

2023

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»

Факультет Машинобудівний

Кафедра Деталей машин і підйомно-транспортних механізмів

Ступінь вищої освіти Магістр

Спеціальність 133 - Галузеве машинобудування

(код і найменування)

Освітня програма (спеціалізація) Підйомно-транспортні, дорожні, будівельні, меліоративні машини і обладнання.

(назва освітньої програми (спеціалізації))

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри **МАРТОВИЦЬКИЙ Л.М.**

«15» _____ 12 _____ 20 23 року

З А В Д А Н Н Я
НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЄКТ (РОБОТУ) СТУДЕНТА(КИ)

КРАУЗ Олександр Сергійович

(ПРИЗВИЩЕ, ім'я, по батькові)

1. Тема проєкту (роботи) Дослідження впливу концентраторів напружень на опір втомі сталі Ст. 3

керівник проєкту (роботи) доц. МАРТОВИЦЬКИЙ Леонід Максимович,

(науковий ступінь, вчене звання, ПРИЗВИЩЕ, ім'я, по батькові)

затверджені наказом закладу вищої освіти від «11» _____ 10 _____ 2023 _____ року №387

2. Строк подання студентом проєкту (роботи) 19.12.2023р.

3. Вихідні дані до проєкту (роботи) _____ Зразки зі сталі 3 із різними концентраторами напружень _____

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) вплив на витривалість металів середніх напружень циклу, вплив на витривалість концентраторів напружень, апроксимація кривих рівної довговічності, методика проведення експерименту та досліджувані матеріали, апроксимація кривих рівної довговічності діаграми граничних амплітуд сталі ст3

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень, кількість слайдів, плакатів) _____

6. Консультанти розділів проєкту (роботи)

Розділ	ПРИЗВИЩЕ, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	прийняв виконане завдання
1	МАРТОВИЦЬКИЙ Леонід Максимович доцент		
2	МАРТОВИЦЬКИЙ Леонід Максимович доцент		
3	МАРТОВИЦЬКИЙ Леонід Максимович доцент		
4	МАРТОВИЦЬКИЙ Леонід Максимович доцент		
5	МАРТОВИЦЬКИЙ Леонід Максимович доцент		

7. Дата видачі завдання «_11_» _____10_____20_23року.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проєкту (роботи)	Строк виконання етапів проєкту (роботи)	Примітка
1	Загальна частина	18.10.2023р	
2	Вплив на витривалість металів середніх напружень циклу	25.09.2023р	
3	Вплив на витривалість концентраторів напружень стрілових кранів	27.10.2023р	
4	Апроксимація кривих рівної довговічності	30.10.2023р	
5	Методика проведення експерименту та досліджувані матеріали	15.11.2023р	
6	Апроксимація кривих рівної довговічності діаграми граничних Амплітуд сталі ст3	17.11.2023р	
	Результати й висновки	01.12.2023р	
7	Оформлення пояснювальної записки	04.12.2023р	

Студент(ка)

(підпис)

Олександр КРАУЗ

(Ім'я ПРИЗВИЩЕ)

Керівник проєкту (роботи)

(підпис)

Леонід МАРТОВИЦЬКИЙ

(Ім'я ПРИЗВИЩЕ)

РЕФЕРАТ

ПЗ: 71 с., 22 рис., 13 табл., 26 джерел.

Об'єктом досліджень є сталь Ст 3.

Мета роботи – дослідження впливу концентраторів напружень на опір втоми сталі Ст 3, отримання діаграм витривалості сталі Ст 3 для широкого діапазону стискаючих і розтягуючих середніх напружень, досліджено закономірність впливу асиметрії циклу на значення коефіцієнта чутливості сталі Ст3 до концентрації напружень

Руйнування металів від втоми є результатом дії змінних або повторних навантажень, причому для таких руйнувань у цьому випадку потрібно значно менше максимальне навантаження, чим при статичному руйнуванні.

В машинах, як правило, деталей і конструкції піддаються дії змінних навантажень при наявності концентрації напружень, що, як правило, приводить до прискорення втомного руйнування.

Втомне руйнування звичайно пов'язані з багатьма тисячами або мільйонами циклів навантаження, що пов'язане зі значними витратами часу й грошових ресурсів. Тому можливість представити результати експериментів у вигляді кривих рівної довговічності діаграм граничних амплітуд або граничних напружень, які найбільш повно й зручно описують опір втомному руйнуванню конструкційних матеріалів, має велике значення.

НАПРУЖЕННЯ, КОНЦЕНТРАТОР НАПРУЖЕНЬ, СЕРЕДНІ НАПРУЖЕННЯ СТИСКУ, ОПІР ВТОМИ, АСИМЕТРІЯ ЦИКЛУ, АПРОКСИМАЦІЯ КРИВИХ.

ЗМІСТ

1 Вступ	7
2 Аналіз стану питання	10
2.1 Вплив на витривалість металів середніх напружень циклу	11
2.2 Вплив на витривалість концентраторів напружень.....	14
2.3 Апроксимація кривих рівної довговічності.....	17
Завдання подальших досліджень.....	20
3 Методика проведення експерименту та досліджувані матеріали	20
3.1 Технічні дані установки.....	20
3.2 Конструкція та принцип функціонування установки.....	21
3.2.1 Конструкція та принцип дії механізму силового агрегату.....	21
3.2.2 Електричний привод силового агрегату.....	26
3.2.3 Вимірювання діючих навантажень.....	30
3.2.4 Градування вимірювальної системи.....	30
3.2.4.1 Вибір масштабу вимірювань.....	33
3.2.4.2 Процедура градування.....	35
3.2.5 Оцінка похибки градування в статистичному аспекті.....	35
3.2.6 Оцінка похибки навантаження.....	44
3.2.7 Повірка стабільності статичного навантаження.....	45
3.2.8 Оцінка похибки автоматичного регулювання амплітуди навантаження....	45
3.3 Заходи безпеки.....	48
3.4 Порядок проведення випробувань на опір втомі.....	48
3.4.1 Визначення навантажень.....	48
3.4.2 Підготовка силового агрегату до випробувань.....	50
3.4.3 Закріплення зразків і надання постійної складової циклу.....	50
3.4.4 Випробування в динамічному режимі.....	51
4 Апроксимація кривих рівної довговічності діаграми граничних амплітуд сталі Ст3	54
5 Основні результати й висновки.....	72
Перелік посилань	73

ВСТУП

Для забезпечення прогресу машинобудування велике значення має поліпшення якості конструкційних матеріалів та раціональне використання їх службових характеристик, що дає можливість зробити вироби більш конкурентоздатними. Підвищення надійності та зниження матеріалоємності виробів особливо важлива у такій галузі, як важке машинобудування, оскільки воно є матеріалоємним.

Але для створення економічних надійних високопродуктивних машин з мінімальною вагою конструктори повинні мати достовірну інформацію про міцність, та вплив концентраторів напружень, застосовуваних конструкційних матеріалів в умовах, близьких до експлуатаційних.

Оскільки більшість деталей машин працює в умовах динамічного навантаження, то одним з основних критеріїв, що визначають експлуатаційні параметри машин, є опір втомному руйнуванню деталей, що входять у ці машини.

Щодо питань втоми матеріалів, академік І.І. Артоболевский відзначає, що "... прогрес машинобудування в створенні машин великої потужності й високої продуктивності, що працюють на основі процесів з високими параметрами, показав, що найбільш важливими напрямками в області механіки, які ставляться до міцності машин, є питання втоми, пластичності, крихкості" [1] .

У наш час проблемі втоми конструкційних матеріалів приділяється досить значна увага.

Працями вітчизняних і закордонних вчених досить повно розроблені умови втомних випробувань, досліджений вплив різних факторів на опір втоми, зроблені істотні кроки по вивченню природи втомних руйнувань і т.д. Але необхідно відзначити, що, при великій кількості робіт з втоми, основна частина експериментальних результатів отримана при симетричному згині. Однак дані, що стосуються зазначеного виду навантаження, не завжди забезпечують конструкторів

повною й достовірною інформацією про опір втомі конструкційних матеріалів, які застосовують для виготовлення деталей машин, тому що останні можуть бути піддані в реальних умовах і інших видах деформацій, наприклад: крутінню, осьовому навантаженню й т.д. У цей час конструктори не мають достатньої інформації про витривалість конструкційних матеріалів при осьових навантаженнях. Особливо залишаються нечисленними дослідницькі роботи при наявності концентраторів напружень, хоча про доцільність проведення таких робіт неодноразово відзначалося раніше [4, 5]

Не існує також достовірного зв'язку між статичними характеристиками міцності й границями витривалості, оскільки механізм руйнування в умовах статичного навантаження різко відрізняє від механізму руйнування при втомі [6, 7, 8, 9]. Застосовувані іноді на практиці математичні залежності між границями витривалості, межами міцності й плинності [10] мають індивідуальний характер і не можуть бути використані як універсальні формули.

Для проектування деталей, що працюють в умовах асиметрії циклу, використовують діаграми граничних амплітуд, побудовані по аналітичних залежностях Герберга, Гудмана, Зодерберга, Смита й інших авторів [6, 11] не завжди й не повністю описують поведінку конструкційних матеріалів при експлуатаційних умовах. Особливо суперечливі і часто не відповідають дійсності результати, які дають названі формули впливу концентраторів напружень на опір втомі.

Все це викликає у конструкторів труднощі при проектуванні деталей машин, що працюють в умовах асиметрії циклу, що нерідко приводить до створення недостатньо міцних або із завищеною металоємністю виробів.

Тому для цілей проектування безсумнівний інтерес мають випробування, що дають можливість представити результати експериментів у вигляді кривих рівної довговічності діаграм граничних амплітуд або граничних напружень, які найбільше повно й зручно описують опір втомному руйнуванню конструкційних матеріалів.

На жаль, такі діаграми в досить повному виді поки зустрічаються вкрай рідко. Особливо мало вивчена область діаграм впливу концентраторів напружень на опір втомі сталі Ст. 3.

У зв'язку з викладеним, визнано доцільним у даній роботі провести дослідження впливу концентраторів напружень на опір втомі сталі Ст. 3 в умовах асиметрії циклу.

Результати зазначених досліджень допоможуть конструкторам оптимізувати розрахунки деталей, що працюють в умовах асиметрії циклу.

2 АНАЛІЗ СТАНУ ПИТАННЯ

Безсумнівно, основна частина відомих експериментальних даних, з втоми конструкційних матеріалів, отримана при симетричному згині. Головним чином, це є наслідком того, що такий режим навантаження найбільше легко здійснимо на машинах згину з обертанням. Однак більшість деталей у металоконструкціях несуть осьові навантаження, що змінюється за асиметричним циклом, як при розтягуючих, так і при стискаючих середніх напруженнях циклу. Основним джерелом навантажень в умовах експлуатації є тривалі осьові навантаження. Величину й характер цих навантажень визначають розрахунковим шляхом і уточнюють шляхом тензометрування готових виробів у лабораторних і експлуатаційних умовах.

У вітчизняних і закордонних організаціях важкої промисловості розроблені й широко впроваджені в практику комплексні методи дослідження навантажень, що діють на елементи машин в умовах експлуатації. Ці методи дають можливість скласти програму експериментальних робіт з вивчення міцностних характеристик використовуваних конструкційних матеріалів. Результати цих робіт потім використовуються в конструкторських бюро при проектуванні нових конструкцій і для обґрунтування можливостей продовження терміну служби й підвищення рентабельності металоконструкцій.

У зв'язку із цим, можна зробити висновок, що для забезпечення виробу оптимальних параметрів міцності, конструкторам необхідні відомості про витривалість застосовуваних матеріалів при всіляких коефіцієнтах асиметрії циклу. У зв'язку із цим і розглянемо міцностні властивості сталі Ст3 в умовах осьового циклічного навантаження.

2.1 Вплив на витривалість металів середніх напружень циклу

При вивченні витривалості конструкційних матеріалів в умовах асиметричних навантажень звичайно розглядають залежність границь витривалості або від величини коефіцієнта асиметрії, або від рівня середніх напружень циклу.

У загальному випадку напруження, що діють на елемент конструкції, можна представити

$$\sigma = \sigma_m + \sigma_a f(t) \quad (2.1)$$

де $f(t)$ - функція часу.

Згідно формули (2.1) асиметричний цикл розглядають як навантаження, що складається з постійної складової σ_m , на яку накладається змінне навантаження з амплітудою σ_a . Оскільки обидві ці величини впливають на довговічність випробуваного об'єкта, можна записати

$$N = f(\sigma_m, \sigma_a) \quad (2.2)$$

При розгляді питання про вплив асиметрії циклу на витривалість матеріалів часто досліджують зміна величини амплітудних напружень у зв'язку зі змінами середніх напружень циклу при фіксованих значеннях довговічності N . При цьому

$$\sigma_a = f(\sigma_m, |N|) \quad (2.3).$$

де σ_a - граничні амплітуди. Формула (2.3) описує криві рівної довговічності діаграм граничних амплітуд.

Для більшої об'єктивності аналізу витривалості різних матеріалів граничні амплітуди асиметричних циклів, що відповідають середнім напруженням у частках

від межі міцності при розтяганні, порівнюють із границею витривалості симетричного навантаження.

Тоді формула (2.3) прийме вид

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_{-1}} = f\left(\frac{\sigma_m}{\sigma_B}, N\right) \quad (2.4)$$

На рис. 1.3 у формі залежності (2.4) представлені результати випробувань зразків зі сталі Ст3 [3, 25]. Для більшої повноти аналізу ці результати зручно розглядати у зв'язку з параболою Гербера й лінією Гудмана, які є першими математичними інтерпретаціями кривих рівної довговічності [12] .

З рис. 1.3 випливає, що основна кількість експериментальних точок розташовується між зазначеними кривими.

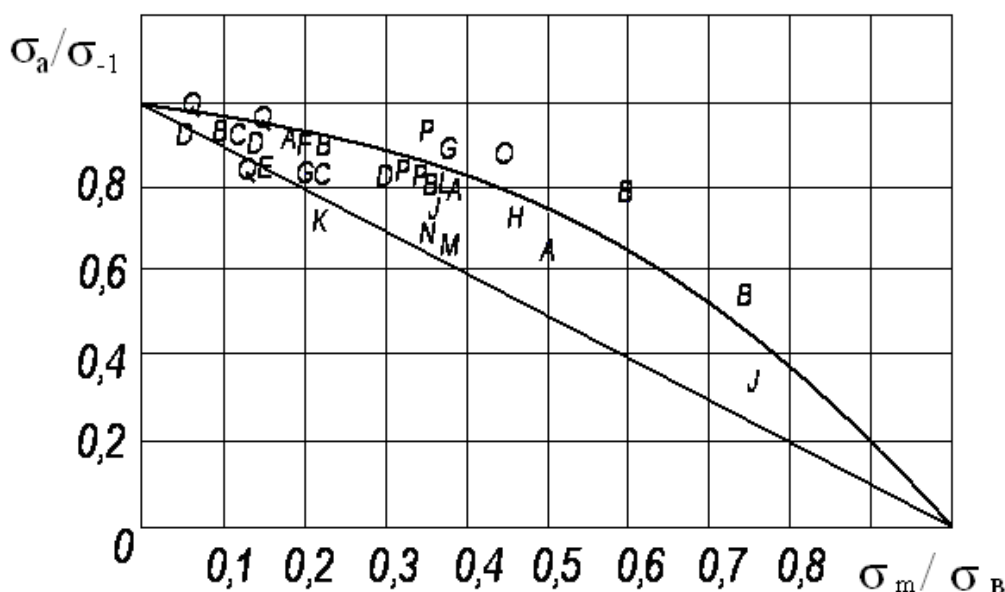
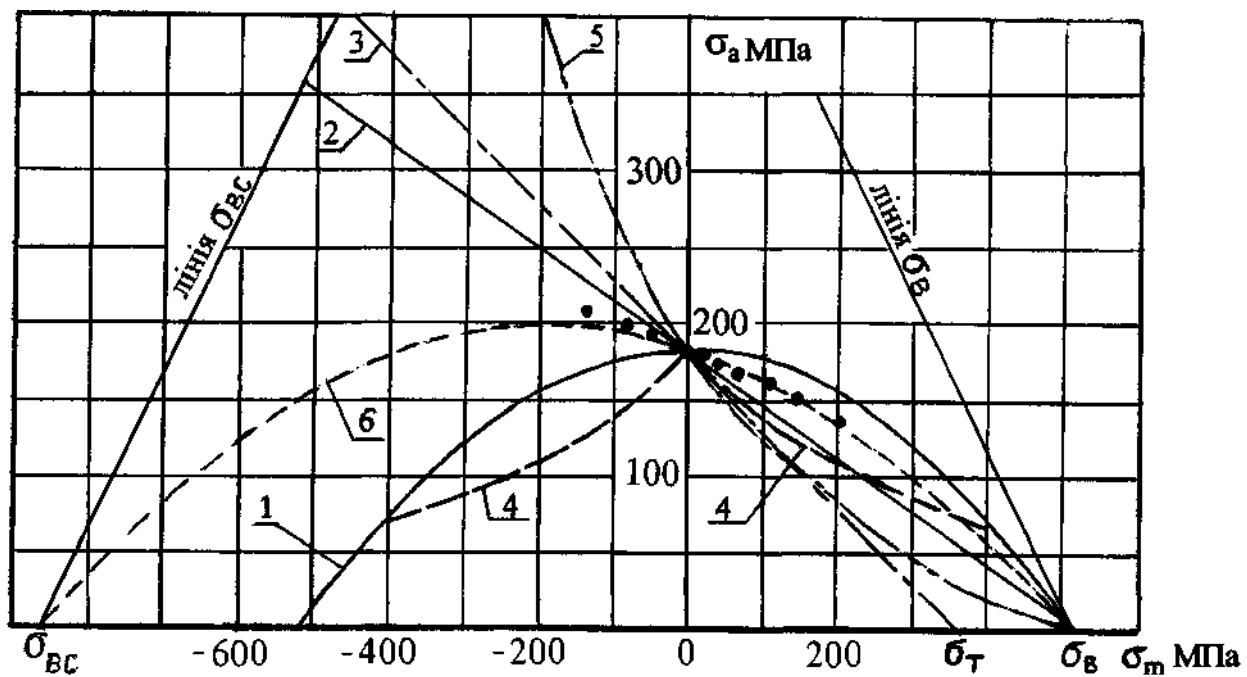


Рисунок 1.2 – Безрозмірна діаграма $\sigma_a - \sigma_{\sigma}$ для сталей

(І- нікельхроммолібденова, К-нікельхроммолібденова, L-SAE 4340, M-SAE 2330, N-SAE 8630, O-SAE 8630, Q-нікелева, Н- хромомолібденова, J-SAE 4340, А-м'яка, В-м'яка, С,Е,F,G,P-St 52 (з різним вмістом вуглецю та легуючих матеріалів, та при різній термообробці)).



1 – парабола Гербера; 2 – лінія Зодерберга; 3 – лінія Гурмана; 4 – крива Гурмана;
5 – крива Сміта; 6 – крива, отримана в ЗНТУ.

Рисунок 1.3 – Криві апроксимації граничних амплітуд

2.2 Вплив на витривалість концентраторів напружень

Припускається, що в довгій деталі постійного або поступово мінливого перетину при осьовому навантаженні напруження розподіляється рівномірно по поперечному перерізі. Будь-яка різка зміна форми, така як надріз, канавка або отвір, викликає місцеву зміну в розподілі напружень, що залежить від зміни площі поперечного перерізу або контуру. Аналогічно, для інших умов навантаження передбачається, що поодаль від місця прикладання навантаження напруження будуть розподілятися відповідно до елементарної теорії опору матеріалів, якщо деталі мають постійне, або поступово змінний перетин.

Концентрація напружень оцінюється коефіцієнтом концентрації напружень α , що визначається як відношення максимального місцевого напруження в зоні концентрації до номінального напруження в тім же місці, обчисленому по елементарній теорії. При оцінці впливу концентрації напружень номінальне напруження звичайно обчислюється по перерізу нетто, якщо тільки не робиться застереження. Іноді більш зручно користуватися номінальним напруженням, знайденому в повному перерізі. Максимальні місцеві напруження в місці зміни форми можна визначити теоретично, методом фотопружності або безпосереднім виміром деформації, при цьому передбачається, що матеріал ізотропний і підкоряється закону Гука. Опір втомі значно знижується за рахунок концентрації напружень, однак це зниження часто менше, ніж це впливає з коефіцієнту концентрації α , обчисленого в припущенні пружного стану матеріалу, і тому вводиться поняття ефективного коефіцієнту концентрації κ_σ , що визначається як відношення границі втоми зразка без концентрації до границі втоми зразка з концентрацією напружень. Залежність між κ_σ і α оцінюється коефіцієнтом чутливості до надрізу

$$q = \frac{\kappa_\sigma - 1}{\alpha - 1}$$

Значення q звичайно становить від 0 до 1. Коли $\kappa_\sigma = \alpha$, $q = 1$ і матеріал повністю чутливий до надрізу. Якщо надріз не впливає на границю втоми, $\kappa_\sigma = 1$, $q = 0$ і матеріал не чутливий до надрізу.

Головним завданням розрахунку, яке повинно бути вирішено, у зв'язку з концентрацією напружень, являється визначення границі втоми деталі

Експериментальні спостереження показали, що границя втоми не залежить від розміру для гладких зразків, випробуваних при осьовому навантаженні, але зростає зі зменшенням розміру гладких зразків, випробуваних при згині, і для надрізаних зразків при всіх видах напруженого стану.

Пояснюється це тим, що тільки в гладких зразках, випробуваних при осьовому навантаженні, напруження розподіляється рівномірно по небезпечному перерізі. Тому виявляється, що вплив розміру є наслідком обмеженості зон максимальної напруженості в матеріалі; опір втомі зростає по мірі того, як обсяг матеріалу в зоні максимальної напруженості зменшується, або інакше кажучи, опір втомі зростає з ростом градієнта напружень.

Щоб пояснити ці явища була висунута гіпотези - концепція ролі дефектів [26].

Концепція дефектів полягає в тому, що всі матеріали містять внутрішні порушення цілісності, за рахунок чого виникає концентрація напружень і що їхній опір втомі, включаючи вплив розміру, можна пояснити на цій основі.

По-перше, якщо дефекти рідко розподілені, опір втомі буде залежати від ймовірності наявності дефекту в області максимального напруження. При рівномірному розподілі напружень ймовірність наявності дефекту буде високої, у той час як у вершині гострого надрізу ймовірність буде низкою. Це дає в результаті широкий розбрід довговічностей по-різному надрізаних зразків. Передбачалося, що деякі форми пористості або інтерметалевих включень можуть діяти в деяких матеріалах як рідкі розподілені дефекти [26].

Подруге, вплив внутрішніх дефектів буде залежати від їхнього розміру стосовно області високої напруженості. Це можна проілюструвати,

розглядаючи вплив конструктивного надрізу. Якщо надріз у матеріалі, що містить багато внутрішніх дефектів, великий у порівнянні з дефектами, то ряд дефектів буде перебувати цілком поза областю високої напруженості у вершині надрізу і припускається, що κ_σ повинен майже дорівнювати α . Якщо ж розмір надрізу порівнюємо з розміром дефектів, то середні напруження поперек будь-якого дефекту будуть помітно менше, ніж максимальні напруження, і припускається, що значення κ_σ буде на багато менше, ніж α . Інакше кажучи, якщо матеріал насичений внутрішніми концентраторами напружень, то додання ще одного концентратора приблизно такого ж розміру не зробить великого впливу.

Опір втомі деталей з надрізами при дії напружень з асиметричним циклом можна представити діаграмою $\sigma_a - \sigma_m$ (рис. 2.1-2.4). На рис. 2.1-2.4 по залежності Сміта (крива 4) показаний вплив середніх розтягуючих та стискаючих напружень циклу на границю втоми при осьовому навантаженні. Дані результати отримані при випробуванні сталевих зразків з не проваром, з повним проваром, а також з болтовими й заклепувальними з'єднаннями. Їхній опір подібний опору зразків без надрізів; під дією пульсуючого розтягання лінія Гудмана, що дає оцінку границі втоми при навантаженні асиметричним циклом для більшості результатів, у той час як середні стискаючі напруження збільшують граничну амплітуду втомного руйнування.

Застосування при розрахунку лінії Гудмана, проведеної від границі втоми при симетричному циклі, діленого на α , до точок, що відповідають границі міцності на розтягання, підтверджується експериментальними результатами для більшості матеріалів. Однак застосування цієї лінії може привести до ненадійного визначення границі втоми при асиметричному циклі навантаження зразків з надрізом зі сплавів з високим відношенням границі текучості до границі міцності при розтяганні. Для цих матеріалів втомні руйнування можуть відбуватися при напруженнях у вершині надрізу нижче границі текучості; у цих випадках, як середні напруження циклу, так і змінні напруження, яким матеріал може чинити опір, будуть знижені при наявності надрізу.

Слід зазначити, що лінія Гудмана дає перебільшений опір втоми для багатьох результатів на мал. 2.1-2.4.

2.3 Апроксимація кривих рівної довговічності

Для опису кривих рівної довговічності різними авторами запропонований ряд аналітичних залежностей, ступінь відповідності яких до результатів експериментів зручно розглянути на прикладі досліджених даних (рис. 2.1-2.4).

Першої з таких залежностей є парабола Гербера (крива 1), виведена ним на підставі результатів експериментів Велера й Баушинтера [12]

$$\sigma_a = \sigma_{-1} \left[1 - \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_B} \right)^2 \right] \quad (2.5)$$

Ця формула має симетричні вітки при $\sigma_m > 0$ і $\sigma_m < 0$ (див. рис. 2.1-2.4) і, отже, передбачає втону рівноміцність матеріалів при розтяганні і стисканні, у зв'язку із чим оцінки σ_a за формулою (2.5) часто завищені в зоні розтягання й занижені при стиску (рис. 2.1-2.4).

Гудман, вивчаючи зв'язок між статичним і динамічним деформуванням, запропонував між величинами, що входять у формулу (2.5), лінійну залежність (крива 2) [12]

$$\sigma_a = \sigma_{-1} \left[1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_B} \right] \quad (2.6)$$

яка звичайно занижує граничні амплітуди при $\sigma_m > 0$ і завищує при $\sigma_m < 0$ (рис. 2.1-2.4).

Зодерберг обмежив діаграму граничних амплітуд (крива 3, рис. 2.1-2.4). границею текучості при розтяганні й представив своє співвідношення у вигляді [3]

$$\sigma_a = \sigma_{-1} \left[1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_T} \right] \quad (2.7)$$

Якщо врахувати, що більшість експериментальних даних лежить вище лінії Гудмана при $\sigma_m > 0$ і нижче при $\sigma_m < 0$, те, отже, залежність (2.7) має недоліки, властивій формулі (2.6), ще більшою мірою.

Дж. Смитом запропонована залежність [3]

$$\sigma_a = \sigma_{-1} \frac{1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_B}}{1 + \frac{\sigma_m}{\sigma_B}} \quad (2.8)$$

Крива по формулі (2.8) (крива 4) проходить нижче лінії Гудмана при $\sigma_m > 0$ і вище, коли $\sigma_m < 0$ і, ймовірно, досить часто буде давати занижені значення граничних амплітуд при що розтягують і значно завищені - при стискаючих середніх напруженняхх циклу.

Аналіз кривих за формулами Гудмана, Сміта та Зодерберга показав, що величини σ_a є заниженими при середніх напруженнях розтягання і значно завищені при стискаючих σ_m . Парабола Гербера завищує оцінки граничних амплітуд при $\sigma_m > 0$ і значно їх занижує при $\sigma_m < 0$.

Парабола Гербера передбачає однаковий опір втомі при розтяганні і стисканні, що не підтверджується сучасним досвідом. У більшості металів при збільшенні середніх напружень стиску граничні амплітуди спочатку зростають, приблизно до границі текучості, а далі значення σ_a мають тенденцію до зменшення [1, 2].

ЗАВДАННЯ ПОДАЛЬШИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

Із проробленого аналізу впливає наступне:

- 1) діючі на елементи кранових металевих конструкцій осьові навантаження характеризуються досить широким діапазоном коефіцієнтів асиметрії як при розтягуючих, так і стискаючих середніх напругах циклу;
- 2) накопичено певну інформацію про витривалість конструкційних матеріалів при симетричних і асиметричних, із середніми напруженнями розтягання, навантаженнях;
- 3) експериментальні значення граничних амплітуд при середніх напруженнях розтягання більш-менш задовільно апроксимуються залежностями Гербера, Гудмана, Зоденберга, Смита, але спостерігаються значні розбіжності при середніх напруженнях розтягання;
- 4) відсутні переконливі відомості про опір втомному руйнуванню при осьових навантаженнях конструкційних матеріалів при середніх навантаженнях стиску;
- 5) відсутні формули для опису кривих рівної довговічності, які враховують опір втомі при середніх напруженнях стиску.
- 6) відсутні формули для опису впливу концентраторів напружень на опір втомі конструкційних матеріалів.

На підставі висновків визнано доцільним провести дослідження впливу концентраторів напружень на опір втомному руйнуванню конструкційних матеріалів(сталі Ст3) в умовах асиметрії циклу, приділивши особливу увагу режимам із середніми напруженнями стиску.

3 МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ЕКСПЕРЕМЕНТУ ТА ДОСЛІДЖУВАНІ МАТЕРІАЛИ

Розглянута методика випробувань розроблена відповідно до вимог ГОСТа 2860-65 і рекомендаціями інших джерел, які вказуються в інших підрозділах.

Випробування проводяться на установці осьового циклічного навантаження, що дозволяє робити одночасно випробування до 8 зразків і деталей типу стрижнів з будь-якою асиметрією циклу як при що розтягують, так і стискаючих середніх напругах.

3.1 Технічні дані установки

3.1.1 Статичне навантаження для відтворення середнього напруження циклу (розтягу, стиску) 0...30 кН, амплітудне навантаження для надання змінної складової циклу 0...25 кН.

3.1.2 Основна похибка відтворення статичного навантаження не перевищує ± 125 Н;

основна похибка відтворення амплітуди навантаження не перевищує ± 125 Н.

3.1.3 Нестабільність динамічного навантаження в діапазоні 5...25 кН не перевищує $\pm 3\%$.

3.1.4 Діапазон робочих частот навантаження 15...25 Гц.

3.1.5 Об'єкти випробувань – стандартні зразки у відповідності до ДОСТ 25.502-79 або конструктивні зразки (за умов замовника), поперечні перерізи робочої частини яких визначаються характеристиками міцності матеріалу, що досліджується.

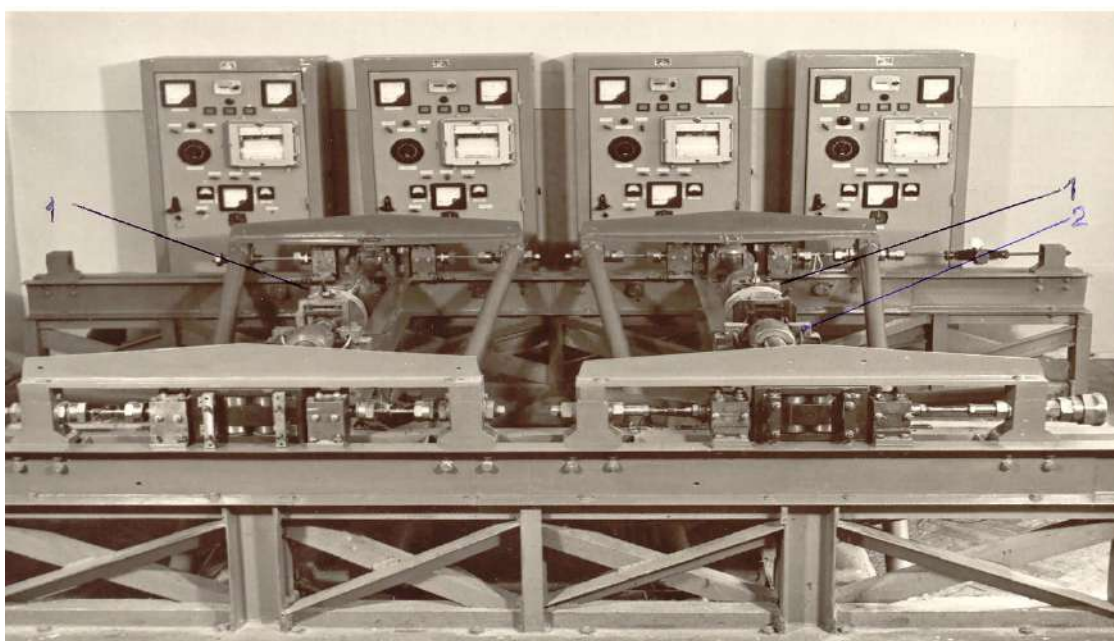
3.1.6 Максимальна кількість об'єктів одночасного випробування 8.

3.1.7 Коефіцієнт асиметрії циклу – будь-який.

3.2 Конструкція та принцип функціонування установки

Загальний вид установки представлено на рисунку 3.1 Установка складається із чотирьох (автономних) силових агрегатів з індивідуальним керуванням за допомогою виносного пульта (рис. 3.2).

Кожний силовий агрегат, по суті, представляє машину для досліджень на втому з навантаженням об'єктів випробувань за допомогою відцентрових сил рухомих деталей силозбуджуючого механізму.



1 – резисторний регулятор чуйності системи авторегулювання (R2),
2 – кінцевий вимикач (B2)

Рисунок 3.1 – Установка для випробувань на втому

Примітка: в дужках позначення апарата з рис. 3.5

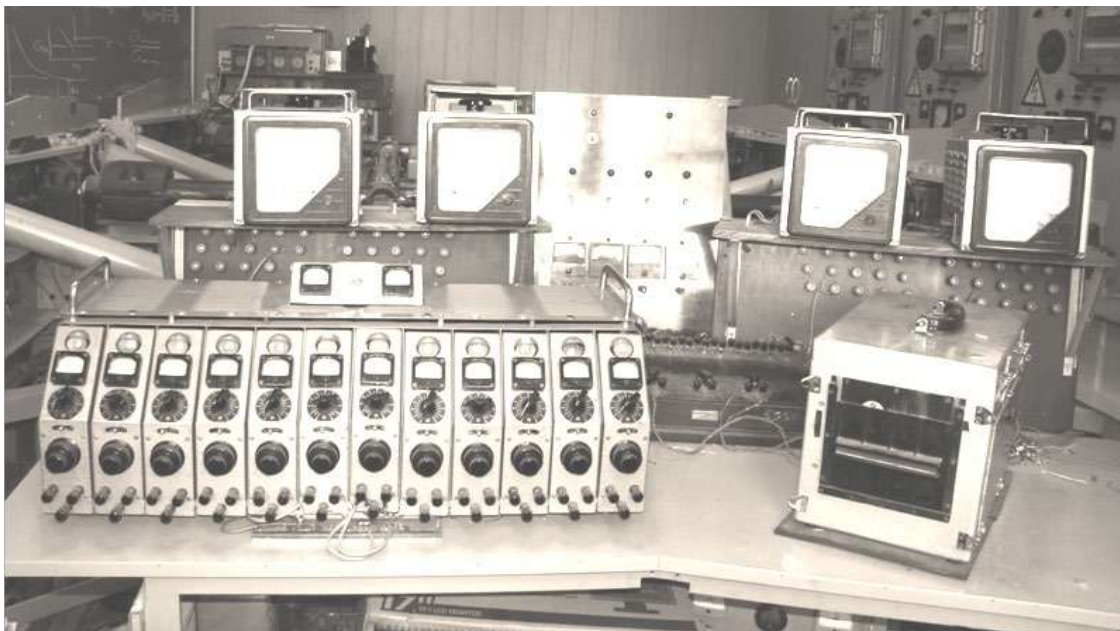


Рисунок 3.2 – Виносний пульт керування

3.2.1 Конструкція та принцип дії механізму силового агрегату

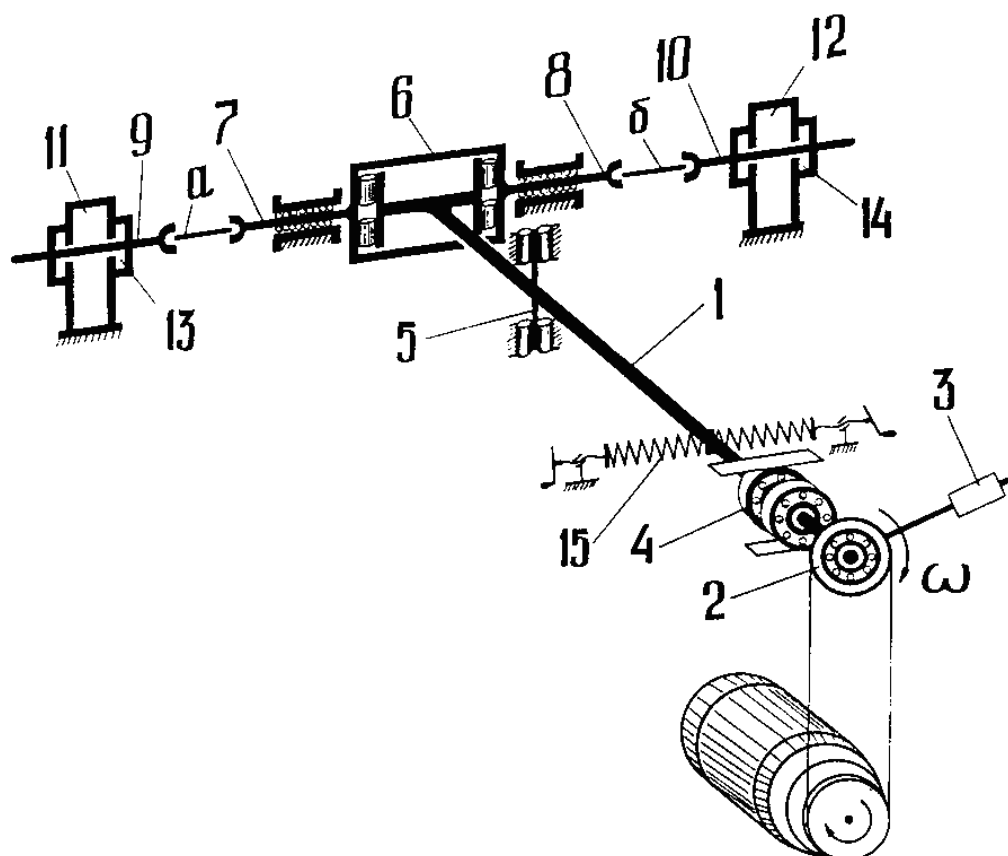
Силовий агрегат (рис. 3.3) складається із двоплечого навантажувального важеля 1, на вільному кінці якого на підшипниках вільно обертається збуджуюча голівка 2, яка несе ексцентрично розміщений вантаж 3. Голівка приводиться в обертальний рух за допомогою пасової передачі від електродвигуна постійного струму. Аби важелю надавався коливальний рух тільки в горизонтальній площині, він через підшипники 4 опирається на верхню та нижню горизонтальні напрямні і за допомогою вертикального пальця 5 шарнірно пов'язаний зі станиною. При обертанні вантажу 3 виникає відцентрова сила

$$Q = m\omega^2 R, \quad (3.1)$$

де m – маса вантажу 3,

ω – кутова швидкість обертання вантажу довкола осі важеля,

R – відстань центра мас вантажу до осі його обертання.



1 – Навантажувальний важіль, 2 – збуджуюча голівка, 3 – інерційний вантаж, 4 – підшипники горизонтальної опори, 5 – палець, 6 – сило-передавальна рамка, 7,8 – активні тяги, 9,10 – нерухомі тяги, 11,12 – стійки, 13,14 – зажимні гайки, 15 – пружини, а, б – випробувальні зразки

Рисунок 3.3 – Кінематична схема силового агрегату

Оскільки вертикальна складова сили Q сприймається горизонтальними напрямними, то на довге плече важеля діє горизонтальна сила

$$F = m\omega^2 R \sin\omega t, \quad (3.2)$$

яка приводить важіль у вимушений коливальний рух відносно пальця 5 у відповідності до закону

$$\varphi = k \sin\omega t, \quad (3.3)$$

де φ - кут відхилення навантажувального важеля від положення рівноваги;

k – коефіцієнт пропорційності.

Коливання важеля відбуваються з частотою збуджувальної сили, оскільки зовнішні та внутрішні сили опору приведуть до зникнення власних коливань системи.

Для визначення зусиль, діючих на об'єкти досліджень, розглянемо умову рівноваги сил, які діють на навантажувальний важіль (рис. 3.4). Відповідно до принципу Даламбера необхідно у склад зовнішніх сил, діючих на важіль, включити також сили інерції маси важеля та усіх рухомих деталей, пов'язаних з останнім.

Рівняння моментів відносно точки О буде

$$\sum M_0 = F_0 l + \int_0^L \mu \frac{d^2 y}{dt^2} x dx + \sum_{i=1}^n m_i \frac{d^2 y_i}{dt^2} x_i - FL = 0, \quad (3.4)$$

звідкіля сила, що діє на зразки, визначиться з умови

$$F_0 = \frac{L m \omega^2 R \sin \omega t - \int_0^L \mu \frac{d^2 y}{dt^2} x dx - \sum_{i=1}^n m_i \frac{d^2 y_i}{dt^2} x_i}{1}, \quad (3.5)$$

де μ - погонна маса навантажувального важеля;

m_i – зосереджена маса, закріплена на важелі, що знаходиться на відстані x_i від пальця О (маса голівки m_r включно);

l та L – довжина відповідно короткого та довгого плеч важеля;

y – функція коливального руху важеля

$$y = f(x, t) \quad (3.6)$$

Оскільки коливальний рух має вимушений характер з частотою ω , то рівняння (3.6) можна записати

$$y = y(x) \sin \omega t \quad (3.7)$$

де $y(x)$ – функція, яка описує положення важеля в зв'язку з податністю зразка та системи силопередачі, які обумовлюють кут відхилення φ ;

Функція $y(x)$ має вид

$$y(x) = \frac{\delta(F_0)}{1} x, \quad (3.8)$$

де $\delta(F_0)$ - податність зразка та системи силопередачі під дією сили F_0 .

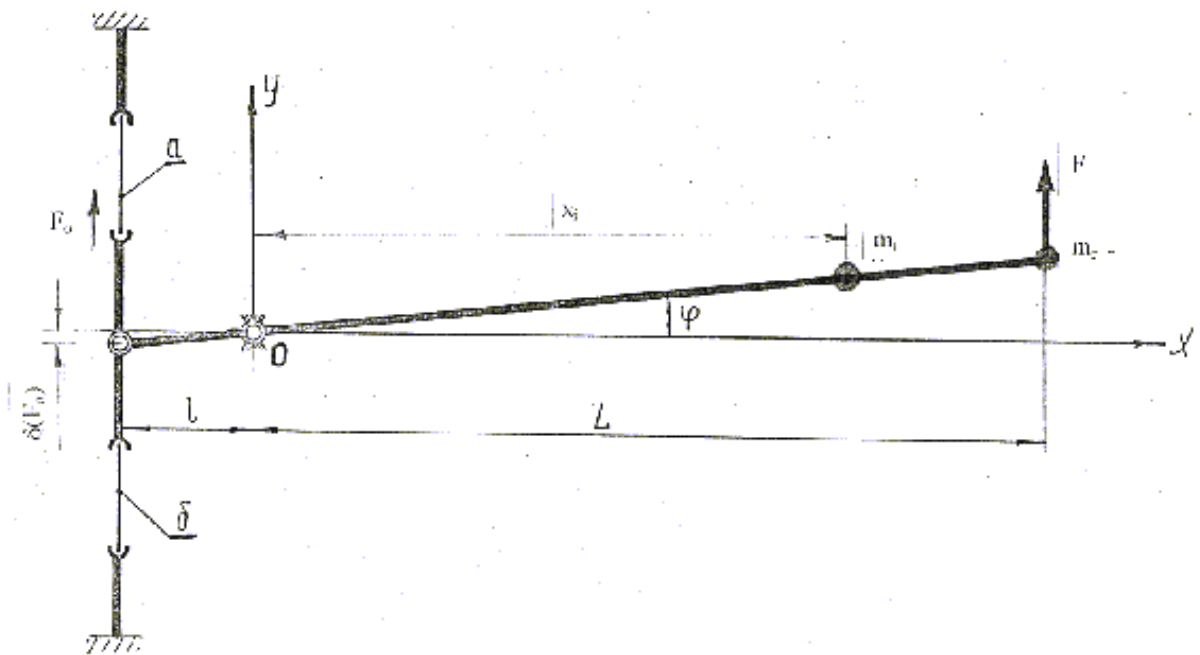


Рисунок 3.4 – Розрахункова схема силового агрегату

Відхиленням осі важеля в зв'язку з його пружною податністю можна зневажати оскільки воно складає на довжині консолі 1000 мм не більше 3 мм.

Введемо заміну $\frac{\delta(F_0)}{1} = A$ тоді (3.8) прийме вид

$$y(x) = Ax, \quad (3.9)$$

При цьому друга похідна функції (3.7) запишеться

$$\frac{d^2 y}{dt^2} = -A x \omega^2 \sin \omega t, \quad (3.10)$$

Підставив (3.10) в (3.5) і виконав нескладні перетворення маємо навантаження, що діє на зразки

$$F_0 = \frac{\omega^2 \sin \omega t}{1} \left(t m R L + A \mu \frac{L^3}{3} + A \sum_{i=1}^n m_i x_i^2 \right), \quad (3.11)$$

Фрагмент осцилограми, представлений на рис. 3.3, підтверджує синусоїдальний характер циклу навантаження зразка, що відповідає формулі (3.11) і вимогам стандарту.

Сила F_0 на зразки а та б (див. рис. 3.3) передається через підшипники на рамку 6, з якою жорстко з'єднані тяги 7 та 8 з захватами, що утримують внутрішні кінці зразків. Зовнішні кінці останніх закріплені в нерухомих тягах 9 та 10, жорстко пов'язаних зі станиною за допомогою стійок 11, 12 та гайок 13, 14.

Якщо метою випробувань є визначення медіанної довговічності за половиною зруйнованих зразків, то є доцільним одночасно випробувати два зразка (один з яких руйнується). Потрібне при цьому середнє навантаження досягається за допомогою гайок 13, 14. Якщо така задача не ставиться, то з метою економії об'єктів випробувань встановлюється тільки один зразок, а потрібне середнє напруження циклу задається пружинами 15, або на друге робоче місце зразка встановлюється пружний елемент-пружина.

3.2.2 Електричний привод силового агрегату

Відповідно до формули (3.11) навантажувальна сила F_0 , що діє на об'єкти випробувань, пропорційна квадрату кутової швидкості коливального руху важеля. Це означає, що стабільність навантаження зразків залежить від стабільності

обертання вала електродвигуна привода. Авторегулювання швидкості вала двигуна здійснюється за принципом від'ємного зворотного зв'язку (рис. 3.5).

Під дією коливального руху магніт 2, прикріплений до важеля 1, наводить в обмотці індукційного перетворювача ІД пропорційну швидкості руху магніту електрорушаючу силу (ЕРС) індукції

$$\varepsilon = c v, \quad (3.12)$$

де c – константа, яка залежить від індуктивності обмотки і характеристики магніту.

Швидкість руху магніта

$$v = \frac{d\varphi}{dt} b = k_1 \omega \cos \omega t, \quad (3.13)$$

де b – відстань від магніта до пальця “О”;

k_1 – коефіцієнт пропорційності.

Без врахування фази коливань можна записати

$$\varepsilon = k_1 \omega \sin \omega t \quad (3.14)$$

Із формул (3.11) та (3.14) видно, що і навантаження зразка, і ЕРС індукції залежать від однієї величини ω , що дає можливість здійснити авторегулювання електропривода.

Наведена в обмотці датчика ЕРС, випрямлена мостом $V_5 \dots V_8$, через розподільувач напруги R_2 подається на вхід потенціометра ПСР з трипозиційним регулюючим пристроєм, який через ланцюги комутації керує працею реверсивного двигуна M_2 . Вал цього двигуна з'єднан з повзунком резистора R_1 , який регулює силу струму якоря, а отже і оберти вала силового двигуна M_1 .

Живлення якоря і обмотки збудження двигуна M_1 здійснюється від окремих стабілізованих випрямлячів, зібраних відповідно на трансформаторах Tr_1 та Tr_2 .

Ручне регулювання швидкості обертання вала двигуна, а одночасно і потрібного навантаження зразка, яке реєструється тензовимірною системою, здійснюється регулятором напруги РНО.

Праця агрегату в ручному режимі керування триває 15...20 хвилин, після чого він переводиться на роботу в автоматичному режимі.

Для приведення схеми автоматичного керування в дію показник задачі ПСР встановлюється приблизно на $\frac{3}{4}$ шкали від початку резистором R2, який виконує роль регулятора чуйності схеми, показник ЕРС потенціометра суміщають з показником задачі. При цьому силовий агрегат повинен працювати в оптимальному режимі. Регулюючий устрій ПСР знаходиться в положенні “норма”. При зменшенні частоти зменшується ЕРС індукції. Це викликає розбалансування вимірною моста потенціометра, і замикає контакти ПСРм, спрацьовування реле РЗ. На двигун М2 подається команда на зменшення опору резистора R1. При цьому сила струму якоря двигуна М1 буде зростати, збільшуючи оберти вала двигуна до оптимальних.

агрегат зупиняється. Призначення інших елементів схеми не потребує додаткових пояснень.

3.2.3 Вимірювання діючих навантажень

Налагодження силових агрегатів на робочий режим та контролювання діючих на зразки зусиль в процесі випробувань виконується за допомогою електротензосистеми (рис. 3.6), яка включає в себе наклеєні на активні тяги 7 та 8 (див. рис. 3.3) фольгові тензорезистори 4 (рис. 3.6), які працюють в комплекті з тензостанцією УТС1-ВТ-12 та шлейфовим осцилографом Н700.

Тяга 1, зразок 3 та нерухома тяга 2 представляють прямолінійний силовий ланцюг, завдяки чому зусилля в зразку буде дорівнювати зусиллю в активній тязі 1, яке фіксується тензорезистором 4. Тобто активна тяга є одночасно динамометричним елементом вимірювальної системи.

Реєстрація величини та характеру навантаження здійснюється візуально по екрану осцилографа і може бути записана на осцилограму. Градування тензосистеми виконується за допомогою еталонних динамометрів розтягання та стискання, які встановлюються безпосередньо на робочі місця об'єктів випробувань 3.

3.2.4 Градування вимірювальної системи

Градування вимірювальної системи здійснюється за допомогою еталонних динамометрів, які вмикаються в силовий ланцюг зразків випробувань. Цей ланцюг в даній машині є прямолінійним (рис. 3.7).

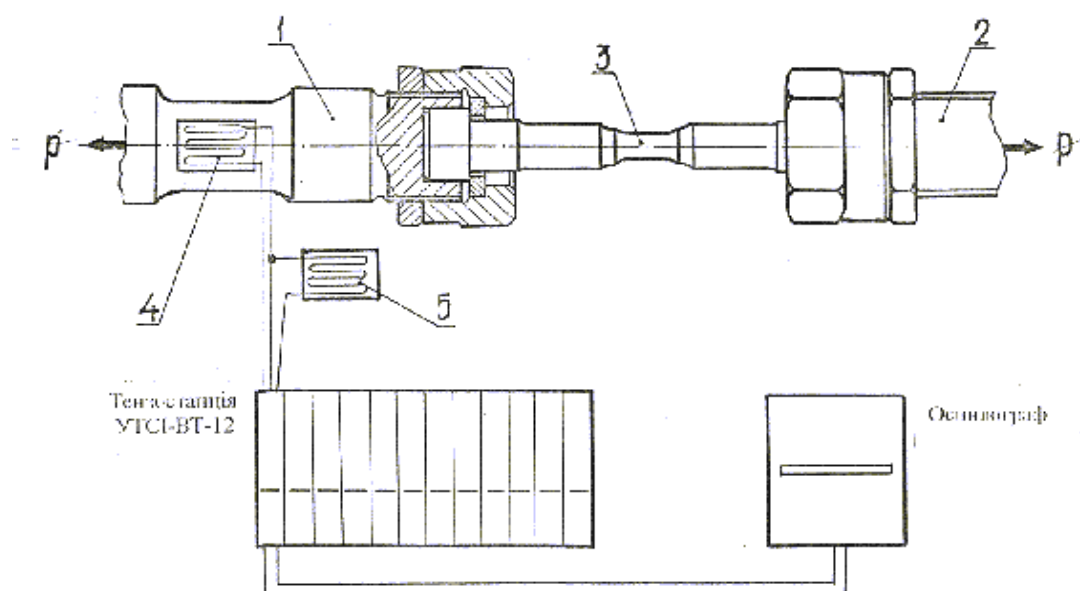
Градування можна здійснити динамометром 6, який встановлюється на місце зразка, а також динамометром 23, винесеним осьове за робочу зону машини. Більш зручним є перший варіант.

Оскільки силопередавальні елементи на об'єкти випробувань (рухомі тяги 8 та 14) є також динамометричними елементами, то тензорезистори, наклеєні на ці тяги, фіксують осьове зусилля, яке діє на відповідний зразок.

Припустимо, що здійснюємо градуювання тяги 8 з тензорезистором 9 за допомогою динамометра 6.

Для цього жорстко закріплюємо зразок 16 накладними гайками 15, 17 та тягу 21 гайками 18, 20 в стійці 19.

Динамометр стиску 6 своїми опорними місцями встановлюється на робоче місце лівого випробувального зразка за допомогою спеціальних опорних вставок, що закріплюються накладними гайками 5 та 7, які пов'язані з тягами відповідно 1 та 8. Тензорезистор приєднується до входних клем відповідного каналу тензостанції, вихід каналу – до шлейфового гальванометра осцилографа. Після балансування тензометричного моста по реактивній та активній складовим і відрегульованому і зафіксованому коефіцієнті посилення, який відповідає бажаному масштабу градуювання можна здійснювати навантаження системи. Відхилення світлового “зайчика” на екрані осцилографа буде відповідати зусиллю навантаження.



1 – активна тяга, 2 – нерухома тяга, 3 – зразок, 4 – активний тензорезистор, 5 – пасивний тензорезистор

Рисунок 3.6 – Вимірювання діючих навантажень:

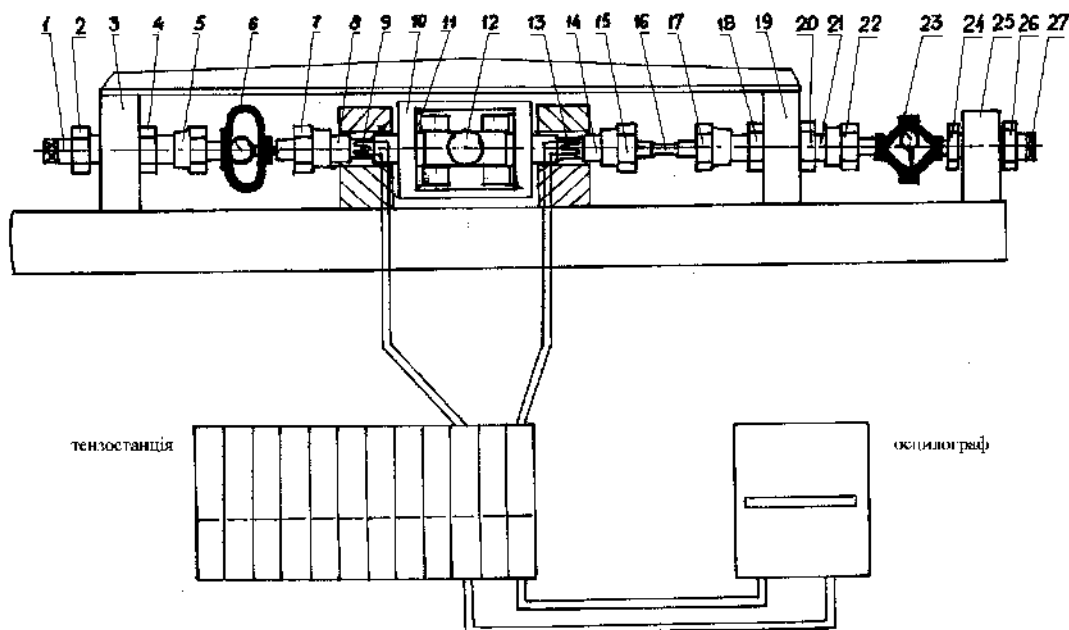


Рисунок 3.7 – Схема градуювання вимірювальної системи силового агрегату

Зусилля градуювання стиску задається гайкою 4, фіксується за допомогою динамометра 6, а реєструється по екрану осцилографа, або записується на осцилограму. Гайка 2 при цьому відведена вліво.

Якщо динамометр 6 є динамометром розтягу, то навантаження задається гайкою 2, а гайка 4 відводиться вправо. Динамометр в даному разі закріплюється гайками 5 та 7 за допомогою перехідних устроїв, здатних передавати зусилля розтягу. Йому буде відповідати відхилення “зайчика” на екрані осцилографа.

Градуювання активної тяги 14 з тензорезистором 13 здійснюється аналогічно вищеписаному. Для цього динамометр 6 переставляється на місце зразка 16. Зразок 16 встановлюється замість динамометра 6. Тяга 1 жорстко закріплюється в стійці 3 за допомогою гайок 2, 4. Гайка 20 відводиться вправо. Навантаження тяги 14 здійснюється гайкою 18 через динамометр, яким реєструється зусилля навантаження, а реакція тензорезистора 13 фіксується на екрані осцилографа.

Градуювання вимірювальної системи за допомогою виносного динамометра здійснюється в тих випадках, коли зразковий динамометр за своїми габаритами не вміщується на робочому місці об’єктів випробувань.

Припустимо, що треба здійснити градуювання силового агрегату за допомогою динамометра розтягу 23 (рис. 3.7).

При цьому замість динамометра 6 гайками 5 та 7 закріплюється дослідний зразок або спеціальна вставка з ідентичними зразку захватними голівками. Аналогічний об'єкт закріплюється і на робочому місці 16 за допомогою гайок 15 та 17. Гайки 18, 20 відводяться від стійки 19. Навантаження силової системи розтяганням здійснюється гайкою 26 (гайка 24 відведена від стійки 25). Таким чином навантаження тяги 14 відбувається від тяги 27, через динамометр 23, тягу 21, об'єкт 16. Всі ці елементи передають прямолінійно скеровану осьову силу на рухому тягу 14, на якій наклеєний тензорезистор 13, котрий деформується у відповідності до деформації тяги.

Сигнал градуювання тензорезистора 13 фіксується на екрані осцилографа у відповідності до зусилля, яке реєструє динамометр 23.

При градуюванні вимірювальної системи навантаження здійснюється ступеневе у відповідності до атестаційної документації взірцевого динамометра.

За результатами градуювання будується графік $F-l$ (рис. 3.8)

де F – зусилля навантаження, кН;

l – відхилення світлового “зайчика” осцилографа, мм.

Як свідчить графік залежність відхилення “зайчика” від зусилля, що діє на активну тягу, має лінійний характер, як при розтяганні, так і стисканню. В обох випадках масштаб градуювання однаковий за абсолютною величиною.

Це повністю відповідає фізиці процесу, оскільки електричний сигнал, що відтворюється тензорезистором, залежить від модуля пружності першого роду матеріалу, на який наклеєний тензорезистор, а модуль пружності сталі при розтяганні і стисканні протилежні за знаком, але однакові за чисельною величиною.

3.2.4.1 Вибір масштабу вимірювань

Виходячи з можливостей екрана осцилографа, аби перекрити силовий діапазон (± 30 кН), прийнятним є масштаб вимірювань 500 Н/мм, або 20 мм відхилення світлової плямки при навантаженні 10 кН. Шляхом кількократного навантаження за

допомогою динамометра та плавного регулятора посилення каналу тензостанції встановлюється бажаний масштаб.

Після встановлення масштабу вимірювань фіксується калібровий сигнал, який відповідає даному коефіцієнту посилення.

При випробуваннях на малих навантаженнях з метою підвищення точності експерименту можна вибрати менший

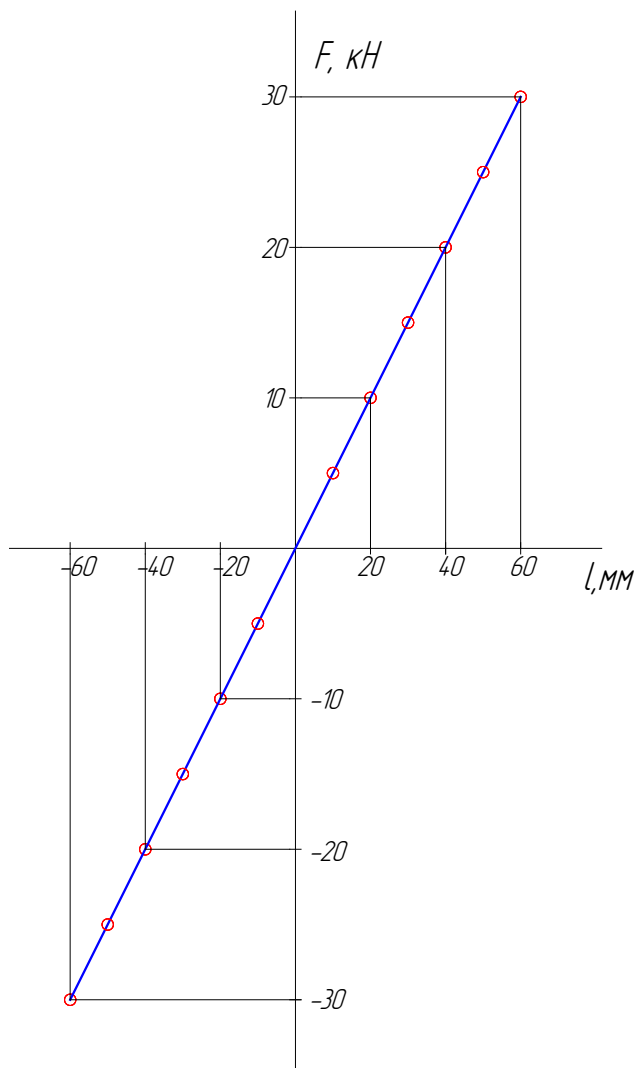


Рисунок 3.8 – Типовий графік градування силового агрегату масштаб, якому буде відповідати більший коефіцієнт посилення каналу тензостанції.

3.2.4.2 Процедура градуювання.

Після визначення масштабу вимірювань фіксується калібровий сигнал тензостанції, який відповідає даному коефіцієнту посилення каналу (і масштабу вимірювань).

Цей сигнал відтворюється шляхом введення калібрового дебалансу вимірювального тензорезисторного мостика, тензостанції.

Процес градуювання включає етапи:

- перевірка за допомогою калібрового сигналу коефіцієнта посилення (якщо треба, здійснюється додаткове регулювання);
- здійснення навантаження з контролюванням за допомогою еталонного динамометра і фіксацією по екрану осцилографа;
- математична обробка результатів градуювання;
- побудова графіка градуювання.

3.2.5 Оцінка похибки градуювання в статистичному аспекті

При навантаженні випробувального зразка відбувається деформування тяг 7 та 8 (рис. 3.3) і наклеєних на них тензорезисторів, які увімкнуті в схему вимірювального моста тензостанції UTC1-BT-12 (рис. 3.6).

Посилений сигнал від тензостанції подається на гальванометри шлейфового осцилографа Н700 і по відхиленню світлового “зайчика” здійснюється контроль за навантаженням. При оцінці точності навантаження слід враховувати три джерела похибок:

- 1) похибки, що виникають при фіксації навантаження за шкалою динамометра;
- 2) похибки, котрі залежать від стабільності тензосистеми;
- 3) похибки, які виникають при фіксації навантаження по екрану осцилографа.

Виходячи з цього, зневажаючи попередньо похибками, залежними від стабільності тензостанції і вважаючи, що точність задачі навантаження залежить від точності візуального відліку по шкалі динамометра та відхилення світлової плямки на екрані осцилографа, максимальна абсолютна похибка встановленого навантаження визначиться за формулою

$$\Delta F_{\Sigma}^{(\max)} = \mu_1 \Delta l_1 + \mu_2 \Delta l_2, \quad (3.16)$$

де μ_1 і μ_2 - масштаб вимірювання навантаження відповідно за шкалою динамометра і екраном осцилографа;

Δl_1 і Δl_2 - точність візуального відліку відповідно за шкалою динамометра та по екрану.

Оскільки похибка візуального відліку за шкалою динамометра в порівнянні з похибкою відліку по екрану осцилографа мала, то формула (3.16) прийме вигляд

$$\Delta F_{\Sigma}^{(\max)} = \mu_2 \Delta l_2. \quad (3.17)$$

Якщо прийняти $\Delta l_2 = 0,25$ мм, а $\mu_2 = 500$ Н/мм, то $\Delta F_{\Sigma}^{(\max)} = 125$ кН, що при діаметрі зразка 10 мм відповідає напруженню $\Delta \sigma = 1,59$ МПа і узгоджується з вимогами ДОСТ 25.502-79.

Приймаючи до уваги, що відлік навантажень має випадковий характер, а праця тензостанції теж підпорядковується ймовірним закономірностям є доцільним питання про точність градуювання розглядати в статистичному аспекті.

Припустимо, що результат кожного навантаження за допомогою зразкового динамометра виступає як випадкова величина у вигляді відхилення світової плямки від свого нульового значення. Означимо цю випадкову величину на даному рівні навантаження через l . Тоді середнє арифметичне значення цієї величини визначимо за формулою.

$$\bar{l} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n l_i, \quad (3.18)$$

де n – кількість вимірів на даному рівні навантаження;

l_i – відхилення світової плямки при (i - тому) замірі.

Емпірична дисперсія

$$S^2 = \frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (l_i - \bar{l})^2, \quad (3.19)$$

при цьому середнє квадратичне відхилення

$$S = \left[\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (l_i - \bar{l})^2 \right]^{\frac{1}{2}}, \quad (3.20)$$

і коефіцієнт варіації

$$V = \frac{S}{\bar{l}} \cdot 100\%. \quad (3.21)$$

На підставі названих статистик можна визначити інтервал довіри величини l

$$\bar{l} - t_{\alpha k} \frac{S}{\sqrt{n}} < l < \bar{l} + t_{\alpha k} \frac{S}{\sqrt{n}}, \quad (3.22)$$

де $t_{\alpha k}$ – коефіцієнт Ст'юдента для k ступенів свободи ($k=n-1$) і вірогідності α (прийнято $\alpha=0,95$).

Для оцінки точності градування вимірювальної системи в статистичному аспекті навантаження здійснюємо десятикратно. Результати вимірювань представлено у вигляді таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 – Результати градування

Зусилл я на динамо метри, Н	номер вимірювань									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
	відхилення світлової плямки, мм									
5000	10,0	10,0	10,1	10,1	10,1	10,2	10,0	10,0	10,1	10,1
10000	20,0	20,1	20,1	20,2	20,0	20,2	20,2	20,1	20,0	20,2
15000	30,2	30,0	30,5	30,3	30,3	30,0	30,2	30,2	30,3	30,0
20000	40,2	40,2	40,4	40,3	40,3	40,4	40,0	40,2	40,4	40,4
25000	50,3	50,0	50,1	50,2	50,4	50,0	50,2	50,3	50,2	50,4
30000	60,1	6,2	6,3	60,5	60,6	60,1	60,2	60,3	60,4	60,0

Для спрощення розрахунків статистик дані таблиці 3.1 представимо у вигляді таблиць варіаційних рядів: 3.2...3.3

Таблиця 3.2 – Статистична обробка результатів градування при F=5000Н

№ п/п	Варіаційн ий ряд l_i	$l_i - \bar{l}$	$(l_i - \bar{l})^2$	Дисперсі я S^2
1.	10,0	-0,06	0,0036	0,00487
2.	10,0	-0,06	0,0036	
3.	10,0	-0,06	0,0036	
4.	10,0	-0,06	0,0036	
5.	10,0	-0,06	0,0036	
6.	10,1	0,04	0,0016	
7.	10,1	0,04	0,0016	
8.	10,1	0,04	0,0016	
9.	10,1	0,04	0,0016	
10.	10,2	0,14	0,0194	
$\bar{l}$	10,06		$\sum_{i=1}^{10} =$ 0,0438	S=0,0698

Коефіцієнт варіації, %

$$V = \frac{0,0698}{10,06} \cdot 100\% = 0,69.$$

Інтервал довіри величини l , мм

$$10,06 - 2,262 \frac{0,0698}{\sqrt{10}} < l < 10,06 + 2,262 \frac{0,0698}{\sqrt{10}}$$

$$\text{або } l = 10,06 \pm 0,05$$

Таблиця 3.3 – Статистична обробка результатів градуювання при $F=10000\text{Н}$

№ п/п	Варіаційний ряд l_i	$l_i - \bar{l}$	$(l_i - \bar{l})^2$	Дисперсія S^2
1.	20,0	-0,11	0,0121	0,00767
2.	20,0	-0,11	0,0121	
3.	20,0	-0,11	0,0121	
4.	20,1	-0,01	0,0001	
5.	20,1	-0,01	0,0001	
6.	20,1	-0,01	0,0001	
7.	20,2	0,09	0,0081	
8.	20,2	0,09	0,0081	
9.	20,2	0,09	0,0081	
10.	20,2	0,09	0,0081	
$\bar{l}$	20,11		$\sum_{i=1}^{10} = 0,06900$	$S=0,0876$

Коефіцієнт варіації величини l , %

$$V = \frac{0,0876}{20,11} \cdot 100\% = 0,43.$$

Інтервал довіри величини l , мм

$$20,11 - 2,262 \frac{0,0876}{\sqrt{10}} < l < 20,11 + 2,262 \frac{0,0876}{\sqrt{10}}$$

$$\text{або } l = 20,11 \pm 0,06$$

Таблиця 3.4 – Статистична обробка результатів градуювання при $F=15000$ Н

№ п/п	Варіаційний ряд l_i	$l_i - \bar{l}$	$(l_i - \bar{l})^2$	Дисперсія S^2
1.	30,0	-0,2	0,04	0,02667
2.	30,0	-0,2	0,04	
3.	30,0	-0,2	0,04	
4.	30,2	0	0	
5.	30,2	0	0	
6.	30,2	0	0	
7.	30,3	0,1	0,01	
8.	30,3	0,1	0,01	
9.	30,3	0,1	0,01	
10.	30,5	0,3	0,09	
$\bar{l}$	30,2		$\sum_{i=1}^{10} = 0,2400$	$S=0,1633$

Коефіцієнт варіації величини l , %

$$V = \frac{0,1633}{30,2} \cdot 100\% = 0,54.$$

Інтервал довіри величини l , мм

$$30,2 - 2,262 \frac{0,1633}{\sqrt{10}} < l < 30,2 + 2,262 \frac{0,1633}{\sqrt{10}},$$

$$\text{або } l=30,2\pm0,12$$

Таблиця 3.5 – Статистична обробка результатів градуювання при $F=20000$ Н

№ п/п	Варіаційний ряд l_i	$l_i - \bar{l}$	$(l_i - \bar{l})^2$	Дисперсія S^2
1.	40,0	-0,28	0,0784	0,01733
2.	40,2	-0,08	0,0064	
3.	40,2	-0,08	0,0064	
4.	40,2	-0,08	0,0064	
5.	40,3	0,02	0,0004	
6.	40,3	0,02	0,0004	
7.	40,4	0,12	0,0144	
8.	40,4	0,12	0,0144	
9.	40,4	0,12	0,0144	
10.	40,4	0,12	0,0144	
$\bar{l}$	40,28		$\sum_{i=1}^{10} = 0,1560$	$S=0,1317$

Коефіцієнт варіації величини l , мм

$$V = \frac{0,1317}{40,28} \cdot 100\% = 0,33.$$

Інтервал довіри величини l , мм

$$40,28 - 2,262 \frac{0,1317}{\sqrt{10}} < l < 40,28 + 2,262 \frac{0,1317}{\sqrt{10}}$$

$$\text{або } l=40,28\pm0,09$$

Таблиця 3.6 – Статистична обробка результатів градуювання при F=25000 Н

№ п/п	Варіаційний ряд l_i	$l_i - \bar{l}$	$(l_i - \bar{l})^2$	Дисперсія S^2
1.	50,0	-0,21	0,0441	0,0201
2.	50,0	-0,21	0,0441	
3.	50,1	-0,11	0,0121	
4.	50,2	-0,01	0,0001	
5.	50,2	-0,01	0,0001	
6.	50,2	-0,01	0,0001	
7.	50,3	0,09	0,0081	
8.	50,3	0,09	0,0081	
9.	50,4	0,19	0,0361	
10.	50,4	0,19	0,0361	
$\bar{l}$	50,21		$\sum_{i=1}^{10} = 0,18090$	S=0,1418

Коефіцієнт варіації, %

$$V = \frac{0,1418}{50,21} \cdot 100\% = 0,28 \%$$

Інтервал довіри

$$50,21 - 2,262 \frac{0,1418}{\sqrt{10}} < l < 50,21 + 2,262 \frac{0,1418}{\sqrt{10}}$$

$$\text{або } l = 50,21 \pm 0,10 \text{ мм}$$

Таблиця 3.7 – Статистична обробка результатів градуювання при F=30000

№ п/п	Варіаційний ряд l_i	$l_i - \bar{l}$	$(l_i - \bar{l})^2$	Дисперсія S^2
1.	60,0	-0,27	0,0729	0,03567
2.	60,1	-0,17	0,0289	
3.	60,1	-0,17	0,0289	
4.	60,2	-0,07	0,0049	
5.	60,2	-0,07	0,0049	
6.	60,3	0,03	0,0009	
7.	60,3	0,03	0,0009	
8.	60,4	0,13	0,0169	
9.	60,5	0,23	0,0529	
10.	60,6	0,33	0,1089	
$\bar{l}$	60,27		$\sum_{i=1}^{10} = 0,3210$	S=0,1888

Коефіцієнт варіації, %

$$V = \frac{0,1888}{60,27} \cdot 100\% = 0,31.$$

Інтервал довіри

$$60,27 - 2,262 \frac{0,1888}{\sqrt{10}} < l < 60,27 + 2,262 \frac{0,1888}{\sqrt{10}}$$

$$\text{або } l = 60,27 \pm 0,135 \text{ мм}$$

Результати статистичної обробки зведемо в таблицю 3.8.

Таблиця 3.8 – Результати статистичної обробки даних градування

Зусилл я	Серед не арифметич не	Диспе рсія, S^2	Серед не квадратичн	Коефі цієнт	Інтерв ал довіри 1, мм
5000	10,06	0,00487	0,0698	0,69	10,06±0,05
10000	20,11	0,00767	0,0876	0,43	20,11±0,06
15000	30,20	0,02667	0,1633	0,54	30,20±0,12
20000	40,28	0,01733	0,1317	0,33	40,28±0,09
25000	50,21	0,02010	0,1718	0,28	50,21±0,10
30000	60,27	0,03567	0,1888	0,31	60,27±0,13

Невелике значення коефіцієнтів варіації свідчить про стабільність праці системи на всіх рівнях градування.

За даними таблиці 3.8 будують графік градування (див. рис. 3.8), який свідчить про добру лінійну пропорційність залежність відхилення світлової плямки осцилографа від зусилля, що діє на активну тягу, а значить і на об'єкт випробування.

3.2.6 Оцінка похибки навантаження

Оскільки вимірювальна система підпорядковується прямопропорційній закономірності, то визначення відхилення світлової плямки на екрані осцилографа, яке відповідає потрібному зусиллю, можна розрахувати аналітично, а також визначити за допомогою графіка (рис. 3.8).

Надання навантаження об'єкту випробування за допомогою тензовимірювальної системи реєструється відхиленням „зайчика ”на екрані осцилографа.

Аналіз точності надання навантаження за допомогою тензовимірювальної системи виконується навпаки процесу градування. При цьому зусилля реєструється за допомогою екрана осцилографа, а контролювання навантаження

здійснюється еталонним динамометром, встановленим на місце випробуваного зразка.

Такий аналіз проведено при зусиллях 10000, 20000, 30000 Н. Статистична обробка результатів експерименту виконана за методикою, представленою в розділі 3.2.5. Результати аналізу зведені в таблицю 3.9.

Результати аналізу свідчать про задовільну стабільність праці тензовимірjuвальної системи при відтворенні визначеного навантаження на зразки.

3.2.7 Повірка стабільності статичного навантаження

Для повірки стабільності статичного зусилля на зразки система з установленими двома зразками навантажується до зусилля 30000 Н і витримується на протязі 12 годин. Допустиме зменшення навантаження не повинно перевищувати 300 Н. Повірка виконується не рідше ніж 1 раз на рік.

Контролювання зусилля здійснюється за допомогою тензовимірjuвальної системи силового агрегату.

3.2.8 Оцінка похибки автоматичного регулювання амплітуди навантаження

Коливання температури середовища, зміна в'язкості мастил, нестабільність напруги електричної мережі та ряд інших факторів чинять вплив на стабільність функціонування машин. Ці фактори можуть вносити свій вплив на стабільність амплітуди циклу. Тому для контролю і підтримування заданої амплітуди навантаження силові агрегати обладнані системою авторегулювання змінної складової циклу, яка працює за принципом негативного зворотного зв'язку. Подробно принцип праці системи авторегулювання подано в описі установки (див. 3.2). Система авторегулювання вводиться в функціонування після попереднього ручного регулювання на протязі приблизно тридцяти хвилин, коли процес стабілізується силовий агрегат прогріється і ручна підналадка уповільнюється.

Таблиця 3.9. – Результати точності відтворення зусилля

Зусилля, що задається, Н	Відхилення “зайчик”, мм	Номер вимірювань									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
		F_c – зусилля, контрольоване динамометром									
10000	20,1	1011 4	1003 6	1005 0	9951	1000 2	1003 6	1000 6	1005 0	1001 5	1003 6
20000	40,2	2004 4	1996 7	2001 7	2001 3	1997 9	1997 1	2000 8	2000 8	1999 2	2000 6
30000	60,3	3003 4	3010 0	3011 4	3002 1	3005 7	2999 6	3003 1	3008 4	3001 3	3007 7

Інтервали довіри

Для $F=10000$ Н $10029 \pm 23,96$

Для $F=20000$ Н $20000 \pm 27,65$

Для $F=30000$ Н $30052 \pm 28,61$

Для введення системи авторегулювання при положенні вимикача В8 (рис. 3.5) в позиції, “керування автомат” при вимкненому вимикачі В9 сумішують за допомогою резистора R2 вказник потенціометра з вказником задачі.

Після цього система вимикачем В9 переводиться на режим автокерування.

Процес авторегулювання можна записати на осцилограму, а також за допомогою потенціометра ПСР на діаграмну стрічку. При використанні реєстрації за другим варіантом з метою кількісної оцінки похибок попередньо необхідно виконати градуювання потенціометра.

Для цього в ручному режимі керування потрібно ступеневе зменшити, а потім збільшити змінну складову циклу (амплітуду) відповідно на 1,2,3,4,5 %, виконуючи при цьому запис на діаграмну стрічку. Ці дані потім використовують для

дешифрування діаграми і оцінки точності підтримування навантаження. Фрагмент діаграми представлено на рис. 3.9.

Висновок

На підставі вищесказаного у відповідності до вимог ДСТУ 25.502-85 засоби виміральної техніки дозволяють

- здійснювати контролювання постійної складової циклу, яка надається об'єкту випробувань з похибкою, що не перевищує ± 125 Н в діапазоні навантажень 6...30 кН розтягу і стиску;
- здійснювати контролювання змінної складової циклу з похибкою, що не перевищує ± 125 Н в діапазоні навантажень 5...25 кН;
- здійснювати контролювання стабільності постійної складової циклу в часі;
- здійснювати контролювання стабільності амплітуди циклу в часі;
- здійснювати фіксацію кількості циклів навантажень.

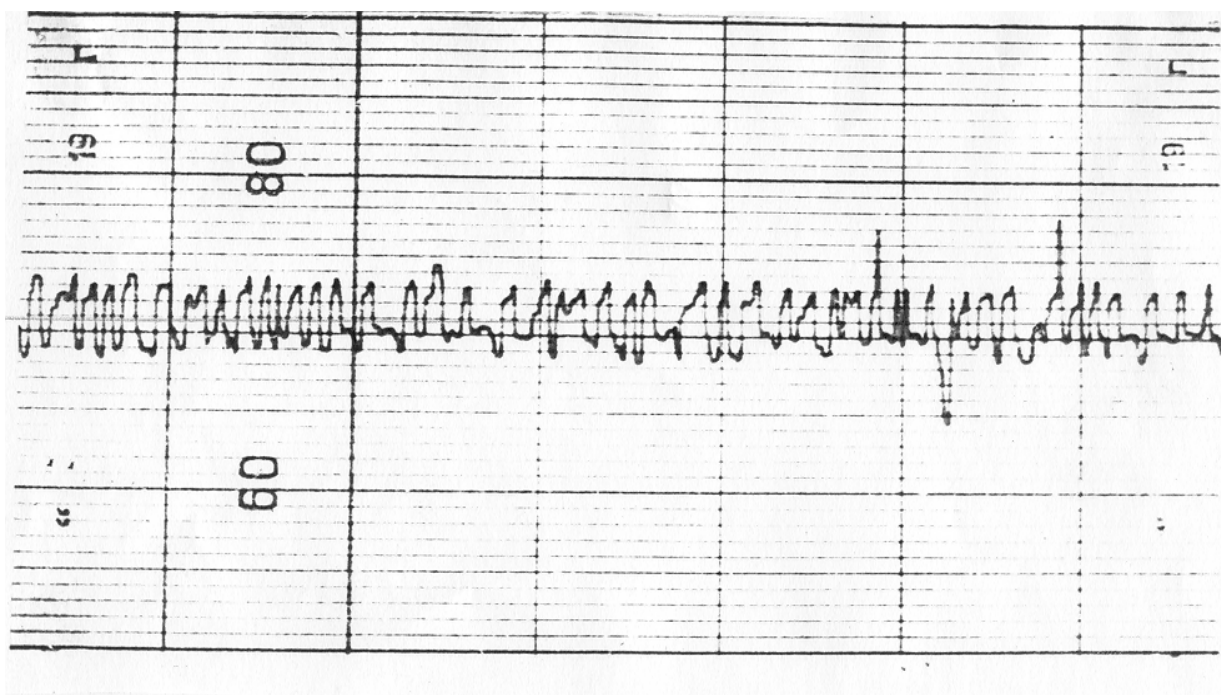


Рисунок 3.9 – Фрагмент діаграми ПСР запису похибок амплітуди циклу 3.3

3.1 Заходи безпеки

3.3.1 До експлуатації установки допускаються особи, які ознайомились з конструкцією і принципом функціонування установки за допомогою даної інструкції.

3.3.2 При праці з установкою необхідно дотримуватись існуючих правил з техніки безпеки праці з електроустановками.

3.3.3 Станина і шафи установки повинен мати надійне заземлення.

3.3.4 Експлуатація установки допускається тільки при закритих дверях електричних шаф.

3.3.5 Здійснювати ремонт електропривода можуть тільки особи, які мають допуск до роботи з напругою до 1000 В, оскільки до шафи підведена напруга 380 В.

3.3.6 Не допускається вмикання двигуна привода при відкритих збуджуючих голівках.

3.4 Порядок проведення випробувань на опір втомі

3.4.1 Визначення навантажень

Стационарне циклічне навантаження на об'єкт випробувань можна описати за допомогою формули

$$F = F_m + F_a \cdot \sin \omega t, \quad (3.23)$$

де F_m – статична складова циклу, Н;

F_a – амплітуда навантаження, Н;

ω – колова частота циклу.

Таким чином робочий цикл навантаження можна розглядати як навантаження, котре складається із статичного навантаження F_m на яке накладається гармонічне навантаження з амплітудою F_a .

Визначення цих величин здійснюють за допомогою напружень, що діють в матеріалі виробу. Робочий цикл описується напруженнями:

$\sigma_{\max}$ - максимальне напруження циклу, Н;

$\sigma_{\min}$ - мінімальне напруження циклу, Н;

σ_m - середнє напруження циклу, Н;

σ_a - амплітудне напруження циклу, Н.

Між цими величинами існують залежності:

$$\begin{aligned}\sigma_{\max} &= \sigma_m + \sigma_a ; \\ \sigma_{\min} &= \sigma_m - \sigma_a ; \\ \sigma_a &= \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} ; \\ \sigma_m &= \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} .\end{aligned}\tag{3.24}$$

Коефіцієнт асиметрії циклу

$$R = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} .\tag{3.25}$$

При осьовому навантаженні зразка, у відповідності до умов міцності, можна визначити зусилля:

$$\left. \begin{aligned}F_m &= \sigma_m \cdot A \\ F_a &= \sigma_a \cdot A\end{aligned} \right\}\tag{3.26}$$

які використовують для налагодження силового агрегату на робочий режим (тут A – площа поперечного перетину зразка).

Для побудови кривих втоми, у відповідності до ДСТУ 25.502-79 експеримент проводять за двома варіантами:

- при постійному середньому напруженні ($\sigma_m - \text{const}$) і змінній величині амплітуди;

- при постійному коефіцієнті асиметрії ($R=\text{const}$).

Другий варіант потребує попереднього визначення σ_m і σ_a . Між цими величинами і коефіцієнтом асиметрії існує залежність

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_m} = \frac{1-R}{1+R}. \quad (3.27)$$

Найчастіше задається амплітуда, тоді

$$\sigma_m = \sigma_a \frac{1+R}{1-R}. \quad (3.28)$$

При віднульовому стиску, для якого $R=\pm\infty$, формула (3,28) не працює, тому приймають $|\sigma_m| = |\sigma_a|$ і задають їх у відповідності до програми випробувань.

3.4.2 Підготовка силового агрегату до випробувань

Підготовка силового агрегату полягає в забезпеченні довготривалої праці, оскільки експерименти на втому, як правило, проводять безперервно. Для цього необхідно змастити підшипники збуджуючої голівки (вливають в спеціальні отвори приблизно 0,5 мл веретенного мастила). Таким же мастилом змащують підшипники роликкоопор паса (приблизно 0,25 мл). Голівку кілька разів провернути. Попередньо вмикається тензостанція для прогрівання, яке триває 1 годину.

Необхідно перевірити, щоб були не занурені кінцеві вмикачі, які розміщені при кінці важеля.

3.4.3 Закріплення зразків і надання постійної складової циклу

Закріплення зразків повинно бути виконано надійно – місця захватів зразків з вкладеними сухарями туго затягнуті накидними гайками. Аби уникнути

перекошень, зразок вкладається в обидва захвата, попередньо зтягується (від руки, для вибирання зазорів).

Кінцеве зтягування здійснюється спочатку на рухомій тязі, після чого перевіряється наявність люфта нерухомої тяги в регульовочних шайбах, які закріплені на стійці.

Наявність люфта свідчить про відсутність перекошень і наявність співосовитості зразка і захватів. Потім здійснюється зтягування накидної гайки нерухомої тяги і перевірка наявності вищевказаного люфта. Далі закріплюється нерухома тяга в стійці за допомогою гайок 13, 14 (рис. 3.3) так, аби не було закручування зразка.

Зтягування гайок 13, 14 здійснюється з використанням тензовимірювальної системи, яка інформує про наявність попереднього статичного навантаження.

Після зтягування гайок надається статична складова циклу F_m .

При порівняльно невеликому статичному навантаженні (до 10 кН) останнє можна задавати за допомогою пружин 15 (рис. 3.3), при більшому – слід використовувати пружини або пружні елементи, які встановлюються на місті другого зразка.

В усіх випадках необхідно дотримуватись умови, щоб після надання необхідного статичного навантаження свободний кінець навантажувального важеля займав своє середнє положення, про що вказує стрілка на важелі.

Це досягається експериментально методам проб в кожному окремому випадку.

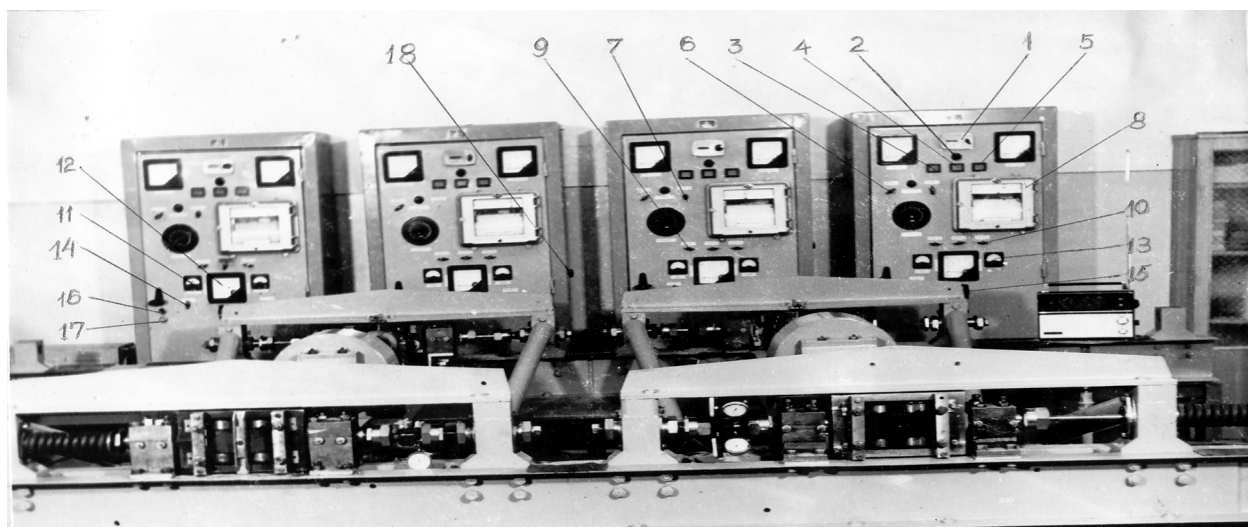
3.4.4 Випробування в динамічному режимі

Динамічне навантаження полягає в накладанні на статичне навантаження F_m динамічного навантаження з амплітудою $\pm F_a$. Спочатку керування здійснюється вручну. Пакетний вимикач 9 ставиться в позицію „викл.” (рис. 3.10), регулятор

напруги РНО (рисунки 3.2, 3.5) виведено. Вмикається пакетний вимикач 18 (рис. 3.10). Натискається кнопка 16 „пуск”, загоряється лампа 2, на схему подано струм, заживлена обмотка збудження силового двигуна, амперметр 11 та вольтметр 13 показують наявність струму. Регулятором РНО 1 (рис. 3.2) подається живлення на якір силового двигуна, амперметр 12 (рис. 3.10) інформує про силу струму

якоря, двигун набирає обертів і надає тим самим динамічного навантаження зразку. По екрану осцилографа здійснюється контролювання амплітуди F_a , яка представляється у вигляді розмаху $2 F_a$. Вимикачем 14 вмикається лічильник циклів 1, який попередньо ставиться на „нулі”. Виставляються кінцеві вимикачі 2 (рис. 3.1).

На протязі півгодини підтримування динамічної складової здійснюється вручну за допомогою РНО.



1 – лічильник циклів (БИС), 2 – сигнальна лампа (Л1), 3 – світлове табло „менше” (Л2), 4 – світлове табло „норма” (Л3), 5 – світлове табло „більше” (Л4), 6 – перемикач способу керування (В8), 7 – перемикач ручного керування (В7), 8 – потенціометр (ПСР), 9 – вимикач системи керування (В6), 10 – блок вимикач системи керування (В5), 11 – амперметр сили струму обмотки збудження (А2), 12 – амперметр сили струму якоря (А1), 13 – вольтметр напруги обмотки збудження (V), 14 – вимикач лічильника циклів (В3), 15 – тахометр, 16 – кнопка „пуск”, 17 – кнопка „стоп”, 18 – пакетний вимикач мережі (В1)

Рисунок 3.10 – Органи керування на шафах

Примітка: в дужках позначення з рис. 3.5. Всі шафи ідентичні.

Коли настає стабілізація праці, агрегат переводиться в автоматичний режим. Вимикач 9 (рис. 3.10) ставиться в позицію „автом.”, вмикається потенціометр ПСР при цьому вимикач 2 (рис. 3.2) реверсивного двигуна 3 стоїть в положенні „викл.”. За допомогою реостата 1 (рис. 3.1) здійснюємо суміщення показника ПСР з указником задачі. При цьому загорається світлове табло 4 „норма” (рис. 3.10). Ставимо вимикач 2 (рис. 3.2) в позицію „вкл.”, агрегат переходить в режим авторегулювання. При цьому необхідно періодично слідкувати аби реостат, який керується реверсивним двигуном не зайняв свого крайнього положення. Його положення корегується вручну регулятором РНО шляхом допустимого зменшення або збільшення F_a .

4. АПРОКСИМАЦІЯ КРИВИХ РІВНОЇ ДОВГОВІЧНОСТІ ДІАГРАМИ ГРАНИЧНИХ АМПЛІТУД СТАЛІ СТЗ

Як наслідок з раніше проведених досліджень, випробування з метою побудови експериментальним шляхом діаграм витривалості при асиметричних циклах навантаження є тривалим процесом, що вимагає більших матеріальних і трудових затрат.

У зв'язку із цим в Україні й закордоном проводяться великі дослідження, спрямовані на скорочення цих витрат. Одним із цих шляхів є пошук аналітичних залежностей, які дозволили б з достатньою для практики точністю визначати граничні напруження циклу, що відповідають необхідним коефіцієнтам асиметрії або середнім напруженням циклу, по статичних характеристиках міцності без застосування характеристик втоми або з мінімальною їхньою кількістю.

Існуючі аналітичні формули для визначення границь витривалості з використанням тільки статичних характеристик міцності [10] застосовувані, як правило, до певних режимів навантаження і для деяких матеріалів, тобто мають особовий характер і не можуть бути використані як універсальні залежності.

Це пояснюється, як відмічай І.А.Одинг, особливою складністю механізму втомного руйнування, специфіка якого залежить від безлічі факторів, наприклад: природи матеріалу, характеру навантаження, навколишнього середовища й т.д. [20]

Для цілей апроксимації кривих рівної довговічності широку популярність одержали аналітичні залежності, у яких використовується одна характеристика втомної міцності - границя витривалості при симетричному циклі:

парабола Гербера (2.5)

$$\sigma_a = \sigma_{-1} \left[1 - \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_B} \right)^2 \right]$$

лінія Гудмана (2.6)

$$\sigma_a = \sigma_{-1} \left[1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_B} \right]$$

диграма Зодерберга (2.7)

$$\sigma_a = \sigma_{-1} \left[1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_T} \right]$$

залежність Дж. Смита (2.8)

$$\sigma_a = \sigma_{-1} \frac{1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_B}}{1 + \frac{\sigma_m}{\sigma_B}}$$

Результати обчислень по цих залежностях зведені в таблицю 4.1 і представлені на рисунку 4.1, для довговічності $N=2 \cdot 10^6$, та в таблиці 4.2-4.3 і рисунки 4.2-4.4 для довговічності $N=5 \cdot 10^6$ циклів.

З таблиці и рисунків випливає, що граничні амплітуди, обчислені по формулі Гербера (див. криві 1), завищені при розтягуючих (на 20%) і занадто занижені у випадках середніх напружень стиску (на 15...100%).

Лінійна залежність Гудмана (криві 2) дає, навпаки, заниження при додатніх (на 15%) і завищення у випадках з від'ємними середніми напруженнями циклу (на 10-15%).

Формули Зоденберга й Смита (кривий. 3,4) мають недоліки, властиві залежності Гудмана ще в більшій мірі.

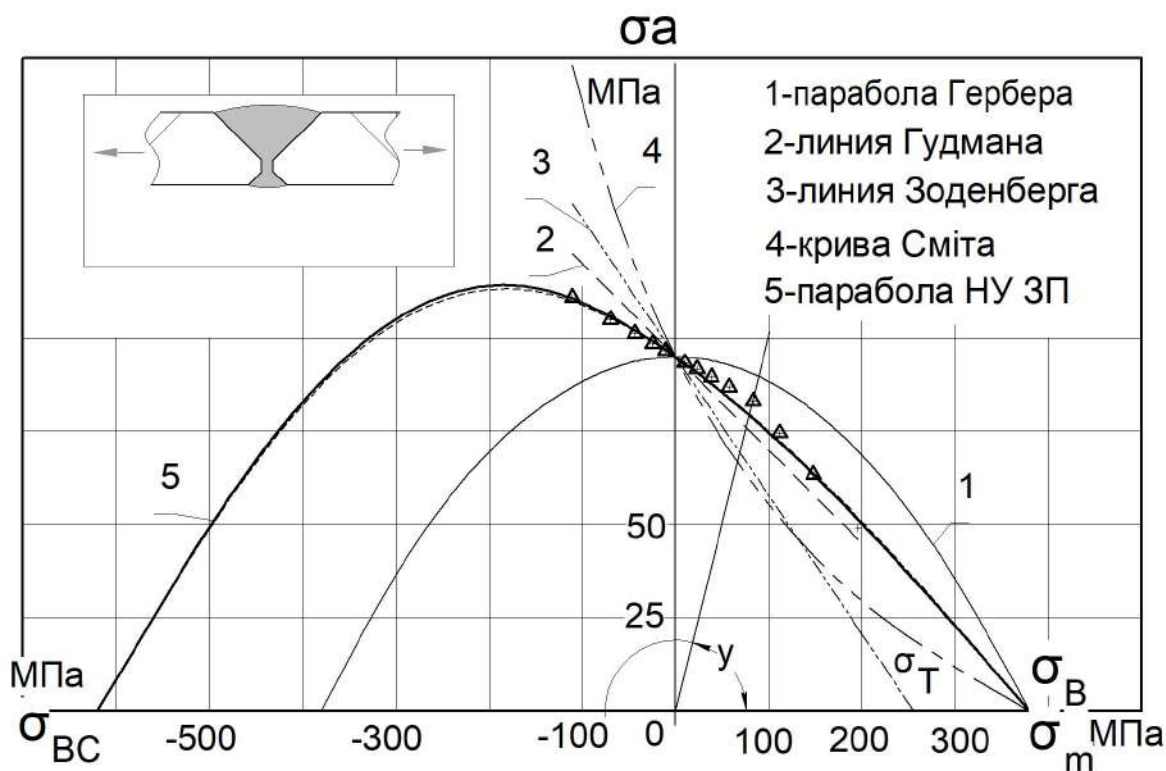


Рисунок 4.1 Діаграма граничних амплітуд сталі Ст3сп для коефіцієнту концентації $k=1,4$

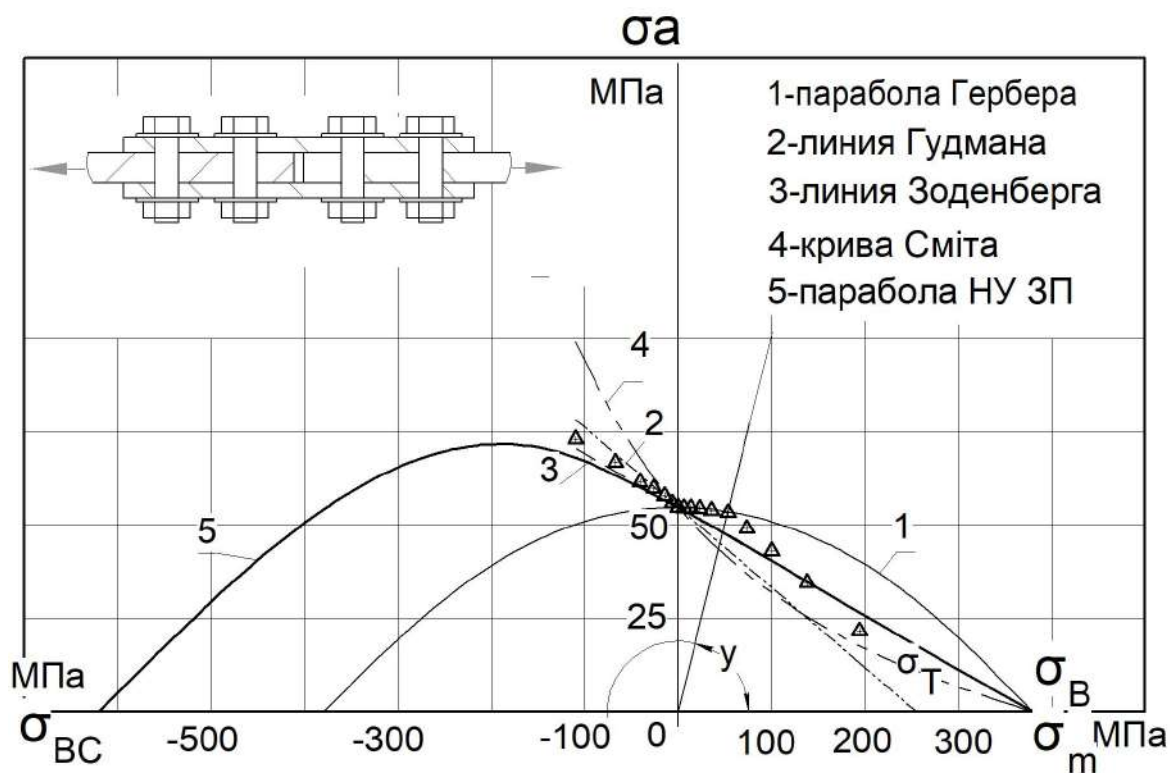


Рисунок 4.2 Діаграма граничних амплітуд сталі Ст3сп для коефіцієнту концентації $k=2,0$

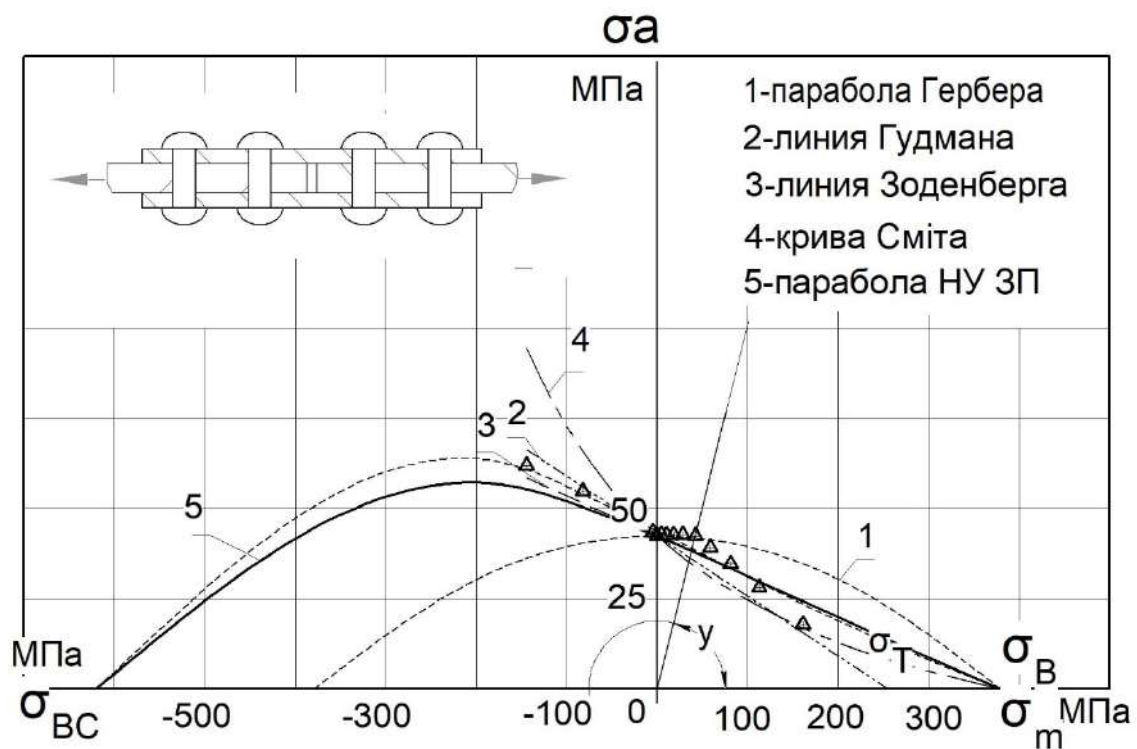


Рисунок 4.3 Діаграма граничних амплітуд сталі Ст3сп для коефіцієнту концентації $k=2,5$

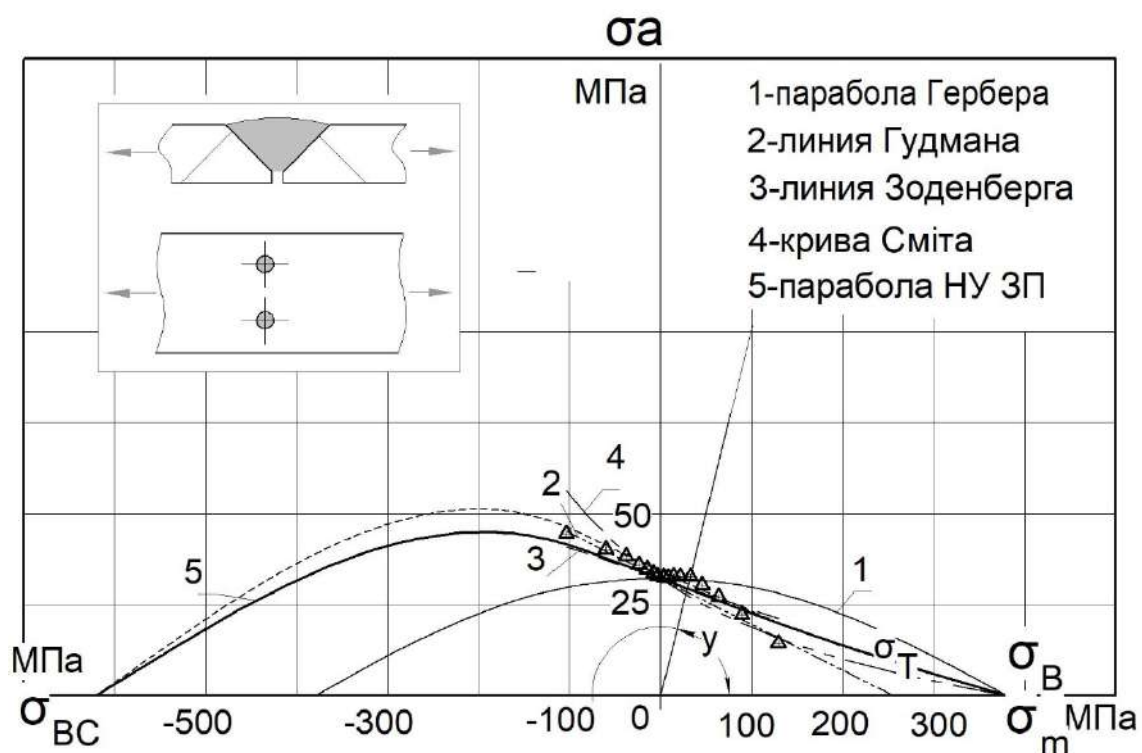


Рисунок 4.4 Діаграма граничних амплітуд сталі Ст3сп для коефіцієнту концентації $k=3,2$

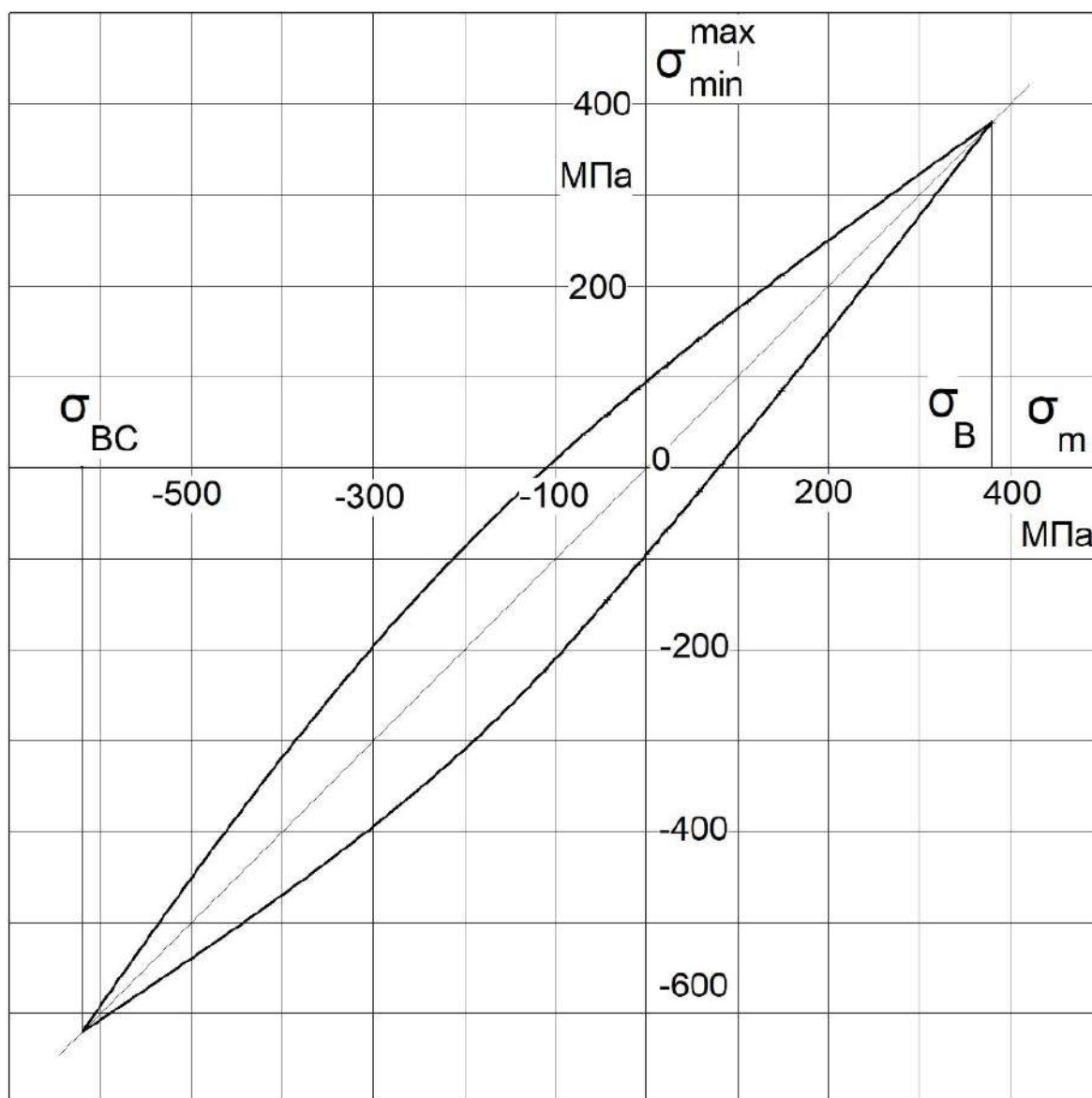


Рисунок 4.5 Діаграма граничних напружень сталі СтЗсп для коефіцієнту концентації $k=1,4$

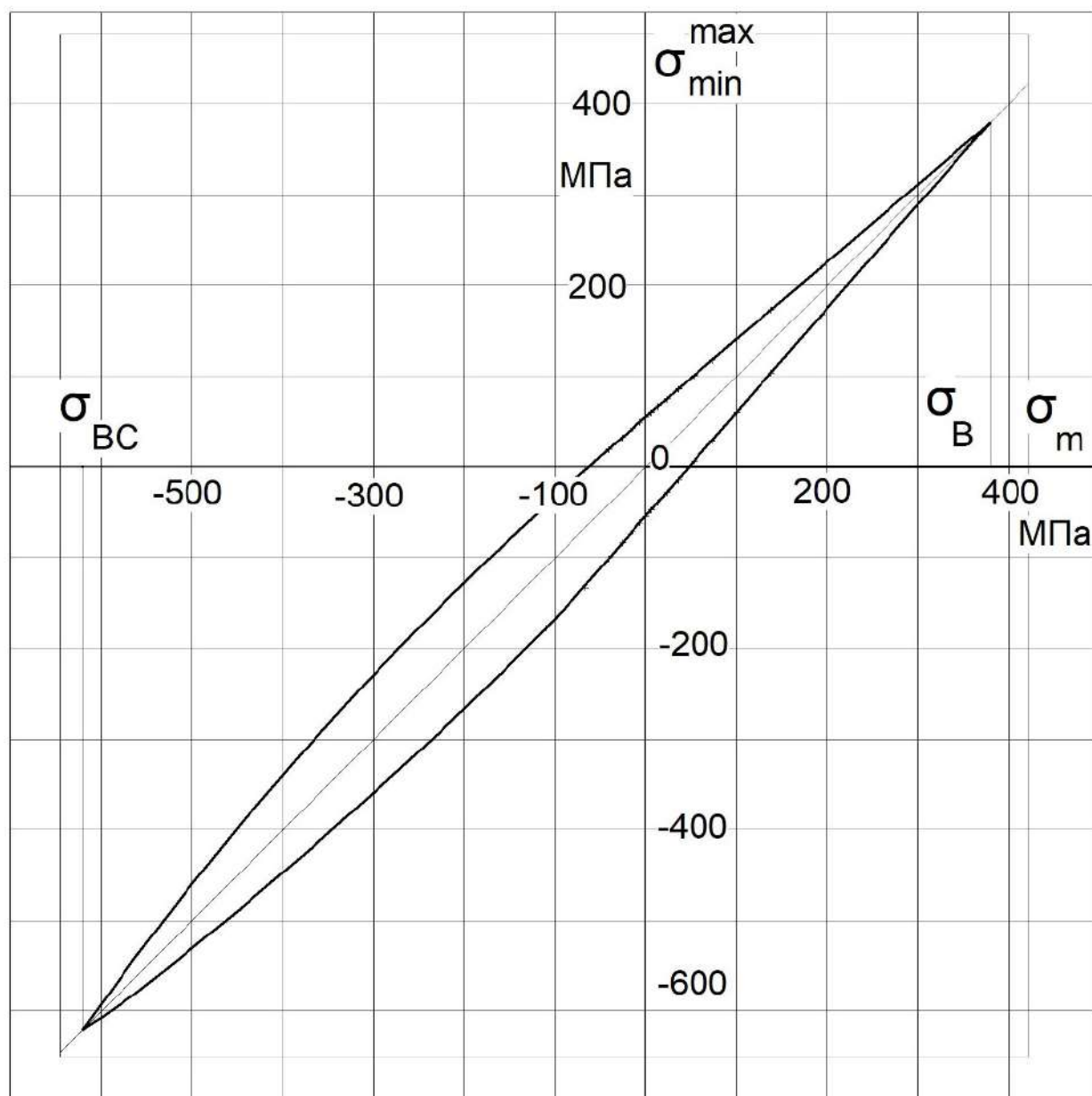


Рисунок 4.6 Діаграма граничних напружень сталі СтЗсп для коефіцієнту концентації $k=2.0$

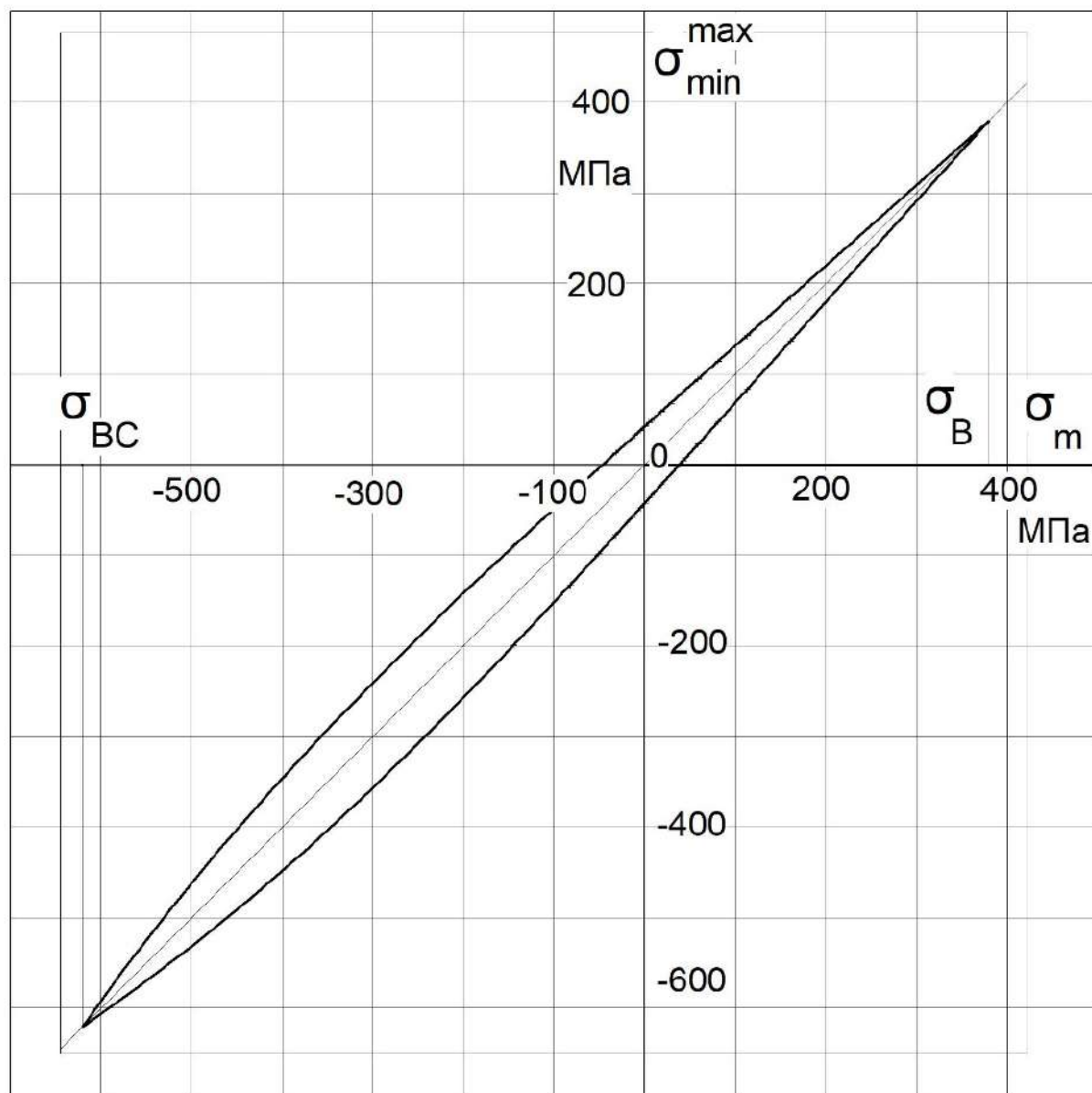


Рисунок 4.7 Діаграма граничних напружень сталі Ст3сп для коефіцієнту концентації $k=2,5$

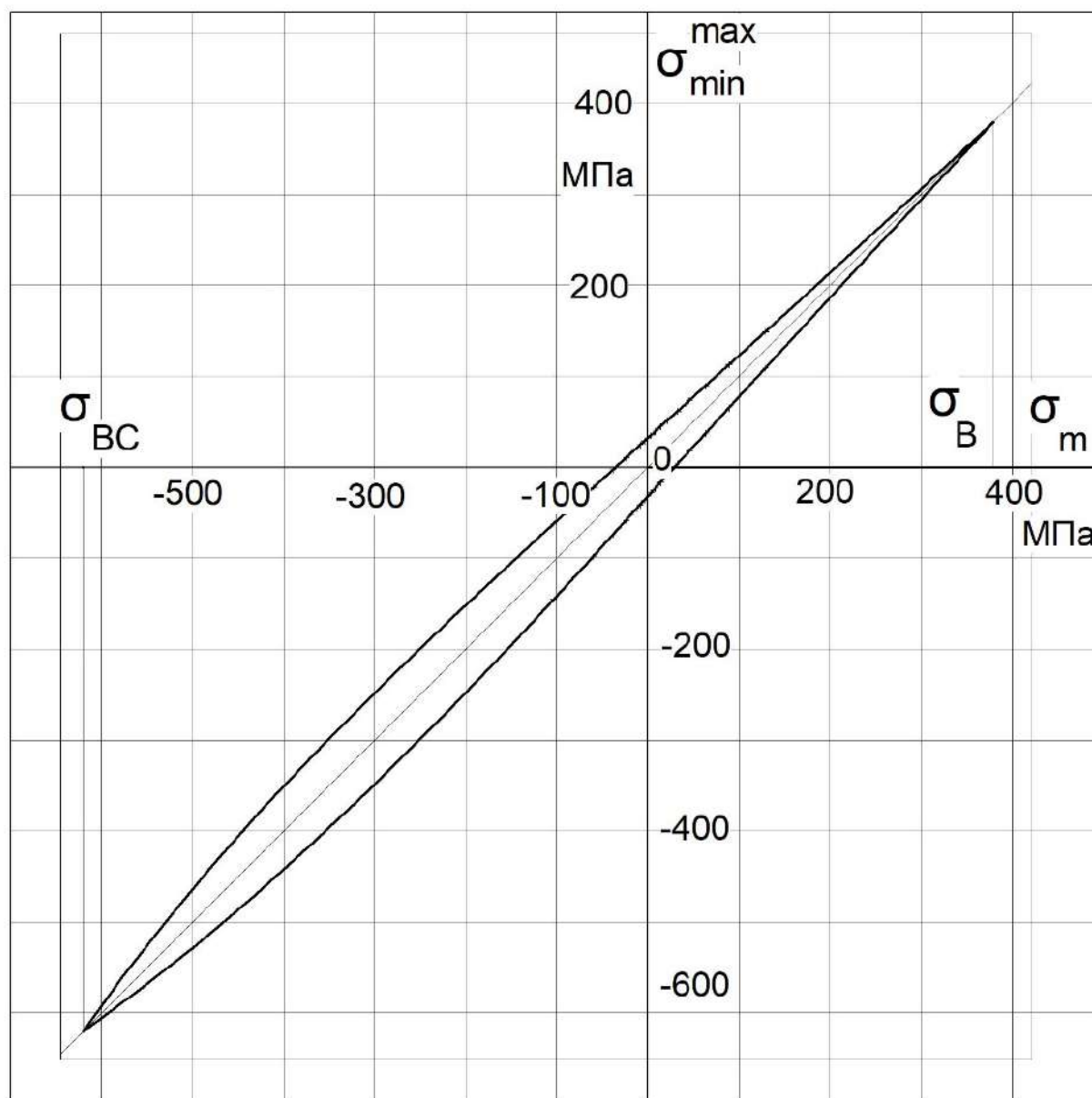


Рисунок 4.8 Діаграма граничних напружень сталі Ст3сп для коефіцієнту концентації $k=3,2$

Таблиця 4.1 Порівняльні розрахунки значень граничних амплітуд, $\kappa=1,4$

		Оцінки граничних амплітуд за залежністю																			
Nq	K	Середні напруження циклу, σ_m Мпа	Експеремен- тальні зевчення, σ_a	Гербера			Гудмана			Зодерберга			Смита			Формула (4.2)			Формула (4.8)		
				σ_a , Мпа	$\Delta\sigma_a$, МПа	$\Delta\sigma_a$, %	σ_a , Мпа	$\Delta\sigma_a$, МПа	$\Delta\sigma_a$, %	σ_a , Мпа	$\Delta\sigma_a$, МПа	$\Delta\sigma_a$, %	σ_a , Мпа	$\Delta\sigma_a$, МПа	$\Delta\sigma_a$, %	σ_a , Мпа	$\Delta\sigma_a$, МПа	$\Delta\sigma_a$, %	σ_a , Мпа	$\Delta\sigma_a$, МПа	$\Delta\sigma_a$, %
2 млн	1,4																				
		-43,5	101,5	93,8	-7,7	-7,63%	105,9	4,4	4,31%	111,2	9,7	9,56%	119,6	18,1	17,79%	104,8	3,3	3,24%	101,9	0,4	0,36%
		-24,6	98,4	94,6	-3,8	-3,86%	101,2	2,8	2,79%	104,2	5,8	5,86%	108,2	9,8	9,91%	100,6	2,2	2,26%	99,0	0,6	0,64%
		-10,7	96,3	94,9	-1,4	-1,43%	97,7	1,4	1,43%	99,0	2,7	2,79%	100,5	4,2	4,37%	97,5	1,2	1,22%	96,8	0,5	0,52%
		0	95	95,0	0,0	0,00%	95,0	0,0	0,00%	95,0	0,0	0,00%	95,0	0,0	0,00%	95,0	0,0	0,00%	95,0	0,0	0,00%
		10,4	93,6	94,9	1,3	1,42%	92,4	-1,2	-1,28%	91,1	-2,5	-2,64%	89,9	-3,7	-3,91%	92,6	-1,0	-1,11%	93,2	-0,4	-0,44%
		23	92	94,7	2,7	2,88%	89,3	-2,8	-2,99%	86,4	-5,6	-6,05%	84,2	-7,8	-8,53%	89,6	-2,4	-2,66%	90,9	-1,1	-1,19%
		38,4	89,6	94,0	4,4	4,94%	85,4	-4,2	-4,69%	80,7	-8,9	-9,94%	77,6	-12,0	-13,44%	85,8	-3,8	-4,21%	88,0	-1,6	-1,79%
		57,6	86,4	92,8	6,4	7,43%	80,6	-5,8	-6,71%	73,5	-12,9	-14,88%	70,0	-16,4	-18,99%	81,1	-5,3	-6,13%	84,2	-2,2	-2,55%
		83	83	90,5	7,5	9,00%	74,3	-8,8	-10,54%	64,1	-18,9	-22,80%	60,9	-22,1	-26,58%	74,7	-8,3	-9,95%	78,9	-4,1	-4,96%
		111,6	74,4	86,8	12,4	16,68%	67,1	-7,3	-9,81%	53,4	-21,0	-28,19%	51,9	-22,5	-30,29%	67,5	-6,9	-9,33%	72,5	-1,9	-2,49%
		148,4	63,6	80,5	16,9	26,59%	57,9	-5,7	-8,96%	39,7	-23,9	-37,56%	41,6	-22,0	-34,53%	58,0	-5,6	-8,81%	63,9	0,3	0,43%
$\sum (\Delta\sigma_a)^2$				641,5843195			251,21875			1785,041138			2404,768117			214,3306525			30,00266757		
$\sum (\Delta\sigma_a)^2$ при $\sigma_m \geq 0$				565,283508			222,625			1650,389081			1965,772911			197,1874994			29,22828917		

Таблиця 4.1. Порівняльні розрахунки значень граничних амплітуд, $\kappa=1,4$

Автор	Гербер	Гудмана	Зодерберга	Сміта	Формула (4.2)	Формула (4.8)
$\sum (\Delta\sigma_a)^2$	642	251	1785	2405	214	30

Таблиця 4.2 Порівняльні розрахунки значень граничних амплітуд, $k=2,0$

		Оцінки граничних амплітуд за залежністю																			
		Середні напруження циклу, σ_m Мпа	Експеримен- тальні зевчення, σ_a																		
№	К			Гербера			Гудмана			Зодерберга			Смита			Формула (4.2)			Формула (4.8)		
				σ_a , Мпа	$\Delta\sigma_a$, МПа	$\Delta\sigma_a$, %	σ_a , Мпа	$\Delta\sigma_a$, МПа	$\Delta\sigma_a$, %	σ_a , Мпа	$\Delta\sigma_a$, МПа	$\Delta\sigma_a$, %	σ_a , Мпа	$\Delta\sigma_a$, МПа	$\Delta\sigma_a$, %	σ_a , Мпа	$\Delta\sigma_a$, МПа	$\Delta\sigma_a$, %	σ_a , Мпа	$\Delta\sigma_a$, МПа	$\Delta\sigma_a$, %
$5 \cdot 10^6$	2	-109,8	73,2	49,9	-23,3	-31,76%	70,2	-3,0	-4,03%	78,0	4,8	6,51%	98,8	25,6	34,96%	67,7	-5,5	-7,55%	67,6	-5,6	-7,58%
		-66	66	52,9	-13,1	-19,92%	64,0	-2,0	-3,08%	68,6	2,6	3,95%	77,4	11,4	17,29%	62,8	-3,2	-4,80%	62,8	-3,2	-4,82%
		-41,2	61,8	53,9	-7,9	-12,85%	60,4	-1,4	-2,25%	63,3	1,5	2,44%	67,8	6,0	9,64%	59,8	-2,0	-3,19%	59,8	-2,0	-3,20%
		-25,35	59,15	54,3	-4,9	-8,27%	58,1	-1,0	-1,71%	59,9	0,8	1,30%	62,3	3,1	5,31%	57,8	-1,3	-2,24%	57,8	-1,3	-2,25%
		-14,2	56,8	54,4	-2,4	-4,18%	56,5	-0,3	-0,46%	57,5	0,7	1,29%	58,7	1,9	3,40%	56,4	-0,4	-0,74%	56,4	-0,4	-0,75%
		-6,15	55,35	54,5	-0,9	-1,56%	55,4	0,0	0,06%	55,8	0,5	0,84%	56,3	0,9	1,70%	55,3	0,0	-0,06%	55,3	0,0	-0,06%
		0	54,5	54,5	0,0	0,00%	54,5	0,0	0,00%	54,5	0,0	0,00%	54,5	0,0	0,00%	54,5	0,0	0,00%	54,5	0,0	0,00%
		6,05	54,45	54,5	0,0	0,07%	53,6	-0,8	-1,50%	53,2	-1,2	-2,28%	52,8	-1,7	-3,05%	53,7	-0,8	-1,40%	53,7	-0,8	-1,40%
		13,6	54,4	54,4	0,0	0,06%	52,5	-1,9	-3,40%	51,6	-2,8	-5,16%	50,7	-3,7	-6,74%	52,7	-1,7	-3,19%	52,7	-1,7	-3,19%
		23,25	54,25	54,3	0,0	0,08%	51,2	-3,1	-5,69%	49,5	-4,7	-8,70%	48,2	-6,0	-11,12%	51,3	-2,9	-5,36%	51,3	-2,9	-5,35%
		36	54	54,0	0,0	0,02%	49,3	-4,7	-8,64%	46,8	-7,2	-13,32%	45,1	-8,9	-16,54%	49,6	-4,4	-8,20%	49,6	-4,4	-8,19%
		53,25	53,25	53,4	0,2	0,34%	46,9	-6,4	-11,99%	43,1	-10,1	-19,03%	41,1	-12,1	-22,81%	47,1	-6,1	-11,47%	47,2	-6,1	-11,45%
		73,5	49	52,5	3,5	7,06%	44,0	-5,0	-10,29%	38,8	-10,2	-20,83%	36,8	-12,2	-24,83%	44,2	-4,8	-9,70%	44,3	-4,7	-9,68%
		100,8	43,2	50,7	7,5	17,28%	40,0	-3,2	-7,31%	33,0	-10,2	-23,71%	31,6	-11,6	-26,74%	40,3	-2,9	-6,75%	40,3	-2,9	-6,72%
		138,4	34,6	47,3	12,7	36,62%	34,7	0,1	0,15%	24,9	-9,7	-27,98%	25,4	-9,2	-26,59%	34,8	0,2	0,44%	34,8	0,2	0,48%
194,4	21,6	40,2	18,6	86,28%	26,6	5,0	23,24%	13,0	-8,6	-40,04%	17,6	-4,0	-18,47%	26,5	4,9	22,47%	26,5	4,9	22,54%		
$\sum (\Delta \sigma_a)^2$				1382,336286			152,6113781			596,8469222			1497,172903			169,9989816			170,1827752		
$\sum (\Delta \sigma_a)^2$ при $\sigma_m \geq 0$				575,6127252			136,7226852			563,719456			661,9717767			123,5862652			123,4148758		

Таблиця 4.2. Порівняльні розрахунки значень граничних амплітуд, $k=2,0$

Автор	Гербера	Гудмана	Зодерберга	Сміта	Формула (4.2)	Формула (4.8)
$\sum (\Delta\sigma_a)^2$	1382	153	597	1497	170	170

Таблиця 4.3 Порівняльні розрахунки значень граничних амплітуд, $\kappa=2,5$

		Оцінки граничних амплітуд за залежністю																			
		Середні напруження циклу, σ_m Мпа	Експеремен- тальні звечення, σ_a	Гербера			Гудмана			Зодерберга			Смита			Формула (4.2)			Формула (4.8)		
№	К			σ_a , Мпа	$\Delta\sigma_a$, МПа	$\Delta\sigma_a$, %	σ_a , Мпа	$\Delta\sigma_a$, МПа	$\Delta\sigma_a$, %	σ_a , Мпа	$\Delta\sigma_a$, МПа	$\Delta\sigma_a$, %	σ_a , Мпа	$\Delta\sigma_a$, МПа	$\Delta\sigma_a$, %	σ_a , Мпа	$\Delta\sigma_a$, МПа	$\Delta\sigma_a$, %	σ_a , Мпа	$\Delta\sigma_a$, МПа	$\Delta\sigma_a$, %
5 · 10 ⁶	2,5	-82,2	54,8	40,5	-14,3	-26,07%	51,7	-3,1	-5,67%	56,2	1,4	2,55%	66,0	11,2	20,37%	50,5	-4,3	-7,93%	52,3	-2,5	-4,51%
		-50	50	41,8	-8,2	-16,47%	48,1	-1,9	-3,82%	50,8	0,8	1,67%	55,4	5,4	10,76%	47,5	-2,5	-5,00%	48,6	-1,4	-2,87%
		-31,6	47,4	42,2	-5,2	-10,96%	46,0	-1,4	-2,88%	47,8	0,4	0,77%	50,2	2,8	5,93%	45,7	-1,7	-3,56%	46,4	-1,0	-2,20%
		-19,5	45,5	42,4	-3,1	-6,84%	44,7	-0,8	-1,80%	45,8	0,3	0,55%	47,1	1,6	3,51%	44,5	-1,0	-2,19%	44,9	-0,6	-1,34%
		-11	44	42,5	-1,5	-3,49%	43,7	-0,3	-0,61%	44,3	0,3	0,76%	45,0	1,0	2,35%	43,6	-0,4	-0,82%	43,9	-0,1	-0,34%
		-4,75	42,75	42,5	-0,3	-0,60%	43,0	0,3	0,66%	43,3	0,5	1,27%	43,6	0,8	1,93%	43,0	0,2	0,57%	43,1	0,3	0,78%
		0	42,5	42,5	0,0	0,00%	42,5	0,0	0,00%	42,5	0,0	0,00%	42,5	0,0	0,00%	42,5	0,0	0,00%	42,5	0,0	0,00%
		4,8	43,2	42,5	-0,7	-1,64%	42,0	-1,2	-2,86%	41,7	-1,5	-3,47%	41,4	-1,8	-4,07%	42,0	-1,2	-2,78%	41,9	-1,3	-2,99%
		10,8	43,2	42,5	-0,7	-1,70%	41,3	-1,9	-4,42%	40,7	-2,5	-5,79%	40,2	-3,0	-7,06%	41,4	-1,8	-4,25%	41,2	-2,0	-4,70%
		18,3	42,7	42,4	-0,3	-0,70%	40,5	-2,2	-5,26%	39,5	-3,3	-7,61%	38,6	-4,1	-9,61%	40,6	-2,1	-4,99%	40,2	-2,5	-5,76%
		28,4	42,6	42,3	-0,3	-0,79%	39,3	-3,3	-7,69%	37,8	-4,8	-11,35%	36,6	-6,0	-14,11%	39,5	-3,1	-7,32%	39,0	-3,6	-8,48%
		42,5	42,5	42,0	-0,5	-1,25%	37,7	-4,8	-11,18%	35,4	-7,1	-16,67%	33,9	-8,6	-20,12%	37,9	-4,6	-10,71%	37,2	-5,3	-12,38%
		58,8	39,2	41,5	2,3	5,82%	35,9	-3,3	-8,36%	32,7	-6,5	-16,58%	31,1	-8,1	-20,64%	36,1	-3,1	-7,78%	35,2	-4,0	-10,16%
		81,2	34,8	40,6	5,8	16,55%	33,4	-1,4	-3,97%	29,0	-5,8	-16,76%	27,5	-7,3	-20,88%	33,6	-1,2	-3,34%	32,4	-2,4	-6,76%
		112,8	28,2	38,8	10,6	37,43%	29,9	1,7	5,97%	23,7	-4,5	-15,96%	23,0	-5,2	-18,28%	30,0	1,8	6,54%	28,6	0,4	1,34%
161,1	17,9	34,9	17,0	94,76%	24,5	6,6	36,77%	15,7	-2,2	-12,57%	17,2	-0,7	-3,95%	24,5	6,6	36,75%	22,8	4,9	27,32%		
$\sum (\Delta\sigma_a)^2$				750,0838309			118,3299932			197,4434028			449,528418			126,2798865			107,7666668		
$\sum (\Delta\sigma_a)^2$ при $\sigma_m \geq 0$				439,0043755			102,3509674			194,1875			283,8081366			97,12188073			98,00422728		

Таблиця 4.3. Порівняльні розрахунки значень граничних амплітуд, $\kappa=2,5$

Автор	Гербера	Гудмана	Зодерберга	Сміта	Формула (4.2)	Формула (4.8)
$\sum (\Delta\sigma_a)^2$	750	118	197	450	126	108

Таблиця 4.4 Порівняльні розрахунки значень граничних амплітуд, $k=3,2$

		Оцінки граничних амплітуд за залежністю																			
Nq	K	Середні напруження циклу, σ_m Мпа	Експеримен- тальні зв'язання, σ_a	Гербера			Гудмана			Зодерберга			Сміта			Формула (4.2)			Формула (4.8)		
				σ_a , Мпа	$\Delta\sigma_a$, МПа	$\Delta\sigma_a$, %	σ_a , Мпа	$\Delta\sigma_a$, МПа	$\Delta\sigma_a$, %	σ_a , Мпа	$\Delta\sigma_a$, МПа	$\Delta\sigma_a$, %	σ_a , Мпа	$\Delta\sigma_a$, МПа	$\Delta\sigma_a$, %	σ_a , Мпа	$\Delta\sigma_a$, МПа	$\Delta\sigma_a$, %	σ_a , Мпа	$\Delta\sigma_a$, МПа	$\Delta\sigma_a$, %
5 · 10 ⁶	3,2	-60,6	40,4	31,2	-9,2	-22,81%	37,1	-3,3	-8,16%	39,6	-0,8	-1,97%	44,1	3,7	9,26%	36,5	-3,9	-9,61%	38,7	-1,7	-4,33%
		-37,5	37,5	31,7	-5,8	-15,50%	35,2	-2,3	-6,25%	36,7	-0,8	-2,12%	39,0	1,5	4,02%	34,9	-2,6	-7,05%	36,1	-1,4	-3,72%
		-23,6	35,4	31,9	-3,5	-9,95%	34,0	-1,4	-3,99%	35,0	-0,4	-1,24%	36,2	0,8	2,37%	33,8	-1,6	-4,46%	34,6	-0,8	-2,33%
		-14,7	34,3	32,0	-2,3	-6,85%	33,2	-1,1	-3,10%	33,8	-0,5	-1,33%	34,6	0,3	0,80%	33,1	-1,2	-3,38%	33,6	-0,7	-2,04%
		-8,3	33,2	32,0	-1,2	-3,66%	32,7	-0,5	-1,51%	33,0	-0,2	-0,48%	33,4	0,2	0,69%	32,6	-0,6	-1,66%	32,9	-0,3	-0,90%
		-3,6	32,4	32,0	-0,4	-1,24%	32,3	-0,1	-0,30%	32,5	0,1	0,16%	32,6	0,2	0,65%	32,3	-0,1	-0,36%	32,4	0,0	-0,03%
		0	32	32,0	0,0	0,00%	32,0	0,0	0,00%	32,0	0,0	0,00%	32,0	0,0	0,00%	32,0	0,0	0,00%	32,0	0,0	0,00%
		3,6	32,4	32,0	-0,4	-1,24%	31,7	-0,7	-2,17%	31,5	-0,9	-2,63%	31,4	-1,0	-3,09%	31,7	-0,7	-2,11%	31,6	-0,8	-2,44%
		8,2	32,8	32,0	-0,8	-2,48%	31,3	-1,5	-4,54%	31,0	-1,8	-5,58%	30,6	-2,2	-6,56%	31,4	-1,4	-4,41%	31,1	-1,7	-5,14%
		14,1	32,9	32,0	-0,9	-2,87%	30,8	-2,1	-6,34%	30,2	-2,7	-8,11%	29,7	-3,2	-9,70%	30,9	-2,0	-6,13%	30,5	-2,4	-7,37%
		22	33	31,9	-1,1	-3,36%	30,1	-2,9	-8,64%	29,2	-3,8	-11,40%	28,5	-4,5	-13,64%	30,2	-2,8	-8,34%	29,6	-3,4	-10,21%
		33	33	31,8	-1,2	-3,76%	29,2	-3,8	-11,45%	27,9	-5,1	-15,58%	26,9	-6,1	-18,53%	29,4	-3,6	-11,05%	28,5	-4,5	-13,76%
		45,6	30,4	31,5	1,1	3,75%	28,2	-2,2	-7,37%	26,3	-4,1	-13,56%	25,1	-5,3	-17,29%	28,3	-2,1	-6,85%	27,1	-3,3	-10,75%
		63,7	27,3	31,1	3,8	13,92%	26,6	-0,7	-2,43%	24,0	-3,3	-12,06%	22,8	-4,5	-16,44%	26,8	-0,5	-1,81%	25,3	-2,0	-7,50%
89,6	22,4	30,2	7,8	34,91%	24,5	2,1	9,17%	20,8	-1,6	-7,34%	19,8	-2,6	-11,66%	24,6	2,2	9,88%	22,6	0,2	1,03%		
129,6	14,4	28,3	13,9	96,37%	21,1	6,7	46,43%	15,7	1,3	9,28%	15,7	1,3	9,19%	21,2	6,8	47,00%	18,7	4,3	30,19%		
$\sum (\Delta \sigma_a)^2$				412,2257048			103,6173474			85,79323276			146,9653878			109,0074286			81,39993763		
$\sum (\Delta \sigma_a)^2$ при $\sigma_m \geq 0$				273,9898604			83,87869474			84,1028223			129,8096532			82,79503202			75,13936241		

Таблиця 4.4. Порівняльні розрахунки значень граничних амплітуд, $k=3,2$

Автор	Гербер	Гудмана	Зодерберга	Сміта	Формула (4.2)	Формула (4.8)
$\sum (\Delta\sigma_a)^2$	412	104	86	147	109	81

Істотні відхилення оцінок граничних амплітуд по розглянутих залежностях від результатів експерименту при середніх напружень стиску можна пояснити тим, що ці залежності, в основному, призначалися для опису експериментальних даних з розтягуючими постійними складовими циклу.

Свідченням цього є відносно невеликі, порівняно із загальними $\sum(\Delta\sigma)^2$, значення сум квадратів відхилень при $\sigma_m > 0$ (див. табл. 4.1-4.4).

Тому можна припустити, що коли стискаючі напруження як ушкоджуючий фактор, при втомі до увагу не приймалися, а основна роль у руйнуванні виробу приписувалася тільки розтягуючим напруженням циклу. Із цим, ймовірно, і пов'язана та обставина, що жодна з розглянутих залежностей, що описують криві рівної довговічності, не містять у собі яких-небудь міцностних характеристик матеріалів при стиску. Однак, як показує досвід, втомні тріщини виникають і ростуть при незначній розтягуючий зовнішній складовій циклу і навіть тоді, коли остання відсутня взагалі (у випадках знакопостійного циклічного стиску) [21]. А.М.Доценко й Дж.Шайве в роботі [22] показали, що рідкі стискаючі навантаження істотно знижують втомну довговічність матеріалу.

У зв'язку із цим треба думати, що стискаючі напруження дають вплив, що ушкоджує, при змінному навантаженні і витривалість виробів при істотних стискаючих і порівняно невеликих розтягуючих навантаженнях, буде лімітуватися міцністю матеріалу при стиску. Тому, вивчаючи втомні властивості матеріалів, доцільно враховувати їхні характеристики міцності в умовах стискаючого навантаження.

З аналізу експериментальних кривих рівної довговічності (рис. 4.1-4.4) напрошується висновок, що для їхньої апроксимації необхідно використати функцію, яка б при прагненні аргументу σ_m до σ_B зменшувалася і при $\sigma_m = \sigma_B$ прагнула до нуля, оскільки значення напружень не можуть перевершувати межі міцності при розтяганні [23]. Зі збільшенням негативного значення аргументу функція повинна спочатку рости, а потім, досягши свого максимуму при деяких значенні σ_m , почати зменшуватися і при $\sigma_m = \sigma_{BC}$ прагнула також до нуля. Останнє приймається апіорі, однак це не суперечить фізиці явища, оскільки при середніх

напруженнях, рівній границі міцності, неможливо накласти амплітуду не викликавши поломки деталі або зразка.

З викладеного слідує, що при опису кривих рівної довговічності може бути використана парабола Гербера (4.1), але остання передбачає циклічну й статичну рівномірність конструкційного матеріалу, до типу якого сталь Ст3 не належить. Щоб зазначена залежність могла бути використана для апроксимації даних експерименту, її необхідно модифікувати введенням параметра міцності при стиску. Оскільки можливі значення аргументу σ_m можуть перебувати в діапазоні $\sigma_{BC} \leq \sigma_m \leq \sigma_B$, то у формулу Гербера доцільно ввести межу міцності при стиску [24].

Тоді після перетворень формула (2.5) прийме вид

$$\sigma_a = \sigma_{-1} \frac{(\sigma_m - \sigma_B) \cdot (\sigma_m - \sigma_{BC})}{\sigma_B \cdot \sigma_{BC}} \quad (4.1)$$

В такому вигляді залежність (4.1) має екстремум в середині інтервалу $\sigma_{uc} \dots \sigma_s$, що не завжди відповідає фактичній поведінці кривих однакової довговічності. При зменшенні довговічності екстремум цих кривих зміщується вліво [26]. Щоб усунути вказаний недолік в формулу (4.1) слід ввести показникову функцію. При цьому формула (4.1) приймає наступний вид:

$$\sigma_a = \sigma_{-1} \cdot A^{\frac{2 \cdot \sigma_m}{\sigma_B - \sigma_{BC}}} \frac{(\sigma_m - \sigma_B) \cdot (\sigma_m - \sigma_{BC})}{\sigma_B \cdot \sigma_{BC}} \quad (4.2)$$

де A - параметр, що враховує довговічність.

Параметр A визначають експериментально за допомогою методу максимуму правдоподібності або методу найменших квадратів. Використовуючи метод найменших квадратів, у формулу (4.2) вводимо заміну

$$\chi = \frac{2 \cdot \sigma_m - \sigma_B - \sigma_{BC}}{\sigma_B - \sigma_{BC}}$$

$$\chi_0 = -\frac{\sigma_B + \sigma_{BC}}{\sigma_B - \sigma_{BC}}$$

Тоді формула (4.2) з умовними параметрами виглядатиме:

$$\sigma_a = \sigma_{-1} \cdot A^{\chi - \chi_0} \frac{1 - \chi^2}{1 - \chi_0^2} \quad (4.3)$$

Для визначення параметра А за результатами експерименту необхідно розв'язати рівняння:

$$\sum_{i=1}^k \left[\left(\sigma_{a_i} - \sigma_{-1}^{(N)} \cdot A^{\chi_i - \chi_0} \cdot \frac{1 - \chi_i^2}{1 - \chi_0^2} \right) \cdot \sigma_{-1}^{(N)} \cdot (\chi_i - \chi_0) \cdot \frac{1 - \chi_i^2}{1 - \chi_0^2} \cdot A^{(\chi_i - \chi_0 - 1)} \right] = 0 \quad (4.4)$$

де $\sigma_{-1}^{(N)}$ - амплітуда симетричного циклу, яка відповідає розрахунковій довговічності N циклів;

σ_{a_i} - значення амплітуди напруження, що відповідає значенню середнього напруження циклу σ_{m_i}

k - кількість рівнів середнього напруження.

Пошук параметра А можна здійснити чисельним методом. За нашим досвідом для зразків з ефективним коефіцієнтом концентрації напружень $\kappa_\sigma = 1$ для довговічності $10^5 \dots 10^8$ параметр А рекомендується шукати в інтервалі 0,7...1,0.

Задовільна апроксимація наведених даних має місце для гладких зразків, якщо прийняти

$$A = \frac{\lg \lg N}{\lg \lg N_B} \quad (4.5)$$

де N_B - базова довговічність.

При цьому формула (4.2) з урахуванням довговічності приймає вигляд:

$$\sigma_a = \sigma_{-1}^{(I)} \cdot \left(\frac{\lg \lg N}{\lg \lg N_B} \right)^{\frac{2 \cdot \sigma_m}{\sigma_B - \sigma_{BC}}} \frac{(\sigma_m - \sigma_B) \cdot (\sigma_m - \sigma_{BC})}{\sigma_B \cdot \sigma_{BC}} \quad (4.6)$$

де $\sigma_{-1}^{(I)}$ - амплітуда симетричного циклу гладких зразків з ефективним коефіцієнтом концентрації напружень $\kappa_\sigma = 1$;

Та, формула (4.6) не є задовільною для зразків із концентраторами напружень. Щоб зазначена залежність могла бути використана для апроксимації даних експерименту, її необхідно модифікувати введенням параметра концентрації напружень. При цьому формула (4.5) приймає наступний вигляд:

$$A = \frac{\lg \lg N}{\lg \lg N_B \cdot \kappa_\sigma} \quad (4.7)$$

Тоді з врахуванням (4.7), формула (4.6) для довговічності приймає вигляд:

$$\sigma_a^{(K)} = \frac{\sigma_{-1}^{(I)}}{\kappa_\sigma} \cdot \left(\frac{\lg \lg N}{\lg \lg N_B \cdot \kappa_\sigma} \right)^{\frac{2 \cdot \sigma_m}{\sigma_B - \sigma_{BC}}} \frac{(\sigma_m - \sigma_B) \cdot (\sigma_m - \sigma_{BC})}{\sigma_B \cdot \sigma_{BC}} \quad (4.8)$$

де $\sigma_{-1}^{(K)}$ - значення амплітуди напруження, що відповідає значенню середнього напруження циклу σ_m з урахуванням ефективного коефіцієнта концентрації напружень.

На рисунку 4.1-4.4 кривою 6 показана апроксимація за допомогою залежності (4.8) вище наведених даних довідника [25] для довговічностей 2×10^6 і 5×10^6 циклів. Для цієї сталі величини σ_{TC} та σ_{BC} визначені за принципом пропорційності по зразкам із сталі Ст3 експериментально за стандартною методикою. При збільшенні N_B кривизна параболи при $\sigma_m > 0$ зменшується, а при $\sigma_m < 0$ збільшується, що можна використати для поліпшення результатів апроксимації кривих.

Із аналізу залежності (4.8) видно, щоб побудувати криві однакової довговічності діаграми граничних амплітуд достатньо мати одну втомну

характеристику $\sigma_{-1}^{(I)}$, та статичні характеристики міцності σ_B та σ_{BC} . Дві останні величини можна визначити на випробувальних машинах статичної дії.

За допомогою залежності (4.8) та запозичених із названої кривої даних побудовані криві діаграми граничних амплітуд. Аналогічно неважко розрахувати і побудувати криві діаграми для будь-яких довговічностей.

Якщо досліджувані матеріали мають однакову витривалість при що розтягують і стискають середніх напруженнях циклу, і межі міцності при розтяганні й стиску чисельно рівні між собою ($\sigma_{BC} = -\sigma_B$), як це припускає Гербер, а опис кривої рівної довговічності здійснюється при напруженнях рівних границям витривалості, тобто коли $N=N_B$, то формула (4.8) перетвориться в параболічну залежність Гербера (2.5), що, є особовим випадком виразу (4.8).

Результати обробки даних досліду по залежності (4.8) наведені в таблицях 4.1-4.4. Із цих таблиць витікає, що оцінки граничних амплітуд, обчислені по рівнянню (4.8), краще інших залежностей, наведених у даній роботі, наближаються до результатів експерименту.

Свідченням цього є більше низькі значення сум квадратів відхилень.

Отримані результати випробувань на опір втомі можна представити також у вигляді діаграми граничних напружень. Така діаграма у формі діаграми Сміта для сталі Ст3 приведена на рисунках 4.5-4.8. Криві однакової довговічності цієї діаграми описуються залежністю:

$$\sigma_a^{(K)} = \sigma_m \pm \frac{\sigma_{-1}^{(I)}}{\kappa_\sigma} \cdot \left(\frac{\lg \lg N}{\lg \lg N_B \cdot \kappa_\sigma} \right)^{\frac{2 \cdot \sigma_m}{\sigma_B - \sigma_{BC}}} \frac{(\sigma_m - \sigma_B) \cdot (\sigma_m - \sigma_{BC})}{\sigma_B \cdot \sigma_{BC}} \quad (4.9)$$

Про задовільну якість апроксимації результатів дійсного експерименту по залежності (4.8) можна судити також по рисунках 4.1-4.4.

Наявність кривих однакової довговічності та формул, що їх описують, є можливість виконати розрахунок деталей машин на опір втомі, що працюють при будь-якому коефіцієнті асиметрії циклу R.

Визначення σ_a і σ_m , що відповідають коефіцієнту R, можна здійснити шляхом розв'язання системи рівнянь:

$$\begin{cases} \sigma_a^{(K)} = \frac{\sigma_{-1}^{(I)}}{\kappa_\sigma} \cdot \left(\frac{\lg \lg N}{\lg \lg N_B \cdot \kappa_\sigma} \right)^{\frac{2 \cdot \sigma_m}{\sigma_B - \sigma_{BC}}} \frac{(\sigma_m - \sigma_B) \cdot (\sigma_m - \sigma_{BC})}{\sigma_B \cdot \sigma_{BC}}, \\ \sigma_a^{(K)} = \frac{1-R}{1+R} \cdot \sigma_m. \end{cases} \quad (4.10)$$

Друге рівняння системи є рівнянням променя г. проведеного під кутом γ (рис. 4.1-4.4) для якого діаграма граничних амплітуд побудовані в координатах $\sigma_m - \sigma_a$ з однаковим масштабом напружень

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{1-R}{1+R} \quad (4.11)$$

Промінь г є місцем положення точок, що відповідають режимам навантажень з даним коефіцієнтом асиметрії R. Значення граничних $\sigma_a^{(K)}$ та σ_m можна визначити також графічно, як координати точки перегину променя г з відповідною кривою однакової довговічності.

Отримане значення $\sigma_a^{(K)}$ може бути використане для визначення допускового напруження при проектуванні деталей машин, а також для оцінки запасу міцності при перевірних розрахунках на опір втомі.

В останньому випадку коефіцієнт запасу визначають за формулою:

$$n = \frac{\sigma_a^{(K)} \cdot \varepsilon_\sigma \cdot \beta}{\sigma_a}$$

де ε_σ - масштабний фактор:

β - коефіцієнт, що враховує якість поверхні;

σ_a - амплітудне робоче напруження в деталі.

5. ОСНОВНІ РЕЗУЛЬТАТИ Й ВИСНОВКИ

1. Досліджено закономірності опору втомному руйнуванню стали Ст3 при середніх напруженнях стиску при наявності концентраторів напружень.

2. Отримано раніше відсутні діаграми, витривалості стали Ст3 для широкого діапазону стискаючих і розтягуючих середніх напружень, що дозволило обґрунтувати єдину (загальну) аналітичну залежність для опису кривих рівної довговічності діаграми граничних амплітуд і, отже, діаграм граничних напружень з врахуванням всіх можливих значень стискаючих і розтягуючих середніх напружень циклу.

3. Досліджено закономірність впливу асиметрії циклу на значення коефіцієнта чутливості стали Ст3 до концентрації напружень, у результаті чого доведена неправомірність зневаги до мінливості цього коефіцієнта при розрахунках на опір втоми.

Робота може бути корисною конструкторам для більш ефективного та економічного використання службових характеристик конструкційних матеріалів, а також дослідниками з метою економії відшкодувань при випробуваннях на опір втоми.

Перелік посилань

1. Бучинський М. Я. Основи творення машин / М. Я. Бучинський, О. В. Горик, В. А. Черняк, Л. В. Яхін. – Харків : Видавництво «НТМТ», 2017. – 448 с.
2. Budynas R. G. Shigley's Mechanical Engineering Design / R. G. Budynas, J. K. Nisbett. – 11th ed. – McGraw-Hill Education, 2019. – 1108 p.
3. ДСТУ EN 13001-3-1:2019 Крани вантажопідйомні. Загальне проектування. Частина 3-1. Граничні стани та перевірка на втомленість сталевих конструкцій (EN 13001-3-1:2012+A1:2017, IDT). – Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2020. – 76 с.
4. ДСТУ EN 1993-1-9:2017 Єврокод 3. Проектування сталевих конструкцій. Частина 1-9. Втомленість (EN 1993-1-9:2005, IDT). – Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2018. – 44 с.
5. Погрелюк І. М. Зміцнення та корозійна стійкість конструкційних матеріалів / І. М. Погрелюк, М. С. Коваль. – Львів : Видавництво Львівської політехніки, 2015. – 212 с.
6. Динаміка і міцність машин : підручник / [В. А. Баженов та ін.] ; за ред. В. А. Баженова. – Київ : КНУБА, 2016. – 410 с.
7. Матеріалознавство і термічна обробка металів : підручник / [Ю. М. Белік та ін.]. – Дніпро : ПДАБА, 2018. – 320 с.
8. Ковальчук В. В. Оцінка залишкового ресурсу металоконструкцій вантажопідйомних кранів / В. В. Ковальчук, С. М. Шевченко. – Київ : Видавництво «Логос», 2017. – 175 с.
9. Надійність і діагностика машин : навч. посібник / за ред. П. М. Сокіла. – Львів : Видавництво Львівської політехніки, 2016. – 210 с.
10. ДСТУ ISO 12106:2016 Металеві матеріали. Випробування на втомленість. Метод випробування на малоциклову втомленість за умов осьового навантаження з контролюванням деформації (ISO 12106:2003, IDT). – Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2018. – 32 с.

11. ДСТУ ISO 1099:2015 Металеві матеріали. Випробування на втомленість. Метод випробування на втомленість за осьового силового контрольованого навантаження (ISO 1099:2006, IDT). – Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2017. – 36 с.
12. Металеві конструкції : підручник / [В. В. Габрель, О. М. Барабаш та ін.]. – Львів : Видавництво Львівської політехніки, 2018. – 340 с.
13. ДСТУ ISO 281:2015 Підшипники кочення. Динамічні номінальні вантажопідйомності та номінальний ресурс (ISO 281:2007, IDT). — Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2017. — 48 с.
14. Динаміка та міцність несучих систем вантажопідйомних машин : монографія / за ред. В. М. Обертяєва. — Київ : НТУ, 2016. — 195 с.
15. ДСТУ EN 13001-2:2018 Крани вантажопідйомні. Загальне проектування. Частина 2. Навантаження (EN 13001-2:2014, IDT). — Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2019. — 52 с.
16. Мелешко В. В. Динаміка та стійкість механічних систем / В. В. Мелешко, С. П. Стрельнікова. — Київ : Видавничий дім «Академперіодика», 2014. (Оновлене видання/монографія): Стрельнікова С. П. Чисельні методи в задачах динаміки механічних систем. — Харків : НТУ «ХПІ», 2017. — 220 с.
17. ДСТУ EN 13136:2018 Крани вантажопідйомні. Визначення навантажень на механізми (EN 13136:2003+A1:2008, IDT). — Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2019. — 72 с.
18. ДСТУ 3008:2015 Інформація та документація. Звіти у сфері науки і техніки. Структура і правила оформлення. — Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2016. — 45 с.
19. Hamrock B. J. Fundamentals of Machine Elements / B. J. Hamrock, S. R. Schmid, V. O. Jacobson. — 3rd ed. — CRC Press, 2015. — 632 p.
20. ДСТУ EN 13001-1:2018 Крани вантажопідйомні. Загальне проектування. Частина 1. Загальні положення та вимоги (EN 13001-1:2015, IDT). — Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2019. — 36 с.
21. Єгоров П. В. Металеві конструкції підйимально-транспортних машин : навч. посібник / П. В. Єгоров, В. М. Обертяєв. — Київ : НТУ, 2017. — 184 с.