

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ДОНБАСЬКА ДЕРЖАВНА МАШИНОБУДІВНА АКАДЕМІЯ

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
до практичних робіт з дисципліни
**«Наукові основи оптимального проектування прогресивних
конструкцій металургійного обладнання»**

Розглянуто і схвалено
на засіданні кафедри підйомно-
транспортних і металургійних машин
Протокол № 21 від 20 червня 2023 р.

КРАМАТОРСЬК-ТЕРНОПІЛЬ, 2023

УДК 621

Методичні вказівки до практичних робіт з дисципліни «Наукові основи оптимального проектування прогресивних конструкцій металургійного обладнання». /Укл. Е.П. Грибков. - Краматорськ: ДДМА, 2023. - 15 с.

Містять необхідні теоретичні положення, методику виконання завдань, індивідуальні завдання. Викладено наукові основи оптимального проектування прогресивних конструкцій металургійного обладнання.

Розглянуто і схвалено на засіданні кафедри підйомно-транспортних і металургійних машин
Протокол № 21 від 20 червня 2023 р.

Електронне навчальне видання

Укладач Е.П. Грибков, професор

ПРАКТИЧНА РОБОТА № 1

АВТОМАТИЗОВАНЕ ПРОЕКТУВАННЯ РІЗЬБОВИХ З'ЄДНАНЬ

Мета: набуття практичних навичок з автоматизованого розрахунку різьбових з'єднань.

Теоретичні відомості

Розрізняють два типи компоновання болтових з'єднань: з проміжком та без проміжку. Через це мають місце і відмінності при розрахунку напружень.

При наявності проміжку у болтовому з'єднанні (рис. 1) сумарна осьова сила дорівнюватиме:

$$Y = Q + T/f, \quad (1)$$

де Q, T – зовнішні навантаження, Н;

f – коефіцієнт тертя між деталям, які сполучаються.

Напруження розтягу у цьому випадку визначається як:

$$\sigma = 4Y/(\pi d_b^2), \quad (2)$$

де d_b – внутрішній діаметр різьблення, мм.

Умова міцності для компоновання різьбового з'єднання такого типу:

$$\sigma < [\sigma], \quad (3)$$

де $[\sigma]$ – допустиме напруження матеріалу, Н/мм².

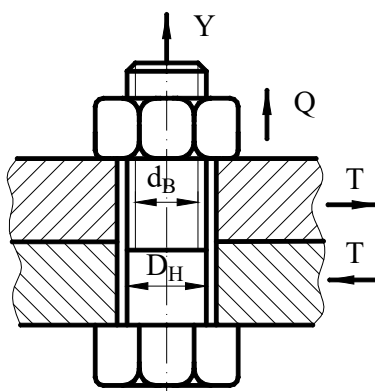


Рисунок 1 – Розрахункова схема різьбового з'єднання

При компоунванні без проміжку у болтовому з'єднанні виникатимуть напруження розтягу та зрізу. Напруження розтягу дорівнюватимуть:

$$\sigma = 4Q/(\pi d_B^2), \quad (4)$$

напруження зрізу:

$$\tau = 4T/(\pi d_B^2), \quad (5)$$

а еквівалентні напруження у цьому випадку визначаються за IV теорією міцності:

$$\sigma_{\text{екв}} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}. \quad (6)$$

Умова міцності:

$$\sigma_{\text{екв}} \leq [\sigma]. \quad (7)$$

Власне автоматизоване проектування різьбових з'єднань полягає у перебиранні із бази даних всіх типорозмірів різьблень (див. додаток Б) з найменшого та перевіряє їх на відповідність умові міцності (3) або (7). Укрупнена блок-схема алгоритму Розв'язання цієї задачі представлена а рисунку 2.

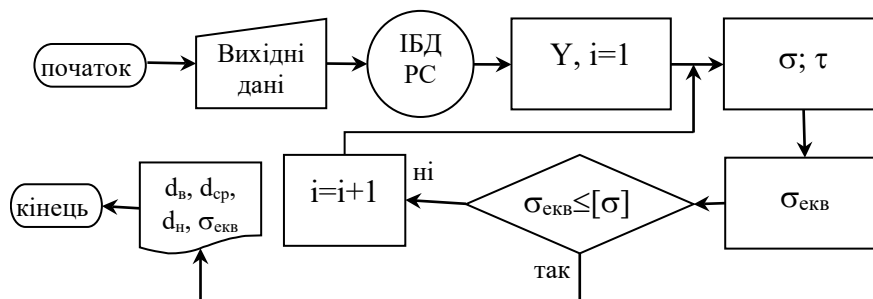


Рисунок 2 – Блок-схема автоматизованого проектування різьбових з'єднань

Індивідуальне завдання

Завантажити програмне середовище C++, Qt Creator або Python.

Створити та відладити програму з автоматизованого проектування різьбових з'єднань.

Завантажити програму на виконання і ввести при цьому наступні вихідні дані: $Q=250n$, кН; $T=0.25 Q$; $f=0.4$; $[\sigma] = 450 \text{ Н/мм}^2$, де n – порядковий номер студента у журналі викладача.

Записати одержані результати.

Скласти звіт про виконану роботу.

Контрольні питання

1. У чому полягають особливості розрахунку при різних компоновках болтового з'єднання?
2. Який закон тертя використовується при визначенні вертикальної реакції від сили тертя деталей, які сполучаються?
3. Поясніть схему послідовного перебирання варіантів, що використовується у програмі.
4. Чим визначаються допустимі напруження матеріалу болта?
5. У якому місці болтового з'єднання знаходиться небезпечний перетин?

ПРАКТИЧНА РОБОТА № 2

АВТОМАТИЗОВАНЕ ПРОЕКТУВАННЯ НАЖИМНИХ МЕХАНІЗМІВ ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНОГО ТИПУ

Мета: набуття практичних навичок з автоматизованого розрахунку та проектування електромеханічних нажимних механізмів.

Теоретичні відомості

Основними конструктивними елементами електромеханічного нажимного пристрою є нажимний гвинт та гайка.

Нажимний гвинт розраховується на стискання та кручення нижньої його частини. Напруження стискання при цьому дорівнюють:

$$\sigma_{\text{ст}} = 4Y / (\pi d_{\text{в. вн}}^2), \quad (1)$$

де Y – осьова сила, яка діє на гвинт, Н;

$d_{\text{в. вн}}$ – внутрішній діаметр різьблення нажимного гвинта, мм.

У нижній частині нажимного гвинта діятиме момент, який дорівнює:

$$M_{\text{п}} = Y(d_{\text{п}}/3 \mu_{\text{п}}), \quad (2)$$

де $d_{\text{п}}$ – діаметр підп'ятника, мм;

$\mu_{\text{п}}$ – коефіцієнт тертя у підп'ятнику.

Цей момент визиватиме напруження кручення:

$$\tau = M_{\text{п}} / (0.2 d_{\text{в. вн}}^2). \quad (3)$$

Виходячи з викладеного вище нажимний гвинт повинен задовольняти наступній умові міцності:

$$\sigma_{\text{екв}} = \sqrt{\sigma_{\text{сж}}^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma], \quad (4)$$

де $[\sigma]$ – допустима межа міцності (звичайно приймають для високовуглецевої та легованої сталі $[\sigma] = 100 \dots 150 \text{ Н/мм}^2$).

Гайку нажимного механізму розраховують на стискання, на зріз та зминання різьблення, а також на кручення.

Напруження зминання у різьбленні:

$$\sigma_{\text{зм}} = \frac{4YS}{\pi(D_{\text{н}}^2 - d_{\text{вн}}^2)H_{\text{г}}} \leq [\sigma_{\text{см}}], \quad (5)$$

де S – крок різьблення, мм;

D_H, d_{BH} – зовнішній та внутрішній діаметри різьблення, відповідно, мм;
 H_Γ – висота гайки, мм;
 $[\sigma_{зм}]$ – допустимі напруження зминання (звичайно приймають $[\sigma_{зм}] = 40\text{Н/мм}^2$).

Напруження зрізу у різьбленні:

$$\tau_{cp} = \frac{YS}{\pi d_{BH}^2 H_\Gamma t} \leq [\tau_{cp}], \quad (6)$$

де t – коефіцієнт заповнення профілю (для трапецеїдального різьблення – $t = 0.75S$, для стопорного – $t = 0.65 \dots 0.68S$);

$[\tau_{cp}]$ – допустимі напруження зрізу (звичайно приймають $[\tau_{cp}] = 10 \dots 20\text{Н/мм}^2$).

Напруження стискання у гайці:

$$\sigma_{сж}^\Gamma = \frac{4Y}{\pi(D_\Gamma^2 - D_H^2)} \leq [\sigma_{сж}], \quad (7)$$

де D_Γ – зовнішній діаметр гайки, мм;

$[\sigma_{сж}]$ – допустимі напруження стискання (звичайно приймають $[\sigma_{сж}] = 30 \dots 40\text{Н/мм}^2$).

Момент у гвинтовій парі:

$$M_{BH} = Y \frac{d_{cp}}{2} t g(\alpha + \rho), \quad (8)$$

де d_{cp} – середній діаметр різьблення, мм;

Y – осьова сила, яка діє на гвинт, Н;

α – кут нахилу витка різьблення: $\alpha = \arctg(S/(\pi d_{cp}))$;

ρ – кут нахилу у різьбленні: $\rho = \arctg\mu$;

μ – коефіцієнт тертя у різьбленні: $\mu = 0.1$ при рясному змащуванні та $\mu = 0.3$ при мізерному змащуванні.

Момент на хвостовику нажимного гвинта:

$$M_{XB} = M_{BH} + M_\Pi. \quad (9)$$

Потужність, необхідна для обертання нажимного гвинта:

$$N = 2\pi V M_{XB} / S, \quad (10)$$

де V – швидкість переміщення нажимного гвинта, мм/с.

Власне автоматизоване проектування нажимного механізму електромеханічного типу здійснюється за наступною схемою: вибір параметру гвинта з умови міцності на стискання та кручення; вибір висоти гайки з умови міцності на зминання та зріз різьбового з'єднання; вибір зовнішнього діаметру

гайки з умови міцності на стискання; вибір електродвигуна з необхідною потужністю приводу. Блок-схема алгоритму описаної процедури представлена на рис. 1.

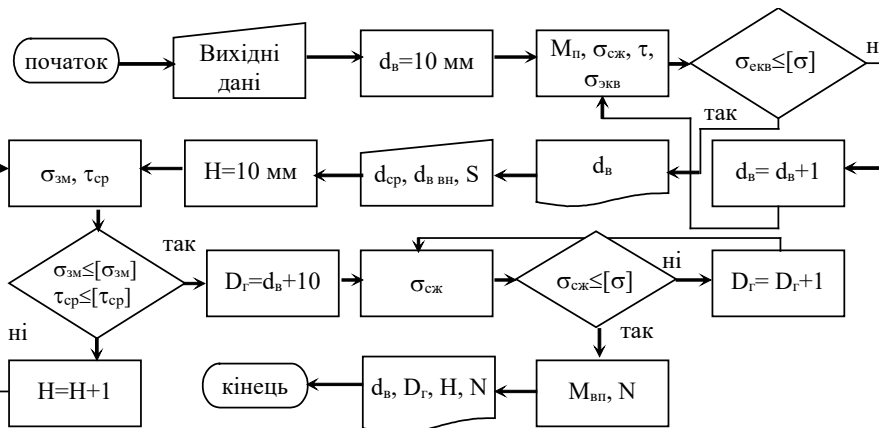


Рисунок 1 – Блок-схема алгоритму автоматизованого проектування електромеханічних нажимних пристроїв

Індивідуальні завдання

Завантажити програмне середовище C++, Qt Creator або Python.

Створити та відладити програму з автоматизованого проектування електромеханічних нажимних пристроїв.

Завантажити програму на виконання із введенням при цьому наступних вихідних даних: $Y = 1000 + 500n$, Н; $V = 0.1 + 0.1n$, мм/об; $\mu = 0.15$; $d_{II} = 1.2d_b$, де n – порядковий номер студента у журналі викладача.

Записати одержані результати.

Скласти звіт про виконану роботу.

Контрольні питання

1. На які напруження розраховується гвинт нажимного механізму?
2. Як визначається необхідна висота гайки нажимного механізму?
3. Як визначається зовнішній діаметр гайки нажимного механізму?
4. Як визначається необхідна потужність приводу нажимного механізму?
5. З яких матеріалів виготовляються нажимні гвинт та гайка?

ПРАКТИЧНА РОБОТА № 3

АВТОМАТИЗОВАНЕ ПРОЕКТУВАННЯ ГІДРАВЛІЧНИХ НАЖИМНИХ МЕХАНІЗМІВ

Мета: набути практичних навичок з автоматизованого розрахунку та проектування гідравлічних нажимних механізмів.

Теоретичні відомості

Існує декілька типів гідравлічних нажимних механізмів: поршневі (двосторонньої дії), плунжерні (односторонньої дії) та сільфонні. У даній лабораторній роботі розглядатиметься автоматизоване проектування плунжерних гідравлічних пристроїв. Основними конструктивними елементами гідравлічних нажимних механізмів є шток, поршень, система ущільнень та корпус (рис. 1).

При автоматизовану проектуванні гідравлічних нажимних механізмів використовується наступне інформаційне забезпечення:

- геометричні характеристики поршневих та штокових ущільнень;
- тиск робочої рідини ρ_1 і ρ_2 ;
- геометричні характеристик різьбових з'єднань;
- конструктивне виконання механізмів.

Автоматизований розрахунок гідравлічного механізму полягає у визначенні діаметру штока з умови міцності на стискання; визначенні діаметру поршня з умов подолання діючих навантажень; визначенні типорозмірів болтових з'єднань з умови міцності і розрахунку товщини стінки.

Діаметр штоку визначається з умови міцності:

$$\sigma_{сж}^{шт} = \frac{4Y}{\pi d^2} \leq [\sigma_{сж}], \quad (1)$$

де Y – зусилля, яке діє на шток, Н;

d – діаметр штока, мм.

Діаметр поршня визначається з умов подолання діючих навантажень:

$$F_1 = \rho_1 \pi D^2 / 4 \geq Y; \quad F_2 = \rho_2 \pi (D^2 - d^2) / 4 > Y^*, \quad (2)$$

де Y^* – навантаження, яке діє зверху, Н;

D – діаметр поршня, мм.

Автоматизований вибір типорозмірів різьбових з'єднань здійснюється аналогічно з методикою, викладеною у лабораторній роботі №12. Причому сили, які діють на відповідні болтові з'єднання (див. рис. 1), дорівнюватимуть:

$$F_7 = \rho_1 \frac{\pi D^2}{4n_7}; \quad F_9 = \rho_2 \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4n_9}; \quad F_{10} = \rho_2 \frac{\pi(d_{упл}^2 - d^2)}{4n_{10}}, \quad (3)$$

Скласти звіт про виконану роботу.

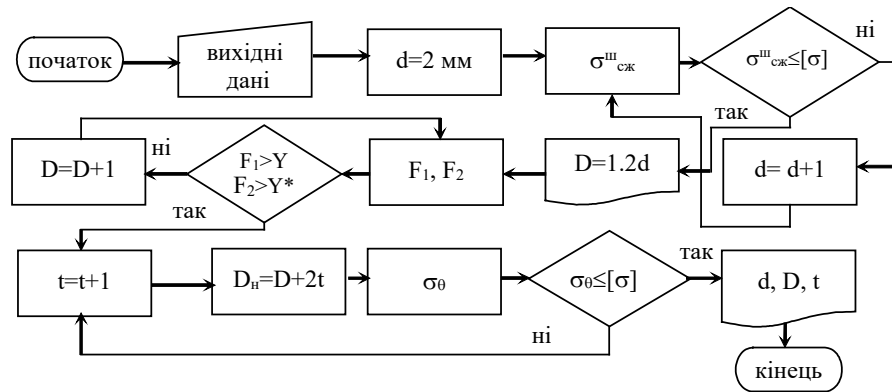


Рисунок 2 – Блок-схема алгоритму автоматизованого проектування гідравлічних нажимних пристроїв

Контрольні питання

1. Назвіть основні типи гідравлічних нажимних пристроїв.
2. З якої умови визначається діаметр штока гідравлічного нажимного пристрою?
3. Яким чином визначити оптимальне значення стінки гідроциліндру?

ЛІТЕРАТУРА

3. Бондарев В.М., Рублинецкий В.И., Качко Е.Г. Основи програмування. – Харків: 2008. – 368 с.
6. Теорія інженерного експерименту: Методичні вказівки та завдання до лабораторних робіт для студентів за спеціальністю / Л.В. Васильова, С.В. Малигіна, В.Н. Черномаз. – Краматорськ: ДДМА, 2007– 64 с.

ДОДАТОК А

Таблиця квантилей розподілу Ст'юдента

$\alpha/2$	0.50	0.25	0.20	0.15	0.10	0.05	0.025	0.01	0.005	0.001	0.0005
α	1.00	0.50	0.40	0.30	0.20	0.10	0.05	0.02	0.01	0.002	0.001
n-1	t										
1	0.000	1.000	1.376	1.963	3.078	6.314	12.71	31.82	63.66	318.31	636.62
2	0.000	0.816	1.061	1.386	1.886	2.920	4.303	6.965	9.925	22.327	31.599
3	0.000	0.765	0.978	1.250	1.638	2.353	3.182	4.541	5.841	10.215	12.924
4	0.000	0.741	0.941	1.190	1.533	2.132	2.776	3.747	4.604	7.173	8.610
5	0.000	0.727	0.920	1.156	1.476	2.015	2.571	3.365	4.032	5.893	6.869
6	0.000	0.718	0.906	1.134	1.440	1.943	2.447	3.143	3.707	5.208	5.959
7	0.000	0.711	0.896	1.119	1.415	1.895	2.365	2.998	3.499	4.785	5.408
8	0.000	0.706	0.889	1.108	1.397	1.860	2.306	2.896	3.355	4.501	5.041
9	0.000	0.703	0.883	1.100	1.383	1.833	2.262	2.821	3.250	4.297	4.781
10	0.000	0.700	0.879	1.093	1.372	1.812	2.228	2.764	3.169	4.144	4.587
11	0.000	0.697	0.876	1.088	1.363	1.796	2.201	2.718	3.106	4.025	4.437
12	0.000	0.695	0.873	1.083	1.356	1.782	2.179	2.681	3.055	3.930	4.318
13	0.000	0.694	0.870	1.079	1.350	1.771	2.160	2.650	3.012	3.852	4.221
14	0.000	0.692	0.868	1.076	1.345	1.761	2.145	2.624	2.977	3.787	4.140
15	0.000	0.691	0.866	1.074	1.341	1.753	2.131	2.602	2.947	3.733	4.073
16	0.000	0.690	0.865	1.071	1.337	1.746	2.120	2.583	2.921	3.686	4.015
17	0.000	0.689	0.863	1.069	1.333	1.740	2.110	2.567	2.898	3.646	3.965
18	0.000	0.688	0.862	1.067	1.330	1.734	2.101	2.552	2.878	3.610	3.922
19	0.000	0.688	0.861	1.066	1.328	1.729	2.093	2.539	2.861	3.579	3.883
20	0.000	0.687	0.860	1.064	1.325	1.725	2.086	2.528	2.845	3.552	3.850
21	0.000	0.686	0.859	1.063	1.323	1.721	2.080	2.518	2.831	3.527	3.819
22	0.000	0.686	0.858	1.061	1.321	1.717	2.074	2.508	2.819	3.505	3.792
23	0.000	0.685	0.858	1.060	1.319	1.714	2.069	2.500	2.807	3.485	3.768
24	0.000	0.685	0.857	1.059	1.318	1.711	2.064	2.492	2.797	3.467	3.745
25	0.000	0.684	0.856	1.058	1.316	1.708	2.060	2.485	2.787	3.450	3.725
26	0.000	0.684	0.856	1.058	1.315	1.706	2.056	2.479	2.779	3.435	3.707
27	0.000	0.684	0.855	1.075	1.314	1.703	2.052	2.473	2.771	3.421	3.690
28	0.000	0.683	0.855	1.056	1.313	1.701	2.048	2.467	2.763	3.408	3.674
29	0.000	0.683	0.854	1.055	1.311	1.699	2.045	2.462	2.756	3.396	3.659
30	0.000	0.683	0.854	1.055	1.310	1.697	2.042	2.457	2.750	3.385	3.646
40	0.000	0.681	0.851	1.050	1.303	1.684	2.021	2.423	2.704	3.307	3.551
60	0.000	0.679	0.848	1.045	1.296	1.671	2.000	2.390	2.660	3.232	3.460
80	0.000	0.678	0.846	1.043	1.292	1.664	1.990	2.374	2.639	3.195	3.416
100	0.000	0.677	0.845	1.042	1.290	1.660	1.984	2.364	2.626	3.174	3.390
1000	0.000	0.675	0.842	1.037	1.282	1.646	1.962	2.330	2.581	3.098	3.300

ДОДАТОК Б

**Таблиця А1 – Типорозміри різьблень
(крок – 2 мм, висота профілю – 1.082 мм)**

Зовнішній діаметр різьблення, мм	Середній діаметр різьблення, мм	Внутрішній діаметр різьблення, мм	Зовнішній діаметр різьблення, мм	Середній діаметр різьблення, мм	Внутрішній діаметр різьблення, мм
(18)	16.701	15.835	(76)	74.701	73.835
20	18.701	17.835	80	78.701	77.835
(22)	20.701	19.335	(85)	83.701	82.835
24	22.701	21.835	90	88.701	87.835
(27)	25.701	24.835	(95)	93.701	92.835
30	28.701	27.835	100	98.701	97.835
(33)	31.701	30.835	(105)	103.701	102.835
36	34.701	33.835	110	108.701	107.835
(39)	37.701	36.835	(115)	113.701	112.835
42	40.701	39.335	(120)	118.701	117.835
(45)	43.701	42.835	125	123.701	122.835
48	46.701	45.835	(130)	128.701	127.835
(52)	50.701	49.335	140	138.701	137.835
58	54.701	53.835	(150)	148.701	147.835
(60)	58.701	57.835	160	158.701	157.835
64	62.701	61.835	(170)	168.701	167.835
(68)	66.701	65.835	180	178.701	177.835
72	70.701	69.335	(190)	188.701	187.835
			200	198.701	197.835

