

ВЗАЄМОЗАМІННІСТЬ, СТАНДАРТИЗАЦІЯ І ТЕХНІЧНІ ВИМІРЮВАННЯ:

**методичні рекомендації
до виконання індивідуального завдання
«ДОПУСКИ ТА ПОСАДКИ ГЛАДКИХ З'ЄДНАНЬ»**

Запоріжжя 2024



УДК 621.753-02(072)
В11

Рекомендовано Науково-методичною радою
ТОВ «ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
«МЕТІНВЕСТ ПОЛІТЕХНІКА»
(протокол № 8 від 12.07.2024 р.)

Укладач

Кулік Т. О., канд. техн. наук, доцент.

В11

Взаємозамінність, стандартизація і технічні вимірювання : методичні рекомендації до виконання індивідуального завдання «Допуски та посадки гладких з'єднань» (для студентів спеціальності 131 Прикладна механіка усіх форм навчання першого (бакалаврського) рівня вищої освіти) / уклад. Т. О. Кулік. Запоріжжя : ТОВ «ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «МЕТІНВЕСТ ПОЛІТЕХНІКА». 2024. 53 с.

Методичні вказівки містять основні теоретичні відомості, приклади, довідковий матеріал та похідні дані для виконання індивідуального завдання за темою «Допуски та посадки гладких з'єднань» при вивченні студентами дисципліни «Взаємозамінність, стандартизація і технічні вимірювання». Матеріал навчального посібника має на меті підвищити якість виконання роботи, ознайомити студентів з основними методами розрахунків допусків і посадок гладких циліндричних з'єднань деталей машин та інших виробів, та дозволяє їм набути навички у розрахунку посадок та користуванні довідковим матеріалом.

Рекомендовано для студентів спеціальності 131 Прикладна механіка усіх форм навчання першого (бакалаврського) рівня освіти.

УДК 621.753-02(072)

© ТОВ «ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ МЕТІНВЕСТ ПОЛІТЕХНІКА», 2024



ЗМІСТ

ВСТУП	4
1 ПОСАДКИ ГЛАДКИХ ЦИЛІНДРИЧНИХ З'ЄДНАНЬ	4
1.1 Короткі теоретичні відомості	4
1.2 Довідкові таблиці	8
1.3 Приклади розв'язання задач	17
2 РОЗРАХУНОК ПОСАДОК З НАТЯГОМ	26
2.1 Короткі теоретичні відомості	26
2.2 Довідкові таблиці	30
2.3 Приклади розв'язання задач	33
3 РОЗРАХУНОК ПЕРЕХІДНИХ ПОСАДОК	36
3.1 Короткі теоретичні відомості	36
3.2 Довідкові таблиці	40
3.3 Приклади розв'язання задач	41
4 РОЗРАХУНОК ПОСАДОК З ЗАЗОРОМ	43
4.1 Короткі теоретичні відомості	43
4.2 Довідкові таблиці	45
4.3 Приклади розв'язання задач	46
5 ІНДИВІДУАЛЬНІ ЗАВДАННЯ	48
ЛІТЕРАТУРА	51



ВСТУП

В рамках освоєння курсу "Взаємозамінність, стандартизація та технічні виміри" студенти отримують практичні компетентції розв'язання прикладних завдань щодо призначення, забезпечення та контролю точності деталей. Саме отримання цих компетенцій дозволить у майбутньому проектувати та виготовляти якісні вироби або забезпечувати якісну та надійну роботу обладнання та стабільний технологічний процес.

В рамках отримання цих компетенцій студенту пропонується виконати індивідуальне завдання на тему "Допуски та посадки гладких з'єднань". Представлені методичні рекомендації містять теоретичні відомості з цього розділу, основні типи завдань, приклади їх розв'язку та довідкові дані.

При вивченні навчального матеріалу особливу увагу слід привертати до визначень понять курсу. Обов'язково слід ознайомитися зі стандартами, що належать до розділів, що вивчаються. Розв'язання задач з розрахунку та призначення допусків та посадок потрібно виконувати у буквенному вигляді, а потім, підставивши числові значення, визначати результат. У цьому обов'язково дотримуватися стандартних позначень, що у розрахунку величин і єдиної системи вимірів.



1 ПОСАДКИ ГЛАДКИХ ЦИЛІНДРИЧНИХ З'ЄДНАНЬ

1.1 Короткі теоретичні відомості [1, 7]

Складальні одиниці машин складаються з різної форми деталей. Як правило, деталі з'єднань між собою: рухомо або нерухомо, і обмежуються різного виду поверхнями.

Поверхня – це елемент деталі, що утворює її форму. Поверхні, по яких безпосередньо проходить з'єднання деталей, називають сполученими, а сукупність цих поверхонь – **сполученням**. Решта поверхонь має назву несполучувальні, або **вільні**. Отже, на кресленику розрізняють розміри сполучувальних та вільних поверхонь.

Деталі характеризуються формою та розмірами поверхонь. Відповідно до форми, елементи деталей неоднаково змінюють свої розміри при виготовленні та спрацюванні поверхонь.

Враховуючи те, яка тенденція зміни розміру поверхні при виготовленні та спрацюванні, елементи конструкції деталі ділять на три групи:

- отвори;
- вали;
- інші.

Отвір – термін, який використовується щодо внутрішніх (охоплюючих) елементів деталей, в тому числі нециліндричні елементи. Розміри поверхонь, що утворюють «отвір» при виготовленні та спрацюванні мають тенденцію до збільшення.

Для умовного позначення отворів використовують прописні (великі) літери.

Вал – термін, який використовується щодо зовнішніх (охоплюваних) елементів деталей. Розміри поверхонь, що утворюють «вал» при виготовленні та спрацюванні мають тенденцію до зменшення.

Для умовного позначення валів використовують малі (рядкові) літери.

Інші – термін, який використовується щодо елементів деталей, які не є ні отворами, ні валами. Це, зокрема, глибини пазів, висоти виступів, міжосьові віддалі і т.п.

Для умовного позначення таких елементів прийнято також використовувати малі літери, хоча в стандартах ЄСДП вказівок на це немає.

1.1.1 Розміри

Розміром називається числове значення лінійної величини в обраних одиницях вимірювання.

Номінальним (D, d) називається розмір, який визначається функціональним призначенням деталі і є початком відліку відхилів кожної деталі з'єднання. Саме він позначається на креслениках деталей. Номінальний розмір має бути заокруглюваний до ближчого, як правило більшого, розміру із рядів нормальних лінійних розмірів за ГОСТ 6636:2004 (табл.2.1).

Розмір, отриманий безпосередньо вимірюванням з допустимою похибкою, називають **дійсним розміром** (D_d, d_d).

Розмір придатної деталі має бути у встановлених межах. Розміри, між якими має бути або яким може дорівнювати дійсний розмір готової деталі, називають **граничними**:

- *найбільший граничний розмір* (D_{max}, d_{max}) – найбільший допустимий розмір елемента;
- *найменший граничний розмір* (D_{min}, d_{min}) – найменший допустимий розмір елемента.

1.1.2 Відхили

Відхил розміру – це алгебрична різниця між відповідним і номінальним розміром.

Відхили можуть бути: додатні, якщо розмір більший від номінального; від'ємні, якщо розмір менший від номінального, і нульові, якщо розмір виготовленої деталі дорівнює номінальному.

Граничний відхил – це алгебраїчна різниця між граничним і номінальним розмірами.

Граничні відхили бувають (1.1):

- *верхній відхил* (ES, es) – це алгебраїчна різниця між найбільшим граничним і номінальним розмірами;
- *нижній відхил* (EI, ei) – це алгебраїчна різниця між найменшим граничним і номінальним розмірами.

$$\begin{aligned} ES &= D_{max} - D, & EI &= D_{min} - D; \\ es &= d_{max} - d, & ei &= d_{min} - d. \end{aligned} \quad (1.1)$$

1.1.3 Допуск

Допуск розміру (TD, Td) – це різниця між найбільшим і найменшим граничними розмірами або граничними відхилами (1.2).

Допуск завжди додатна величина.

Він є мірою точності розміру: чим менший допуск, тим вищою має бути точність і, навпаки, низька точність характеризується більшим допуском. Допуск безпосередньо впливає на трудомісткість і собівартість виготовлення деталей.

$$\begin{aligned} TD &= D_{max} - D_{min}, & Td &= d_{max} - d_{min}; \\ TD &= ES - EI, & Td &= es - ei. \end{aligned} \quad (1.2)$$

1.1.4 Поле допуску

Поле допуску – це зона між верхнім і нижнім відхиленнями.

Поле допуску поняття більш широке, ніж допуск, воно характеризується своєю величиною і розташуванням відносно номінального розміру. При одному й тому самому допуску можуть бути різні за розташуванням поля допусків.

В окремих випадках поле допуску може бути зображене графічно. В цьому випадку його зображують у вигляді прямокутника, верхня і нижня границі якого розташовані відносно нульової лінії відповідно до граничних відхилів, а бокові границі – довільні (див. рис. 2.1).

Нульова лінія -лінія, яка на схемі умовно позначає номінальне значення розміру. Вгору від нульової лінії відкладають додатні відхилення, вниз – від’ємні.

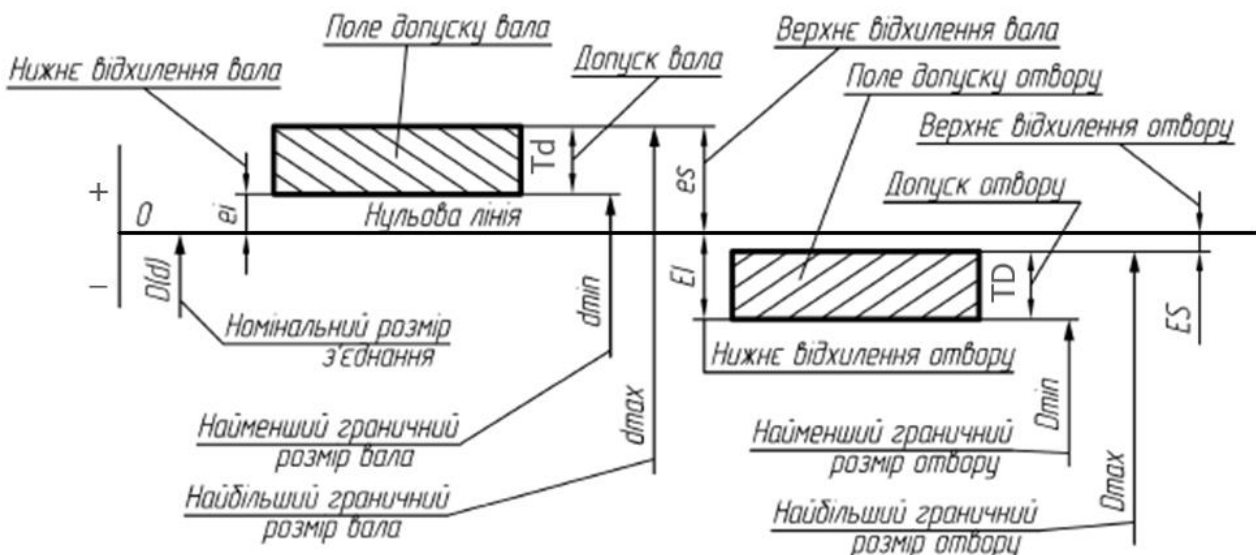


Рисунок 1.1 - Схема полів допусків

1.1.5 Посадка

Посадка – характер з'єднання деталей.

Якщо охоплююча деталь більша за охоплювану, така посадка є з **зазором** (рис. 1.2). Якщо охоплювана більша за охоплюючу, то це поса-

дка з **натягом** (рис. 1.3). Якщо комбінація граничних розмірів вала та отвору така, що може бути з'єднання як з зазором, так і з натягом, то це **перехідна посадка** (рис. 1.4).

Посадки характеризуються граничними зазорами та (або) натягами та допуском посадки:

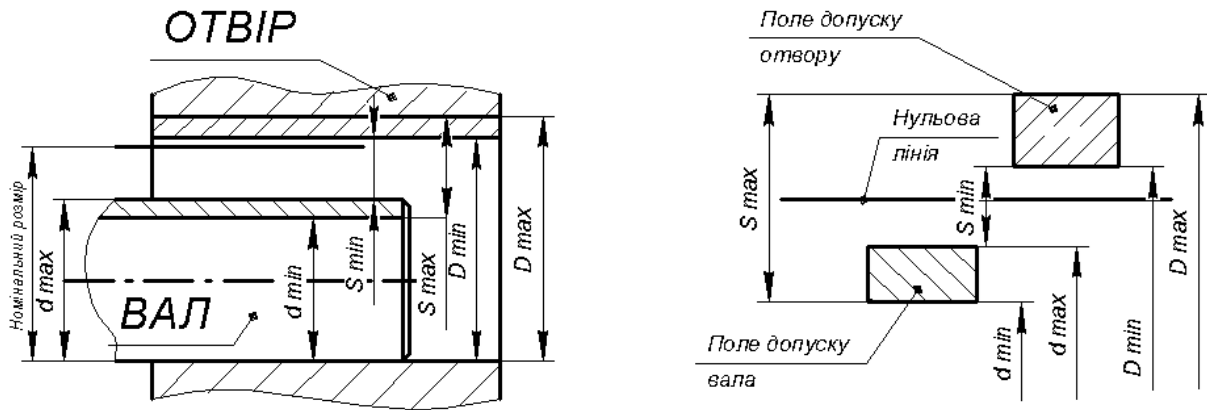


Рисунок 1.2 – Посадка з зазором

$$\begin{aligned}
 S_{max} &= ES - ei, & S_{min} &= EI - es; \\
 TS &= S_{max} - S_{min}, & TN &= TD + Td.
 \end{aligned}
 \tag{1.3}$$

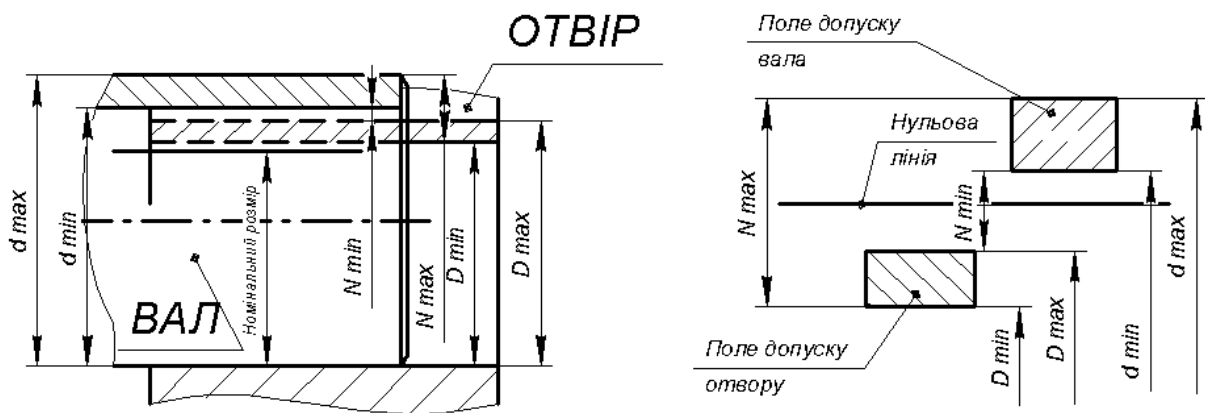


Рисунок 1.3 – Посадка з натягом

$$\begin{aligned}
 N_{max} &= es - EI, & N_{min} &= ei - ES; \\
 TN &= N_{max} - N_{min}, & TN &= TD + Td.
 \end{aligned}
 \tag{1.4}$$

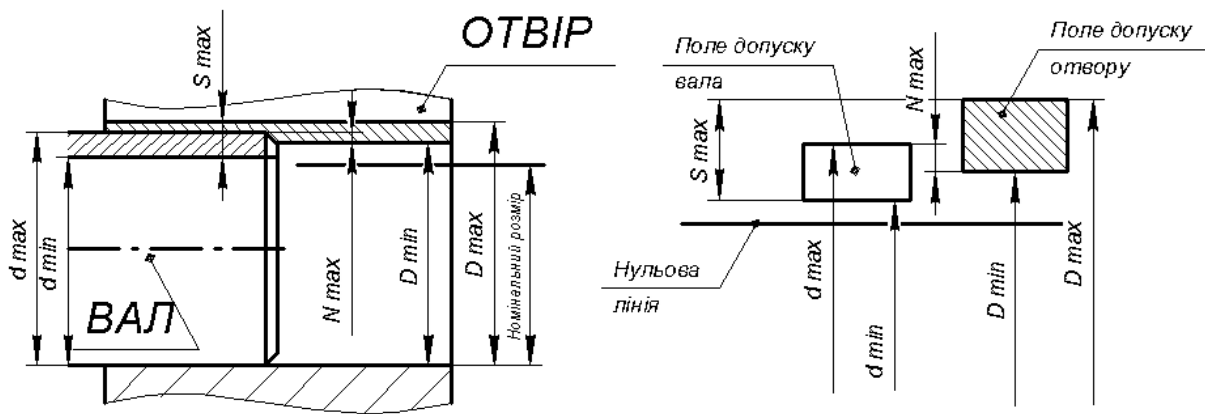


Рисунок 1.4 – Посадка перехідна

$$\begin{aligned}
 S_{max} &= ES - ei, & N_{max} &= es - EI; \\
 TP &= S_{max} + N_{max}, & TP &= TD + Td.
 \end{aligned}
 \quad (1.5)$$

1.2 Довідкові таблиці

Таблиця 1.1 – Допуски для розмірів до 500 мм (3...11 квалітети) [6]

Номинальні розміри, мм	Квалітети								
	3	4	5	6	7	8	9	10	11
	Позначення допусків								
	IT3	IT4	IT5	IT6	IT7	IT8	IT9	IT10	IT11
Допуски, мкм									
>> 3	2	3	4	6	10	14	25	40	60
>> 3 >> 6	2.5	4	5	8	12	18	30	48	75
>> 6 >> 10	2.5	4	6	9	15	22	36	58	90
>> 10 >> 18	3	5	8	11	18	27	43	70	110
>> 18 >> 30	4	6	9	13	21	33	52	84	130
>> 30 >> 50	4	7	11	16	25	39	62	100	160
>> 50 >> 80	5	8	13	19	30	46	74	120	190
>> 80 >> 120	6	10	15	22	35	54	87	140	220
>> 120 >> 180	8	12	18	25	40	63	100	160	250
>> 180 >> 250	10	14	20	29	46	72	115	185	290
>> 250 >> 315	12	16	23	32	52	81	130	210	320
>> 315 >> 400	13	18	25	36	57	89	140	230	360
>> 400 >> 500	15	20	27	40	63	97	155	250	400

Таблиця 1.2 – Допуски для розмірів до 500 мм (12...18 квалітети) [6]

Номінальні розміри, мм	Квалітети						
	12	13	14	15	16	17	18
	Позначення допусків						
	IT12	IT13	IT14	IT15	IT16	IT17	IT18
	Допуски, мм						
>> 3	0.1	0.14	0.25	0.4	0.6	1.0	1.4
>> 3 >> 6	0.12	0.18	0.3	0.48	0.75	1.2	1.8
>> 6 >> 10	0.15	0.22	0.36	0.58	0.9	1.5	2.2
>> 10 >> 18	0.18	0.27	0.43	0.7	1.1	1.8	2.7
>> 18 >> 30	0.21	0.33	0.52	0.84	1.3	2.1	3.3
>> 30 >> 50	0.25	0.39	0.62	1.0	1.6	2.5	3.9
>> 50 >> 80	0.3	0.46	0.74	1.2	1.9	3.0	4.6
>> 80 >> 120	0.35	0.54	0.87	1.4	2.2	3.5	5.4
>> 120 >> 180	0.4	0.63	1.0	1.6	2.5	4.0	6.3
>> 180 >> 250	0.46	0.72	1.15	1.85	2.9	4.6	7.2
>> 250 >> 315	0.52	0.81	1.3	2.1	3.2	5.2	8.1
>> 315 >> 400	0.57	0.89	1.4	2.3	3.6	5.7	8.9
>> 400 >> 500	0.63	0.97	1.55	2.5	4.0	6.3	9.7

Таблиця 1.3 — Значення основних відхилів отворів, мкм [8]

Позначення	Нижній відхил E_l								Js	
	A	B	C	D	E	F	G	H		
Квалітет	Всі квалітети									
Номинальні розміри, мм	До 3	+270	+140	+60	+20	+14	+6	+2	0	Граничні відхили $\pm IT/2$
	Св.3 до 6	+270	+140	+70	+30	+20	+10	+4	0	
	»6»10	+280	+150	+80	+40	+25	+13	+5	0	
	»10»14	+290	+150	+95	+50	+32	+16	+6	0	
	»14»18	+290	+150	+95	+50	+32	+16	+6	0	
	»18»24	+300	+160	+110	+65	+40	+20	+7	0	
	»24»30	+300	+160	+110	+65	+40	+20	+7	0	
	»30»40	+310	+170	+120	+80	+50	+25	+9	0	
	»40»50	+320	+180	+130	+80	+50	+25	+9	0	
	»50»65	+340	+190	+140	+100	+60	+30	+10	0	
	»65»80	+360	+200	+150	+100	+60	+30	+10	0	
	»80»100	+380	+220	+170	+120	+72	+36	+12	0	
	»100»120	+410	+240	+180	+120	+72	+36	+12	0	
	»120»140	+460	+260	+200	+145	+85	+43	+14	0	
	»140»160	+520	+280	+210	+145	+85	+43	+14	0	
	»160»180	+580	+310	+230	+145	+85	+43	+14	0	
	»180»200	+660	+340	+240	+170	+100	+50	+15	0	
	»200»225	+740	+380	+260	+170	+100	+50	+15	0	
	»225»250	+820	+420	+280	+170	+100	+50	+15	0	
	»250»280	+920	+480	+300	+190	+110	+56	+17	0	
»280»315	+1050	+540	+330	+190	+110	+56	+17	0		
»315»355	+1200	+600	+360	+210	+125	+62	+18	0		
»355»400	+1350	+680	+400	+210	+125	+62	+18	0		
»400»450	+1500	+760	+440	+230	+135	+68	+20	0		
»450»500	+1650	+840	+480	+230	+135	+68	+20	0		

Таблиця 1.4 — Значення основних відхилів отворів, мкм [8]

Позначення		Верхній відхил ES								
		J			K		M		N	
Квалітет		6	7	8	До 8	Св. 8	До 8	Св. 8	До 8	Св. 8
Номінальні розміри, мм	До 3	+2	+4	+6	0	0	-2	-2	-4	-4
	Св.3 до 6	+5	+6	+10	-1+Δ	—	-4+Δ	-4	-8+Δ	0
	»6»10	+5	+8	+12	-1+Δ	—	-6+Δ	-6	-10+Δ	0
	»10»14	+6	+10	+15	-2+Δ	—	-7+Δ	-7	-12+Δ	0
	»14»18	+6	+10	+15	-2+Δ	—	-7+Δ	-7	-12+Δ	0
	»18»24	+8	+12	+20	-2+Δ	—	-8+Δ	-8	-15+Δ	0
	»24»30	+8	+12	+20	-2+Δ	—	-8+Δ	-8	-15+Δ	0
	»30»40	+10	+14	+24	-2+Δ	—	-9+Δ	-9	-17+Δ	0
	»40»50	+10	+14	+24	-2+Δ	—	-9+Δ	-9	-17+Δ	0
	»50»65	+13	+18	+28	-2+Δ	—	-11+Δ	-11	-20+Δ	0
	»65»80	+13	+18	+28	-2+Δ	—	-11+Δ	-11	-20+Δ	0
	»80»100	+16	+22	+34	-3+Δ	—	-13+Δ	-13	-23+Δ	0
	»100»120	+16	+22	+34	-3+Δ	—	-13+Δ	-13	-23+Δ	0
	»120»140	+18	+26	+41	-3+Δ	—	-15+Δ	-15	-27+Δ	0
	»140»160	+18	+26	+41	-3+Δ	—	-15+Δ	-15	-27+Δ	0
	»160»180	+18	+26	+41	-3+Δ	—	-15+Δ	-15	-27+Δ	0
	»180»200	+22	+30	+47	-4+Δ	—	-17+Δ	-17	-31+Δ	0
	»200»225	+22	+30	+47	-4+Δ	—	-17+Δ	-17	-31+Δ	0
	»225»250	+22	+30	+47	-4+Δ	—	-17+Δ	-17	-31+Δ	0
	»250»280	+25	+36	+55	-4+Δ	—	-20+Δ	-20	-34+Δ	0
»280»315	+25	+36	+55	-4+Δ	—	-20+Δ	-20	-34+Δ	0	
»315»355	+29	+39	+60	-4+Δ	—	-21+Δ	-21	-37+Δ	0	
»355»400	+29	+39	+60	-4+Δ	—	-21+Δ	-21	-37+Δ	0	
»400»450	+33	+43	+66	-5+Δ	—	-23+Δ	-23	-40+Δ	0	
»450»500	+33	+43	+66	-5+Δ	—	-23+Δ	-23	-40+Δ	0	

Таблиця 1.5 — Значення поправки Δ , мкм [8]

<i>Квалітет</i>		3	4	5	6	7	8
Номінальні розміри, мм	До 3	0	0	0	0	0	0
	Св. 3 до 6	1	1,5	1	3	4	6
	» 6 » 10	1	1,5	2	3	6	7
	» 10 » 14	1	2	3	3	7	9
	» 14 » 18	1	2	3	3	7	9
	» 18 » 24	1,5	2	3	4	8	12
	» 24 » 30	1,5	2	3	4	8	12
	» 30 » 40	1,5	3	4	5	9	14
	» 40 » 50	1,5	3	4	5	9	14
	» 50 » 65	2	3	5	6	11	15
	» 65 » 80	2	3	5	6	11	15
	» 80 » 100	2	4	5	7	12	19
	» 100 » 120	2	4	5	7	12	19
	» 120 » 140	3	4	6	7	15	23
	» 140 » 160	3	4	6	7	15	23
	» 160 » 180	3	4	6	7	15	23
	» 180 » 200	4	4	6	9	17	26
	» 200 » 225	4	4	6	9	17	26
	» 225 » 250	4	4	6	9	17	26
	» 250 » 280	4	4	7	9	20	29
	» 280 » 315	4	4	7	9	20	29
» 315 » 355	4	5	7	11	21	32	
» 355 » 400	4	5	7	11	21	32	
» 400 » 450	5	5	7	13	23	34	
» 450 » 500	5	5	7	13	23	34	

Таблиця 1.6 — Значення основних відхилів отворів, мкм [8]

Позначення	Верхній відхил ES												
	P	R	S	T	U	V	X	Y	Z	ZA	ZB	ZC	
Квалітет	Св.7 (до 7: відхил як для понад 7, збільшений на Δ)												
Номінальні розміри, мм	До 3	-6	-10	-14	–	-18	–	-20	–	-26	-32	-40	-60
	Св. 3 до 6	-12	-15	-19	–	-23	–	-28	–	-35	-42	-50	-80
	«6 «10	-15	-19	-23	–	-28	–	-34	–	-42	-52	-67	-97
	«10 «14	-18	-23	-28	–	-33	-39	-40	–	-50	-64	-90	-130
	«14 «18	-18	-23	-28		-33	-39	-45	–	-60	-77	-108	-150
	«18 «24	-22	-28	-35	–	-41	-47	-54	-63	-73	-98	-136	-188
	«24 «30	-22	-28	-35	-41	-48	-55	-64	-75	-88	-118	-160	-218
	«30 «40	-26	-34	-43	-48	-60	-68	-80	-94	-112	-148	-200	-274
	«40 «50	-26	-34	-43	-54	-70	-81	-97	-114	-136	-180	-242	-325
	«50 «65	-32	-41	-53	-66	-87	-102	-122	-144	-172	-226	-300	-405
	«65 «80	-32	-43	-59	-75	-102	-120	-146	-174	-210	-274	-360	-480
	«80 «100	-37	51	-71	-91	-124	-146	-178	-214	-258	-335	-445	-585
	«100«120	-37	54	-79	-104	-144	-172	-210	-254	-310	-400	-525	-690
	«120«140	-43	-63	-92	-122	-170	-202	-248	-300	-365	-470	-620	-800
	«140«160	-43	-65	-100	-134	-190	-228	-280	-340	-415	-535	-700	-900
	«160«180	-43	-68	-108	-146	-210	-252	-310	-380	-465	-600	-780	-1000
	«180«200	-50	-77	-122	-166	-236	-284	-350	-425	-520	-670	-880	-1150
	«200«225	-50	-80	-130	-180	-258	-310	-385	-470	-575	-740	-960	-1250
	«225«250	-50	-84	-140	-196	-284	-340	-425	-520	-640	-820	-1050	-1350
	«250«280	-56	-94	-158	-218	-315	-385	-475	-580	-710	-920	-1200	-1550
«280«315	-56	-98	-170	-240	-350	-425	-525	-650	-790	-1000	-1300	-1700	
«315«355	-62	-108	-190	-268	-390	-475	-590	-730	-900	-1150	-1500	-1900	
«355«400	-62	-114	-208	-294	-435	-530	-660	-820	-1000	-1300	-1650	-2100	
«400«450	-68	-126	-232	-330	-490	-595	-740	-920	-1100	-1450	-1850	-2400	
«450«500	-68	-162	-252	-360	-540	-660	-820	-1000	-1250	-1600	-2100	-2600	

Таблиця 1.7 — Значення основних відхилів валів, мкм [8]

Позначення		Верхній відхил e_s											j_s
		a	b	c	cd	d	e	ef	f	fg	g	h	
Квалітет		Всі квалітети											
Номінальні розміри, мм	До 3	-270	-140	-60	-34	-20	-14	-10	-6	-4	-2	0	Граничні відхили $\pm IT/2$
	Св. 3 до 6	-270	-140	-70	-46	-30	-20	-14	-10	-6	-4	0	
	» 6 » 10	-280	-150	-80	-56	-40	-25	-18	-13	-8	-5	0	
	» 10 » 14	-290	-150	-95	—	-50	-32	—	-16	—	-6	0	
	» 14 » 18	-290	-150	-95	—	-50	-32	—	-16	—	-6	0	
	» 18 » 24	-300	-160	-110	—	-65	-40	—	-20	—	-17	0	
	» 24 » 30	-300	-160	-110	—	-65	-40	—	-20	—	-17	0	
	» 30 » 40	-310	-170	-120	—	-80	-50	—	-25	—	-9	0	
	» 40 » 50	-320	-180	-130	—	-80	-50	—	-25	—	-9	0	
	» 50 » 65	-340	-190	-140	—	-100	-60	—	-30	—	-10	0	
	» 65 » 80	-360	-200	-150	—	-100	-60	—	-30	—	-10	0	
	» 80 » 100	-380	-220	-170	—	-120	-72	—	-36	—	-12	0	
	» 100 » 120	-410	-240	-180	—	-120	-72	—	-36	—	-12	0	
	» 120 » 140	-460	-260	-200	—	-145	-85	—	-43	—	-14	0	
	» 140 » 160	-520	-280	-210	—	-145	-85	—	-43	—	-14	0	
	» 160 » 180	-580	-310	-230	—	-145	-85	—	-43	—	-14	0	
	» 180 » 200	-660	-340	-240	—	-170	-100	—	-50	—	-15	0	
	» 200 » 225	-740	-380	-260	—	-170	-100	—	-50	—	-15	0	
	» 225 » 250	-820	-420	-280	—	-170	-100	—	-50	—	-15	0	
	» 250 » 280	-920	-480	-300	—	-190	-190	—	-56	—	-17	0	
» 280 » 315	-1050	-540	-330	—	-190	-190	—	-56	—	-17	0		
» 315 » 355	-1200	-600	-360	—	-210	-210	—	-62	—	-18	0		
» 355 » 400	-1350	-680	-400	—	-210	-210	—	-62	—	-18	0		
» 400 » 450	-1500	-760	-440	—	-230	-230	—	-68	—	-20	0		
» 450 » 500	-1650	-840	-480	—	-230	-230	—	-68	—	-20	0		

Таблиця 1.8 — Значення основних відхилів валів, мкм [8]

Позначення		Нижній відхил e_i								
		j			k		m	n	p	r
Квалітет		5,6	7	8	Від 4 до 7	До 3 і св. 7	Всі квалітети			
Номинальні розміри, мм	До 3	2	-4	-6	0	0	+2	+4	+6	+10
	Св. 3 до 6	-2	-4	-	+1	0	+4	+8	+12	+15
	» 6 » 10	-2	-5	-	+1	0	+6	+10	+15	+19
	» 10 » 14	-3	-6	-	+1	0	+7	+12	+18	+23
	» 14 » 18	-3	-6	-	+1	0	+7	+12	+18	+23
	» 18 » 24	-4	-8	-	+2	0	+8	+15	+22	+28
	» 24 » 30	-4	-8	-	+2	0	+8	+15	+22	+28
	» 30 » 40	-5	-10	-	+2	0	+9	+17	+26	+34
	» 40 » 50	-5	-10	-	+2	0	+9	+17	+26	+34
	» 50 » 65	-7	-12	-	+2	0	+11	+20	+32	+41
	» 65 » 80	-7	-12	-	+2	0	+11	+20	+32	+43
	» 80 » 100	-9	-15	-	+3	0	+13	+23	+37	+51
	» 100 » 120	-9	-15	-	+3	0	+13	+23	+37	+54
	» 120 » 140	-11	-18	-	+3	0	+15	+27	+43	+63
	» 140 » 160	-11	-18	-	+3	0	+15	+27	+43	+65
	» 160 » 180	-11	-18	-	+3	0	+15	+27	+43	+68
	» 180 » 200	-13	-21	-	+4	0	+17	+31	+50	+77
	» 200 » 225	-13	-21	-	+4	0	+17	+31	+50	+80
	» 225 » 250	-13	-21	-	+4	0	+17	+31	+50	+84
	» 250 » 280	-16	-26	-	+4	0	+20	+34	+56	+94
» 280 » 315	-16	-26	-	+4	0	+20	+34	+56	+98	
» 315 » 355	-18	-28	-	+4	0	+21	+37	+62	+108	
» 355 » 400	-18	-28	-	+4	0	+21	+37	+62	+114	
» 400 » 450	-20	-32	-	+5	0	+23	+40	+68	+126	
» 450 » 500	-20	-32	-	+5	0	+23	+40	+68	+132	

Таблиця 1.9 — Значення основних відхилів валів, мкм [8]

Позначення		Нижній відхил e_i									
		s	t	u	v	x	y	z	za	zb	zc
Квалітет		Всі квалітети									
Номінальні розміри, мм	До 3	+14	–	+18	–	+20	–	+26	+32	+40	+60
	Св. 3 до 6	+19	–	+23	–	+28	–	+35	+42	+50	+80
	» 6 » 10	+23	–	+28	–	+34	–	+42	+52	+67	+97
	» 10 » 14	+28	–	+33	–	+40	–	+50	+64	+90	+130
	» 14 » 18	+28	–	+33	+39	+45	–	+60	+77	+108	+150
	» 18 » 24	+35	–	+41	+47	+54	+63	+73	+98	+136	+188
	» 24 » 30	+35	+41	+48	+55	+64	+75	+88	+118	+160	+218
	» 30 » 40	+43	+48	+60	+68	+80	+94	+112	+148	+200	+274
	» 40 » 50	+43	+54	+70	+81	+97	+114	+136	+180	+242	+325
	» 50 » 65	+53	+66	+87	+102	+122	+114	+172	+226	+300	+405
	» 65 » 80	+59	+75	+102	+120	+146	+174	+210	+274	+360	+480
	» 80 » 100	+71	+91	+124	+146	+178	+214	+258	+335	+445	+585
	» 100 » 120	+79	+104	+144	+172	+210	+254	+310	+400	+525	+690
	» 120 » 140	+92	+122	+170	+202	+248	+300	+365	+470	+620	+800
	» 140 » 160	+100	+134	+199	+228	+280	+340	+415	+535	+700	+900
	» 160 » 180	+108	+146	+210	+252	+310	+380	+465	+600	+780	+1000
	» 180 » 200	+122	+166	+236	+284	+350	+425	+520	+670	+880	+1150
	» 200 » 225	+130	+180	+258	+310	+385	+470	+575	+740	+960	+1250
	» 225 » 250	+140	+196	+284	+340	+425	+520	+610	+820	+1050	+1350
	» 250 » 280	+158	+218	+315	+385	+475	+580	+710	+920	+1200	+1550
» 280 » 315	+170	+240	+350	+425	+525	+650	+790	+1000	+1300	+1700	
» 315 » 355	+190	+268	+390	+475	+590	+730	+900	+1150	+1500	+1900	
» 355 » 400	+208	+294	+435	+530	+660	+820	+1000	+1300	+1650	+2100	
» 400 » 450	+232	+330	+490	+595	+740	+920	+1100	+1450	+1850	+2400	
» 450 » 500	+252	+360	+540	+660	+820	+1000	+1250	+1600	+2100	+2600	

1.3 Приклади вирішення задач

Приклад 1.1. Розрахувати характеристики посадки $\varnothing 30 \frac{H8}{d9}$ та побудувати схему полів допусків.

Розрахунок:

1. Розберемо позначення посадки - $\varnothing 30 \frac{H8}{d9}$:

- номінальний розмір посадки $D = d = 30$ мм;
- поле допуску отвору $\varnothing 30H8$;
- поле допуску валу $\varnothing 30d9$;
- посадка в системі отвору.

2. Визначення граничних розмірів.

2.1 Визначення граничних розмірів отвору $\varnothing 30H8$:

Згідно з табл. 1.3 основний відхил отвору, позначений літерою H , відповідає нижньому відхилю:

$$EI = 0 \text{ мкм} = 0 \text{ мм};$$

За табл. 1.1 для інтервалу розмірів 18...30 мм допуск для 8-го квалітету становить:

$$TD = 33 \text{ мкм.}$$

Верхній відхил визначається, як:

$$ES = EI + TD = 0 + 33 = +33 \text{ мкм} = +0,033 \text{ мм.}$$

Граничні розміри отвору:

$$\begin{aligned} D_{max} &= D + ES = 30 + 0,033 = 30,033 \text{ мм}; \\ D_{min} &= D + EI = 30 + 0 = 30,000 \text{ мм.} \end{aligned}$$

2.2 Визначення граничних розмірів валу $\varnothing 30d9$:

Для позначення основного відхилю валу d за табл. 1.7 для інтервалу розмірів 18...30 мм визначаємо основний (верхній) відхил:

$$es = -65 \text{ мкм} = -0,065 \text{ мм};$$

Для 9-го квалітету за табл. 1.1 для інтервалу 18 - 30 мм допуск становить:

$$Td = 52 \text{ мкм.}$$

Нижній відхил визначається, як:

$$ei = es - Td = -65 - 52 = -117 \text{ мкм} = -0,117 \text{ мм.}$$

Граничні розміри валу:

$$d_{max} = d + es = 30 + (-0,065) = 29,935 \text{ мм};$$
$$d_{min} = d + ei = 30 + (-0,117) = 29,883 \text{ мм.}$$

3. Побудова схеми посадки $\text{Ø}30\text{H}8/\text{d}9$.

Горизонтально проводиться нульова лінія, вгору від неї відкладаються (в обраному масштабі, в мм) додатні відхили, вниз - від'ємні.

Оскільки нижній відхил отвору $EI = 0$ мм, а верхній відхил $ES = +0,033$ мм, поле допуску отвору розташовано вище нульової лінії (рис. 1.5).

Так як граничні відхили валу від'ємні: $es = -0,065$ мм та $ei = -0,117$ мм, поле допуску вала розташовано нижче нульової лінії (рис. 1.5).

На схемі позначаємо всі розраховані величини (в мм).

4. Схема посадки $\text{Ø}30\text{H}8/\text{d}9$ відповідає схемі 1.2: поле допуску отвору розташоване **над** полем допуску вала, що відповідає посадці з зазором:

$$D_{min} \geq d_{max} \quad (1.6)$$

Отже,

На схемі зображена посадка з зазором в системі отвору.

5. Розрахунок характеристик посадки. Характеристики посадки із зазором розраховуються за формулами (1.3):

- найбільший граничний зазор:

$$S_{max} = ES - ei = 33 - (-117) = 150 \text{ мкм} = 0,150 \text{ мм};$$

- найменший граничний зазор:

$$S_{min} = EI - es = 0 - (-65) = 65 \text{ мкм} = 0,065 \text{ мм};$$

- середній зазор

$$S_m = \frac{S_{max} + S_{min}}{2} = \frac{150 + 65}{2} = 107,5 \text{ мкм} = 0,1075 \text{ мм};$$

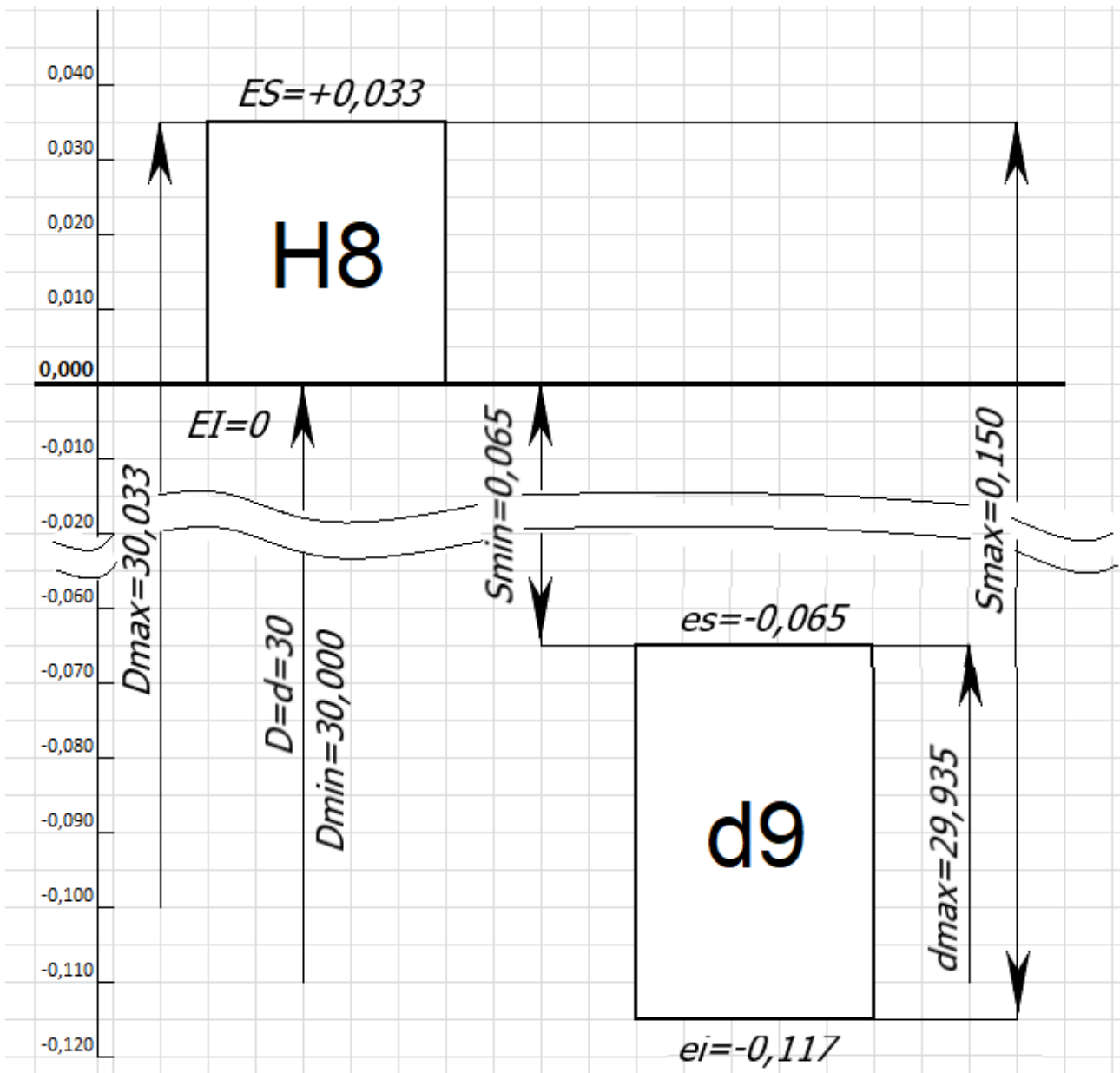


Рисунок 1.5 – схеми посадки $\varnothing 30H8/d9$

- допуск посадки:

$$TS = S_{max} - S_{min} = 150 - 65 = 85 \text{ мкм} = 0,085 \text{ мм};$$

$$TS = TD + Td = 33 + 52 = 85 \text{ мкм} = 0,085 \text{ мм}.$$

Граничні зазори (S_{max} , S_{min}) позначаються на схемі посадки (рис. 1.5).



Приклад 1.2. Розрахувати характеристики посадки $\varnothing 110 \frac{H7}{s6}$ та побудувати схему полів допусків.

Розрахунок:

1. Розберемо позначення посадки - $\varnothing 110 \frac{H7}{s6}$:

- номінальний розмір посадки $D = d = 110$ мм;
- поле допуску отвору $\varnothing 110H7$;
- поле допуску валу $\varnothing 110s6$;
- посадка в системі отвору.

2. Визначення граничних розмірів.

2.1 Визначення граничних розмірів отвору $\varnothing 110H7$:

Згідно з табл. 1.3 основний відхил отвору, позначений літерою H , відповідає нижньому відхилю:

$$EI = 0 \text{ мкм} = 0 \text{ мм};$$

За табл. 1.1 для інтервалу розмірів 80...120 мм допуск для 7-го квалітету становить:

$$TD = 35 \text{ мкм.}$$

Верхній відхил визначається, як:

$$ES = EI + TD = 0 + 35 = +35 \text{ мкм} = +0,035 \text{ мм.}$$

Граничні розміри отвору:

$$\begin{aligned} D_{max} &= D + ES = 110 + 0,035 = 110,035 \text{ мм}; \\ D_{min} &= D + EI = 110 + 0 = 110,000 \text{ мм.} \end{aligned}$$

2.2 Визначення граничних розмірів валу $\varnothing 110s6$:

Для позначення основного відхилю валу s за табл. 1.9 для інтервалу розмірів 80...120 мм визначаємо основний (нижній) відхил:

$$ei = +79 \text{ мкм} = +0,079 \text{ мм};$$

Для 6-го квалітету за табл. 1.1 для інтервалу 80...120 мм допуск становить:

$$Td = 22 \text{ мкм.}$$

Верхній відхил визначається, як:

$$es = ei + Td = +79 + 22 = +101 \text{ мкм} = +0,101 \text{ мм.}$$

Граничні розміри валу:

$$d_{max} = d + es = 110 + (+0,101) = 110,101 \text{ мм;}$$

$$d_{min} = d + ei = 110 + (+0,079) = 110,079 \text{ мм.}$$

3. Побудова схеми посадки $\phi 110 \frac{H7}{s6}$.

Горизонтально проводиться нульова лінія, вгору від неї відкладаються (в обраному масштабі, в мм) додатні відхилення, вниз - від'ємні.

Оскільки нижній відхил отвору $EI = 0$ мм, а верхній відхил $ES = +0,035$ мм, поле допуску отвору розташовано вище нульової лінії (рис. 1.6).

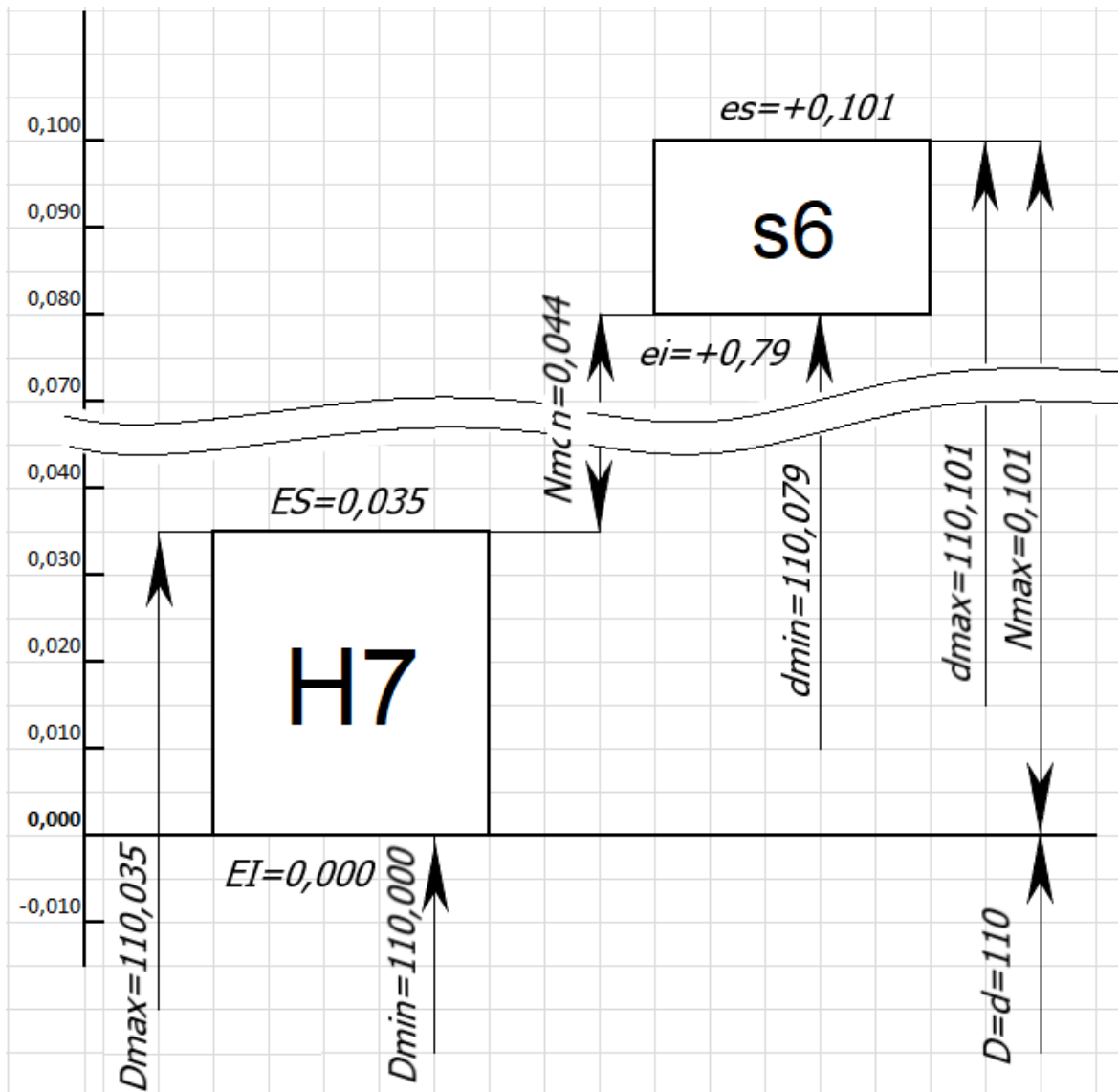


Рисунок 1.6 – схеми посадки $\phi 110 \frac{H7}{s6}$

Так як граничні відхили валу від'ємні: $es = +0,101$ мм та $ei = +0,079$ мм, поле допуску вала розташовано вище нульової лінії (рис. 1.6).

На схемі позначаємо всі розраховані величини (в мм).

4. Схема посадки $\varnothing 110 \frac{H7}{s6}$ відповідає схемі 1.3: поле допуску отвору розташоване **під** полем допуску вала, що відповідає посадці з натягом:

$$d_{min} \geq D_{max} \quad (1.7)$$

Отже,

На схемі зображена посадка з натягом в системі отвору.

5. Розрахунок характеристик посадки. Характеристики посадки із зазором розраховуються за формулами (1.4):

- найбільший граничний натяг:

$$N_{max} = es - EI = 101 - 0 = 101 \text{ мкм} = 0,101 \text{ мм};$$

- найменший граничний натяг:

$$N_{min} = ei - ES = 79 - (+35) = 44 \text{ мкм} = 0,044 \text{ мм};$$

- середній натяг

$$N_m = \frac{N_{max} + N_{min}}{2} = \frac{101 + 44}{2} = 72,5 \text{ мкм} = 0,0725 \text{ мм};$$

- допуск посадки:

$$\begin{aligned} TN &= N_{max} - N_{min} = 101 - 44 = 57 \text{ мкм} = 0,057 \text{ мм}; \\ TN &= TD + Td = 35 + 22 = 57 \text{ мкм} = 0,057 \text{ мм}. \end{aligned}$$

Граничні зазори (N_{max} , N_{min}) позначаються на схемі посадки (рис. 1.6).

Приклад 1.3. Розрахувати характеристики посадки $\varnothing 50 \frac{N7}{h6}$ та побудувати схему полів допусків.

Розрахунок:

1. Розберемо позначення посадки - $\varnothing 50 \frac{N7}{h6}$:

- номінальний розмір посадки $D = d = 50$ мм;

- поле допуску отвору $\varnothing 50N7$;
- поле допуску валу $\varnothing 50h6$;
- посадка в системі валу.

2. Визначення граничних розмірів.

2.1 Визначення граничних розмірів отвору $\varnothing 50N7$:

Згідно з табл. 1.4 основний відхил отвору, позначений літерою N , відповідає верхньому відхилю:

$$ES = -17 + \Delta = -17 + 9 = -8 \text{ мкм} = -0,008 \text{ мм};$$

За табл. 1.1 для інтервалу розмірів 30...50 мм допуск для 7-го квалітету становить:

$$TD = 25 \text{ мкм.}$$

Нижній відхил визначається, як:

$$EI = ES - TD = -8 - 25 = -33 \text{ мкм} = -0,033 \text{ мм.}$$

Граничні розміри отвору:

$$\begin{aligned} D_{max} &= D + ES = 50 + (-0,008) = 49,992 \text{ мм}; \\ D_{min} &= D + EI = 50 + (-0,033) = 49,967 \text{ мм.} \end{aligned}$$

2.2 Визначення граничних розмірів валу $\varnothing 50h6$:

Для позначення основного відхилю валу s за табл. 1.7 для інтервалу розмірів 30...50 мм визначаємо основний (верхній) відхил:

$$es = 0 \text{ мкм} = 0,000 \text{ мм};$$

Для 6-го квалітету за табл. 1.1 для інтервалу 30...50 мм допуск становить:

$$Td = 16 \text{ мкм.}$$

Нижній відхил визначається, як:

$$ei = es - Td = 0 - 16 = -16 \text{ мкм} = -0,016 \text{ мм.}$$

Граничні розміри валу:

$$\begin{aligned} d_{max} &= d + es = 50 + 0,000 = 50,000 \text{ мм}; \\ d_{min} &= d + ei = 50 + (-0,016) = 49,984 \text{ мм.} \end{aligned}$$

3. Побудова схеми посадки $\phi 50 \frac{N7}{h6}$.

Горизонтально проводиться нульова лінія, вгору від неї відкладаються (в обраному масштабі, в мм) додатні відхилення, вниз - від'ємні.

Оскільки граничні відхилення отвору від'ємні: , поле допуску отвору розташовано нижче нульової лінії (рис. 1.7).

Так як граничні відхилення валу також від'ємні: $es = 0$ мм та $ei = -0,016$ мм, поле допуску вала розташовано також нижче нульової лінії (рис. 1.7).

На схемі позначаємо всі розраховані величини (в мм).

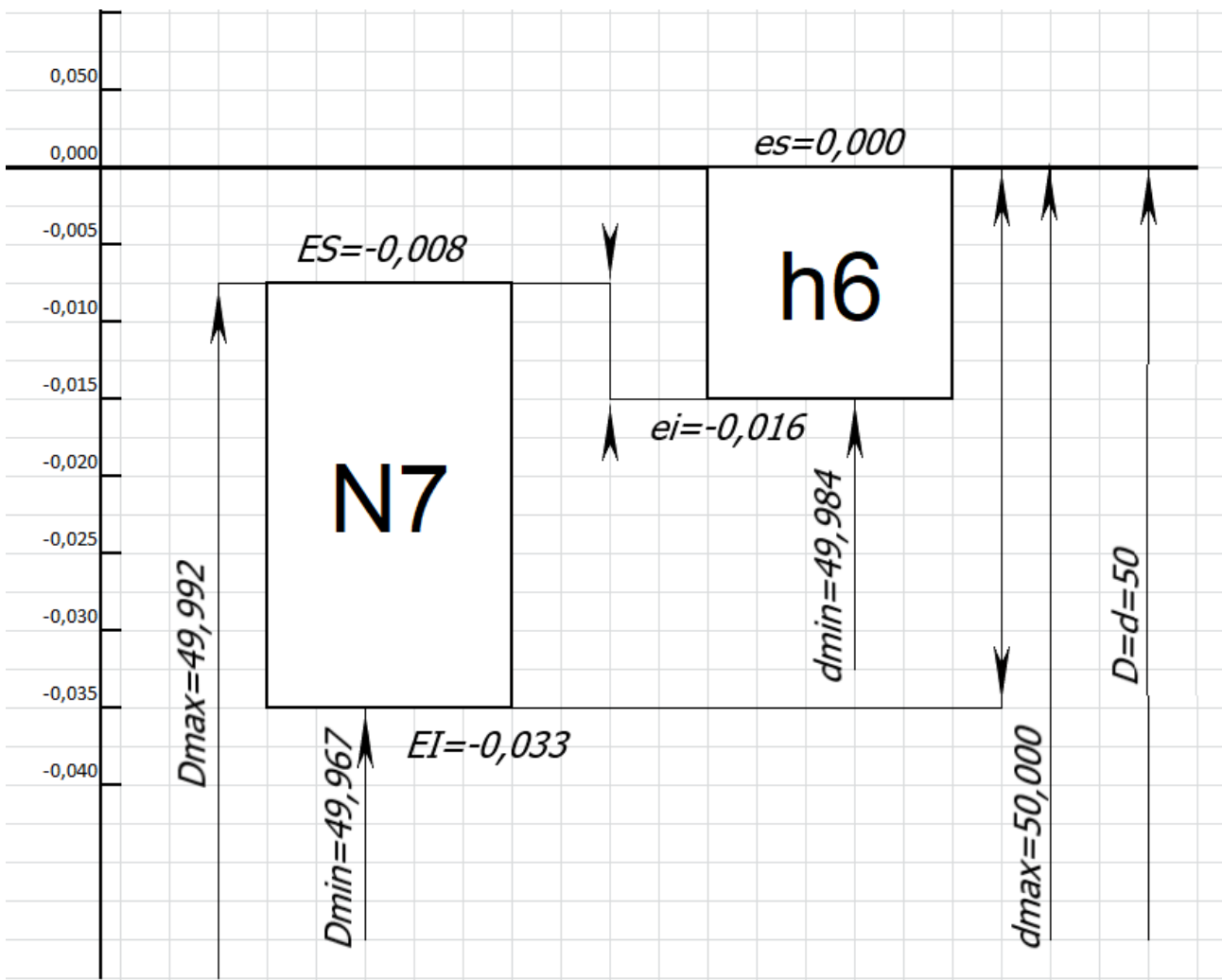


Рисунок 1.7 – схеми посадки $\phi 50 \frac{N7}{h6}$

4. Схема посадки $\phi 50 \frac{N7}{h6}$ відповідає схемі 1.4: поле допуску отвору та поле допуску вала частково **перекриваються**, що відповідає перехідній посадці (умови 1.6 та 1.7 не виконуються).

Отже,



На схемі зображена посадка перехідна в системі валу.

5. Розрахунок характеристик посадки. Характеристики посадки із зазором розраховуються за формулами (1.5):

- найбільший граничний натяг:

$$N_{max} = (-S_{min}) = es - EI = 0 - (-33) = 33 \text{ мкм} = 0,033 \text{ мм};$$

- найбільший граничний зазор:

$$S_{max} = (-N_{min}) = ES - ei = -8 - (-16) = 8 \text{ мкм} = 0,008 \text{ мм};$$

- середній натяг:

$$N_m = \frac{N_{max} + N_{min}}{2} = \frac{33 + (-8)}{2} = +12,5 \text{ мкм} = +0,0125 \text{ мм};$$

- середній зазор:

$$S_m = \frac{S_{max} + S_{min}}{2} = \frac{8 + (-33)}{2} = -12,5 \text{ мкм} = -0,0125 \text{ мм};$$

- допуск посадки:

$$TP = N_{max} + S_{max} = 33 + 8 = 41 \text{ мкм} = 0,041 \text{ мм};$$

$$TP = TD + Td = 25 + 16 = 41 \text{ мкм} = 0,041 \text{ мм}.$$

Граничні зазор та натяг (N_{max} , S_{max}) позначаються на схемі посадки (рис. 1.7).

2 РОЗРАХУНОК ПОСАДОК З НАТЯГОМ

2.1 Короткі теоретичні відомості [1,4]

Посадки з натягом утворюються в системі отвору (вала) з використанням основних відхилень $p(P)$, $r(R)$... $zc(ZC)$ і призначені для нерухомих нероз'ємних (чи ті, що розбираються лише в окремих випадках при ремонті) з'єднань деталей, як правило, без додаткового кріплення гвинтами, штифтами, шпонками і т.п. Відносна нерухомість деталей при цих посадках досягається за рахунок напружень, що виникають у матеріалі деталей, що сполучаються, унаслідок дії деформацій контактних поверхонь. За інших рівних умов напруження пропорційні натягу. У більшості випадків посадки з натягом викликають пружні деформації контактних поверхонь, але в ряді посадок з натягом, особливо при відносно великих натягах у з'єднаннях деталей, виготовлених з легких сплавів і пластмас, виникають пружнопластичні деформації (пластичні деформації в одній чи обох деталях поширюються не на всю товщину матеріалу) чи пластичні деформації, що поширюються на всю товщину матеріалу. Застосування таких посадок у багатьох випадках можливо і доцільно.

На відміну від інших способів забезпечення нерухомості деталей у з'єднанні при передачі навантажень, посадки з натягом дозволяють спростити конструкцію і складання деталей і забезпечують високий ступінь їхнього центрування. У порівняно рідких випадках, при передачі дуже великих крутних моментів, чи при наявності дуже великих сил у з'єднаннях з натягом додатково застосовуються кріпильні деталі.

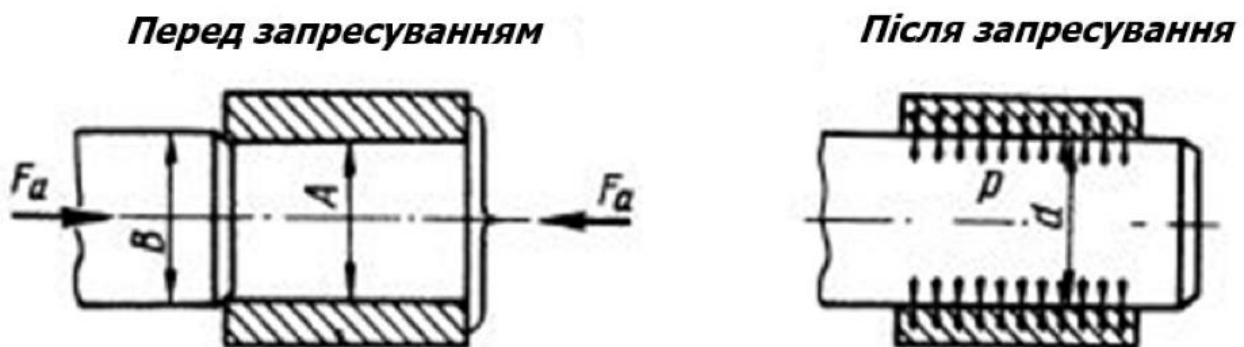


Рисунок 2.1 – Схема зміни розмірів деталей під час запресування

При тому самому натягу міцність з'єднання залежить від матеріалу і розмірів деталей, шорсткості поверхонь, що сполучаються, способу з'єднання деталей, форми і розмірів фасок, що центрують, змащення і

швидкості запресовування, умов нагрівання чи охолодження і т. і. Через таке різноманіття вихідних факторів вибір посадки варто робити не тільки за аналогією з відомими з'єднаннями, але і на основі попередніх розрахунків натягів і виникаючих напружень, особливо при застосуванні посадок з відносно великими натягами. Для виробів серійного і масового виробництва рекомендується провести попередню експериментальну перевірку обраних посадок з натягом.

Розрізняють наступні основні способи складання деталей при посадках з натягом:

- механічне складання під пресом за рахунок його осьового зусилля при нормальній температурі;
- складання з попереднім нагріванням охоплюючої деталі, (отвору) чи охолодженням охоплюваної деталі (вала) до певної температури (термічне складання).

У кожному конкретному випадку вибір способу складання визначається конструктивними особливостями (форма і розміри деталей, що сполучаються, значення натягів, наявність відповідного устаткування для складання і т. і.).

Механічне складання під пресом — найбільш відомий і нескладний процес, що застосовується переважно при відносно невеликих натягах (до $0,001d$, де d — діаметр з'єднання). Однак до його недоліків варто віднести:

- нерівномірність деформації тонкостінних деталей,
- можливість ушкодження деталей, що сполучаються,
- потреба в могутніх пресах,
- більш високі вимоги до шорсткості поверхонь, що сполучаються.

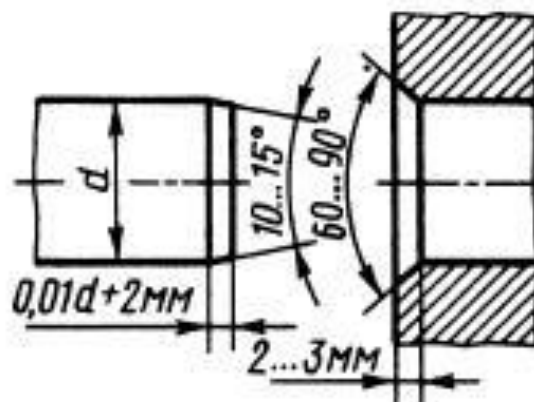



Рисунок 2.2 – Рекомендовані розміри вхідних фасок для деталей, що збирають під пресом

Термічне складання застосовується як при відносно великих, так і при невеликих натягах і дає більш високу якість з'єднання за рахунок менших ушкоджень деталей, що сполучаються, і зменшення впливу шорсткості поверхні.



Засоби, що їх застосовують для нагрівання охоплюючих деталей, що охоплюють: масляна ванна (температура нагрівання $t = 110 \dots 130^\circ\text{C}$, газові пальники, нагрівальні шафи чи печі, установки СВЧ (струмів високої частоти) для нагрівання методом індукції. Рекомендується, щоб температура нагрівання не перевищувала 400°C . До недоліків складання за методом нагрівання відносяться: можливість зміни структури матеріалу (при перегрівих), поява окалини, через яку з'єднання стає важкороз'ємним, і жолоблення.

При охолодженні охоплюваної деталі таких недоліків не спостерігається. Однак спосіб охолодження поступається способу нагрівання тим, що при ньому можлива реалізація посадок з відносно меншими натягами, оскільки деталь можна остудити до менших температурних перепадів. Засоби охолодження: сухий лід (твердий двоокис вуглецю, температура випару — 79°C), твердий двоокис вуглецю і спирт (температура випару біля — 100°C), рідкий азот чи кисень (температура випару — 196°C).

Переважне застосування способів охолодження має при здійсненні посадок з натягом для відносно невеликих тонкостінних деталей (типу втулок), що з'єднуються з масивними корпусами.

Можливі також з'єднання, здійснювані шляхом нагрівання деталі, що охоплює, і охолодження охоплюваної деталі (комбінований спосіб). Цей спосіб застосовують у тих випадках, коли температурні перепади від одного нагрівання чи охолодження виявляються недостатніми.

Основні технологічні параметри при складанні (зусилля запресування при механічному складанні, температура нагрівання при складанні з попереднім нагріванням деталі, що охоплює, температура охолодження при складанні з попереднім охолодженням охоплюваної деталі) визначаються по нижчеподаних формулах.

При механічному складанні:

- Силу, яку необхідно прикласти до знімача при розбиранні з'єднання, визначають як:

$$F = p_{max} \cdot \pi dl \cdot f_{\pi}, \quad (2.1)$$

де d - номінальний розмір з'єднання, мм;

l - довжина з'єднання, мм;

$f_{\pi} = (1,15 \dots 1,2) \cdot f$ – коефіцієнт тертя при запресуванні, який визначається в залежності від коефіцієнт тертя при сталому процесі f (див. табл. 2.1);

p_{max} – найбільший питомий тиск в посадці при найбільшому натязі, МПа.

- Найбільший питомий тиск:

$$p_{max} = \frac{N_{max} \cdot \gamma_{ш}}{d \left(\frac{C_d}{E_d} + \frac{C_D}{E_D} \right)} \quad (2.2)$$

де N_{max} – найбільший натяг в посадці, мм;

E_d, E_D – модулі пружності матеріалів валу та отвору (див. табл. 2.2), МПа;

$\gamma_{ш} = 5(Ra_D + Ra_d)$ - поправка, що враховує змінання нерівностей на контактних поверхнях отвору та валу, мм;

Ra_D, Ra_d - середнє арифметичне висоти мікронерівностей поверхонь отвору та валу (див. табл. 2.3), мм;

C_D, C_d – коефіцієнти Ляме.

- Коефіцієнти Ляме:

$$C_d = \frac{1 + (d_0/d)^2}{1 - (d_0/d)^2} - \mu_d; \quad C_D = \frac{1 + (d/d_1)^2}{1 - (d/d_1)^2} + \mu_D \quad (2.3)$$

де d_0, d_1 – діаметри внутрішнього отвору валу та зовнішньої поверхні втулки (див. рис. 2.3), мм. Для суцільного валу $d_0 = 0$ мм, для масивної втулки $d_1 = \infty$;

μ_d, μ_D – коефіцієнти Пуасона (див. табл. 2.2).

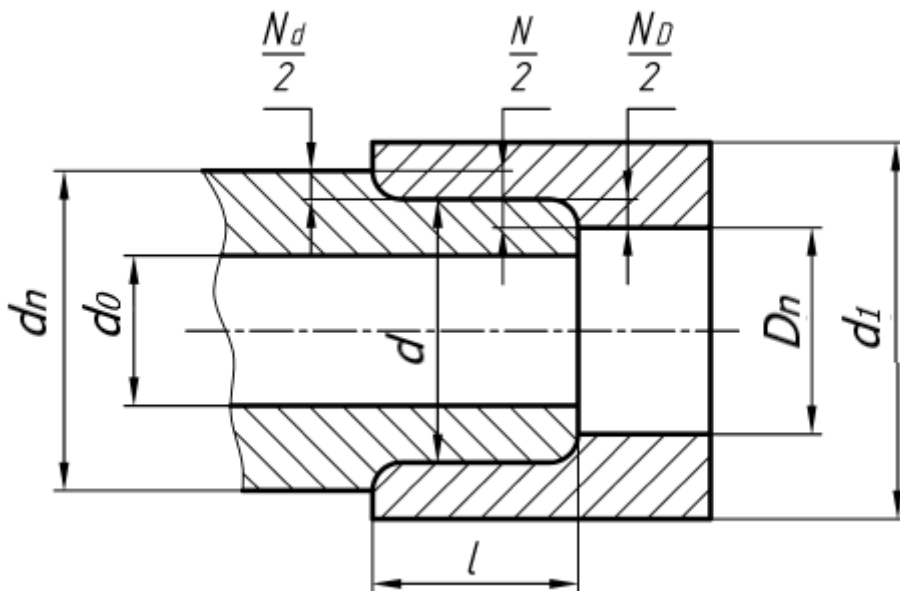


Рисунок 2.3 – Розміри деталей з'єднання для розрахунку коефіцієнтів Ляме

При термічному складанні:

У випадку складання з *нагріванням* охоплюючої деталі, температура $t, ^\circ\text{C}$, до якої вона повинна бути нагріта:

$$t_D = \frac{N_{max} + S_{скл}}{\alpha_D \cdot d} + t_{н.с.} \quad (2.4)$$

де N_{max} – найбільший натяг в з'єднанні, мм;

$S_{скл}$ – мінімальний зазор посадки того ж розміру та точності з основними відхилами Н/г, мм;

$t_{н.с.}$ – температура навколишнього середовища під час складання, $^\circ\text{C}$;

α_D – коефіцієнт лінійного розширення при нагріванні (див. табл. 2.4).

У випадку складання з *охолодження* охоплювальної деталі, температура $t, ^\circ\text{C}$, до якої вона повинна бути охолоджена:

$$t_d = t_{н.с.} - \frac{N_{max} + S_{скл}}{\alpha_d \cdot d} \quad (2.5)$$

де α_d – коефіцієнт лінійного стиску при охолодженні (див. табл. 2.4).

2.2 Довідкові таблиці

Таблиця 2.1 – Значення коефіцієнта тертя при сталому процесі [2]

Матеріал деталей	Коефіцієнт тертя
Сталь – сталь	0,06 – 0,13
Сталь – чавун	0,07 – 0,12
Сталь – латунь	0,05 – 0,1
Сталь – магнієво–алюмінієві сплави	0,03 – 0,05
Сталь – пластмаси	0,16 – 0,26

Примітка. При утворенні з'єднань з використанням температурних деформацій (нагрівання охоплюючої, охолодження охоплюваної деталі) значення f в 1,5–1,6 рази вище наведених. Для сталевих і чавунних деталей найчастіше приймають $f=1,14$.

Таблиця 2.2 – Значення модуля пружності та коефіцієнта Пуасона [1]

Матеріал	Модуль пружності E , Па	Коефіцієнт Пуасона μ
Сталь і стальне литво	$(1,96-2) \cdot 10^{11}$	0,3
Чавунне литво	$(0,74-1,05) \cdot 10^{11}$	0,25
Бронза	$0,84 \cdot 10^{11}$	0,35
Латунь	$0,78 \cdot 10^{11}$	0,38
Пластмаси	$(0,005-0,35) \cdot 10^{11}$	

Таблиця 2.3 – Шорсткість посадкових поверхонь [7]

Поверхні деталей в посадках із натягом		Значення параметра Ra , мкм (не більше)			
Вид складання	Квалітет	Поверхня	Номінальні розміри, мм		
			до 50	понад 50 до 120	понад 120 до 500
Під пресом	5	Вал	0,1...0,2	0,4	0,4
		Отвір	0,2...0,4	0,8	0,8
	6-7	Вал	0,4	0,8	1,6
		Отвір	0,8	1,6	1,6
	8	Вал	0,8	0,8...1,6	1,6...3,2
		Отвір	1,6	1,6...3,2	1,6...3,2
Способом термічних деформацій		Вал	1,6		
		Отвір	1,6...3,2		

Таблиця 2.4 – Коефіцієнт лінійного розширення деяких металів та сплавів [3]

Марка матеріалу	$\alpha \cdot 10^{-6}, 1/^\circ\text{C}$		
	20-50	20-100	20-200
Сталь 30	8,5-10,8	10,6-12,2	11,3-13
Сталь 35	8,5-10,8	10,6-12,2	11,3-13
Сталь 40	8,5-10,8	10,6-12,2	11,3-13
Сталь 45	8,5-10,8	10,6-12,2	11,3-13
Сталь 50	8,5-10,8	10,6-12,2	11,3-13
Чавун	8,5-10,8	8,7-11,1	8,5-11,6
Бронза оловяніста	---	17,6	17,9
Бронза алюмінієва	---	17,6	17,9
Латунь	15	17-21	---
Тверді сплави	8,5-10,8	10-17	---

2.3 Приклади розв'язання задач

Приклад 2.1. Потрібно визначити силу запресування посадки $\emptyset 110 \text{ H}7/s_6$ при довжині з'єднання $l = 130$ мм, якщо матеріал валу – Сталь 45, а втулки - олов'яниста бронза БрОФ10-1. Вал суцільний, зовнішній діаметр втулки $d_1 = 220$ мм.

Розв'язання:

- Для посадки $\emptyset 110 \text{ H}7/s_6$ розраховуємо найбільший натяг в з'єднанні (див. приклад 1.2):

$$N_{max} = es - EI = 101 - 0 = 101 \text{ мкм} = 0,101 \text{ мм}$$

- Розраховуємо коефіцієнти Ляме:

$$C_d = \frac{1+(d_0/d)^2}{1-(d_0/d)^2} - \mu_d = \frac{1+(0/110)^2}{1-(0/110)^2} - 0,3 = 0,7;$$
$$C_D = \frac{1+(d/d_1)^2}{1-(d/d_1)^2} + \mu_D = \frac{1+(110/220)^2}{1-(110/220)^2} + 0,35 = 1,13.$$

де $\mu_d = 0,3$, $\mu_D = 0,35$ – коефіцієнти Пуасона для Сталь 45 та БрОФ10-1 (табл. 2.2).

- Розраховуємо питомий тиск:

$$p_{max} = \frac{N_{max} - \gamma_{ш}}{d \left(\frac{C_d + C_D}{E_d + E_D} \right)} = \frac{0,101 - 0,012}{110 \left(\frac{0,7}{2 \cdot 10^5} + \frac{1,13}{0,84 \cdot 10^5} \right)} = 6,06 \text{ МПа},$$

де $E_d = 2 \cdot 10^{11} \text{ Па} = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$, $E_D = 0,84 \cdot 10^{11} \text{ Па} = 0,84 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ – модулі пружності для Сталь 45 та БрОФ10-1 (табл. 2.2);

поправка, що враховує змінання нерівностей на контактних поверхнях отвору та валу:

$$\gamma_{ш} = 5(Ra_D + Ra_d) = 5(1,6 + 0,8) = 12 \text{ мкм} = 0,012 \text{ мм};$$

$Ra_D = 1,6$ мкм, $Ra_d = 0,8$ мкм - середнє арифметичне висоти мікро-нерівностей поверхонь отвору (складання під пресом; 7 квалітет; отвір розміром з діапазону 50...120 мм) та валу (складання під пресом; 6 квалітет; вал розміром з діапазону 50...120 мм) (див. табл. 2.3).

- Розраховуємо силу запресування:

$$F = p_{max} \cdot \pi dl \cdot f_{\pi} = 6,06 \cdot \pi \cdot 110 \cdot 130 \cdot 0,12 = 32\,669 \text{ Н} = 32 \text{ кН},$$

де f_{π} – коефіцієнт тертя при запресуванні, який визначається в залежності від коефіцієнт тертя при сталому процесі Сталь-латунь $f = 0,1$ (див. табл. 2.1):

$$f_{\pi} = 1,2 \cdot 0,1 = 0,12.$$

Отже, при механічному складанні сила запресовки має бути $F = 32 \text{ кН}$.

Приклад 2.2. Визначити температуру нагріву деталі, що охоплює, і температуру охолодження охоплюваної деталі для складання з'єднання довжиною $l = 130 \text{ мм}$ по посадці $\varnothing 110 \text{ H}7/s_6$, якщо температура складання $t_{н.с.} = 24^{\circ}\text{C}$, матеріал валу – Сталь 45, втулки - олов'яниста бронза БрОФ10-1.

Розв'язання:

- Для посадки $\varnothing 110 \text{ H}7/s_6$ розраховуємо найбільший натяг в з'єднанні (див. приклад 1.2):

$$N_{max} = es - EI = 101 - 0 = 101 \text{ мкм} = 0,101 \text{ мм}$$

- Для забезпечення складання посадки необхідно забезпечити зазор, що відповідає посадці $\varnothing 110 \text{ H}7/g_6$ (див. приклад 1.1):

Згідно з табл. 1.3 основний відхил отвору, позначений літерою H , відповідає нижньому відхилю:

$$EI = 0 \text{ мкм} = 0 \text{ мм};$$

Для позначення основного відхилю валу d за табл. 1.7 для інтервалу розмірів 100...120 мм визначаємо основний (верхній) відхил:

$$es = -12 \text{ мкм} = -0,012 \text{ мм};$$

Зазор для складання:

$$S_{скл} = S_{min} = EI - es = 0 - (-12) = 12 \text{ мкм} = 0,012 \text{ мм}.$$

- Розраховуємо температуру нагріву деталі, що охоплює:

$$t_D = \frac{N_{max} + S_{скл}}{\alpha_D \cdot d} + t_{н.с.} = \frac{0,101 + 0,012}{17,6 \cdot 10^{-6} \cdot 110} + 24 = 82,37^\circ\text{C},$$

де $\alpha_D = 17,6 \cdot 10^{-6} \text{ 1/}^\circ\text{C}$ - коефіцієнт лінійного розширення при нагріванні для бронзи олов'янистої при 20 ... 100°C.

- Розраховуємо температуру охолодження деталі, що охоплюють:

$$t_d = t_{н.с.} - \frac{N_{max} + S_{скл}}{\alpha_d \cdot d} = 24 - \frac{0,101 + 0,012}{11,5 \cdot 10^{-6} \cdot 110} = -65,3^\circ\text{C},$$

де $\alpha_d = 11,5 \cdot 10^{-6} \text{ 1/}^\circ\text{C}$ - коефіцієнт лінійного стиску при охолодженні для сталі вуглецевої при 20 ... 100°C.



3 РОЗРАХУНОК ПЕРЕХІДНИХ ПОСАДОК

3.1 Короткі теоретичні відомості [1,4]

Перехідні посадки призначені для отримання нерухомих роз'ємних з'єднань деталей і забезпечують добре центрування елементів спряження. Характер цих посадок, як і трудомісткість складання і розбирання з'єднань із перехідними посадками, значною мірою визначається ймовірністю отримання в них натягів і зазорів.

Зауважимо, що натяги в перехідних посадках є відносно малими й недостатніми для передавання значних крутних моментів і зусиль. Тому в таких з'єднаннях часто застосовують додаткові кріплення деталей шпонками, штифтами, гвинтами тощо.

Зазори, в окремих перехідних посадках, теж незначні, що запобігає значному зміщенню (ексцентриситету) спряжуваних деталей.

Розрахунок ймовірності натягів і зазорів проводять із урахуванням того, що розсіювання дійсних розмірів деталей підлягає законові нормального розподілу.

Тоді розподіл натягів і зазорів теж є нормальним, а ймовірності їх отримання визначають за допомогою інтегральної функції розподілу $\Phi(Z)$.

Характерна особливість перехідних посадок - можливість отримання в конкретному спряженні як натягу, так і зазору залежно від величини дійсних розмірів деталей. В з'єднанні валу, виготовленого за найбільшим граничним розміром, з отвором найменшого граничного розміру матимемо натяг, а поєднання валу найменшого граничного розміру з отвором найбільшого граничного розміру даватиме зазор.

Дійсний розмір деталі є випадковою величиною, оскільки залежить від багатьох факторів, які викликають його похибки. Це, зокрема:

- неточність верстата (биття шпинделя, відхилення від прямолінійності напрямних верстата, супорту, відхилення від співвісності осей шпинделя та заднього центру та ін.);
- неточність пристосування (похибки базування, кріплення, ділення та ін.);
- неточність різального інструменту (похибки розмірів інструментів, зношення та ін.);
- неточність заготовки (неоднорідність припусків, твердості матеріалу та ін.);
- неточності, викликані процесом різання (пружні та теплові деформації елементів системи, вібрації та ін.);

- неточності вимірювання (похибки засобів та методів вимірювання, похибки оператора та ін.).

Для аналізу випадкових величин застосовують теорію ймовірності та математичну статистику. Основними статистичними параметрами розсіювання розмірів є середній арифметичний розмір, середнє квадратичне відхилення, закон розподілення та ін.

Ймовірністю якої-небудь події x називають відношення числа випадків m , що сприяють цій події, до числа всіх можливих випадків n :

$$P(x) = \frac{m}{n}. \quad (3.1)$$

Середнє арифметичне значення параметра сукупності деталей (наприклад, розміру деталі) або центр групування визначається, як

$$\bar{x} = \frac{x_1 + x_2 + x_3 + \dots + x_n}{n}. \quad (3.2)$$

де x_1, x_2, x_3, x_n - дійсні розміри деталей; n – кількість деталей.

Середнє квадратичне відхилення випадкової величини (розміру) від центру групування за великої кількості деталей характеризує розсіювання відхилень:

$$\sigma_x = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}, \quad (3.3)$$

де x_i та \bar{x} - поточне та середнє значення випадкової величини.

Для прикладу розглянемо оброблення валу. Нехай на одному верстаті виготовляється партія валів з n деталей. Якщо розсортувати деталі за розмірами і відкласти по осі ординат їх кількість, а по осі абсцис – дійсний розмір, то отримують гістограму, яка відображає частість попадання розмірів у певний інтервал (рис. 3.1). Як правило, найбільша кількість деталей потрапляє у середню частину інтервалу розмірів. За гістограмою можна провести **емпіричну криву розсіювання** розмірів деталей у партії.

На практиці використовують теоретичні закони розсіювання випадкової величини: **нормальний закон розподілення** (закон Гауса), **закон рівної ймовірності**, **закон трикутника** (Сімпсона) та ін. У разі, коли на випадкову величину діє велика кількість факторів, жодний з яких не є домінуючим, то застосовують **нормальний закон розподілення (закон Гауса)**.

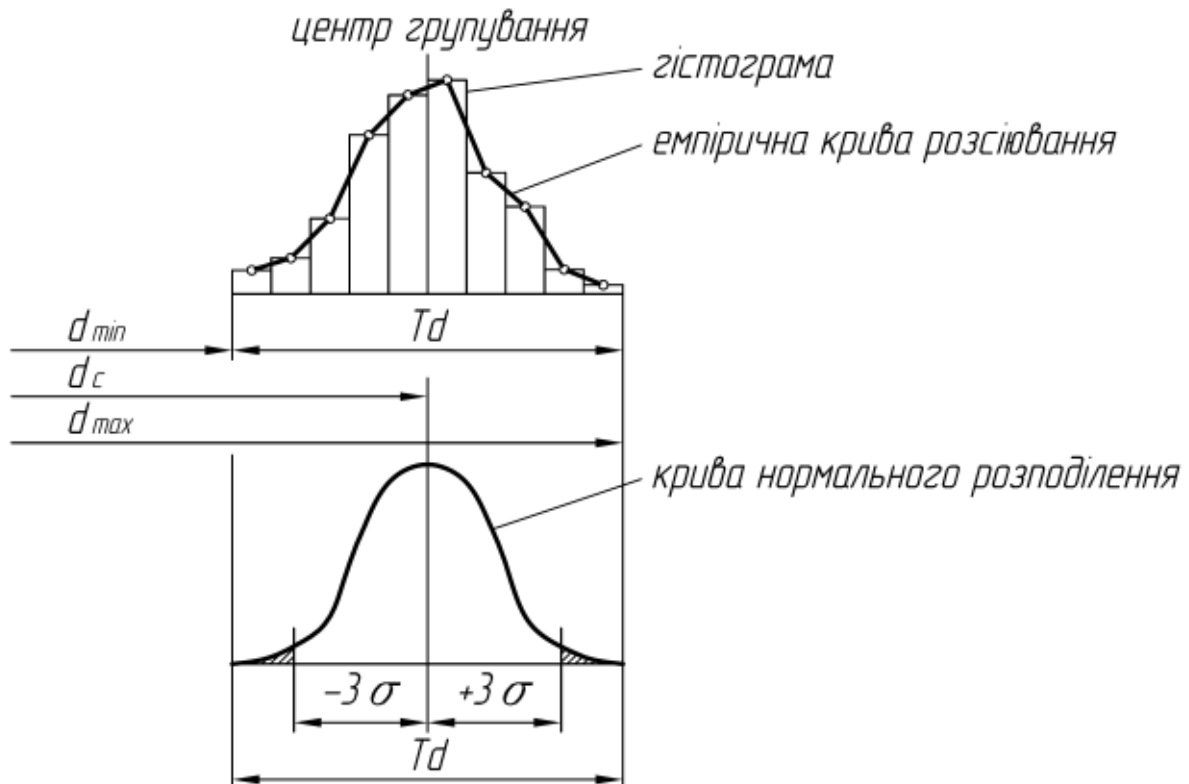


Рисунок 3.1 - Характеристики розсіювання випадкової величини (закон Гауса)

Площа, що знаходиться між кривою нормального розподілення і віссю абсцис дорівнює повній сукупності подій, тобто дорівнює одиниці.

За умови, коли середнє арифметичне збігається з початком координат, визначається рівнянням:

$$F(x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{+\infty} e^{-(x^2/2\sigma^2)} dx \quad (3.4)$$

Якщо замість x до рівняння ввести коефіцієнт ризику $z = x/\sigma$, то воно набуває вигляду:

$$\Phi(z) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^z e^{-(z^2/2)} dz \quad (3.5)$$

$\Phi(z)$ - це площа, обмежена кривою і віссю абсцис у межах інтегрування від 0 до $+\infty$ і дорівнює 0,5 (крива є симетричною відносно осі ординат). Для від'ємних значень z : $\Phi(-z) = -\Phi(z)$. Функцію $\Phi(z)$ називають *нормованою функцією Лапласа* або *інтегральною функцією ймовірності*.

Перехід від змінної x до безрозмірної змінної z дозволяє подати інтеграл $\Phi(z)$ в табульованому вигляді (табл. 3.1). Із таблиці видно, що при $z = 3$, що відповідає $x = 3\sigma$, $\Phi(z) = 0,49865$. Це означає, що ймовір-



ність знаходження випадкової величини в інтервалі $\pm 3\sigma$ буде дорівнювати $2 \cdot 0,49865 = 0,9973$ або 99,73%. За цієї ймовірності вихід величин за межі інтервалу $\pm 3\sigma$ буде складати $1 - 0,9973 = 0,0027$, тобто 0,27% або 27 випадків з 1000 (заштриховані ділянки на рис. 3.1. Цим значенням зазвичай нехтують і приймають, що практична зона розсіювання розмірів під час обробки складає $\pm 3\sigma$ або 6σ :

$$\sigma_N = \sigma_S = \frac{1}{6} \sqrt{TD^2 + Td^2} \quad (3.6)$$

Під час визначення ймовірності зазорів та натягів приймають, що розміри деталей розподіляються за нормальним законом розподілення, тому розподілення зазорів та натягів також буде відповідати нормальному закону розподілення.

Верхня границя інтегрування z відповідає значенню $S_i = 0$ ($N_i = 0$), і визначається, як:

$$z = -\frac{S_m}{\sigma_S} = \frac{N_m}{\sigma_N} \quad (3.7)$$

Визначається ймовірність зазору та натягу за залежностями:

$$\begin{aligned} \text{при } z > 0: P'_N &= 0,5 + \Phi(z); P'_S = 0,5 - \Phi(z) \\ \text{при } z < 0: P'_N &= 0,5 - \Phi(z); P'_S = 0,5 + \Phi(z) \end{aligned} \quad (3.8)$$

3.2 Довідкові таблиці

Таблиця 3.1 – Значення інтегральною функцією ймовірності [7]

z	$\Phi(z)$	z	$\Phi(z)$
0,00	0,0000	0,94	0,3264
0,02	0,0080	0,96	0,3315
0,06	0,0239	1,00	0,3413
0,10	0,0398	0,10	0,3643
0,14	0,0557	1,20	0,3849
0,20	0,0793	1,30	0,4032
0,24	0,0948	1,40	0,4192
0,28	0,1103	1,50	0,4332
0,30	0,1179	1,60	0,4452
0,34	0,1331	1,70	0,4554
0,40	0,1554	2,00	0,4772
0,46	0,1772	2,10	0,4821
0,50	0,1915	2,90	0,4981
0,54	0,2054	3,00	0,49865
0,58	0,2190	3,20	0,49931
0,60	0,2257	3,40	0,49966
0,66	0,2454	3,60	0,499541
0,70	0,2580	3,80	0,499928
0,76	0,2764	4,00	0,499968
0,80	0,2881	4,50	0,499997
0,86	0,3051	5,00	0,4999997
0,90	0,3159		

3.3 Приклади розв'язання задач

Приклад 3.1. Розрахувати очікувану під час складання частку з'єднань з зазором (ймовірність зазору) та частку з'єднань з натягом (ймовірність натягу) для посадки $\varnothing 50 \frac{N7}{h6}$. Побудувати криву нормального розподілу.

Розв'язання:

1. Визначаємо характеристики посадки (див. приклад 1.3):

- верхній відхил отвору: $ES = -8 \text{ мкм} = -0,008 \text{ мм}$;
- допуск отвору: $TD = 25 \text{ мкм} = 0,025 \text{ мм}$;
- нижній відхил отвору $EI = -33 \text{ мкм} = -0,033 \text{ мм}$;
- верхній відхил валу $es = 0 \text{ мкм} = 0,000 \text{ мм}$;
- допуск валу: $Td = 16 \text{ мкм} = 0,016 \text{ мм}$;
- нижній відхил валу $ei = -16 \text{ мкм} = -0,016 \text{ мм}$;
- допуск посадки $TP = 41 \text{ мкм} = 0,041 \text{ мм}$;
- найбільший зазор: $S_{max} = 8 \text{ мкм} = 0,008 \text{ мм}$;
- найменший зазор: $S_{min} = -33 \text{ мкм} = -0,033 \text{ мм}$;
- середній зазор: $S_m = -12,5 \text{ мкм} = -0,0125 \text{ мм}$;
- найбільший натяг: $N_{max} = 33 \text{ мкм} = 0,033 \text{ мм}$;
- найменший натяг: $N_{min} = -8 \text{ мкм} = -0,008 \text{ мм}$;
- середній натяг: $N_m = +12,5 \text{ мкм} = +0,0125 \text{ мм}$.

Оскільки середній натяг додатний, а середній зазор від'ємний, то в посадці більша ймовірність натягу. Отже подальший розрахунок ведеться відносно натягів.

2. Визначаємо середній квадратичний відхил натягу:

$$\sigma_N = \frac{1}{6} \sqrt{TD^2 + Td^2} = \frac{1}{6} \sqrt{25^2 + 16^2} = 4,95$$

3. Визначаємо верхню границю інтегрування z :

$$z = \frac{N_m}{\sigma_N} = \frac{12,5}{4,95} = 2,52.$$

4. Табличним методом (див. табл. 3.1) визначаємо інтегральну функцію ймовірності $\Phi(z)$:

$$\Phi(2,52) = 0,4901.$$

5. Визначаємо ймовірності зазорів та натягів:

$$P'_N = 0,5 + \Phi(z) = 0,5 + 0,4901 = 0,9901;$$

$$P'_S = 0,5 - \Phi(z) = 0,5 - 0,4901 = 0,0099.$$

Або в відсотках:

$$P_N = P'_N \cdot 100\% = 99,01\% \approx 99\%;$$

$$P_S = P'_S \cdot 100\% = 0,99\% \approx 1\%.$$

6. Будуємо криву нормального розподілу.

Для цього праворуч відкладаємо величину допуску посадки TP та ділимо відрізок навпіл. Від середини відкладаємо відрізки, що дорівнюють $3\sigma_N$.

Ліворуч ділимо висоту допуску посадки на відрізок, що дорівнює найбільшому натягу (знизу) та відрізок, що дорівнює найбільшому зазору (зверху). Границя відрізків відповідає межі інтегрування z .

В отриманих межах креслимо криву розподілу та оформляємо схему відповідно до рис. 3.2.

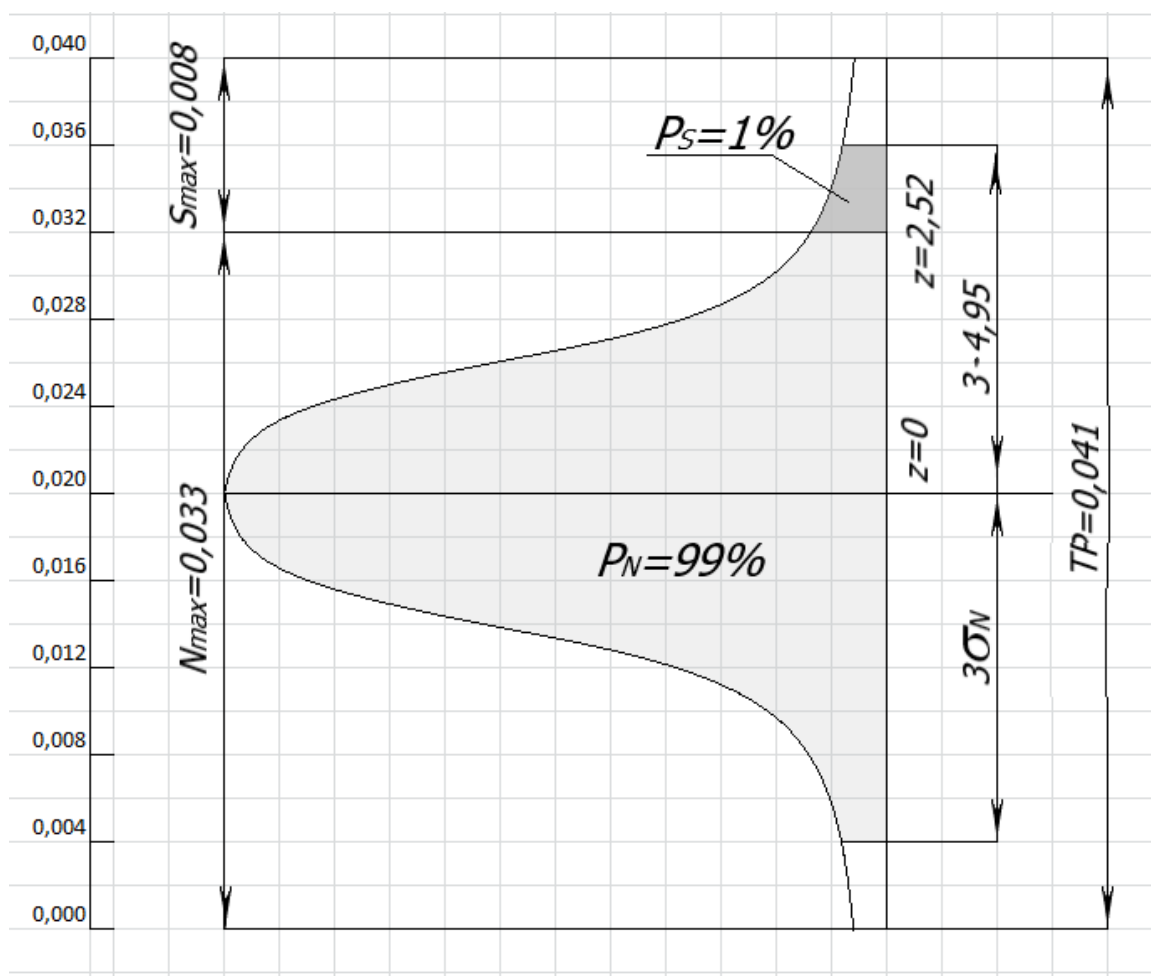


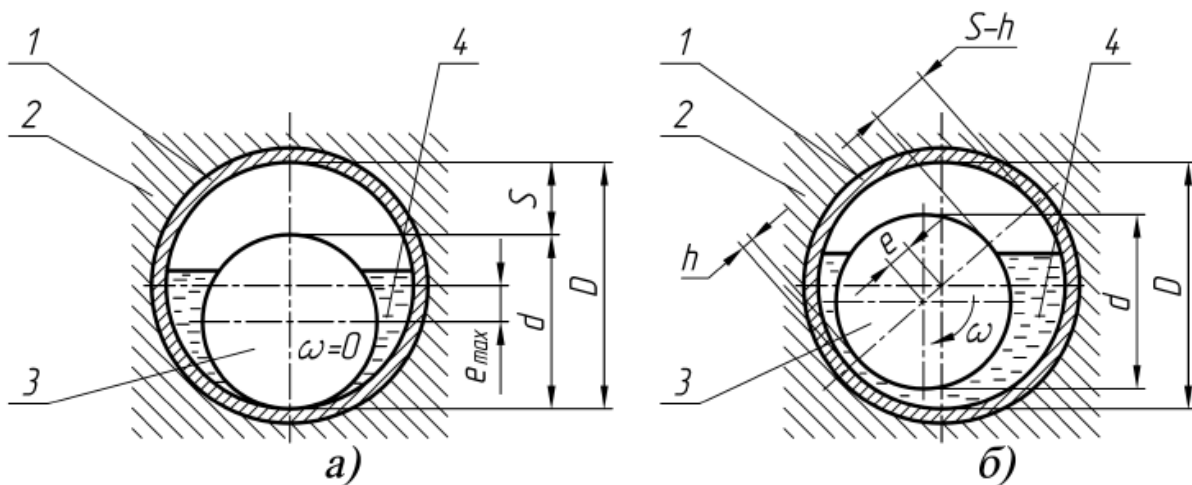
Рисунок 3.2 – Крива нормального розподілу та межі ймовірності зазорів і натягів посадки $\phi 50 \frac{N7}{h6}$

4 РОЗРАХУНОК ПОСАДОК З ЗАЗОРОМ

4.1 Короткі теоретичні відомості [1,4]

Розрахунок посадок із зазором, в основному, виконується для найбільш відповідальних підшипників ковзання транспортних засобів, верстатів, компресорів тощо.

Підшипники слугують опорами для валів та осей, що обертаються. Підшипник ковзання складається з вкладиша 1, який встановлюють в корпусі 2 підшипника (рис. 4.1). В середині вкладки знаходиться опорна ділянка вала – 3. Між вкладкою та валом є зазор, який частково заповнюється мастильним матеріалом 4. Матеріал вкладки повинен мати малий коефіцієнт тертя (це особливо важливо в момент пуску та гальмування) та достатню зносостійкість, причому зносостійкість вкладки має бути нижчою, ніж вала, адже його заміна коштує значно дорожче, ніж вкладки. Вкладки виготовляють з бронзи, чавуну, баббіту, пластмаси та інших матеріалів.



1 – вкладка; 2 – корпус; 3 – вал;
4 – мастильний матеріал

Рисунок 4.1 - Схема підшипника рідинного ковзання

Якість, надійність і довговічність роботи підшипника ковзання залежать від товщини шару мастила h , на яку, крім таких умов, як розміри і матеріал деталей, діюче зусилля, швидкість обертання, температура, марка мастила, режим роботи тощо, впливатиме і зазор S .

Залежність товщини мастильного шару h від зазору S (рис. 4.2) показує, що для кожного з'єднання є оптимальне значення S_{opt} , за якого то-

вщина шару найбільша h_{max} , відповідно найменші втрати на тертя та найбільша надійність. Певному значенню товщини мастильного шару відповідають два зазори. Так, товщина мастильного шару $[h_{min}]$ встановлюється за $[S_{min}]$ та $[S_{max}]$ і всередині цього інтервалу зазорів існуватиме надійне спливання вала

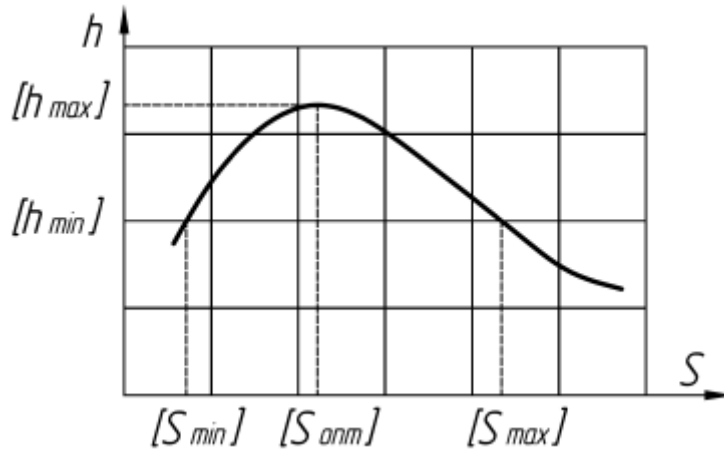


Рисунок 4.2 - Залежність товщини шару мастила h від величини зазору S

За сталого режиму роботи положення вала відносно центра осі отвору втулки, яке характеризується абсолютним ексцентриситетом e та відносним ексцентриситетом χ , визначається величиною середнього питомого тиску $p = \frac{R}{l \cdot d}$ (де R - навантаження на підшипник, Н), в'язкістю мастила μ ; кутовою швидкістю вала ω та діаметральним зазором S .

Отже, оптимальний зазор дорівнює:

$$S_{opt} = \psi_{opt} \cdot d, \quad (4.1)$$

де d - діаметр з'єднання, м;

ψ_{opt} - оптимальний відносний зазор:

$$\psi_{opt} = 0,293 \cdot k_{\varphi e} \sqrt{\frac{\mu \cdot n}{p}}, \quad (4.2)$$

де $k_{\varphi e}$ - коефіцієнт, який враховує кут обхвату підшипника та відношення l/d (див. табл. 4.1);

μ - динамічна в'язкість масла, Па · с (див. табл. 4.2);

n - частота обертання, хв^{-1} .

Динамічну в'язкість масла μ_t при температурах, відмінних від 50°C , визначають так:



$$\mu_t = \mu_{50} \cdot \left(\frac{50}{t}\right)^{n_1} \quad (4.3)$$

де n_1 – показник степеня, який залежить від кінематичної в'язкості масла ν (див. табл. 4.3);

t - фактична температура масла (температура підшипника), °С.

Стандартну посадку для з'єднання вибирають за величиною середнього зазору S_m . При цьому розрахункове значення середнього зазору приймають таким, що дорівнює оптимальному $S_{\text{опт}}$ з урахуванням величини зазору S_t , який відповідає робочій температурі підшипника:

$$S_m = S_{\text{опт}} + S_t = S_{\text{опт}} + d \cdot (\alpha_D - \alpha_d)(t - 20^\circ), \quad (4.4)$$

де α_D, α_d - коефіцієнти лінійного розширення матеріалів підшипника і валу (див. табл. 2.4), $1/^\circ\text{C}$.

4.2 Довідкові таблиці

Таблиця 4.1 - Визначення коефіцієнта $k_{\varphi e}$ [2,3]

l/d	Кут обхвату			l/d	Кут обхвату		
	$\varphi = 360^\circ$	$\varphi = 180^\circ$	$\varphi = 120^\circ$		$\varphi = 360^\circ$	$\varphi = 180^\circ$	$\varphi = 120^\circ$
0,2	0,231	0,262		0,9	0,905	0,940	0,820
0,3	0,344	0,308		1,0	0,975	1,000	0,860
0,4	0,450	0,502	0,481	1,1	1,040	1,050	0,895
0,5	0,555	0,608	0,552	1,2	1,100	1,120	0,920
0,6	0,650	0,706	0,650	1,3	1,150	1,140	0,945
0,7	0,740	0,794	0,720	1,5	1,250	1,210	0,945
0,8	0,825	0,870	0,	2,0	1,430	1,320	

Таблиця 4.2- В'язкість масла при $t = 50^{\circ}\text{C}$ [4]

Марка масла	Кінематична $\nu \cdot 10^6$, $\text{м}^2/\text{с}$	Динамічна μ , Па·с
<i>Індустріальне</i>		
12	10–14	0,009–0,013
20	17–23	0,015–0,021
30	27–33	0,024–0,030
40	38–52	0,034–0,047
50	42–58	0,038–0,052
<i>Турбінне</i>		
22	20–23	0,018–0,021
30	28–32	0,025–0,021
46	44–48	0,040–0,043
57	55–59	0,050–0,053
<i>Моторне Т</i>	62–68	0,056–0,061
<i>Сепараторне</i>		
Л	6–10	0,056–0,061
Т	14–17	0,013–0,015

Таблиця 4.3 – Показники ступеня n_1 [4]

Кінематична в'язкість $\nu \cdot 10^6$, $\text{м}^2/\text{с}$	20	30	40	50	70	90	120
Показник n_1	1,9	2,5	2,6	2,7	2,8	2,9	3,0

4.3 Приклади розв'язання задач

Приклад 4.1. Для половинного підшипника рідинного тертя довжиною 45 мм призначено посадку $\varnothing 30 \frac{H8}{d9}$. Визначити допустиме радіальне навантаження, якщо температура роботи підшипника 60°C , масло турбінне Т46, частота обертання 600 об/хв. Вал виготовлено зі сталі Сталь 45, вкладиш – з латуні.

Розв'язання:

1. Для посадки визначаємо середній зазор (див. приклад 1.1):

$$S_m = \frac{S_{max} + S_{min}}{2} = \frac{150 + 65}{2} = 107,5 \text{ мкм} = 0,1075 \text{ мм}$$

2. З залежності (4.4) визначаємо оптимальний зазор:

$$S_{опт} = S_m - S_t = S_m + d \cdot (\alpha_D - \alpha_d)(t - 20^\circ) = \\ = 0,1075 + 30 \cdot (20 \cdot 10^{-6} - 11,5 \cdot 10^{-6})(60 - 20^\circ) = 0,1177 \text{ мм},$$

де $\alpha_D = 20 \cdot 10^{-6} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$ - коефіцієнт лінійного розширення для латуні при температурному перепаді 20-100°C (табл. 2.4);

$\alpha_d = 11,5 \cdot 10^{-6} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$ - коефіцієнт лінійного розширення для Сталь 45 при температурному перепаді 20-100°C (табл. 2.4).

3. Тоді оптимальний відносний зазор (4.1):

$$\psi_{опт} = \frac{S_{опт}}{d} = \frac{0,1177}{30} = 0,0039 \text{ мм},$$

4. Визначаємо величину середнього питомого тиску (4.2):

$$p = \frac{0,293^2 \cdot k_{\varphi e}^2 \cdot \mu \cdot n}{\psi_{опт}^2} = \frac{0,293^2 \cdot 1,210^2 \cdot 0,024 \cdot 600}{0,0039^2} = 118997 \text{ Па} \approx 119 \text{ МПа},$$

де $k_{\varphi e} = 1,210$ – коефіцієнт для $l/d = 45/30 = 1,5$ і половинного підшипника ($\varphi = 180^\circ$) (див. табл. 4.1);

$\mu = \mu_{50} \cdot \left(\frac{50}{t}\right)^{n_1} = 0,04 \left(\frac{50}{60}\right)^{2,7} = 0,024 \text{ Па} \cdot \text{с}$ – динамічна в'язкість (μ_{50} – по табл. 4.2 для масла турбінного Т46);

$n_1 = 2,7$ – ступінь по табл. 4.3 для кінематичної в'язкості $\nu = 44 \dots 48$ масла турбінного Т46.

5. Допустиме радіальне навантаження на підшипник:

$$p = \frac{R}{l \cdot d} \Rightarrow \\ R = p \cdot l \cdot d = 119 \cdot 45 \cdot 30 = 160 \text{ 650 Н} \approx 160 \text{ кН}$$

Таким чином, підшипник з такими характеристиками, що складено при посадці $\varnothing 30 \frac{H8}{d9}$ витримує радіальне навантаження 160 кН.

5 ІНДИВІДУАЛЬНІ ЗАВДАННЯ

Індивідуальне завдання №1.1

Для заданого з'єднання (табл. 5.1) скласти схему розташування полів допусків, визначити систему утворення і вид посадки, знайти і вказати на схемі граничні відхили і розміри отвору і вала, граничні зазори або натяги, допуск посадки в з'єднанні. В залежності від характеру посадки:

а) якщо посадка **з натягом**: визначити силу запресування посадки та температури нагріву отвору і охолодження валу за даними, наведеними в табл. 5.2

б) якщо посадка **перехідна**: визначити очікувану під час складання частку з'єднань з зазором (ймовірність зазору) та частку з'єднань з натягом (ймовірність натягу) і побудувати криву нормального розподілу.

в) якщо посадка **з зазором**: визначити допустиме радіальне навантаження за даними, наведеними в табл. 5.3

Таблиця 5.1 – Варіанти даних

Варіант	Посадка	Варіант	Посадка	Варіант	Посадка	Варіант	Посадка
1	Ø40H8/s7	11	Ø25H8/x8	21	Ø25H8/x8	31	Ø20M8/h7
2	Ø100H8/u7	12	Ø85H8/s7	22	Ø85H8/s7	32	Ø25K8/h7
3	Ø60H8/n7	13	Ø45H8/z8	23	Ø45H8/z8	33	Ø30JS8/h7
4	Ø30H8/m7	14	Ø53H8/js7	24	Ø53H8/js7	34	Ø100D8/h8
5	Ø50H8/e8	15	Ø12H8/e8	25	Ø12H8/e8	35	Ø40F8/h8
6	Ø36H8/c8	16	Ø63M8/h7	26	Ø100H8/u8	36	Ø50U8/h8
7	Ø45H7/h7	17	Ø70K8/h7	27	Ø110H8/n7	37	Ø67H8/s7
8	Ø80H8/k7	18	Ø75H8/d8	28	Ø75H8/m7	38	Ø19H8/c8
9	Ø125H8/js7	19	Ø80H8/h8	29	Ø40H8/k7	39	Ø20H8/f8
10	Ø85H8/u7	20	Ø85H8/f8	30	Ø15N8/h7	40	Ø75H8/u8

Таблиця 5.2 – Варіанти даних для посадок з натягом

№	Розміри			Матеріал		Спосіб складання
	d_0 , мм	d_1 , мм	l , мм	Отвір	Вал	
1	-	150	120	Сталь 30	Сталь30	Під пресом
2	55	240	110	Сталь35	Сталь35	3 розігрівом
3	20	120	60	Сталь 40	Чавун СЧ-35	3 охолодженням
4	12	80	75	Сталь 45	Латунь ЛА-77-2	Комбінований
5	-	150	140	Сталь 30	Сталь 35	Під пресом
6	-	80	60	Сталь 35	Сталь 40	3 розігрівом
7	-	80	75	Сталь 40	Латунь ЛА-77-2	3 охолодженням
8	40	160	160	Сталь 40	Сталь 30	Комбінований
9	60	240	100	Сталь 45	Чавун СЧ-35	Під пресом
10	-	60	60	Сталь 30	Сталь 30	3 розігрівом
11	50	240	100	Сталь 35	Сталь 35	3 охолодженням
12	25	80	35	Сталь 40	Сталь 40	Комбінований
13	25	85	35	Сталь 45	Сталь 45	Під пресом
14	30	220	80	Бронза АЖ-9-4	Сталь 45	3 розігрівом
15	80	270	100	Сталь 30	Чавун СЧ-45	3 охолодженням
16	-	80	70	Сталь 30	Чавун СЧ-40	Комбінований
17	32	80	40	Сталь 35	Чавун СЧ-35	Під пресом
18	42	85	71	Сталь 40	Латунь ЛА-77-2	3 розігрівом
19	40	80	95	Сталь 45	Бронза АЖ-9-4	3 охолодженням
20	34	80	80	Сталь 45	Латунь ЛА-77-2	Комбінований
21	32	85	71	Бронза АЖ-9-4	Бронза АЖ-9-4	Під пресом
22	-	100	75	Сталь 35	Чавун СЧ-45	3 розігрівом
23	-	90	71	Чавун СЧ-40	Чавун СЧ-40	3 охолодженням
24	36	180	50	Латунь ЛА-77-2	Чавун СЧ-35	Комбінований
25	160	240	50	Латунь ЛА-77-2	Сталь 30	Під пресом
26	160	260	80	Сталь 30	Сталь 35	3 розігрівом
27	100	260	100	Сталь 40	Латунь ЛА-77-2	3 охолодженням
28	-	50	30	Сталь 45	Бронза АЖ-9-4	Комбінований
29	-	20	20	Сталь 35	Латунь ЛА-77-2	Під пресом
30	-	30	20	Сталь 45	Бронза АЖ-9-4	3 розігрівом
31	180	210	100	Чавун СЧ-45	Бронза АЖ-9-4	3 охолодженням
32	100	210	80	Чавун СЧ-40	Сталь 30	Комбінований
33	-	50	25	Чавун СЧ-35	Сталь 40	Під пресом
34	45	180	70	Сталь 30	Сталь 45	3 розігрівом
35	30	180	100	Сталь 35	Сталь 35	3 охолодженням
36	-	25	40	Латунь ЛА-77-2	Сталь 45	Комбінований
37	32	180	60	Бронза АЖ-9-4	Бронза АЖ-9-4	Під пресом
38	32	150	100	Латунь ЛА-77-2	Латунь ЛА-77-2	3 розігрівом
39	-	50	100	Бронза АЖ-9-4	Бронза АЖ-9-4	3 охолодженням
40	12	80	450	Бронза АЖ-9-4	Бронза АЖ-9-4	Комбінований

Таблиця 5.3 – Варіанти даних для посадок з зазором

№	l, мм	n, об/ хв	Матеріал		Масло	Температура роботи під- шипника t, °C
			Отвір	Вал		
1	105	1000	Сталь 30	Сталь30	Індустріальне 30	60
2	50	1500	Сталь35	Сталь35	Моторне Т	75
3	55	750	Сталь 40	Чавун СЧ-35	Індустріальне 30	50
4	60	1000	Сталь 45	Латунь ЛА-77-2	Турбінне 57	65
5	70	2000	Сталь 30	Сталь 35	Індустріальне 30	70
6	50	1500	Сталь 35	Сталь 40	Індустріальне 50	55
7	75	500	Сталь 40	Латунь ЛА-77-2	Індустріальне 30	50
8	80	750	Сталь 40	Сталь 30	Турбінне 57	60
9	85	1000	Сталь 45	Чавун СЧ-35	Індустріальне 40	62
10	90	500	Сталь 30	Сталь 30	Індустріальне 30	70
11	95	750	Сталь 35	Сталь 35	Турбінне 22	78
12	100	1000	Сталь 40	Сталь 40	Індустріальне 30	50
13	105	750	Сталь 45	Сталь 45	Турбінне 46	55
14	110	500	Бронза АЖ-9-4	Сталь 45	Індустріальне 30	60
15	115	750	Сталь 30	Чавун СЧ-45	Індустріальне 50	70
16	120	1000	Сталь 30	Чавун СЧ-40	Індустріальне 30	75
17	75	1500	Сталь 35	Чавун СЧ-35	Сепараторне Л	76
18	130	2000	Сталь 40	Латунь ЛА-77-2	Індустріальне 30	65
19	135	1000	Сталь 45	Бронза АЖ-9-4	Турбінне 22	56
20	140	1500	Сталь 45	Латунь ЛА-77-2	Індустріальне 30	70
21	150	500	Бронза АЖ-9-4	Бронза АЖ-9-4	Турбінне 22	50
22	105	1000	Сталь 35	Чавун СЧ-45	Індустріальне 30	60
23	50	1500	Чавун СЧ-40	Чавун СЧ-40	Моторне Т	60
24	55	750	Латунь ЛА-77-2	Чавун СЧ-35	Індустріальне30	60
25	60	1000	Латунь ЛА-77-2	Сталь 30	Турбінне 57	50
26	70	2000	Сталь 30	Сталь 35	Індустріальне 30	52
27	65	1500	Сталь 40	Латунь ЛА-77-2	Турбінне 57	75
28	75	500	Сталь 45	Бронза АЖ-9-4	Індустріальне 30	76
29	80	750	Сталь 35	Латунь ЛА-77-2	Турбінне 57	80
30	85	1000	Сталь 45	Бронза АЖ-9-4	Турбінне 46	82
31	90	500	Чавун СЧ-45	Бронза АЖ-9-4	Індустріальне 12	60
32	95	750	Чавун СЧ-40	Сталь 30	Турбінне 22	50
33	100	1000	Чавун СЧ-35	Сталь 40	Індустріальне 30	50
34	105	750	Сталь 30	Сталь 45	Індустріальне 40	76
35	110	500	Сталь 35	Сталь 35	Індустріальне 30	65
36	115	750	Латунь ЛА-77-2	Сталь 45	Турбінне 30	56
37	120	1000	Бронза АЖ-9-4	Бронза АЖ-9-4	Індустріальне 30	55
38	75	1500	Латунь ЛА-77-2	Латунь ЛА-77-2	Турбінне 46	57
39	130	2000	Бронза АЖ-9-4	Бронза АЖ-9-4	Індустріальне 30	75
40	135	1000	Бронза АЖ-9-4	Бронза АЖ-9-4	Турбінне 22	70



ЛІТЕРАТУРА

1. Кулік Т. О. Взаємозамінність, стандартизація та технічні вимірювання : практикум : методичні вказівки до практичних робіт для студентів всіх спеціальностей галузі знань «Механічна інженерія» всіх форм навчання. Краматорськ : ДДМА, 2020. 28 с.
2. Якимчук Г. К., Адаменко Ю. І., Плівак О. А. Допуски і посадки : довідник : в 2 т. Київ : Основа, 2011. Т. 1. 96 с.
3. Допуски і посадки : довідник : в 2 т. / Г. К. Якимчук, Ю. І. Адаменко, С. В. Майданюк, О. А. Плівак. Київ : Основа, 2012. Т. 2. 96 с.
4. Допуски, посадки та технічні вимірювання. Практикум. Частина 1 : навч. посібн. / Ю. І. Адаменко та ін. Івано-Франківськ : Симфонія форте, 2016. 164 с.
5. ДСТУ 2500-94. Основні норми взаємозамінності. Єдина система допусків та посадок. Терміни та визначення. Позначення і загальні норми. [Чинний від: 1995-07-01]. Вид. офіц. Київ : Держстандарт України, 1994. 52 с.
6. ДСТУ ISO 2768-1-2001. Основні допуски. Частина 1. Допуски на лінійні та кутові розміри без спеціального позначення допусків (ISO 2768-1:1989, IDT). [Чинний від: 2003-01-01]. Вид. офіц. Київ : Держстандарт України, 2002. 8 с.
7. ДСТУ ISO 286-1-2002. Допуски і посадки за системою ISO. Частина 1. Основи допусків, відхилів та посадок (ISO 286-1:1988, IDT). [Чинний від: 2003-01-01]. Вид. офіц. Київ : Держспоживстандарт України, 2003. 41 с.
8. ДСТУ ISO 286-2-2002. Допуски і посадки за системою ISO. Частина 2. Таблиці квалітетів стандартних допусків і граничних відхилень отворів і валів (ISO 286-2:1988, IDT). [Чинний від: 2003-01-01]. Вид. офіц. Київ : Держспоживстандарт України, 2004. 47 с.
9. ДСТУ ГОСТ 2.307:2013. Єдина система конструкторської документації. Нанесення розмірів і граничних відхилів (ГОСТ 2.307-2011, IDT). [Чинний від: 2014-09-01]. Вид. офіц. Київ : Мінекономрозвитку України, 2015. 39 с.



Навчально-методичне видання

Кулік Тетяна Олександрівна

**ВЗАЄМОЗАМІННІСТЬ, СТАНДАРТИЗАЦІЯ
І ТЕХНІЧНІ ВИМІРЮВАННЯ:**

**методичні рекомендації
до виконання індивідуального завдання
«ДОПУСКИ ТА ПОСАДКИ ГЛАДКИХ З'ЄДНАНЬ»**

Самостійне електронне мережеве видання

Публікується в авторській редакції