мм), прикладений до рукоятки домкрата, обчислюють за формулою

$$M = M_p + M_{тр}.$$

Момент тертя у нарізі M_p (Н·мм) у нарізі обчислюють за формулою

$$M_p = F \operatorname{tg}(\beta_\Pi + p_\Gamma) \frac{d_2}{2}.$$

Момент тертя $M_{тр}$ (Н·мм) між чашечкою і головою вантажного гвинта обчислюють за формулою

$$M_{тр} = \frac{1}{3} F f_1 \frac{D_\Gamma^3 - d_x^3}{D_\Gamma^2 - d_x^2},$$

де f_1 – коефіцієнт тертя, вибирають залежно від матеріалу тертьових пар (Додаток Ж).

2.6 Перевірка міцності гвинта

Перевірку міцності гвинта проводять у небезпечних перетинах гвинта, в яких виникають напруження стискання і крутіння.

Напруження стискання $\sigma_{\text{ст}}$ (МПа) у небезпечних перетинах гвинта розраховують за формулою

$$\sigma_{\text{ст}} = \frac{F}{\frac{\pi d_1^2}{4}}.$$

Напруження крутіння $\tau_{\text{кр}}$ (МПа) у небезпечних перетинах гвинта знаходять за виразом

$$\tau_{\text{кр}} = \frac{M_{\text{р}}}{W_{\text{п}}} \cong \frac{M_{\text{р}}}{0,2d_1^3},$$

де $W_{\text{п}}$ – полярний момент опору перерізу гвинта, приблизно дорівнює $0,2d_1^3$, м³.

Приведені напруження $\sigma_{\text{пр}}$ (МПа) у небезпечних перетинах гвинта визначають за III теорією міцності

$$\sigma_{\text{пр}} = \sqrt{\sigma_{\text{ст}}^2 + 4\tau_{\text{кр}}^2} \leq [\sigma_{\text{ст}}].$$

Якщо обчислене значення $\sigma_{\text{пр}}$ виявиться більше за $[\sigma_{\text{ст}}]$, то варто вибрати чи обчислити більший d_1 і провести обчислення з п. 2.3 по п. 2.6.

2.7 Розрахунок рукоятки

Довжину рукоятки L (мм) визначають за формулою

$$L = \frac{M}{K_{\text{р}}F_{\text{р}}},$$

де $K_{\text{р}}$ – коефіцієнт, що враховує одночасну роботу двох робітників, дорівнює 1,85. Його вводять тоді, коли довжина L більше 1 200 мм. Якщо введення $K_{\text{р}}$ не приводить до значення L , що менше 1 200 мм, то довжину рукоятки $L_{\text{р}}$ призначають рівною 1 200 мм, а довжину, що не вистачає (різниця між L і $L_{\text{р}}$), замінюють знімним пристроєм (подовжувач);

$F_{\text{р}}$ – сила, що прикладається одним робітником до рукоятки, приймають від 150 до 300 Н.

Діаметр рукоятки d_p (мм) з умови міцності на вигин визначають за формулою

$$d_p \geq \sqrt[3]{\frac{M_{\text{рук}}}{0,1[\sigma_B]}}$$

де $M_{\text{рук}}$ – згинальний момент у небезпечному перерізі рукоятки, Н·мм, обчислюють за формулою

$$M_{\text{рук}} = F_p \left(L - \frac{D_\Gamma}{2} \right);$$

$[\sigma_B]$ – допустиме напруження на вигин, Н/мм², обчислюють за формулою

$$[\sigma_B] = \frac{\sigma_T}{n_B};$$

$n_B = 1,1$ – коефіцієнт запасу міцності на вигин.

Щоб знайти σ_T для матеріалу рукоятки, можна прийняти її із сталі марки Ст.2 та округлити діаметр до найближчого більшого з ряду Ra 40 (Додаток И).

Діаметр отвору d_o в головці для рукоятки призначити на 2...3 мм більше діаметра рукоятки d_p .

2.8 Перевірка міцності головки гвинта

Перевірку виконують по напруженнях стиснення в перерізах головки, ослаблених отворами під рукоятку, і по питомому тиску між чашечкою і головкою.

Розрахункова схема небезпечного перетину головки гвинта надано на рисунку 6.

Напруження стиснення $\sigma_{\text{ст}}$ (МПа) у головці гвинта визначають за формулою:

$$\sigma_{\text{ст}} \cong \frac{2F}{(D_\Gamma - d_o)^2} \leq [\sigma_{\text{ст}}]. \quad (4)$$

Якщо умова (4) не виконалася, необхідно призначити нове значення D_Γ (збільшене), для якого напруження стискання не перевищать дозволених.

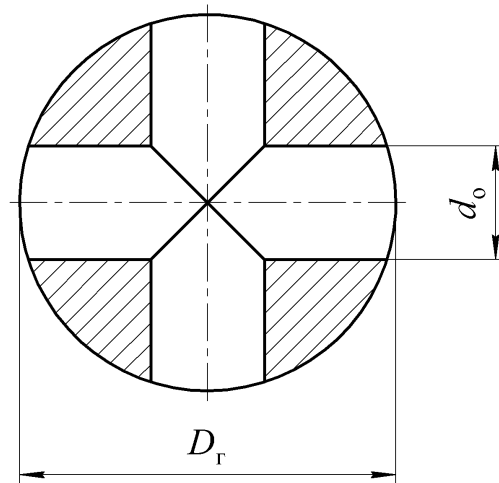


Рисунок 6 – Розрахункова схема небезпечного перетину головки вантажного гвинта 1-го типу.

Питомий тиск P (МПа) між чашечкою і головкою гвинта обчислюють за формулою

$$P = \frac{F}{\frac{\pi}{4}(D_{\Gamma}^2 - d_x^2)} \leq [P_0], \quad (5)$$

де $[P_0]$ – допустимий питомий тиск для пари сталь-чавун (якщо чашку виготовляють з чавуна) не повинен перевищувати 6 МПа, а для пари сталь-сталь – 13 МПа.

При $P > [P_0]$ необхідно призначити D_{Γ} (збільшене), при якому виконувалася б умова (5).

2.9 Розрахунок гайки

Розрахункова схема гайки представлена на рисунку 7.

Діаметр гайки $D_{ГК}$ (мм) розраховують за умови міцності на розтягування з урахуванням крутіння за виразом

$$D_{ГК} \geq \sqrt{\frac{4\beta F}{\pi[\sigma_{\text{нз}}]} + d^2},$$

де $[\sigma_{\text{нз}}]$ – допустиме напруження розтягування, вибирають відповідно до матеріалу гайки (Додаток К).

Обчислене значення $D_{ГК}$ треба округлити до найближчого більшого з ряду $Ra\ 40$ (Додаток И).

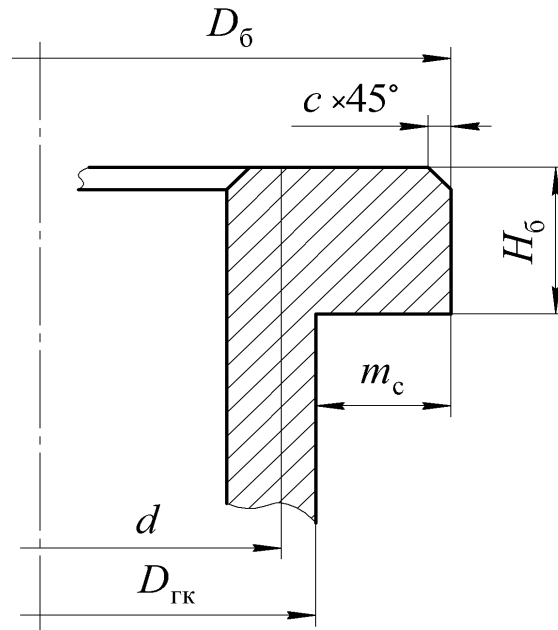


Рисунок 7 – Розрахункова схема гайки

Діаметр буртика гайки D_6 (мм) розраховують за формулою

$$D_6 \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma_{3M}]} + (D_{ГК} + 2c)^2},$$

де c – розмір фаски, приймається конструктивно від 2 до 4 мм на 45° ;
 $[\sigma_{3M}]$ – допустиме напруження зминання, МПа, знаходять як $[\sigma_{3M}] \approx 1,1[\sigma_{H3}]$.

Обчислені значення D_6 округлюють до найближчого більшого з ряду $Ra 40$ (Додаток II).

Висоту буртика гайки H_6 знаходять за умови міцності на зрізування та за умови міцності на вигин та призначають більше з обчислених значень.

Висоту буртика гайки H_6 (мм) за умови міцності на зрізування знаходять за формулою

$$H_6 \geq \frac{F}{\pi D_{ГК} [\tau_3]},$$

де $[\tau_3]$ – допустиме напруження на зріз матеріалу гайки, МПа, знаходять як $[\tau_3] \approx 0,8[\sigma_{H3}]$.

Висоту буртика гайки H_6 (мм) за умови міцності на вигин знаходять за формулою

$$H_6 \geq \sqrt{\frac{6 F m_c}{\pi D_{ГК} [\sigma_{ВВ}]}} ,$$

де $[\sigma_{ВВ}]$ – допустиме напруження на вигин, МПа, знаходять як $[\sigma_{ВВ}] \approx 0,5[\sigma_{НЗ}]$; m_c – плече дії реакції між буртом і корпусом (мм), що розраховують за формулою

$$m_c = c + \frac{1}{4} [D_6 - (D_{ГК} + 2c)] .$$

Висоту гайки $H_{ГК}$ (мм) розраховують за формулою

$$H_{ГК} = 1,25d .$$

Число витків нарізі z розраховують за формулою:

$$z = \frac{H_{ГК}}{p} .$$

Перевірку умови на не видавлювання мастила p_m між витками гвинта і гайки виконують за виразом

$$p_m = \frac{K_H F}{z \pi d_2 h} \leq [p_m] ,$$

де K_H – коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження між витками; приймають рівним 1,25;

h – глибина профілю нарізі; обчислюють за формулою

$$h = \frac{D - d_1}{2} ;$$

$[p_m]$ – питомий тиск, що допускається; дорівнює 13 МПа.

Напруження зрізу витків нарізі гайки $\tau_{ВН}$ (МПа) знаходять за виразом

$$\tau_{ВН} = \frac{K_H F}{z \pi d b} \leq [\tau_3] ,$$

де b – товщина витків, мм;

$b = 0,64p$ – для трапецеїдальної нарізі;

$b = 0,73p$ – для упорної нарізі.

2.10 Визначення розмірів домкрата по висоті

Довжину нарізної частини гвинта H_p (мм) обчислюють за формулою

$$H_p = H_{\Pi} + H_{гк}.$$

Висоту корпусу H_k (мм) розраховують за формулою

$$H_k = H_p - H_{\delta} + e + 3,$$

де e – висота обмежуючого пристосування (товщина шайби і висота головки болта), мм, прийняти конструктивно як 10...12 мм.

2.11 Вибір товщини стінки корпусу

Товщину стінки корпусу домкрата вибирають в межах від 6 до 12 мм.

2.12 Вибір стопорних (настановних) гвинтів

Вибирають стандартні гвинти (з потайною) головкою розміром від М8 по М12.

Приклад виконання кресленика гвинтового домкрата та специфікації наведено в Додатку А.

3 Особливості розрахунку домкрата 2-го типу

Ескіз домкрата 2-го типу наведений на рисунку 8. Послідовність виконання розрахунків та ж сама, що і для 1-го типу, з наступними особливостями.

3.1 Розрахунок вантажного гвинта

Виконується як і для домкрату 1-го типу (підрозділ 2.1).

3.2 Призначення розмірів гвинта і гайки

Виконується як і для домкрату 1-го типу (підрозділ 2.2).

3.3 Перевірка умови самогальмування

Виконується як і для домкрату 1-го типу (підрозділ 2.3).

3.4 Розрахунок гайки

Виконується як і для домкрату 1-го типу (підрозділ 2.9).

3.5 Визначення розмірів корпусу

Внутрішній діаметр корпусу d_k (мм) розраховують за формулою

$$d_k = D_{ГК} + (3...5).$$

Зовнішній діаметр корпусу D_k (мм) розраховують за формулою

$$D_k = d_k + (12...24).$$

Діаметр хвостовика чашки $d_{ч}$ (мм) розраховують за формулою

$$d_{ч} = d + (3...5).$$

Питомий тиск P (МПа) між чашечкою і корпусом обчислюють за формулою

$$P = \frac{F}{\frac{\pi}{4} [(D_k - 2c)^2 - d_k^2]} \leq [P_0], \quad (6)$$

де c – розмір фаски, приймають від 2 до 3 мм.

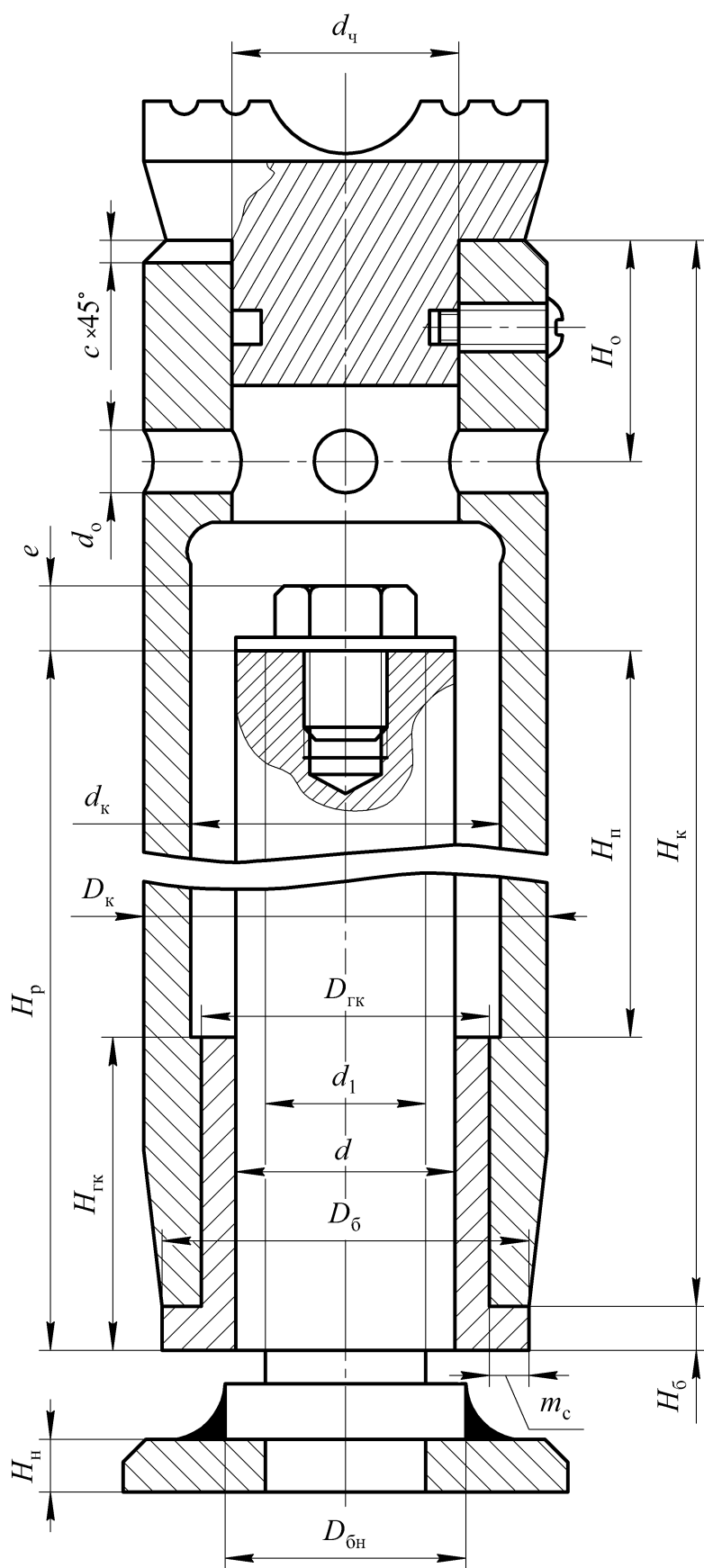


Рисунок 8 – Ескіз домкрата 2-го типу.

При $P > [P_0]$ необхідно призначити D_k (збільшене), при якому виконувалася б умова (6).

3.6 Визначення обертального моменту, що прикладається до рукоятки домкрата

Виконується як і для домкрату 1-го типу (підрозділ 2.5), але момент тертя $M_{тр}$ (Н·мм) між хвостовиком чашки і корпусом вантажного гвинта обчислюють за формулою

$$M_{тр} = \frac{1}{3} F f_1 \frac{D_k^3 - d_{\text{ч}}^3}{D_k^2 - d_{\text{ч}}^2},$$

де f_1 – коефіцієнт тертя, вибирають залежно від матеріалу тертьових пар (Додаток Ж).

3.7 Перевірка міцності гвинта

Виконується як і для домкрату 1-го типу (підрозділ 2.6).

3.8 Розрахунок рукоятки

Виконується як і для домкрату 1-го типу (підрозділ 2.7).

3.9 Перевірка міцності корпусу вантажного гвинта

Перевірку міцності корпусу вантажного гвинта виконують по напруженнях стиснення в ослабленому отворами під рукоятку перетині корпусу.

Розрахункова схема небезпечного перетину корпусу гвинта надано на рисунку 9.

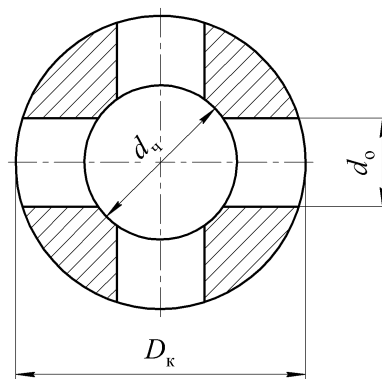


Рисунок 9 – Розрахункова схема небезпечного перетину корпусу вантажного гвинта 2-го типу.

Напруження в ослабленому перетині корпусу $\sigma_{ск}$ (МПа) повинні відповідати такій умові

$$\sigma_{ск} = \frac{F}{\frac{\pi}{4}(D_K^2 - d_{\text{ч}}^2) - 2(D_K - d_{\text{ч}})d_o} \leq [\sigma_{ск}],$$

де $[\sigma_{ск}]$ – допустимі напруження в ослабленому перетині корпусу, МПа; знаходять за виразом

$$[\sigma_{ск}] = \frac{\sigma_B}{5};$$

де σ_B – межа міцності матеріалу корпусу на вигин, МПа (Додатки Б та В).

3.10 Розрахунок упорного бурту гвинта і кріплення фланця

Діаметр бурту гвинта $D_{бн}$ (мм) за умови міцності на зминання обчислюють за формулою

$$D_{бн} = \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma_{зб}]} + d_1^2}, \quad (7)$$

де $[\sigma_{зб}]$ – допустиме напруження зминання, МПа, знаходять як $[\sigma_{зб}] \approx 0,6\sigma_B$, (Додаток Б), матеріал бурту гвинта такий самий, як і матеріал корпусу.

Якщо виявиться, що значення $D_{бн}$, що отримане з (7), буде менше діаметру гвинта d , то приймають $D_{бн} = d$.

Висоту ніжки H_H знаходять за умови міцності на зріз та за умови міцності на вигин та призначають більше з обчислених значень.

Висоту ніжки H_H (мм) з умови міцності на зріз обчислюють за формулою

$$H_H \geq \frac{F}{\pi d_1[\tau_{зн}]},$$

де $[\tau_{зн}]$ – напруження, що допускається матеріалом ніжки на зріз, МПа; знаходять як

$$[\tau_{зн}] = \frac{\sigma_T}{4}.$$

У якості матеріалу ніжки вибирають той самий матеріал, що завданий як матеріал для корпусу домкрата.

Висоту ніжки H_H (мм) з умови міцності на вигин визначають за формулою

$$H_H \geq \sqrt{\frac{6 F m_c}{\pi d_1 [\sigma_{BH}]}} ,$$

де $[\sigma_{BH}]$ – допустиме напруження на вигин, МПа, знаходять як, $[\sigma_{BH}] \approx 0,5\sigma_B$, (Додаток Б), матеріал ніжки такий самий, як і матеріал корпусу.

Напруження зрізу у шві $\tau_{зш}$ (МПа) знаходять за виразом

$$\tau_{зш} = \frac{F_{ш}}{0,7kl} \leq [\tau_{зш}] ,$$

де $F_{ш}$ – окружна сила, що діє на зварний шов, Н; знаходять за виразом

$$F_{ш} = \frac{M_{зш}}{0,5D_{\text{бн}}} ;$$

$M_{зш}$ – момент, що передається через зварний шов, Н·мм;

$$M_{зш} = M_p - M_{трш} ;$$

$M_{трш}$ – момент, переданий тертям, Н·мм; обчислюють за формулою

$$M_{трш} = Ff \frac{D_{\text{бн}} + d_1}{4} ;$$

f – коефіцієнт тертя, приймають рівним 0,12;

l – довжина шва; знаходять як $l = \pi D_{\text{бн}}$, мм;

k – катет зварювального шва, повинен бути більше 4 мм;

$[\tau_{зш}]$ – напруження, що допускається у матеріалі зварного шва на зріз, приймають рівними напруженням, що є можливими у матеріалі ніжки, тобто дорівнюють $[\tau_{зш}]$, МПа.

3.11 Визначення розмірів домкрата по висоті

Довжину нарізної частини гвинта H_p (мм) обчислюють за формулою

$$H_p = H_{\Pi} + H_{\Gamma\kappa}.$$

Висоту корпусу H_{κ} (мм) розраховують за формулою

$$H_{\kappa} = H_p + e + \frac{d_o}{2} + H_o - H_{\sigma} + 3,$$

де H_o – прийняти конструктивно як 20...100 мм.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Проців В.В. Проектування редукторів з використанням САПР КОМПАС [Текст]: навч. посібник / В. В. Проців, К.А. Зіборов, О.М. Твердохліб – Д.: Національний гірничий університет, 2011. – 178 с. іл.
2. Иванов М.Н. Детали машин: Учебник для машиностроительных специальностей вузов [Текст] / М.Н. Иванов, В.А. Финогенов. – 12-е изд. Испр. – М.: Высш. шк., 2008. – 408 с.
3. Чернавский С.А. Проектирование механических передач: Учебно-справочное пособие для вузов [Текст] / С.А. Чернавский, Г.А. Снесарев, Б.С. Козинцов и др. – 5-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1984. – 560 с.
4. ДСТУ 3321:2003. Система конструкторської документації. Терміни та визначення основних понять. Держспоживстандарт, К. 2005 р. – 54 с.



Перв. примен.	Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание	
Справ. №	А4				Документация			
					ДВ 40.06.00.000 ПЗ	Расчетно-пояснительная записка	1	
					ДВ 40.06.00.000 СБ	Сборочный чертеж		
						Детали		
				1	ДВ 40.06.00.0001	Винт	1	
				2	ДВ 40.06.00.0002	Гайка	1	
Подп. и дата				3	ДВ 40.06.00.0003	Корпус	1	
				4	ДВ 40.06.00.0004	Коронка	1	
						Стандартные изделия		
				5		Винт В.М5-6g*14.14Н ГОСТ 1491-80	1	
				6		Винт В.М6-6g*12.14Н ГОСТ 1476-84	1	
				7		Болт М12-6g*25.58 ГОСТ 7798-70	1	
				8		Шайба 12.01.016 ГОСТ 6958-78	1	
Взам. инв. №								
Подп. и дата								
Инв. № подл.	Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	ДВ 40.06.00.000 СП		
Инв. № подл.	Разраб.	Иванов	Пров.	Петров		Домкрат винтовой	Лит.	
								Лист
							1	
	Н.контр.					ГВУЗ "НГУ"		
	Утв.							

Копировал

Формат А4

Рисунок А.2 – Спецификация гвинтового домкрата

Додаток Б. Механічні властивості сталі звичайної якості групи А (за ДСТУ 2651:2005/ГОСТ 380–2005)

Марка сталі	σ_B , МПа	σ_T , Н/мм ² для товщини в мм			
		до 20	від 20 до 40	від 40 до 100	від 100
		не менше			
Ст0	не менше 310	—	—	—	—
Ст1кп	310–400	—	—	—	—
Ст1пс	320–420	—	—	—	—
Ст1пс		—	—	—	—
Ст2кп	330–420	220	210	200	190
Ст2пс	340–440	230	220	210	200
Ст2сп					
Ст3кп	370–470	240	230	220	200
Ст3пс	380–490	250	240	230	210
Ст3пс					
Ст3Гсп	380–500	250	240	230	210
Ст4кп	410–520	260	250	240	230
Ст4пс	420–540	270	260	250	240
Ст4сп					
Ст5пс	500–640	290	280	270	260
Ст5сп					
Ст6пс	не менше 600	320	310	300	300
Ст6сп					

Додаток В. Механічні властивості вуглецевої якісної конструкційної гарячекатаної сталі (група 1 за ДСТУ 2651:2005/ГОСТ 1050–2013)

Марка сталі	σ_T МПа	σ_B МПа	σ_B МПа	φ_0 %	Твердість за <i>HV</i>	
					гарячекатана	відпалена
не менше					не більше	
08	200	330	33	60	131	—
10	210	340	31	55	143	—
15	230	380	27	55	149	—
20	250	420	26	55	163	—
25	280	460	23	50	170	—
30	300	500	21	50	179	—
35	320	540	20	45	207	—
40	340	580	19	45	217	187
45	360	610	16	40	229	197
50	380	640	14	40	241	207
55	390	660	13	35	255	217
60	410	690	12	38	255	229
65	420	710	10	30	255	229
70	430	730	9	30	269	229
75	900	1100	7	30	285	241
80	950	1100	6	30	285	241
85	1000	1150	6	30	302	255
60Г	420	710	11	35	269	229
65Г	440	750	9	—	285	229
70Г	460	800	8	—	285	229

Додаток Г. Значення коефіцієнта φ_0 зниження напруження

Значення коефіцієнта зниження напруження φ_0 допускається в залежності від гнучкості λ для різних матеріалів у нижче наведених межах.

$\lambda = \frac{\mu l}{i_{\min}}$	Значення φ_0				
	для сталі марок Ст4, Ст3, Ст2	для сталі Ст5	для сталі підвищеного гатунку	для чавуну	для дерева
0	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
10	0,99	0,98	0,97	0,97	0,99
20	0,96	0,95	0,95	0,91	0,97
30	0,94	0,92	0,91	0,81	0,93
40	0,92	0,89	0,87	0,69	0,87
50	0,89	0,86	0,83	0,57	0,80
60	0,86	0,82	0,79	0,44	0,71
70	0,81	0,76	0,72	0,34	0,60
80	0,75	0,70	0,65	0,26	0,48
90	0,69	0,62	0,55	0,20	0,38
100	0,60	0,51	0,43	0,16	0,31
110	0,52	0,43	0,35	-	0,25
120	0,45	0,37	0,30	-	0,22
130	0,40	0,33	0,26	-	0,18
140	0,36	0,29	0,23	-	0,16
150	0,32	0,26	0,21	-	0,14
160	0,29	0,24	0,19	-	0,12
170	0,26	0,21	0,17	-	0,11
180	0,23	0,19	0,15	-	0,10
190	0,21	0,17	0,14	-	0,09
200	0,19	0,16	0,13	-	0,08

Додаток Д. Нарізь упорна. Основні розміри (за ГОСТ 10177–82)

Гвинт і гайка	Гвинт		Гайка
Діаметр нарізі, мм			
зовнішній d , D	середній d_2 , D_2	внутрішній d_1	внутрішній D_1
$p = 6$ мм			
30	25,805	19,586	21
32	27,500	21,586	23
34	29,500	23,586	25
36	31,500	25,586	27
38	33,500	27,586	29
40	35,500	29,580	31
42	37,503	31,586	33
120	113,500	101,586	111
130	123,500	119,586	121
140	135,500	129,586	131
150	145,500	139,586	141
$p = 8$ мм			
22	16,000	8,116	10
24	18,000	10,116	12
26	20,000	12,116	14
28	22,000	14,116	16
44	38,000	30,116	32
46	40,000	32,116	34
48	42,000	34,116	36
50	44,000	36,116	38
52	46,000	38,116	40
55	49,000	41,116	43
60	54,000	46,116	48
160	154,000	146,116	148
170	164,000	156,116	158
180	174,000	166,116	168
190	184,000	176,116	178

$p = 10 \text{ mm}$			
30	22,500	12,644	15
32	24,500	14,644	17
34	26,500	16,644	19
36	28,500	18,644	21
38	30,500	20,644	23
40	32,500	22,644	25
42	34,500	24,644	27
65	57,500	47,644	50
70	62,500	52,644	55
75	67,500	57,644	60
80	72,500	62,644	650
200	192,500	182,644	185
210	202,500	202,644	195
220	212,500	202,644	205
$p = 12 \text{ mm}$			
44	35,000	23,174	26
46	37,000	25,174	28
48	39,000	27,174	30
50	41,000	29,174	32
52	43,000	31,174	34
55	46,000	34,174	37
60	51,000	39,174	42
85	76,000	64,174	67
90	81,000	69,174	72
95	86,000	74,174	77
100	91,000	79,174	82
110	101,000	89,174	92
250	241,000	229,174	232
280	271,000	259,174	262
300	291,000	279,174	282
320	311,000	299,174	302
360	351,000	339,174	342
380	371,000	359,174	362
400	391,000	379,174	382

Додаток Е. Нарізь трапецеїдальна одноходова. Основні розміри (за ГОСТ 9484–81)

Діаметр нарізі, мм					
гвинта		гвинта і гайки	гайки		площа перерізу
d	d_1	d_2	D	D_1	
$p = 6$ мм					
30	23	27	31	24	4,16
32	25	29	33	26	4,91
34	27	31	35	28	5,73
36	29	33	37	30	6,61
38	31	35	39	32	7,55
40	33	37	41	34	8,55
42	35	39	43	36	9,62
120	113	117	121	114	10,29
130	123	127	131	124	118,82
140	133	137	141	134	138,93
150	143	147	151	144	160,61
$p = 8$ мм					
22	13	18	23	14	1,33
24	15	20	25	16	1,77
26	17	22	27	18	2,27
28	19	24	29	20	2,84
44	35	40	45	36	9,62
46	37	42	47	38	10,75
48	39	44	49	40	11,05
50	41	46	51	42	13,20
52	43	48	53	44	14,52
55	46	51	56	47	16,52
60	51	56	61	52	20,43
160	151	156	161	152	179,08
170	161	166	171	162	203,58
180	171	176	181	172	229,66
190	181	186	191	182	257,30

$p = 10 \text{ mm}$					
30	19	25	31	20	2,84
32	21	27	33	22	3,46
34	23	29	35	24	4,16
36	25	31	37	26	4,91
38	27	33	39	28	5,73
40	29	35	41	30	6,61
42	31	37	43	32	7,55
62	51	57	63	52	20,43
65	54	60	66	55	22,90
70	59	65	71	60	27,34
75	64	70	76	65	32,17
78	67	73	79	68	35,26
80	69	75	81	70	37,39
200	189	195	201	190	280,55
210	199	205	211	200	311,03
220	209	215	221	210	343,07
$p = 12 \text{ mm}$					
44	31	38	45	32	7,65
46	33	40	47	34	8,55
48	35	42	49	36	9,62
50	37	44	51	38	10,75
52	39	46	53	40	11,95
55	42	49	56	43	13,85
60	47	54	61	48	17,85
85	72	79	80	73	40,72
90	77	84	91	78	46,57
95	82	89	96	83	52,81
100	87	94	101	88	59,45
110	97	104	111	98	73,90
240	227	234	241	228	404,71
250	237	244	251	238	441,15
260	247	254	261	248	479,16
280	267	274	281	268	559,80
300	287	294	301	288	646,93
320	307	314	321	308	740,23
340	327	334	341	328	839,82
360	347	354	361	348	845,69
380	367	374	381	368	1057,84
400	387	394	401	388	1176,28

Додаток Ж. Коефіцієнт тертя при ковзанні

Матеріали	Коефіцієнт тертя ковзання	
	без змазки	зі змазкою
Сталь – сталь	0,15	0,05–0,10
Сталь – сталь м'яка	0,20	0,10–0,20
Сталь – чавун	0,18	0,05–0,15
Сталь – бронза	0,10	0,07–0,10
Сталь – текстоліт	–	0,01–0,05
Чавун – бронза	0,15–0,20	0,07–0,15
Бронза – бронза	0,20	0,07–0,01
Резина – чавун	0,80	0,50
Метал – дерево	0,30–0,60	0,10–0,20
Шкіра – метал	0,60	0,15

Додаток И. Ряд *Ra40* нормальних лінійних розмірів (за ГОСТ 6636–69)

Ряд *Ra40* нормальних лінійних розмірів:

1; 1,05; 1,1; 1,15; 1,2; 1,3; 1,4; 1,5; 1,6; 1,7; 1,8; 1,9; 2;
2,1; 2,2; 2,4; 2,5; 2,6; 2,8; 3; 3,2; 3,4; 3,6; 3,8; 4;
4,2; 4,5; 4,8; 5; 5,3; 5,6; 6; 6,3; 6,7; 7,1; 7,5; 8; 8,5; 9; 9,5; 10;
10,5; 11; 11,5; 12; 13; 14; 15; 16; 17; 18; 19; 20;
21; 22; 24; 25; 26; 28; 30; 32; 34; 36; 38; 40; 42; 45; 48; 50;
53; 56; 60; 63; 67; 71; 75; 80; 85; 90; 95; 100;
105; 110; 120; 125; 130; 140; 150; 160; 170; 180; 190; 200;
210; 220; 240; 250; 260; 280; 300; 320; 340; 360; 380; 400; 420; 450;
480; 500; 530; 560; 600; 630; 670; 710; 750; 800; 850; 900; 950.

Додаток К. Матеріал для виготовлення гайки

Позначення матеріалу	Щільність, кг/м ³	Модуль Юнга, МПа	Межа міцності на розтяг, МПа	Межа текучості, МПа
Безолов'яні ливарні бронзи				
БрА9Мц2Л	7 600	90 280	392	196
БрА10Мц2Л	8 800	100 940	490	200
БрА9ЖЗЛ	7 600	120 500	490	196
БрА10ЖЗМц2	7 500	98 000	490	157
БрА10Ж4Н4Л	7 500	112 700	587	294
БрА11Ж6Н6	8 800	100 940	587	200
БрА9Ж4Н4Мц1	8 800	100 940	587	200
БрС30	9 540	75 500	59	39
БрСу3Н3Ц3С2ОФ	9 100	73 500	157	140
БрА7Мц15ЖЗН	9 400	100 940	607	100
Сірий чавун, товщина стінки 8 мм				
СЧ10	6 800	100 000	120	105
СЧ15	7 000	100 000	180	157
СЧ20	7 100	100 000	220	192
СЧ25	7 200	100 000	270	236
СЧ30	7 300	130 000	330	288
СЧ35	7 400	145 000	380	332
Сірий чавун, товщина стінки 15 мм				
СЧ10	6 800	100 000	100	87
СЧ15	7 000	100 000	150	131
СЧ20	7 100	100 000	200	175
СЧ25	7 200	100 000	250	218
СЧ30	7 300	130 000	300	262
СЧ35	7 400	145 000	350	306
Сірий чавун, товщина стінки 30 мм				
СЧ10	6 800	100 000	100	87
СЧ15	7 000	100 000	150	131
СЧ20	7 100	100 000	200	175
СЧ25	7 200	100 000	250	218
СЧ30	7 300	130 000	300	262
СЧ35	7 400	145 000	350	306
Високоміцний чавун				
ВЧ35	7 800	110 000	350	760
ВЧ40	7 800	110 000	400	930
ВЧ45	7 800	110 000	450	1 100
ВЧ50	7 800	110 000	500	1 120
ВЧ60	7 800	110 000	600	1 200
ВЧ70	7 800	110 000	700	1 280
ВЧ80	7 800	110 000	800	1 360
ВЧ100	7 800	110 000	1 000	1 440

Навчальне видання

Зіборов Кирило Альбертович
Проців Володимир Васильович
Твердохліб Олександр Михайлович
Зубарєв Микола Сергійович

ДЕТАЛІ МАШИН. МЕТОДИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ ДО ВИКОНАННЯ
РОЗРАХУНКОВО-ГРАФІЧНОГО ЗАВДАННЯ
«РОЗРАХУНОК ПЕРЕДАЧІ ГВИНТ-ГАЙКА»

Підписано до друку __.__.2015. Формат 42×30/4.
Папір офсетний. Ризографія. Ум. друк. арк. 10,5.
Обл. -вид. арк. 14,3. Тираж 300 пр. Зам. № .

Підготовлено до друку та видруковано
у ДВНЗ «Національний гірничий університет».
Свідоцтво про внесення до Державного реєстру ДК № ____ від __. ____ р.
49005, м. Дніпропетровськ, просп. К. Маркса, 19.