

Міністерство освіти і науки України
УКРАЇНСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ НАУКИ І ТЕХНОЛОГІЙ

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

ГАНУШ ВАСИЛЬ ІВАНОВИЧ

УДК 621.771.004.15(043)

ДИСЕРТАЦІЯ

**Оцінка технічного стану базових конструкцій пресо-прокатного
устаткування після довготривалої експлуатації**

05.05.08 – «Машини для металургійного виробництва»

Подається на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей,
результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

_____Василь ГАНУШ

Науковий керівник:

Сергій БІЛОДІДЕНКО
доктор технічних наук, професор.

Дніпро – 2023

АНОТАЦІЯ

Гануш В. І. Оцінка технічного стану базових конструкцій пресо-прокатного устаткування після довготривалої експлуатації. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.08. – «Машини для металургійного виробництва». – Український державний університет науки і технологій, Дніпро, 2023.

Дисертація присвячена удосконаленню технічного обслуговування базових елементів механічних систем, які потерпають від комбінації пошкоджуючих процесів на прикладі станин робочих прокатних клітей і гідравлічних пресів. Означена мета досягається шляхом розробки діагностичних моделей, які враховують комбінований характер навантаження конструкцій. Вирішена актуальна науково-технічна задача оцінки технічного стану після довготривалої експлуатації базових конструкцій пресо-прокатного устаткування, які потерпають від дії комбінованого навантаження, що в кінцевому результаті забезпечило підвищення безпеки і подовження ресурсу станин робочих клітей трубопрокатного агрегату і пресу для виробництва залізничних коліс.

Розвинуто принцип знаходження імовірностей відмови і безвідмовності шляхом порівняння функцій розподілу довговічності і наробітку. Розроблена модель довговічності багатовісної втоми на підставі правила об'єднання ресурсних індексів безпеки. В її форматі знайдена модель коефіцієнтів обтяження для комбінованої дії дотичних і нормальних напружень у вигляді поліному другого ступеню.

Вирішена задача взаємозв'язку між накопиченим пошкодженням і коефіцієнтом обтяження. З'ясовано, що функція ризику станин на стадії зародження тріщини може бути представлена лінійною залежністю, прямопропорційною до наробітку. Для оцінки технічного стану станин ТПА 350 використано функцію ризику, яка на відміну від функції надійності є чутливою до

наробітку. Процес втрати несучої здатності станин представлено декількома стадіями, при яких збільшення ризику відбувається з різною інтенсивністю.

Сформовано модель гарантованого ресурсу колон важких гідравлічних пресів, яка враховує нестаціонарність процесу штампування, варіації коефіцієнтів нерівномірності навантаження колон, зусилля затягання різьби, її границю витривалості. Визначено, що безпечний довготривалий строк експлуатації колон можливий тільки за певних умов - неперевикнення коефіцієнту нерівномірності навантаження понад 15%, наближення границі витривалості в зоні різьби до 30 МПа.

Ключові слова: базова конструкція, прес гідравлічний, трубопрокатний агрегат, станина, ресурс, ризик, технічний стан.

ABSTRACT

Hanush V. I. Estimation of the technical condition of the basic structures of the press-rolled equipment after long-term operation. – Qualification scientific work . Manuscript.

Dissertation for obtaining the scientific degree of Candidate of Technical Sciences by specialty 05. 05. 08. «Machines for Metallurgical Production» – Ukrainian State University of Science and Technologies, Dnipro, 2023.

The dissertation is devoted to the improvement of maintenance of the basic elements of mechanical systems that suffer from a combination of damaging processes, using the example of working rolling housings and hydraulic presses. The specified goal is achieved by developing diagnostic models that take into account the combined nature of the structure load. The actual scientific and technical task of assessing the technical condition after long-term operation of the basic structures of press-rolling equipment, which suffer from the action of combined load, has been solved, which in the end ensured increased safety and extension of the resource of the housings of the working cages of the pipe-rolling unit and the press for railway wheels production.

The principle of finding probabilities of failure and non-failure by comparing the functions of the distribution of durability and earnings has been developed. A multi-axial fatigue longevity model was developed based on the rule of combining resource safety indices. In its format, a model of weighting coefficients for the combined action of tangential and normal stresses in the form of a second degree polynomial was found.

Solved the problem of the relationship between the accumulated damage and the burden factor. It has been found that the risk function of stand of crack initiation can be represented by a linear dependence directly proportional to the build-up. To assess the technical condition of tube rolling mill unit 350 stand, a risk function was used, which, unlike the reliability function, is sensitive to earnings. The process of loss of load-bearing capacity of stand is represented by several stages, in which the risk increases with different intensity.

A model of the guaranteed resource of the columns of heavy hydraulic presses has been developed, which takes into account the non-stationarity of the stamping process, variations in the coefficients of the uneven load of the columns, the tightening force of the thread, and its endurance limit. It was determined that a safe long-term operation of the columns is possible only under certain conditions - not exceeding the load unevenness coefficient of more than 15%, approaching the endurance limit in the thread zone to 30 MPa.

Keywords: basic structure, hydraulic press, pipe rolling unit, housing, resource, risk, technical condition.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Статті у виданнях, що включені до міжнародних науково-метричних баз:

1. Belodedenko S. V., **Hanush V. I.**, Hrechany O. M. Rules for Amalgamating the Reliability of Elements of Powertrain Systems at Maintenance. *Journal of Mechanics Engineering and Automation*. - №1 (V.9). - 2019. - P. 24-32. Doi: 10.17265/2159-5275/2019.01.003 (**Index Copernicus, Google Scholar**)

2. Study and Development of Amalgamating Rules for the Reliability Indicators of Power train System Elements / S. V. Belodedenko, **V. I. Hanush**, O. M. Hrechanyi, M. S. Ibragimov. *International Journal of Modern Studies in Mechanical Engineering*. – 2019. – №5. – С. 18–29. DOI: <http://dx.doi.org/10.20431/2454-9711.0502003> (**Index Copernicus, Google Scholar**)

3. Fatigue Resistance Models of Structural for Risk Based Inspection /S. Belodedenko, **V. Hanush**, A. Baglay, O. Hrechanyi. *Civil Engineering Journal*.- Vol. 6, No. 2. - 2020. - P. 375-383. <http://dx.doi.org/10.28991/cej-2020-03091477>. (**Scopus**)

4. Belodedenko S. V., **Hanush V. I.**, Hrechanyi O. M. Experimental Verification of the Survivability Model Under Mixed I+II Mode Fracture for Steels of Rolling Rolls. *Structural Integrity and Fatigue Failure Analysis*. Springer. Vol. 25. - 2020. P. 3 – 12. <https://doi.org/10.1007/978-3-030-91847-7> (**Scopus**)

5. Estimating the residual resource of basic structures using a model of fatigue durability under complex loading /S. Belodedenko, O. Hrechanyi, **V. Hanush**, A. Vlasov. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, (2022), 3(1 (117), Pages 33–41. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2022.257013>. (**Scopus**)

Статті в наукових фахових виданнях:

6. Основи технічного обслуговування механічних систем за контролем безпеки /С. Білодієнко, Г. Біліченко, **В. Гануш**, А. Попов. *Вісник Тернопільського нац. техн. ун-ту*. - 2011. - спецвипуск, ч. 1. - С. 170 - 178. <http://elartu.tntu.edu.ua/handle/123456789/1402>

7. Исследование нагруженности и напряженности базовых элементов тяжелых гидравлических прессов металлургического производства. /**В. И. Гануш**,

Н. П. Островерхов, А. В. Султан, Е. М. Дзичковский, А. Е. Кривчиков. *Металургическая и горнорудная промышленность*. - 2015, №7, С. 121–127.

<https://www.metaljournal.com.ua/read/ru/2015/7/>

8. Применение моделей диагностических параметров в виде случайного процесса для контроля состояния технических систем / С. В. Белодіденко, **В. І. Гануш**, А. Н. Гречаный, М. С. Ибрагимов. *Металургія. Збірник наукових праць ЗДІА*. Запоріжжя. – Вип. 2(40). – 2018. - С. 115-119.

https://old-zdia.znu.edu.ua/gazeta/Metallurgy_40_23.pdf

9. Білодіденко С. В, **Гануш В. І.**, Чеченев В. А. Проблема об'єднання показників надійності елементів технічної системи. *Металургійна та гірничорудна промисловість*. - 2018. - №7. - С. 5-10.

10. Білодіденко С. В., **Гануш В. І.**, Ібрагимов М. С. Деградація металу кожуху доменної печі під впливом експлуатації. Теорія і практика металургії. – 2019. - №5. – С. 5 – 18. <https://doi.org/10.34185/tpm.5.2019.01>

11. Забезпечення надійності станини робочої кліті прошивного стану ТПА 350 після її довготривалої експлуатації /С. Р. Рахманов, С. В. Білодіденко, **В. І. Гануш** та інші. *Металургійна та гірничорудна промисловість*. - 2020. - №3. - С. 3-17. <https://doi.org/10.34185/0543-5749.2020-3-3-17>

12. Витривалість при складному напруженому стані в аспекті подовження ресурсу технологічного устаткування промислових виробництв /С. В. Білодіденко, **В. І. Гануш**, Є. А. Іжевський та інші. *Теорія і практика металургії*. – 2021. №4. – С. 56–68. <https://doi.org/10.34185/tpm.4.2021.07>

Патенти України:

13. Робоча кліть прошивного стану трубопрокатного агрегату. Патент на корисну модель UA 148958 U. Україна: МПК В21В 13/00, В21В 19/02, В21В 31/02 /С. Р. Рахманов, С. В. Білодіденко, **В. І. Гануш** та інші. Заявник та патентовласник Національна металургійна академія України. Заява u 2021 01403 від 19.03.2021; опубл. 05.10.2021, Бюл. №40.

14. Робоча кліть прошивного стану трубопрокатного агрегату. Патент на корисну модель UA 148972 U. Україна: МПК В21В 13/00, В21В 19/02, В21В

31/02. /С. Р. Рахманов, С. В. Білодіденко, **В. І. Гануш**. Заявник та патентовласник Національна металургійна академія України. Заява у 2021 02197 від 26.04.2021; опубл. 05.10.2021, Бюл. №40.

Матеріали наукових конференцій і статті в науково-технічних журналах:

15. Estimate of safety at the prolongation of service life of autonomous machines /S. Belodedenko, **V. Ganush**, V. Datcenco, N. Ostroverhov. *Transport problems 2013: proceedings of V Int. conf.- Katowice: Silesian university of technology*. - 2013. - P. 38-45.

16. **Гануш В. І.**, Гречаний О. М. Розрахунок на міцність станини пресу зусиллям 100 МН. *Механіка машин – основна складова прикладної механіки*. Матеріали Всеукраїнської науково-технічної конференції. Дніпро, НМетАУ. – 2017. С. 328–331. https://nmetau.edu.ua/file/proceedings_of_conference_mm_ua.pdf

17. **Гануш В. І.**, Гречаний О. М. Навантаженість та напруженість станини та колон важких гідравлічних пресів металургійного виробництва. *Механіка машин – основна складова прикладної механіки*. Матеріали Всеукраїнської науково-технічної конференції. Дніпро, НМетАУ. – 2017. С. 332–335.

https://nmetau.edu.ua/file/proceedings_of_conference_mm_ua.pdf

18. Діагностування технічного стану базових металевих конструкцій шляхом контролю твердості їхньої поверхні /С. Білодіденко, **В. Гануш**, М. Островерхов, М. Петров. *Вісник сертифікації залізничного транспорту*. - 2020. - №4 – 5 (62 - 63). - С. 10-13.

<http://eadnurt.diit.edu.ua/bitstream/123456789/14095/1/Bilodidenko.pdf>

Монографії:

19. Belodedenko S., **Ganush V.** Models of technical safety and risk at the estimation and prediction of the condition of vehicles mechanical systems. In: Some actual issues of traffic and vehicle safety. Monograph. Faculty of Transport, Silesian University of Technology, Gliwice. - 2013. P. 187-212.

ЗМІСТ

ВСТУП	11
РОЗДІЛ 1. Теоретичні основи оцінки технічного стану базових конструкцій за допомогою ресурсного індексу безпеки	17
1.1 Поняття про базові конструкції і проблеми їх обслуговування	17
1.2 Огляд досліджень міцності і ресурсу базових конструкцій прокатного устаткування	22
1.3 Концепція допустимого ризику і індексу безпеки при оцінці технічного стану базових конструкцій	28
1.4 Способи знаходження імовірності відмови і зв'язок між індексом безпеки і статистичним запасом	32
1.5 Ресурсна трактовка раптових відмов	38
1.6 Об'єднання індексів безпеки елементів базових конструкцій	43
Висновки по 1 розділу	50
РОЗДІЛ 2. Модель втомної довговічності при комплексному навантаженні на підставі об'єднання індексів безпеки	53
2.1 Проблема об'єднання показників в задачах забезпечення надійності систем	53
2.2 Метод еквівалентування як результат об'єднання показників напружено-деформованого стану	56
2.2.1 Еквівалентування за нормальними напруженнями	56
2.2.2 Еквівалентування за дотичними напруженнями і деформаціями	59
2.3 Непропорційне навантаження	62
2.4 Матеріали та методи досліджень	68
2.4.1 Модель довговічності при багатовісній втомі на підставі об'єднання індексів безпеки	68
2.4.2 Багатовісна втома при триточковому згині	72
2.5 Результати досліджень	75

	9
2.6 Обговорення результатів	78
2.6.1 Зв'язок між накопиченим пошкодженням і коефіцієнтом обтяження	78
2.6.2 Шляхи застосування моделі багатовісної втоми	81
Висновки по 2 розділу	83
РОЗДІЛ 3. Оцінка залишкового ресурсу станин робочих клітей трубопрокатного агрегату 350	85
3.1 Технологія виробництва труб на ТПА з автомат-станами	86
3.2 Результати обстеження технічного стану станин ТПА 350	90
3.2.1 Моніторинг просторового стану кліті автомат-стану під час прокатки	90
3.2.2 Обстеження стану металу станини	92
3.2.3 Тензометрування станини автомат-стану	95
3.3. Дослідження напруженості станини автомат-стану методом скінченних елементів	98
3.4 Дослідження напруженості станини прошивного стану	106
3.5 Прогнозування показників технічного стану станин	113
3.5.1 Вибір моделі опору втомі та руйнуванню матеріалу станини	113
3.5.2 Станина прошивного стану	118
3.5.2.1 Алгоритми знаходження довговічності до появи тріщини та функції надійності $P(t)$	119
3.5.2.2 Довговічність та функція надійності за наявності дефектів (алгоритми)	121
3.5.2.3 Оцінка показників при посиленні жорсткості умов експлуатації	123
3.5.2.3.1 Довговічність до появи тріщини та функція ризику	123
3.5.2.3.2 Довговічність за наявності дефектів та розподіл живучості	126
3.5.3 Станина автомат-стану	128
3.5.3.1 Довговічність за наявності дефектів та функція ризику при живучості	130
3.5.4 Модель функції ризику для базових конструкцій	133

	10
3.6 Пристрої фіксації кришки на станині	135
Висновки по розділу 3	140
РОЗДІЛ 4. Оцінка технічного стану станин пресів для виробництва залізничних коліс	144
4.1 Технологія та обладнання виробництва залізничних коліс	145
4.2 Дослідження розподілу виробництва типорозмірів коліс в колесопркатному цеху (КПЦ)	148
4.3 Дослідження навантаженості колон	150
4.3.1 Особливості проектування і експлуатації колон	150
4.3.2 Вимірювання напружень та зусиль в колонах преса 100 МН	156
4.3.2.1 Вимірювання після заміни колон	156
4.3.2.2 Вимірювання в процесі регулювання затягування колон	161
4.3.2.3 Вимірювання в процесі експлуатації колон	165
4.3.3. Обговорення результатів вимірювання напруженості	168
4.4 Прогнозування ресурсу колон	172
4.4.1 Формування навантажувального блоку колони	172
4.4.2 Характеристики опору втомі матеріалу колон	175
4.4.2.1 Визначення коефіцієнта концентрації напружень в різьбі	178
4.4.2.2 Алгоритм знаходження гарантованого ресурсу	180
4.4.3 Індекс безпеки вільної частини колони	182
4.4.4 Індекс безпеки різьбових ділянок колони	184
4.4.5 Вплив виробництва коліс великого діаметру	189
4.4.6 Модель гарантованої довговічності колони	191
Висновки по 4 розділу	195
ОСНОВНІ ВИСНОВКИ	197
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	202
ДОДАТОК А	215
ДОДАТОК Б	216

ВСТУП

Актуальність роботи. Структуру механічної системи технологічного устаткування промислових виробництв можна представити складеною з таких ділянок, як двигун, трансмісія, виконавчий механізм і інструмент. Всі ці елементи встановлено на базових несучих конструкціях, до яких віднесено рами, станини, каркаси, корпуси, кожухи, тощо. Ресурс базових конструкцій визначає кампанію об'єкту. Зараз спостерігається світова тенденція до збільшення призначених термінів експлуатації основного технологічного устаткування в усіх галузях.

Збільшення нормативних термінів експлуатації відповідають вимогам концепцій «Індустрія 4.0» і «зеленої металургії». В результаті подовження строків до зняття з експлуатації зменшуються не тільки питомі витрати на утримання устаткування, але і відрахування на амортизацію. Це вкупі дає можливість знизити собівартість продукції і зробити виробництво конкурентоспроможним. Тенденція до збільшення строків експлуатації понад нормованих спостерігається і в металургійному виробництві. Продовжується експлуатація базових конструкцій прокатних станів, які відпрацювали 50 – 80 років. Природньо, що при цьому необхідно оцінити залишковий ресурс базових конструкцій. Дослідження в області міцності і надійності базових елементів пресо-прокатного устаткування широко ведуться і є актуальними. Особливої актуальності вони набули у зв'язку з необхідністю продовження ресурсу пресів після їхньої довготривалої експлуатації. Такий захід має чималий економічний сенс.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Тема дисертаційної роботи пов'язана з напрямком наукової діяльності кафедри «Машини і агрегати металургійного виробництва» Українського державного університету науки і технологій – «Технічне обслуговування та діагностування механічних систем за контролем їх безпеки та ризику».

Дисертація є складовою частиною науково-дослідної роботи «Дослідження правил об'єднування показників надійності елементів силових систем стосовно

стратегії обслуговування промислового обладнання за фактичним технічним станом» (Державна реєстрація № 0119U100885) при участі здобувача, як виконавця; частиною науково-дослідної роботи «Розробка основ технічного обслуговування механічних систем за контролем безпеки» (Державна реєстрація № 0112U007680) при участі здобувача, як відповідального виконавця; частиною науково-дослідної роботи «Оцінка навантаженості та довговічності вузлів ротора роторного екскаватора KU-800 з метою діагностування їх технічного стану» (Державна реєстрація № 0107U005711) при участі здобувача, як виконавця.

Мета та завдання дослідження. Метою дисертації є удосконалення технічного обслуговування базових елементів механічних систем, які потерпають від комбінації пошкоджуючих процесів на прикладі станин робочих прокатних клітей і гідравлічних пресів. Означена мета досягається шляхом розробки діагностичних моделей, які враховують комбінований характер навантаження конструкцій.

Відповідно до зазначеної мети в роботі поставлені наступні задачі:

- 1) проаналізувати теоретичні основи оцінки технічного стану базових конструкцій за допомогою ресурсного індексу безпеки;
- 2) розробити модель втомної довговічності при комплексному навантаженні на підставі об'єднання індексів безпеки;
- 3) дослідити напружений стан станин автомат-стану та прошивного стану трубопрокатного агрегату 350;
- 4) оцінити залишковий ресурс станин робочих клітей трубопрокатного агрегату 350;
- 5) оцінити технічний стан станини пресу зусиллям 100 МН для виробництва залізничних коліс;
- 6) спрогнозувати ресурс колон пресу зусиллям 100 МН.

Об'єкт дослідження: процеси технічного обслуговування і їх моделювання для базових елементів пресо-прокатного устаткування.

Предмет дослідження: показники надійності і безпеки механічних силових систем, а також процеси комбінованого навантаження

Методи дослідження. Теоретичні дослідження виконані з використанням фундаментальних закономірностей і аналітичних методів математичної статистики і ризик-аналізу, теорії технічного обслуговування, теорії надійності складних технічних систем. Експериментальні дослідження виконано з урахуванням методів експериментальної механіки за допомогою атестованої випробувальної техніки і апаратури у поєднанні з методом скінченних елементів. Обробку експериментальних результатів і побудову моделей виконано з використанням методів планування експерименту, теорій опору втомі і механіки руйнування.

Наукова новизна отриманих результатів:

1. **Отримав подальший розвиток принцип знаходження імовірностей відмови і безвідмовності шляхом порівняння функцій розподілу довговічності і наробітку, що у поєднанні з використанням комплексного діагностичного показника – ресурсного індексу безпеки, призводить до більш консервативної форми статистичного запасу, аніж його традиційна форма.** Знайдений взаємозв'язок між двома формами статистичного запасу, який здійснюється через коригувальну функцію.

2. **Вперше розроблена модель довговічності багатовісної втоми на підставі правила об'єднання ресурсних індексів безпеки.** В її форматі знайдена модель коефіцієнтів обтяження для комбінованої дії дотичних і нормальних напружень у вигляді поліному другого ступеню. Вирішена задача взаємозв'язку між накопиченим пошкодженням і коефіцієнтом обтяження. Для конструкційних сталей встановлено відношення межі втоми для дотичних напружень і межі втоми для нормальних напружень згину, яке дорівнює 0.385.

3. **Вперше з'ясовано, що функція ризику станин на стадії зародження тріщини може бути представлена лінійною залежністю, прямопропорційною до наробітку.** Для оцінки технічного стану станин ТПА 350 використано

функцію ризику, яка на відміну від функції надійності є чутливою до наробітку. Процес втрати несучої здатності станин представлено декількома стадіями, при яких збільшення ризику відбувається з різною інтенсивністю.

4. Вперше сформовано модель гарантованого ресурсу колон важких гідравлічних пресів, яка враховує нестационарність процесу штампування, варіації коефіцієнтів нерівномірності навантаження колон, зусилля затягання різьби, її границю витривалості. Визначено, що безпечний довготривалий строк експлуатації колон можливий тільки за певних умов, до яких в першу чергу відноситься неперевищення коефіцієнту нерівномірності навантаження понад 15%, наближення границі витривалості в зоні різьби до 30 МПа. Недотримання цих умов переводить станину преса до механічних систем, що обслуговуються та потребують контролю діагностичних показників.

Практичне значення отриманих результатів.

1. Розроблено методику випробувань для визначення первісних даних для моделі багатовісної втоми, яка придатна для звичайних випробувальних машин і зразків простої форми. З врахуванням цього розроблено алгоритм оцінки довговічності при комбінованому навантаженні. Результати використано в навчальному процесі Українського державного університету науки і технологій (акт використання від 03.09.2022).

2. Розроблено рекомендації з діагностування технічного стану і з визначення залишкового ресурсу станин робочих клітей трубопрокатного агрегату 350, а також колон станини пресу зусиллям 100 МН (акт використання від 16.09.2022).

Достовірність наукових результатів та висновків підтверджується коректністю постановки задач на підставі всебічного аналізу та узгодженості вихідних даних, застосуванням апробованих теоретичних методів з урахуванням загальноприйнятих чи обґрунтованих припущень. Обґрунтованість математичних моделей опору втоми, руйнуванню і зносу базується на сходимості результатів лабораторних і промислових досліджень з прогнозними розрахунками.

Особистий внесок здобувача. Дисертація є результатом самостійної роботи під керівництвом д.т.н., професора С. В. Білодіденко і колективної роботи автора, що відображено низкою публікацій результатів досліджень. У дисертації не використані ідеї співавторів публікацій. Всі принципові теоретичні та експериментальні результати, отримані в дисертації, засновані на дослідженнях, виконаних автором самостійно. Автором виконано огляд досліджень міцності і ресурсу базових конструкцій прокатного устаткування [9]; розроблено алгоритм визначення безпеки базових конструкцій за умов багатоджерельного пошкодження [5, 7, 84, 85]; сформовано правила об'єднання індексів безпеки елементів базових конструкцій [55, 56, 57, 58, 59, 61, 62]; запропоновано концепцію допустимого ризику і індексу безпеки для оцінки технічного стану базових конструкцій [41, 42, 50]; оцінено технічний стан станин трубопрокатного агрегату 350 за допомогою функції ризику [4]; розроблено конструкції фіксуючих пристроїв кришки на станині робочої кліті прошивного стану трубопрокатного агрегату 350 [98, 99]; розроблено і застосовано спосіб визначення зусилля штампування на гідравлічних пресах шляхом тензометрування колон [112]; оцінено напружено-деформований стан базових конструкцій пресу для виробництва залізничних коліс зусиллям 100 МН [113, 114].

Апробація результатів дисертації. Основні положення і результати дисертаційної роботи доповідалися на: V Міжнародній науковій конференції «Проблеми транспорту» (м. Катовіце, Польща, 2013 р.); Міжнародній науково-технічній конференції «Надійність та безпека технологічного обладнання RSTE-2015» (м. Дніпро, 2015 р.); Всеукраїнській науково-технічній конференції «Механіка машин – основна складова прикладної механіки» (м. Дніпро, 2017 р.); Міжнародній науково-технічній конференції «Інформаційні технології в металургії та машинобудуванні. ITMM-2018» (м. Дніпро, 2018 р.); Міжнародній науково-технічній конференції «Надійність та динаміка важких машин RDHM-2018» (м. Дніпро, 2018 р.); XIX Міжнародному колоквиумі з механічної втоми металів (м. Порто, Португалія, 2018 р.); I Міжнародний симпозіум «Аналіз ризиків і безпека складних конструкцій і компонентів IRAS 2019» (м. Порто, Португалія,

2019 р.); I Міжнародна віртуальна конференція з механічної втоми VCMF 2020 (м. Порто, Португалія, 2020 р.); Міжнародній науково-технічній конференції «Інформаційні технології в металургії та машинобудуванні. ITMM-2021» (м. Дніпро, 2021 р.); Міжнародній науково-технічній конференції «Пошкодження матеріалів в процесі експлуатації: діагностика та прогнозування» (м. Тернопіль, 2021 р.).

Публікації. Основний зміст дисертації викладено у 19 наукових працях, в тому числі: 10 статей у наукових фахових виданнях, затверджених ДАК МОН України, 5 з яких опубліковані у виданнях, що індексуються у міжнародних науково-метричних базах Scopus і Web of Science; 6 матеріалів праць і тез науково-технічних конференцій, в 2 патентах на корисну модель України, 1 монографії.

Структура дисертації. Дисертація складається з вступу, чотирьох розділів з висновками по кожному розділу, загальних висновків, переліку використаних літературних джерел (118 найменувань, з урахуванням публікацій автора) та додатків. Дисертацію оформлено в одному томі. Загальний обсяг роботи складається з 216 сторінок тексту і містить: 81 рисунок, 18 таблиць, 2 додатки.

РОЗДІЛ 1

Теоретичні основи оцінки технічного стану базових конструкцій за допомогою ресурсного індексу безпеки

1.1 Поняття про базові конструкції і проблеми їх обслуговування

Згідно канонів функціонально-вартісного аналізу, структуру механічної системи технологічного устаткування промислових виробництв можна представити складеною з таких ділянок, як двигун (E, engine), трансмісія (Tr, transmission), виконавчий механізм (EM, executive mechanism) і інструмент (T, tool) (рис. 1.1). Всі ці елементи встановлено на базових несучих конструкціях (BS, basic bearing structures), до яких віднесено рами, станини, каркаси, корпуси, кожухи, тощо. Якщо устаткування є стаціонарним, то базові елементи закріплено на фундаментах (F, foundation). Означені елементи виконують головну функцію (main function) устаткування і визначають його працездатність. Окрім основних структур, існують допоміжні пристрої (SD, subsidiary device), які визначають якість виконання функцій. Для промислових агрегатів елементи E, Tr, EM відсутні, а більшого значення набувають саме допоміжні елементи.

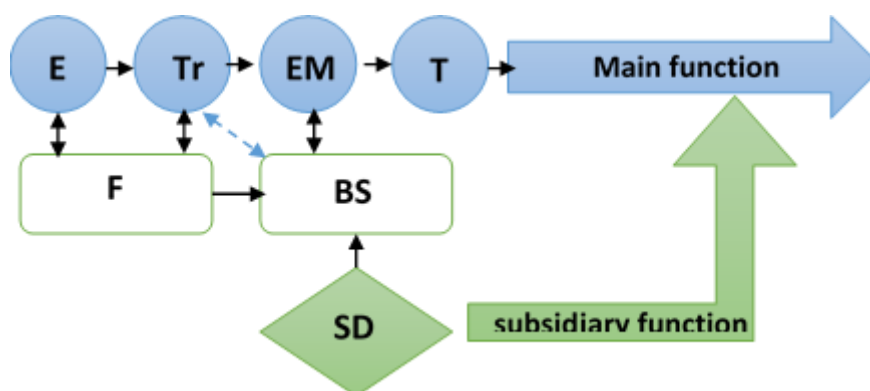


Рис. 1.1 - Структурна схема механічної системи технологічного устаткування

Всі означені структурні елементи різняться між собою підходом щодо призначення ресурсу. Ресурс устаткування в цілому повинен, щонайменше, відповідати амортизаційному строку групи, до якої може бути віднесено об'єкт, що розглядається [1]. За кампанію устаткування більшість вузлів структурних ділянок може бути замінена декілька (від 2 до 6) разів. Це не стосується, по-перше, інструменту, до якого ставляться, майже, як до витратних матеріалів. По-друге, виключенням є базові конструкції з фундаментами, заміна яких не передбачена, але можливий їхній ремонт. Фактично, ресурс BS визначає кампанію об'єкту.

Слід зауважити, що зараз спостерігається світова тенденція до збільшення призначених термінів експлуатації основного технологічного устаткування в усіх галузях. За даними української компанії «Енергоатом» річний ефект від продовження на 10-15 років експлуатації одного енергоблока АЕС складає приблизно 1.5 млрд. доларів. В середовищі фахівців залізничного транспорту вважається, що економічний ефект від продовження строку служби складає близько 100 тис. грн. (на 2020 рік це відповідало 3500 – 4000 доларів) на одиницю тягового рухомого складу на рік наднормативної експлуатації.

Активний розвиток промислової індустрії приходить на 50-60-і роки минулого сторіччя, коли інтенсивно нарощувалася, як одинична потужність прокатних агрегатів, так і збільшувалась їх кількість. К цьому часу було розроблено основні методики проєктувального розрахунку міцності елементів BS. В результаті забезпечувалися понад п'яти-десятикратні запаси статичної міцності. Тому, виключаючи деякі випадки аварійного руйнування, назагал, BS є достатньо надійними. Однак, відбувається поступове накопичення втомних пошкоджень, які і призведуть в певний момент до їхнього руйнування. Цей момент не є визначеним, оскільки розрахунків на довговічність, зазвичай, не роблять. Немає нормованих методів визначення ресурсу, безпосередньо, для BS. Вважалося, що запаси міцності забезпечують амортизаційний строк до виведення прокатного обладнання з експлуатації, який в Україні складає 15-20 років.

Збільшення нормативних термінів експлуатації відповідають вимогам концепцій «Індустрія 4.0» і «зеленої металургії» [2, 3]. В результаті подовження строків до зняття з експлуатації зменшуються не тільки питомі витрати на утримання устаткування, але і відрахування на амортизацію. Це вкупі дає можливість знизити **собівартість** продукції і зробити виробництво конкурентоспроможним. Тенденція до збільшення строків експлуатації понад нормованих спостерігається і в прокатному виробництві. Продовжується експлуатація базових конструкцій прокатних станів, які відпрацювали 50 – 80 років [4]. Природньо, що при цьому необхідно оцінити залишковий ресурс основних конструкцій.

Проблема оцінки можливості подовження експлуатації устаткування полягає в складності визначення залишкового ресурсу базових конструкцій (BS). Причини цього в наступному [5].

1. При проєктуванні BS *не розраховувався їхній ресурс*. Вважалося, що надійність забезпечується за рахунок створення значних запасів статичної, як правило, міцності. При цьому оцінка напруженого стану здійснювалася, переважно, консервативними засобами. На час створення BS, а продовження ресурсу потребують об'єкти 25 - 50 річної експлуатації, уточнених програм, на кшталт методу скінчених елементів, не існувало. Тому достовірність оцінки однобічна, і підстави для перегляду можливості подальшої експлуатації об'єктивно існують.

Як показує практика, при продовженні експлуатації BS приходиться переходити від концепції запасів міцності до концепції індивідуального ресурсу. Це пов'язано з тим, що після довготривалої експлуатації метал не може забезпечити нормативні запаси міцності. Але залишковий ресурс може складати десятки тисяч годин [6].

2. Під час довготривалої експлуатації базових конструкцій не приділялося належної уваги режимам їхнього навантаження. Не завжди в колі фахівців навіть є розуміння, що BS елементи технологічного устаткування потерпають від втомних пошкоджень. На сучасному етапі інженерного розвитку моделі опору

втомі почали застосовувати для об'єктів, безпека яких раніше розглядалася в абсолютно статичному аспекті. До цих об'єктів стали відноситися мости, будівлі, трубопроводи, несучі конструкції промислового обладнання [7]. Тому при переоцінці технічного стану BS елементів потрібна *реконструкція умов експлуатації* і процесів навантаженості. При цьому важливо визначити обсяг виконаної на устаткованні роботи.

3. Маса-габаритні параметри базових конструкцій є значно вагомішими, аніж решти елементів механічної системи. В аспекті моделювання опору втомі це потребує враховувати низку чинників. **По-перше**, це *масштабний ефект*. Його проявлення можуть бути нівельовані в форматі локально-деформаційного підходу. **По-друге**, складність форми BS поряд з їх протяжністю регламентують при виготовленні застосовувати з'єднання (зварка, клепка, тощо). Такі технології провокують появу *дефектів*. Тому певна частина ресурсу BS приходить на розвиток тріщиноподібних дефектів. Причому, доволі нерідко наявні тріщини можуть гальмуватися, не доводячи конструкцію до повного руйнування.

Наслідком складності форми є **третій** характерний чинник, пов'язаний з високими *градієнтами напружень*. Тобто, деякі зони BS є значно напруженішими, ніж інші. Звідси впливає низький коефіцієнт використання металу в конструкції, що також спонукає до продовження експлуатації BS. Тісно пов'язаний з цими ж причинами **четвертий** характерний чинник, який впливає на ресурсну модель. Йдеться про *складний напружений стан*, який призводить до *багатовісної втоми* металу. Доволі часто на базові конструкції вміщують декілька джерел віброактивності, що може сприяти *непропорційному* навантаженню.

4. Після довготривалої експлуатації відбувається *деградація механічних властивостей металу*, яка обумовлена не тільки експлуатаційним наробітком, а власне, і тривалим зберіганням. Ступінь деградації певних показників властивостей є діагностичним параметром технічного стану BS. Крім того, це явище потрібно враховувати при оцінці залишкового ресурсу.

5. Деградація металу не єдиний наслідок довготривалої експлуатації. Справа в тому, що перестає діяти модель необмеженої довговічності при напруженнях, які є меншими від границі витривалості. Метал потрапляє в зону *гігациклової або дуже багатоциклової втоми (very high cycle fatigue)*. Наприклад, на автомат-стані трубопрокатного агрегату 350 елементи станини за час 80-річної експлуатації отримали $1.4 \cdot 10^8$ циклів навантажень [4]. Тому втомна модель при подовженні ресурсу повинна бути відкоригована внаслідок і цього явища.

6. При оцінці надійності і безпеки BS постає проблема *мультифокальної пошкодженості (multifocal damaging)*, пов'язаної з множинністю джерел враження [8]. Необхідно від показників пошкодженості «багатьох точок» перейти до певного комплексного показника технічного стану всієї конструкції. Проблема вирішується шляхом об'єднання показників надійності окремих елементів BS, які саме і є об'єктами такої пошкодженості.

7. Для BS існує проблема призначення типу граничного стану. Здавалося б, тут немає питань – доки BS зберігає несучу здатність, вона в робочому стані. Несуча здатність, зазвичай, втрачається при повному руйнуванні. Але такого стану для BS досягти не так просто, оскільки там існують резервовані елементи, додаткові зв'язки, підтримки тощо. Вони додають конструкції статичної невизначеності, при якій швидкість зростання тріщин важко прогнозувати. Нерідко з'являються короткі тріщини, які змінюють жорсткість BS, і їхню напруженість. Процес втрати несучої здатності являє собою послідовність стадій розвитку руйнування, кожна з яких описується власною моделлю. Повний ресурс представляється як сума довговічності до появи тріщини і *живучості на різних стадіях руйнування*. В цьому аспекті така ситуація збігається з *концепцією поетапного призначення ресурсу*, яка лежить в основі теорії безпеки [9].

1.2 Огляд досліджень міцності і ресурсу базових конструкцій прокатного устаткування

Серед базових конструкцій (BS) прокатного обладнання, які користувалися найбільшою увагою дослідників, переважають станини робочих клітей, супорти важких ножиць, рамні станини гідравлічних пресів. Це свідчить про важливість проблеми міцності і ресурсу саме таких BS. Вони слугують, в першу чергу, для утримання робочого інструменту (валків, ножів, гідроциліндрів) і мають специфічні особливості конструкції.

В СРСР разом з появою власного прокатного виробництва в 1930-х роках з'явилося виробництво прокатних машин. Тоді ж постала проблема створення станин робочих клітей, серед яких найактуальнішим було забезпечення міцності. К 60-м рокам минулого сторіччя колективами фахівців на чолі з академіком О. Целіковим був розроблений ефективний алгоритм міцнісного проєктного розрахунку. В ньому аналітично в статичній постановці визначаються напруження в окремих елементах станини (стійки, верхня та нижня поперечини) в залежності від зусилля прокатки. Розрахункові напруження мають номінальний характер для одновісного стану і не враховують багатьох конструктивно-експлуатаційних чинників впливу. Тому безпека регламентується значними запасами статичної і втомної міцності [10 - 12]. Для станин зі сталюого лиття при межі міцності матеріалу 500 – 600 МПа допустимі напруження складають 50 – 60 МПа, тобто, 10-кратний запас міцності [12]. Такий алгоритм залишається досі дійовим, ставши канонічним [13, 14].

Іншою властивістю, яка важлива для станин, є їхня жорсткість. Особливо це стосується чистових клітей, оскільки від жорсткості залежить точність прокату. Методика розрахунку жорсткості створювалася паралельно з міцнісним розрахунком і досягла досконалості для клітей холодного прокату листа [15, 16]. Методи забезпечення жорсткості були схожі з методами забезпечення міцності – належний результат досягається, здебільшого, за рахунок масивності конструкції. Це є ще однією підставою для продовження ресурсу.

Інтенсифікація виробництва 60-х років показала недоліки проєктного розрахунку станин. Після певного строку експлуатації в деяких випадках в станинах стали з'являтися тріщини. Вони виникали в зонах концентрації напружень, що поставило задачу оцінити рівень їхньої локалізації і ресурс в цих зонах. Було проведено безпрецедентні на той час експериментальні дослідження станини блюмінгу 1000 [11]. В 29 перетинах станини було встановлено 101 тензодатчик, за допомогою яких вимірювалося напруження при прокатці різноманітних сортаментів. Встановлено, що ефективний коефіцієнт концентрації напружень в зонах станини становить $K_\sigma=2.68-4.35$, а діючі напруження дорівнюють 20 – 36 МПа.

В цій же роботі вперше розроблено алгоритм розрахунку металургійного обладнання на обмежену довговічність. На жаль, тільки в детермінованому аспекті, тому для оцінювання надійності такий алгоритм непридатний. Він був апробований на станині чистової кліті листопрокатного стану. Для розрахунку взято до уваги два рівня навантаження, що створюють напруження 55.5 МПа і 26.5 МПа. Розрахунковий середній строк служби склав 14.7 роки. На наш погляд, такий результат є дещо тенденційним, націленим на обґрунтування поодинокого факту руйнування означеного об'єкту. Наприклад, здається зavelиким загальний коефіцієнт концентрації, прийнятим $K_\sigma=8.5$. В підсумку це дає замалу границю витривалості деталі в 25 МПа. Такий висновок отримано завдяки концепції множення окремих коефіцієнтів концентрації при їх сумісній дії. На теперішній час це правило не підтверджується і виглядає занадто консервативним.

На відміну від станин робочих клітей, супорти кривошипних важких ножиць служать значно коротший термін. Розрахунок за наведеним алгоритмом обмежує його терміном в 2 роки [11]. Це є наслідком значного підвищення номінальних напружень в супортах у порівнянні зі станинами. Їхня величина досягає 100 – 160 МПа, що перевищує допустимі [17].

Одним зі своєрідних представників BS прокатного виробництва є станини станів холодної прокатки труб (ХПТ). Їхня особливість полягає в тому, що окрім приналежності до несучих конструкцій, вони є частиною виконавчого механізму.

На відміну від більшості станин, які є стаціонарними, ці станини рухаються разом із клітями. Окрім технологічного зусилля прокатки, суттєву долю навантаження станин ХПТ займають паразитні інерційні навантаження. Тому при збільшенні кількості подвійних ходів (інтенсифікація виробництва) напруженість станин зростає, що призводить до їхнього передчасного руйнування. На трубних підприємствах в 70-х роках спостерігалась велика кількість таких руйнувань, що послугувало розробці алгоритму пошуку функцій розподілення ресурсу, яка є придатною вже для оцінки надійності станин ХПТ [18]. Така проблема залишається актуальною і до теперішнього часу, маючи різні аспекти для вирішення [19].

З появою програм, реалізують метод скінченних елементів (МСЕ) у фахівців з'явилася можливість більш ретельно дослідити напружено-деформований стан деталей складної конфігурації, до яких належать BS. Перші дослідження МСЕ в області BS прокатного обладнання стосувалися опорної системи нагрівальної печі з крокуючими балками, а також робочих клітей і ножиць блюмінгу [17, 20, 21]. В першому випадку завдяки МСЕ вдалося з'ясувати нерівномірність навантаження опорних стоек і знайти гарантовані ресурси окремих елементів BS. Але комплексних показників технічного стану всієї конструкції не визначено. В другому випадку оптимізовано конструктивні параметри BS блюмінгу за критерієм рівної міцності. Діючи напруження в станинах робочої кліті блюмінгу вдалося оптимізувати на рівні 10-15 МПа. Слід зауважити, що використані в цих дослідженнях програми МСЕ були недосконалими, орієнтованими на електронно-цифрові обчислювальні машини, але навіть за їх допомогою отримано суттєві результати.

Сучасні комп'ютерні програми МСЕ дають змогу достовірно знаходити і наочно ілюструвати еквівалентні напруження (переважно, за Мізесом). Наново створювані станини проєктуються за їх допомогою [22]. Основною їх перевагою перед аналітичними методами вважається можливість створення менш матеріаломістких станин за рахунок більш точного розрахунку напружень. Для колон станини кліті холодної прокатки листа розрахунком МСЕ отримані

значення в 22 МПа, а для верхньої поперечини значення 26 МПа. Завдяки цьому можна зменшити їхні перетини, відповідно, на 13% і 18% [23]. Досить важливим є зменшення часу розрахунку по МСЕ на 60% [23]. Це сприяє виконанню багатоваріантних розрахунків.

Для об'єктів довготривалої експлуатації встановлено, що найбільш напруженим місцем в станинах закритого типу станів гарячої прокатки листа є верхня поперечина, а саме галтель в отворі під натискну гайку. Якщо номінальні напруження в поперечині досягають 55 МПа (зусилля прокатки 20 МН), то місцеві напруження в галтелі доходять до 250 МПа [24, 25]. В цих роботах дуже правильно розставлено акценти при подовженні строку служби після 30-50 років експлуатації. А саме, для осучаснення (апгрейду) прокатного стану достатньо модернізувати елементи приводу і системи управління, що складає біля 20% вартості і маси устаткування. Решту устаткування в 80% можна зберегти для експлуатації [26]. Але таке рішення також потребує певних досліджень. Хоча розглянуті роботи і націлені на забезпечення надійності, але засобом для цього обрано детерміновані запаси міцності, що робить оцінку неповною.

З розширенням кола інженерного інструментарію, як методологічного, так і технічно-діагностичного, розширюється і коло задач, які постають перед фахівцями відносно прокатного устаткування. Забезпечення міцності BS залишається в пріоритеті. Разом із тим, актуалізуються питання вібрації або чаттеру (chatter) всієї кліті та самої станини, як її частки. Це явище згубно впливає на якість прокату, роблячи його поверхню нерівною. Отже, найбільш актуальна боротьба з чаттером для чистових клітей холодної прокатки. Але це на перший погляд. Оскільки різнотовщинність набула в чорнових клітях важко виправляється в подальшому. Чаттер може не призводити до бракування листа при виробництві за нормою різнотовщинності, але цей дефект, що найгірше, виявляється у споживача, наприклад, при фарбуванні, яке стає неякісним [27].

Протидія вібрації стала можливою завдяки розгалуженню систем вібраційного моніторингу прокатного устаткування [28, 29]. Вимірювання параметрів вібраційного процесу корпусних конструкцій стає тривіальною

справою і використовується для діагностування технічного стану. Адже чаттер впливає негативно не тільки на якість прокату, але і на пошкодженість устаткування, провокуючи втому матеріалів BS. Ще один чинник, який посприяв розвитку вібродіагностики, це програми для втілення модального структурно-динамічного аналізу. За їх допомогою можна прогнозувати вібраційну поведінку конструкції, визначаючи відповідальність певних пошкоджень частотам чаттеру [30 - 32].

BS є відповідальними не тільки за ресурс об'єкта, але і за його безпеку. Відмови BS, як правило, призводять до максимальних збитків. Тому методи забезпечення міцності поступово еволюціонували в забезпечення безпеки і ризик-аналіз [33]. Сучасний етап розвитку теорії технічного обслуговування характеризується управлінням ризиками, в тому числі, і прокатного виробництва [34]. Фахівці почали розуміти, що безпека виробництва досягається не тільки дотриманням правил охорони праці, але і підтримкою надійності устаткування. Наприклад, досліджено зв'язки, що характеризують напружений стан елементів BS (ферми моста) та ймовірність руйнування 300-тонного крана металургійного підприємства. Це дозволило оцінити безпеку конструкції крана **одним числом**, що значно спрощує його нормування [35].

Окремо слід розглядати стани важких гідравлічних пресів як представників BS прокатного виробництва (точніше, обробки металів тиском). Роботи по міцнісній надійності і продовженню ресурсу цього різновиду устаткування активно провадяться з початку 21 сторіччя [26, 36]. Цікаво, що фахівці до BS відносять і головні гідравлічні циліндри, хоча вони є виконавчим механізмом. Саме в корпусах гідроциліндрів спостерігаються найбільші напруження, які в місцях локалізації досягають 420–520 МПа [36]. Ясно, що в такому разі деталь має обмежену довговічність. Але виробники-розробники пресів нічого про це не заявляють. Як слушно зауважено в виробничому виданні [37], відсутність нормативних строків експлуатації для BS є непрямым свідомством їхньої необмеженої довговічності.

Як показують дослідження, в литих поперечинах пресів номінальні напруження складають безпечні 50 МПа, але в охресті отворів вони збільшуються до 125 МПа. В стойках станин пресів закритого типу номінальні напруження доходять до 115 МПа [36]. При проєктуванні конструктори намагаються забезпечити запас міцності станин пресів рівним 2-2.5, на деяких пресобудівних заводах регламентоване допустиме напруження в 120 МПа. Іноді на вимогу замовника виробники дають 15-річну гарантію на прес [36]. З цього витікає, що довготривала безпечна робота пресів можлива тільки за умов регулярного діагностування технічного стану BS [38].

При продовженні ресурсу пресів фахівці основну увагу зосереджують на ретельному обстеженні стану BS, пошуку місць утворення тріщин і подальшому їх відновленні (заварка, наплавлення, місцева поверхнево-пластична обробка). Це має практичну направленість. Методологічне забезпечення при цьому дещо застаріле і містить розрахунок BS за МСЕ, випробування зразків матеріалу (в деяких випадках) і детермінований розрахунок запасів втомної міцності [36 - 38].

В той же час, нормативними документами певних галузей виробництва на порядок продовження строків безпечної експлуатації технічних пристроїв передбачається визначення залишкового ресурсу [39]. Різні алгоритми оцінки залишкового ресурсу по-різному прогнозують його величину. Варто робити багатоваріантний розрахунок довговічності альтернативними методиками. Після цього об'єднання результатів в єдине рішення здійснюється за критерієм мінімізації ризику [39]. Те ж саме можна сказати і про контроль якості заготовок BS ковальських машин. Він повинен здійснюватися різними методами неруйнівного контролю, кожен з яких має свою імовірність виявлення дефекту. Для обрання оптимальної комбінації методів знов таки використовується критерій мінімального ризику [40].

1.3 Концепція допустимого ризику і індексу безпеки при оцінці технічного стану базових конструкцій

Концепція прийнятного (допустимого) ризику, на якій базується теорія безпеки промислових об'єктів, передбачає поетапне перепризначення строків служби: від проєктного – до вихідного, і далі – до залишкових ресурсів. Принципіально важливим є положення, що залишковий ресурс повинен визначатись більш високою науково-методичною точністю, ніж проєктний та вихідний [41]. Ідентифікація моделі деградації технічного стану механічної системи дає можливість уточнити залишковий ресурс і тим самим підвищити безпеку експлуатації.

Система обслуговування за технічним станом базується на концепції прийнятного ризику. Для визначеного елемента механічної системи, на основі допустимої в галузі величини втрат за час експлуатації у вигляді прийнятного ризику $[\rho]$ і інтенсивності втрат до відмови даного елемента I_i з розмірністю [збиток/аварія], що показує значимість елемента, встановлюється необхідний рівень безпеки:

$$[R_i] = 1 - [\rho] / I_i. \quad (1.1)$$

Цей рівень можливо і безпосередньо назначити, як необхідну ймовірність безвідмовної роботи (ЙБР), або ж знаходити з оптимальних ризиків і строків експлуатації. При оцінці ЙБР за допомогою порівняння пари «напрацювання t - ресурс T » інформативне значення має гарантований запас довговічності n_{NR} , як відношення мінімального ресурсу T_{1-R} для ймовірності руйнування $P_f = 1 - R$ до максимально ймовірного напрацювання t_R . Використовуючи логарифмічні координати, визначаємо індекс безпеки, як логарифм гарантованого ресурсу (рис. 1.2):

$$\begin{aligned}
\beta_R &= \lg n_{NR} = \lg \frac{T_{1-R}}{t_R} = \lg T_{1-R} - \lg t_R = \lg n_{O(1-R)} - \lg n_{\Sigma R} = \\
&= \overline{\lg T} (1 - u_R \cdot v_{\lg T}) - \lg(\bar{t} + u_R \cdot v_t) = \overline{\lg n_O} (1 - u_R \cdot v_{\lg n_O}) - \lg(\overline{n_\Sigma} + u_R \cdot v_\Sigma),
\end{aligned} \quad (1.2)$$

де n_O та n_Σ – число циклів навантаження, відповідне ресурсу T і напрацюванню t ;

$v_{\lg T} = v_{\lg n_O}$ та $v_t = v_{n_\Sigma}$ – коефіцієнти варіації, відповідно, ресурса і напрацювання.

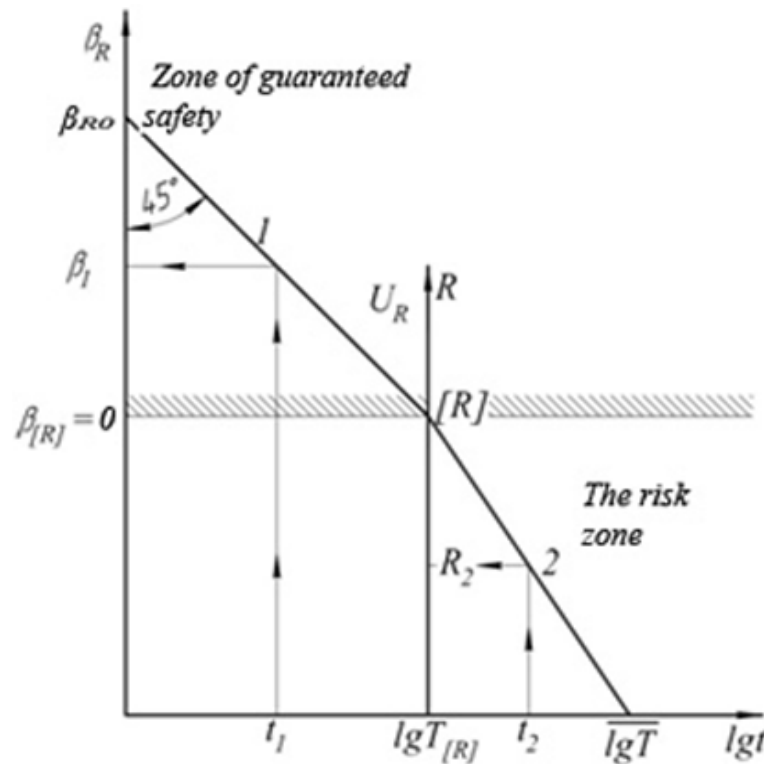


Рис. 1.2 - Схема оцінювання показників безпеки при контролі технічного стану в моменти t_1 і t_2 по функціям індексу безпеки 1 та розподілу строка служби 2

На початку експлуатації, коли напрацювання $t_0=0$, індекс безпеки максимальний та дорівнює $\beta_R = \lg T_{1-R}$. Графік функції безпеки $\beta_R(t)$ являє собою пряму з нахилом під 45° . Для оцінки технічного стану шляхом контролю величини

β_R необхідно знати функцію розподілу довговічності (ФРД) та коефіцієнт варіації напруження v_t . В момент контролю t_i , відклавши по осі абсцис величину $lg(t_i + u_R \cdot v_t)$, по графіку $\beta_R(t)$ отримуємо поточне значення індексу безпеки. Його зменшення прямо пропорційне гарантованому напруженню.

Під впливом дій ремонтно-технічного обслуговування хід графіку $\beta_R(t)$ стрибкоподібно змінюється. Видно, що при поетапній переоцінці ресурса за рахунок його уточнення та достовіризації зниження функції безпеки $\beta_R(t)$ відбувається не настільки інтенсивно, як при попереджувальній заміні елемента. Для базових та відповідальних елементів механічної системи переоцінювання ресурса (контроль технічного стану), вочевидь, дешевше, ніж їх заміна. Встановлено, що зі зменшенням інтервалу між контролюми зменшується варіація інтенсивності деградаційного процесу [42], що на графіку $\beta_R(t)$ відображається, як почастішання та зниження амплітуди стрибків.

Теоретично, можливо припустити, що при суцільному моніторингу навантаження лінія $\beta_R(t)$ буде зростати.

На практиці підтримка безпеки здійснюється, насамперед, за допомогою контролю її індексу. Для уповільнення процесу втрати роботоспроможності, в якому є реальний та квазіреальний (детермінований і статистичний) компонент, ремонт і діагностика виступають нарівні. Однак, при другому способі вище ступінь виробітку ресурсу, яка зворотно пропорційна гарантованому запасу довговічності та визначається через індекс безпеки як $r_R = 10^{-\beta_R}$.

При $\beta_R = 0$ елемент механічної системи слід знімати з експлуатації. Після цього залишається невиробленою деяка «ризикована» частина ресурса. При цьому ступінь його вироблення визначається за допомогою ФРД:

$$r = 1 - u_{[R]} \cdot v_{lg T}, \quad (1.3)$$

Ступінь виробітку середнього ресурсу буде вище, якщо знижувати рівень безпеки $[R]$ та збільшувати строк служби (при цьому зменшується величина $v_{lg T}$).

Практично, використовуючи контроль індексу безпеки β_R , величина r досягає 90%.

Таким чином, інформація про роботу обладнання стає, нарівні з матеріальними ресурсами, реальним фактором виробництва, що впливає на його ефективність.

Тоді при імовірності безвідмовної роботи $P \geq R$ процес вичерпання ресурсу моделюється індексом безпеки $\beta_{\Sigma R}(t)$, а при $P < R$ процес представляється функцією розподілу ресурсу T_{Pik} . Упереджувачий допуск Δ_t у даній методології приймає зміст залишкового ресурсу:

$$t_{remR} = \Delta_{tR} = (n_{NR} - 1)t_R = (10^{\beta_R} - 1)t_R. \quad (1.4)$$

Комплексний характер такого діагностичного параметра, як індекс безпеки проявляється через його властивість об'єднання окремих показників елементів і процесів, що ушкоджують в узагальнений показник $\beta_{\Sigma R}$. Не слід спрощувати його розуміння до рівня «середньої температури по лікарні». Для складних конструкцій більшу частину часу експлуатації не ясно, який з деградаційних процесів і в якому місці є домінуючим у нанесенні пошкоджень. Така інформація очевидна для простих технічних систем. Під час контролю технічного стану складних технічних систем, крім іншого, виявляється слабка ланка, будь то елемент системи або процес, що ушкоджує, і проводиться відновлення властивостей опору. Це відображається зсувом функції розподілу довговічностей T_{PII} убік більш тривалих термінів служби, а максимальний індекс безпеки отримує нове значення $\beta_{\Sigma Rj}$, яке визначає новий гарантований ресурс і дату наступного контролю.

1.4 Способи знаходження імовірності відмови і зв'язок між індексом безпеки і статистичним запасом

У теорії надійності, зазвичай, фігурує представлення імовірності відмови пропорційно площі перекриття під правою гілкою графіка щільності розподілу показника діючого процесу, що ушкоджує, $f(y)$ і під лівою гілкою такого ж графіка показника опору системи $f(Y)$ [41, 42]. Зазвичай, у теорії надійності у якості величини y використовується навантаження s , а у якості величини Y використано показник міцності σ . Тобто, порівнюється пара «навантаження – міцність». В технічній діагностиці для визначення імовірності відмови використовується пара «діагностичний параметр – його межа». Така концепція є підґрунтям теорії параметричної надійності і є віддзеркаленням конкуруючої пари «справний стан – несправний». Ця пара як розвиток прийшла на зміну пари, характерної для класичної надійності: «роботоздатний стан – нероботоздатний».

В методології технічної безпеки спостерігається відхід від класичної надійності на користь структурної надійності, для якої важливою стає «фізика» або природа відмови [43, 44]. В такому випадку для оцінювання безпеки використовується пара «накопичене пошкодження – граничне пошкодження» [45]. Така концепція відповідає концепції прийнятного ризику, де розглядається пара «ризик – граничний ризик». Ще одним втіленням цієї концепції є розгляд конкуруючої пари «наробіток t - ресурс T ». Вона використана в методології ресурсного індексу безпеки.

В класичній надійності імовірність безвідмовності P визначається через статистичний запас γ і функцію Лапласа Φ :

$$P = \Phi(\gamma). \quad (1.5)$$

Для нормально розподілених незалежних показників y та Y (при $Y > y$) маємо:

$$\gamma_c = \frac{\bar{Y} - \bar{y}}{\sqrt{S_Y^2 + S_y^2}}, \quad (1.6)$$

де $\bar{Y}$ і $\bar{y}$, S_Y та S_y – відповідно, медіанні значення і середньоквадратичні відхилення (СКВ) показників y і Y .

Статистичний запас γ_c у даному формулюванні, названий в літературі індексом безпеки Корнелла (Cornell's safety index) [46], можна інтерпретувати як мінімальну відстань від центра O до лінії, відповідної до рівняння $\varepsilon=Y-y$, яка розділяє працездатний стан (safe) від непрацездатного (failure, рис. 1.3, а). Положення центра O визначається безрозмірними показниками технічного стану $\gamma_y = \bar{y}/S_y$ та $\gamma_Y = \bar{Y}/S_Y$, які є зворотними до коефіцієнтів варіації величин y і Y . Знаменник формули (1.6) є СКВ величини ε . Метод статистичного запасу (у літературі його називають first-ordersecond-momentmethod [47, 48]) еволюціонував на ситуацію багатомірної надійності, коли об'єкт перебуває під дією мультидеградаційних процесів, кожний з яких має індекс безпеки γ_i , отриманий по (1.6). Тоді формула (1.5), що визначає імовірність граничного стану, **перетвориться в $Q=\Sigma\Phi(\gamma_i)$** [49]. Це підтверджує правомірність застосування формули (1.28) для підсумовування ризиків системи.

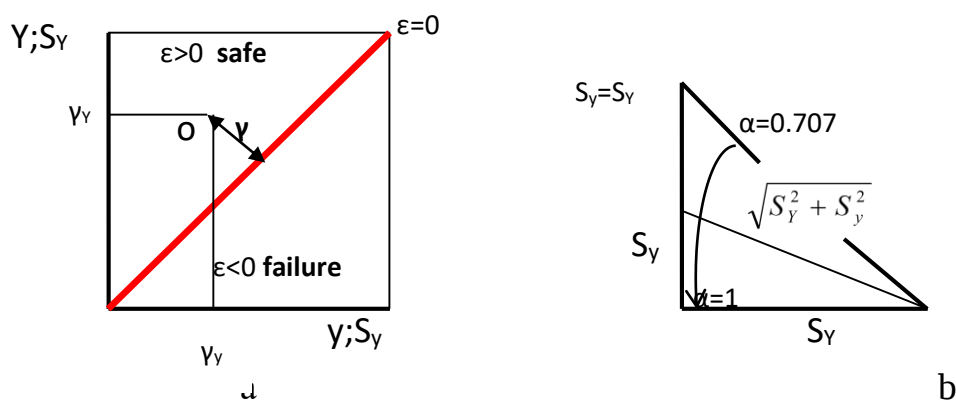


Рис. 1.3 - До визначення статистичного запасу Корнелла (а) [79], і поправки α до нього (b)

Описаний підхід годиться для раптових відмов; для поступових відмов він досить умовний, а для оцінки втомних відмов – малоефективний [45]. Додавши індексу безпеки і статистичному запасу ресурсне трактування, з'являється можливість використовувати формулу (1.5) для поступових відмов.

У цьому випадку імовірність відмови представляється за допомогою порівняння функцій розподілу наробітку t_p і ресурсу T_p (рис. 1.5), а в загальному випадку – за допомогою порівняння розподілу показників y_p і Y_p (рис. 1.4). Для її визначення використовується область позитивних квантилей u_p для графіка t_p і y_p і область негативних квантилей – $-u_p$ для графіків T_p і Y_p . Імовірність відмови у вигляді її квантиля буде відповідати точці перетинання цих графіків (рис. 1.4, 1.5). Для визначення положення перетину, скористаємося рівняннями функцій розподілу:

$$y_p = \bar{y} + u_p S_y, \quad Y_p = \bar{Y} - u_p S_Y. \quad (1.7)$$

Звідки

$$u_p = \frac{\bar{Y} - \bar{y}}{S_Y + S_y}. \quad (1.8)$$

Відповідну цьому квантилю імовірність можна знайти за (1.5) як $P = \Phi(u_p)$. Звідси витікає, що статистичний запас в даній трактовці має зміст квантиля. Тому при такому підході статистичний запас буде [50]:

$$\gamma = \frac{\bar{Y} - \bar{y}}{S_Y + S_y}. \quad (1.9)$$

Перевагою методу функцій розподілу є наявність зв'язку між статистичним запасом і індексом безпеки. Його можна визначити через упереджувальний допуск або гарантований залишковий ресурс (1.4), які, в свою чергу, визначається за допомогою (1.7) як $\Delta_{tP} = Y_p / y_p$, $n_{NP} = T_p / t_p$. З іншого боку, для $P=0.5$ маємо

$$\Delta_{rem} = \bar{Y} - \bar{y} - (S_Y + S_y) = (1 - \gamma)(S_Y + S_y) . \quad (1.10)$$

Справа в тому, що статистичний запас вимірюється на рівні $P=0.5$. Тому і індекс безпеки повинен відповідати цьому рівню. Прирівнюючи (1.4) з (1.10) отримуємо:

$$\beta_{P=0.5} = \lg \left[\frac{S_Y + S_y}{\bar{y}} (\gamma - 1) - 1 \right] . \quad (1.11)$$

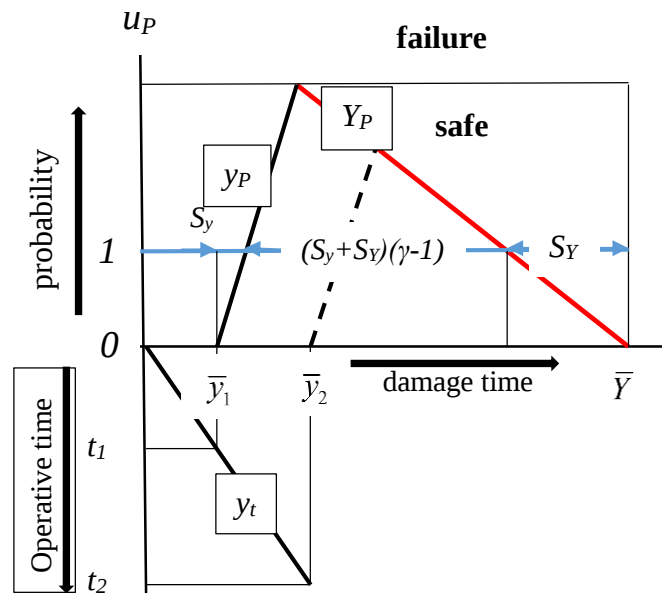


Рис. 1.4 - До визначення статистичного запасу γ при порівнянні функцій розподілу діагностичного параметра y_P і його межі Y_P за допомогою контролю наробітку y_t

Залежність (1.9) по своїй структурі аналогічна індексу безпеки Корнелла, де використовується нормальний розподіл величини $\ln T$ [46, 51]. Різниця між двома підходами в пошуку імовірності відмови полягає в тому, що при порівнянні щільностей розподілу $f(y)$ та $f(Y)$ для знаходження величини γ по (1.6) у її знаменникові використовується гіпотенуза прямокутного трикутника з катетами у вигляді СКВ S_Y та S_y (рис. 1.3, б). При порівнянні ж функцій розподілу показників

технічного стану в знаменник (1.9) підставляється сума катетів або СКВ S_Y та S_y (рис. 1.3, б). Така форма використовується в алгоритмі пошуку загального запасу міцності по парціальним (partial) запасам факторів впливу [52]. При цьому взаємозв'язок між формулами (1.6) і (1.9) здійснюється за допомогою поправочної функції $\alpha(y/Y)$:

$$\sqrt{S_y^2 + S_Y^2} = (S_y + S_Y) \cdot \alpha(y/Y). \quad (1.12)$$

Її значення укладається в діапазоні від 0.707 до 1.0. Якщо прийняти $\alpha=0.75$, то при запасі $Y/y=0.25-4.0$ розбіжність між результатами, одержуваними по (1.6) і (1.9), не перевищить 10% [52]. Значення $\alpha=0.707$ відповідає ситуації рівності СКВ $S_Y=S_y$ (рис. 1.3, б). Тоді розмір поправки можна встановлювати по залежності, що впливає з лінійного виду функції $\alpha(y/Y)$:

$$\alpha\left(\frac{y}{Y}\right) = 1 - 0.293 \frac{S_y}{S_Y}. \quad (1.13)$$

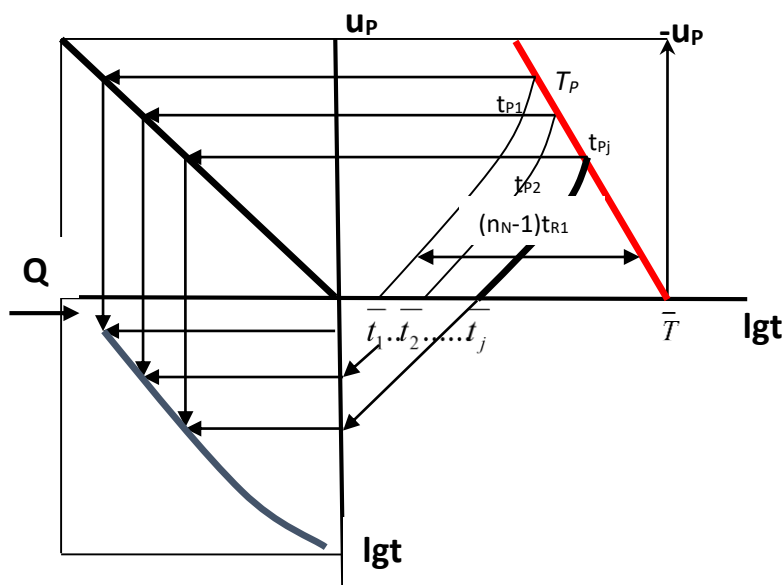


Рис. 1.5 - Схема формування індексу безпеки і функції поступових відмов Q по функціях розподілу довговічності T_p і наробітку t_p

Відношення СКВ тут повинне бути більше одиниці. При $(S_y/S_Y) < 1$ слід прийняти в (1.13) зворотне відношення СКВ S_Y/S_y .

Більш точно взаємозв'язок між обома формами статистичного запасу виглядає так:

$$\gamma_c = \gamma \cos \left(\arctg \frac{S_y}{S_Y} \right). \quad (1.14)$$

Тобто, замість лінійної функції $\alpha(y/Y)$ маємо гармонійну функцію:

$$\alpha\left(\frac{y}{Y}\right) = \cos \left(\arctg \frac{S_y}{S_Y} \right). \quad (1.15)$$

Таким чином, другий підхід (метод ресурсного індексу безпеки $\beta_{\Sigma R}$) є більш консервативним, сприяючи зниженню ризику і забезпеченню гарантованої безпеки. Таке трактування імовірності відмови логічно впливає з визначення індексу безпеки на основі запасу ресурсу. Описаний принцип знаходження статистичного запасу ресурсу цілком виправданий, оскільки СКВ довговічності значно більше, ніж СКВ наробітку: $S_T \gg S_t$. До того ж, наробіток може бути доволі точно визначеним за допомогою систем моніторингу. Тоді статистичні запаси, що визначені за обома підходами співпадають:

$$\gamma = \frac{\bar{T} - \bar{t}}{S_T}, \quad (1.16)$$

або для логарифмічно нормального розподілу ресурсу

$$\gamma = \frac{\overline{\lg T} - \overline{\lg t}}{S_{\lg T}}, \quad (1.17)$$

або для ресурсу в числах циклів N (довговічність) і наробітку n :

$$\gamma = \frac{\overline{\lg N} - \overline{\lg n}}{S_{\lg N}}. \quad (1.18)$$

Принципова різниця обох підходів полягає в тому, що в класичному підході Корнелла імовірність безвідмовності визначається як

$$P = \text{prob}(\varepsilon > 0),$$

а при запропонованому «лінеаризованому» підході:

$$P = \text{prob}(n_N > 1).$$

1.5 Ресурсна трактовка раптових відмов

Один зі шляхів підвищення надійності зв'язаний зі зниженням частки раптових відмов у їхній загальній кількості. Мова йде про трансформацію відмов раптового типу у відмови поступового типу. Відомо, що загальний рівень надійності P_2 систем, що обслуговуються, зростає пропорційно збільшенню відносної кількості поступових відмов:

$$P_2 = \frac{z_{gr2}}{z_{gr} + z_{sud}} P_1, \quad (1.19)$$

де P_1 – надійність систем, що не обслуговуються,

z_{gr} і z_{gr2} – кількість поступових відмов систем, відповідно, що не обслуговуються, і систем, що обслуговуються,

z_{sud} – кількість раптових відмов.

В свою чергу, для систем, що обслуговуються за проактивними стратегіями, кількість поступових відмов z_{grd} зменшується відповідно імовірності виявлення дефектів P_d :

$$z_{grd} = z_{gr}(1 - P_d) . \quad (1.20)$$

Якщо представити процес навантаження як псевдостационарний з випадковими викидами, то можна раптові відмови, що обумовлені статичними руйнуваннями, можна перевести в поступові. Тоді наробіток t може виступати в якості діагностичного параметра, що дуже зручно, оскільки він належить до кола природніх джерел інформації. Величина t , як пряма діагностична ознака, використовується для розрахунків індексу безпеки, який є комплексною характеристикою технічного стану при поступових відмовах. Отже, є передумова для гармонізації одержання узагальненого показника $\beta_{\Sigma R}$ для технічних систем.

Використовуючи теорію викидів, по алгоритму, представленому в [9] можна встановити періоди оглядів об'єктів, якщо випадковий деградаційний процес не веде до втрати працездатності, а лише є чинником дерегуляції. Процес навантаження механічних систем веде до втрати працездатності, як від втоми (при його контролі – відмова поступового типу), так і від статичного руйнування при перевантаженні. Власне, перевантаження і є викидом. Модель їх поведінки надзвичайно складно простежити експериментально, оскільки поява перевантажень залежить від випадкових факторів, які не завжди відомі. Допомогу в рішенні цього питання надає інформація про основний (проектний, штатний) процес навантаження. До неї відноситься, насамперед, ефективна частота процесу і СКВ нормально розподіленого навантаження (напруги) S_y у штатних умовах експлуатації (А, рис. 1.6). Величина перевантаження може вимірятися за допомогою пік-фактора $\gamma = \bar{y}/S_y$, який є безрозмірною величиною, розподіленою в запроектній області експлуатації експонентним розподілом Райса (В, рис. 1.6) [34]:

$$P = \exp\left(-\frac{\gamma^2}{2}\right). \quad (1.21)$$

В області аварійно-екстремальних умов експлуатації поява перевантажень підкоряється подвійному експонентному розподілу (С, рис. 1.6) [53]:

$$P = \exp(-\alpha_e \cdot \ln \gamma). \quad (1.22)$$

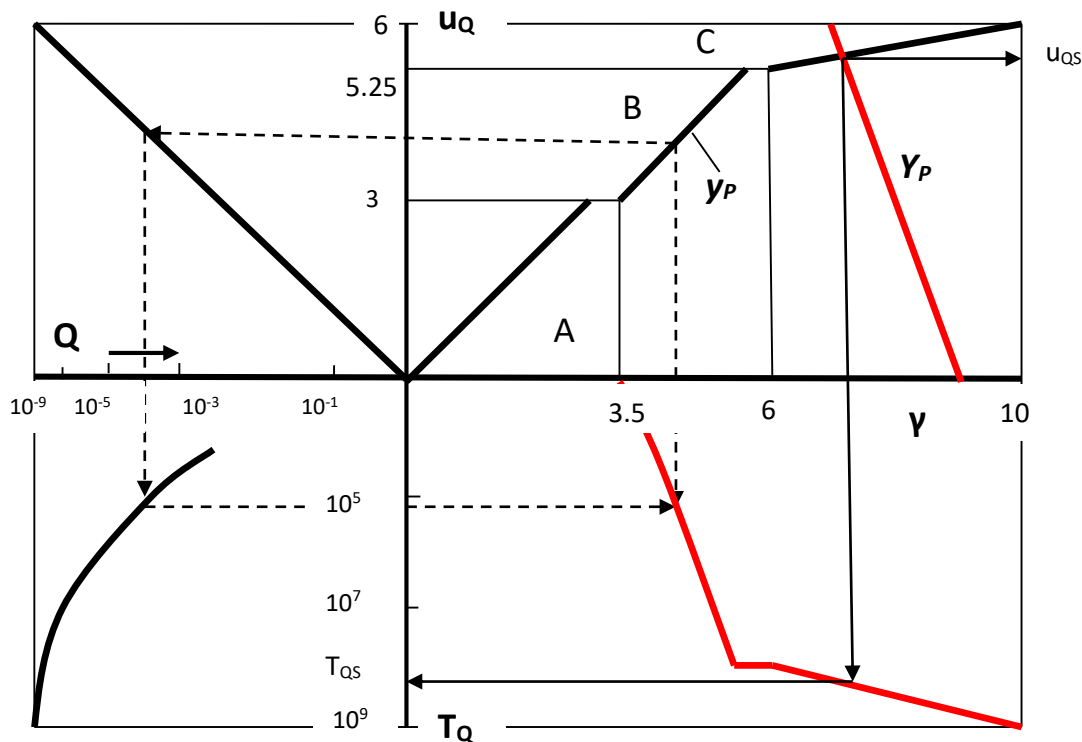


Рис. 1.6 - Схема формування діаграми періодичності викидів T_Q (пунктирні стрілки) і знаходження довговічності при раптовій відмові T_{QS} (суцільні стрілки) по функціях розподілу параметра u_P і його припустимого значення Y_P

Прийняте на рівні гіпотези значення $\alpha_e=9$ було підтверджено для процесу навантаження трубопрокатного стану шляхом фіксування фактів руйнування запобіжних пристроїв від перевантажень [33]. Дані рівняння можна апроксимувати в координатах безрозмірних показників квантиль нормального розподілу u_P – пік-фактор γ у такий спосіб:

$$u_P = -\frac{1}{2} + \gamma \quad - \text{область } B: 3 < u_P \leq 5.25, \quad 3.5 < \gamma \leq 6, \quad (1.23)$$

$$u_P = \frac{66}{16} + \frac{16}{3}\gamma \quad \text{- область C: } 5.25 < u_P \leq 6, \quad 6 < \gamma \leq 10. \quad (1.24)$$

Квантиль імовірності відмови, обумовлений крапкою перетинання графіків функцій розподілу навантаження і міцності u_P і Y_P , для даної апроксимації визначається так:

$$u_Q = \frac{\bar{Y} - \bar{y} - 0.5S_y}{S_y + S_Y} \quad \text{- область B,} \quad (1.25)$$

$$u_Q = \frac{\bar{Y} - \bar{y} + 2.2S_y}{5.33S_y + S_Y} \quad \text{- область C.} \quad (1.26)$$

Для аналітичного або машинного розрахунків взаємозв'язок квантиль u_Q – імовірність відмови Q можна робити за допомогою залежності (II квадрант, рис. 1.6) [33]:

$$Q = 0.65 \exp \left[-0.443(0.75 + u_Q)^2 \right]. \quad (1.27)$$

Перехід від параметрично-силового трактування імовірності раптової відмови до ресурсної здійснюється на підставі того, що довговічність по однократній раптовій відмові (статичному руйнуванню) T_Q є оберненою до імовірності відмови Q : $T_Q = Q^{-1}$ (III квадрант, рис. 1.6).

При порівнянні функцій розподілу навантаження і міцності u_P і Y_P також визначається кінетика зміни імовірності відмови в часі (III квадрант, рис. 1.6). Залежність $Q(\lg T)$ показує, як росте ризик у процесі експлуатації (чим більше квантиль u_Q , тим менше імовірність відмови Q – шкала Q нерівномірна і росте до початку координат). Дана залежність – аналог функції надійності. Останню легко одержати в явному вигляді $P(t)$, враховуючи, що $P = 1 - Q$. У результаті можна одержати криву періодичності викидів $T(\gamma)$ (IV квадрант, рис. 1.6), яка є аналогом

кривої втоми. З її допомогою визначається довговічність при статичному руйнуванні T_{QS} (суцільні стрілки, рис. 1.6), яка характеризує положення діаграми безпеки, оскільки $\beta_{R0} = \lg T_{QS}$.

Алгоритм знаходження ресурсного індексу безпеки для раптових відмов зручно розібрати на **прикладі**. Елемент механічної системи експлуатується при навантаженні, що супроводжується періодичними перевантаженнями. Елемент руйнується при напрузі $\bar{\sigma}_f = 500 \text{ МПа}$, яка має сенс медіанної величини супротиву $\bar{Y}$. Коефіцієнт варіації цієї нормально розподіленої величини прийнятий рівним 10%, що відповідає СКВ $S_Y = 50 \text{ МПа}$. Періодично-випадковий процес навантаження характеризується середньою величиною максимальної напруги циклу $\bar{\sigma}_{\max} = 50 \text{ МПа}$, яка в діагностичному аспекті має сенс параметра $\bar{Y}$. Варіація показника $\sigma_{\max}$, який також нормально розподілений, становить 50%, тоді СКВ буде $S_y = 25 \text{ МПа}$. Ефективна частота процесу навантаження становить 1 Гц. Запас міцності рівний $n_\sigma = \bar{Y} / \bar{y} = \bar{\sigma}_f / \bar{\sigma}_{\max} = 10$ не викликає побоювань, як і імовірність руйнування при штатному навантаженні, знайдена за допомогою формули (1.6). З урахуванням розподілу перевантажень квантиль імовірності руйнування по (1.26) буде $u_q = 5.45$. Отримане значення більше, ніж $u_q = 5.25$, що говорить про правильність використання даної формули для екстремально-аварійних умов експлуатації. Такий же результат буде для всіх подібних комбінацій y_P і Y_P , тобто для всіх $n_\sigma = 10$ і зазначених варіацій. Знайдений квантиль по (1.27) відповідає імовірності відмови $Q = 2.6 \cdot 10^{-8}$, що перебуває в межах прийнятного ризику. Довговічність при статичному руйнуванні прогнозується як $T_{QS} = 3.8 \cdot 10^7$ циклів, що забезпечує строк експлуатації $T_{QS} = 10555$ годин. Тоді вихідний індекс безпеки буде $\beta_{R0} = \lg 10555 = 4.02$.

Якщо в результаті жорстких умов експлуатації (корозія, тріщини) відбувається деградація міцності і руйнівні напруження знижується до $\bar{\sigma}_f = 300 \text{ МПа}$, а рівень навантаженості зростає до $\bar{\sigma}_{\max} = 100 \text{ МПа}$ при варіації 20%, то результати прогнозу суттєво зміняться. СКВ стають близькі один одному – $S_y = 20 \text{ МПа}$, $S_Y = 30 \text{ МПа}$. Тому є підстава прийняти в увагу поправку $\alpha = 0.75$,

одержану по (1.13). Тоді для визначення величини u_Q використовується формула (1.25) у вигляді:

$$u_q = (300 - 100 - 0.5 \cdot 20) / [(20 + 30) \cdot 0.75] = 5.07.$$

В результаті маємо: $Q = 3.1 \cdot 10^{-7}$, $T_{QS} = 400$ годин і $\beta_{R0} = 2.95$.

Таким чином, оцінка довговічності по появі перевантажень актуальна при продовженні терміну служби устаткування тривалого ресурсу. Вузли обмеженого ресурсу регулярно відновлюються, а базові елементи механічних систем, найчастіше залишаються без уваги, що недалекоглядно.

1.6 Об'єднання індексів безпеки елементів базових конструкцій

Така процедура є необхідною при багатоджерельному пошкодженні, оскільки на загальний технічний стан BS впливає не тільки ресурс слабкої ланки, але і їхня кількість, і рівень пошкодження кожної з них. Під виразом «кількість слабких ланок» (слабка ланка, зазвичай, одна), фактично, розуміється кількість небезпечних місць BS. Пошкодження в них розвиваються з різною інтенсивністю, тому яке з небезпечних місць виявиться слабкою ланкою, стане зрозумілим апостеріорі. Але сучасні стратегії технічного обслуговування потребують всебічного прогнозування ризиків, тобто важливим є апіорний характер.

Вище вже говорилося про зручність мати єдиний показник технічного стану складної механічної системи. Наприклад, в побудові моделі якості BS мостових кранів на основі ризик-аналізу основну увагу приділено згортці (в наших поняттях - об'єднанню) одиничних показників надійності з метою зниження розмірності задачі [54]. Модель дозволяє кількісно оцінити ризик аварії крану на етапах гарантійної і післягарантійної експлуатації.

В попередньому підрозділі була обґрунтована концепція підвищення безпеки за рахунок збільшення кількості діагностуємих елементів механічної

системи. Недоліком цієї концепції є уявне зменшення загальної надійності при об'єднанні показників надійності окремих елементів. Для подолання такої колізії був розроблений метод об'єднання ресурсних індексів безпеки як показників надійності окремих елементів [55].

Безрозмірна характеристика ризику системи виглядає наступним чином [53]:

$$\rho_{\Sigma} = \sum Q_{ik} U_{ik}, \quad (1.28)$$

де Q_{ik} – імовірність відмови i -го елементу від пошкодження k -го процесу,

U_{ik} – відносна значимість відмови (критичність) з імовірністю Q_{ik} .

Індекс безпеки визначається як логарифм імовірнісного запасу ресурсу n_{TP} . Останній являється зворотнім до імовірнісного накопиченого пошкодження в ресурсній трактовці a_P . Тобто для елементарного індексу безпеки справедливо:

$$\beta_{Pik} = \lg \frac{T_P}{t} = \lg n_{TP} = \lg a_P^{-1}, \quad (1.29)$$

де T_P – функція розподілу ресурсу (довговічності);

t – наробіток, який умовно вважається детермінованим.

Враховуючи, що детерміноване пошкодження $a = t/T_0 = \lambda t$, експонентний закон розподілу трансформується, як $P_{EXP} = \exp(-a)$. В експлуатаційних стратегіях з контролем безпеки розглядаються в першу чергу елементи високого ризику, для яких детерміноване пошкодження, зазвичай, не перевищує 0,25. Тоді з похибкою не більшою 5% можна приймати $P_{EXP} = 1 - a$. Звідси витікає, що $a = Q$. Поєднав (1.28) і (1.29) отримуємо індекс безпеки для систем:

$$\beta_{\Sigma P} = \lg \left(\sum \frac{U_{ik}}{10^{\beta_{Pik}}} \right)^{-1}. \quad (1.30)$$

Керуючись такими ж міркуваннями можна знайти правило об'єднання індексів безпеки для функцій надійності, що описані за законом Ліндлі $P_{LND} = (1+a)P_{EXP}$. Тоді їх представляємо у формі $P_{LND} = (1+a)(1-a) = 1-a^2$. Звідси виходить, що $a^2 = Q$. Тоді аналогічно до (1.30) отримуємо:

$$\beta_{\Sigma PLND} = \lg \left(\sum \frac{U_{ik}}{10^{2\beta_{Pik}}} \right)^{-1}. \quad (1.31)$$

Співставлення нових правил об'єднання здійснюється шляхом побудови функції надійності. Але зараз треба розглядати її не у відносному часі експлуатації λt , а в дійсному часі t . До речі, таке співставлення дещо умовне, оскільки в прикладі елементи мають різну інтенсивність відмов λ_i і не зрозуміло, по якому з них відраховується час. Якщо перетворити формулу визначення (1.28) наступним чином:

$$\beta_{Pik} = \lg T_{Pik} - \lg t = \beta_{0ik} - \lg t, \quad (1.32)$$

то тоді видно, що по суті індекс безпеки являє собою функцію розподілу ресурсу (ФРД) логнормального типу. Така функція є оберненою до функції надійності $P(t)$ (хоча $P(\lg t)$ є коректнішим), що уможливорює співставлення правил об'єднання різних показників надійності. В даному випадку це ІБР та індекс безпеки.

При продовженні ресурсу BS, наприклад, колійних автомотрис, реконструюється їхня навантаженість шляхом ретельних досліджень напружено-деформованого стану в статичній постановці методом скінчених елементів. На додаток до цього, при ходових випробуваннях на різноманітних типах шляхів провадиться тензометрування BS. Це трудомістка і довготривала процедура. На рамі фіксується процес навантаження в 10 – 30 точках. При теоретичних статичних дослідженнях визначаються середні напруження циклу. При експериментальних дослідженнях визначаються амплітудно-частотні показники

процесів. Але після цього встановлюється найбільш агресивний процес і вже по ньому оцінюється залишковий ресурс [56, 57]. Тобто, можливість подовження експлуатації визначається за принципом слабкої ланки. Такий підхід є неефективним, оскільки слабка ланка може бути відновлена і об'єкт продовжить бути працездатним.

Для об'єктивної оцінки надійності і технічного стану треба враховувати показники решти елементів BS. Вони повинні в подальшому об'єднатися в загальний комплексний показник.

Одним із алгоритмів об'єднання є метода ресурсного індексу безпеки β_P (RSI-method). Його особливість полягає в тому, що спочатку обирається потрібний рівень надійності P , після чого знаходиться відповідна йому довговічність T_P . Традиційно для довговічності використовується логарифмічна шкала. Тому первісний (на початку експлуатації) індекс безпеки є $\beta_{0P} = \lg T_P$. RSI-method націлений на об'єднання індивідуальних індексів безпеки β_{Pik} елементів або деградаційних процесів складної системи в загальний RSI $\beta_{P\Sigma}$.

Майже всі правила об'єднання показників надійності послідовних силових систем досить чутливо реагують на збільшення кількості елементів $i+k$. Як результат, загальна надійність системи надмірно зменшується у порівнянні з показниками надійності елементів [58]. Протилежна картина спостерігається для систем з паралельно працюючими елементами. BS складаються з великої кількості несучих елементів, які дублюють одне одного. Відбувається своєрідне резервування, що дає статичну невизначеність конструкції. Але, водночас, як силова система вона має ознаки послідовної структури. Важко розробити її структурну схему, придатну для прогнозування надійності та безпеки. Тому крупну складну конструкцію розглядають як монооб'єкт E , на який діє пошкоджуючий процес D (рис. 1.7, а). Варіація параметрів такого процесу v_D досить широка. Це призводить до зменшення гарантованого ресурсу T_P , а так і безпеки β_P . В цьому аспекті є перспективним розгляд монооб'єкту E як сукупність елементів E_i . На них діють процеси D_i , варіація параметрів яких $v_{Di} \ll v_D$ (рис. 1.7,

б). Як наслідок, гарантовані ресурси елементів T_{Pi} прогножуються більшими, ніж загальний ресурс T_P . Тому індивідуальні RSI є більшими від загальних: $\beta_{Pi} > \beta_{P\Sigma}$.

Але подальше об'єднання індивідуальних показників надійності знов повертає до ситуації, коли надійність системи буде занадто зменшена відносно її елементів. Саме для запобігання такої ситуації і був розроблений RSI-method. Хоча в первісному варіанті він виступав альтернативою правилу множення надійностей, але подальші дослідження показали, що регулятор моделі у вигляді критичності u_{ik} дає змогу розповсюдити метод на системи будь-якої конфігурації. До того ж для систем з великою кількістю елементів розроблена модель $\beta_{P\Sigma LND}$, яка є модернізацією моделі $\beta_{\Sigma P} = \beta_{\Sigma PEXP}$ [8].

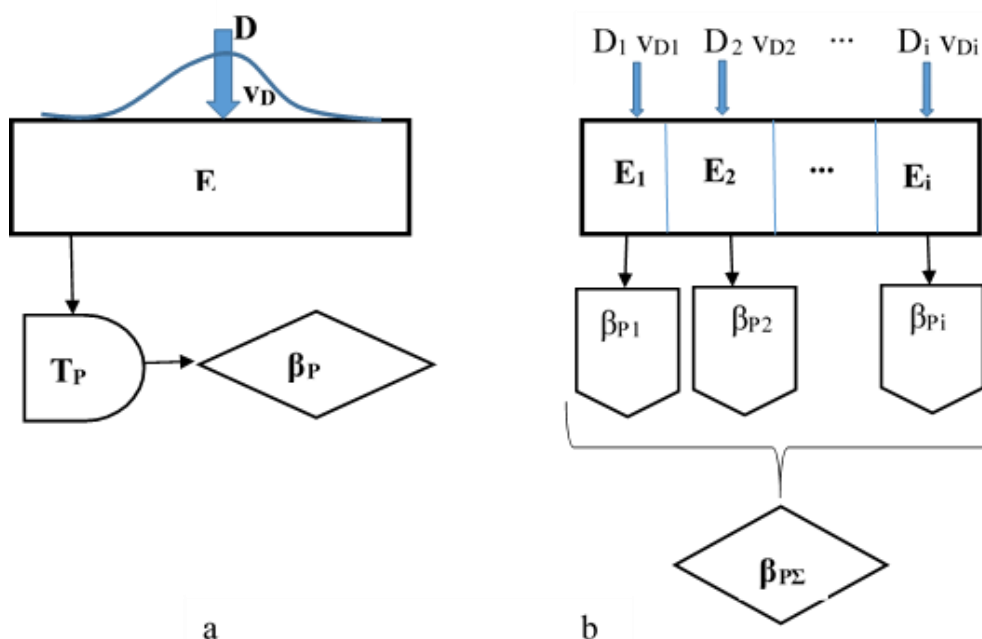


Рис. 1.7 - Схеми алгоритмів визначення індексів безпеки базової конструкції [8]

Проблематичність використання RSI-методи на практиці полягає в неоднозначності поділу монооб'єкта E на елементи E_i . Ситуація обтяжується мультифокальністю (багатьма джерелами руйнувань) пошкоджень крупних конструкцій. На погляд авторів, вказаний поділ раціонально здійснювати за принципом мінімального розміру елемента, що підлягає ремонту. Також

заслуговує на увагу підхід, при якому кількість елементів E_i дорівнює кількості джерел (точок) руйнувань.

При такому підході треба певним чином ранжувати небезпеку окремих елементів. Це здійснюється через показник критичності U_{ik} . Згідно з канононами аналізу типів і причин відмов (концепція FMEA) критичність повинна враховувати значимість (S, severity, рівень втрат), імовірність виникнення (O, occurrence) і важкість виявлення попередніх ознак (D, detection) відмови. Кожному з трьох показників відмови присвоюється ранг від 1 до 10, після чого визначається пріоритетне число ризику як добуток трьох рангів. Тоді

$$U_{ik} = \frac{S \cdot O \cdot D}{1000} . \quad (1.33)$$

При відмовах втомного типу навантаження представляється як сукупність стаціонарних процесів циклювання. Тоді показник критичності у вигляді імовірності виникнення втілюється через відносну тривалість дії c_t . Таким способом, зазвичай, враховується нестационарність навантаження. На додачу до цього, відповідним чином змінюється накопичене пошкодження a_0 . Критичність, що обумовлена повторюваністю може бути виражена як

$$U_{ikO} = c_i / a_0. \quad (1.34)$$

Тут $c_i = c_t$ має часовий характер. Його значення визначається через відношення часу дії стаціонарного процесу t_i до загального часу роботи t_Σ : $c_t = t_i / t_\Sigma$.

Але повторюваність також може бути обумовлена масштабом дії пошкоджуючого процесу. Чим більшим є розмір елемента E_i (рис. 1.7) z_i , тим відмова буде критичнішою. Це формалізується через відносний розмір елемента до розміру всього об'єкту z_Σ . Тоді $c_z = z_i / z_\Sigma$. Таким чином, показник повторюваності

c , поряд з часовим характером, набуває рис масо-розмірного масштабу. У підсумку, для елемента маємо:

$$c_i = c_{ti} + c_{zi} . \quad (1.35)$$

Об'єм BS може бути розділений на елементи відповідно кількості небезпечних місць. Критичність їхньої відмови, яка обумовлена потенційними втратами і виявлянням, однакова і дорівнює одиниці. Тому критичність в такому разі визначається за (1.34). Ідея надання часовому параметру режиму c функції характеристики просторової дії напруження була вперше запропонована для прогнозування надійності кожухів доменних печей [59, 60]. В цій роботі була некоректно представлена залежність (1.35): не як сума складових, а як добуток (що уможлиблювало певні неточності прогнозування).

В подальшому наведений алгоритм було застосовано для оцінки безпеки кожуху шахти доменної печі поелементним його розрахунком і монооб'єктним [61, 62]. Було встановлено, що пошкодження можуть з'являтися тільки за певних умов навантаження, тільки в певних зонах BS. Тоді враховується тільки один рівень $c_i = c_{ol} = c_{olt} + c_{olz}$. Якщо розглядати BS як монооб'єкт, то $\beta_{ik} = \text{const}$ і загальний індекс безпеки буде залежати від критичності елементів:

$$\beta_{\Sigma P} = \lg \left(\frac{a_0 \cdot 10^{\beta_{ik}}}{\Sigma c_i} \right). \quad (1.36)$$

Таке рішення відрізняється від рішення за концепцією слабкої ланки і враховує решту небезпечних місць. На практиці, BS прокатного устаткування можуть бути розділені на 5–10 небезпечних елементів.

При порівнянні монооб'єктного і поелементного алгоритмів визначення безпеки BS в роботах [61, 62] зроблено наступні висновки. Прогнозована гарантована довговічність або первісний RSI β_{0Pi} для окремого елемента BS є

більшими, аніж такі, що розраховані для всієї конструкції $\beta_{0Pi\Sigma}$. Це відбувається за рахунок зменшення варіативності навантаження елемента v_{Di} у порівнянні зі всією конструкцією v_D . Але коли кількість пошкоджених елементів зростає (в прикладі це понад 15% холодильників) величина $\beta_{\Sigma PEXP}$ різко зменшується. Гарантована довговічність при поелементному розрахунку стає меншою, аніж при монооб'єктному. Це є наслідком ефекту об'єднання елементів з експонентною функцією надійності. Цей ефект нівелюється, якщо надійність елементів змінюється за законом Ліндлі. Можна рекомендувати брати RSI як середній рівень, тобто: $\beta_{\Sigma P} = \beta_{\Sigma PEXP} + 0,5$.

Модель $\beta_{P\Sigma LND}$, яка є рекомендованою для верхньої оцінки надійності систем з великою кількістю елементів, в ризик-аналізі має за аналог криву несприйняття ризику Фармера. Утворюється ситуація, коли об'єкт не сприймає ризик на очікуваному рівні, демонструючи більш оптимістичний сценарій.

Висновки по 1 розділу

1. Охарактеризовано поняття базових конструкцій технологічного устаткування. Вони визначають ресурс об'єкта і, в значній мірі, його безпеку. Доведено доцільність збільшення нормативних термінів експлуатації промислового устаткування, що актуалізує процедуру знаходження залишкового ресурсу базових елементів механічної системи. В прокатному обладнанні така постановка проблеми базується на широко розповсюдженій думці, що для запобігання моральному старінню об'єкта достатньо модернізувати 20% його частин, зберігши 80% решти, до яких і відносяться базові конструкції.

2. Розглянуто причини, які ускладнюють оцінку залишкового ресурсу базових конструкцій. Серед них основною є те, що при їх проєктуванні було відсутнє розуміння необхідності призначати нормативний ресурс. Вважалося, що надійність може бути забезпеченою за рахунок достатніх запасів міцності, і не враховувалося їх вичерпання протягом довготривалої експлуатації. Тому важливим етапом знаходження залишкового ресурсу є реконструкція умов

експлуатації. Окремої уваги потребує врахування таких характерних чинників, як масштаб BS, градієнт напружень, багатовісність напруженого стану, наявність вроджених дефектів матеріалу.

3. Окрім, так би мовити, традиційних чинників впливу на ресурс, довготривала експлуатація висуває додаткові вимоги, які потребують вирішення при оцінці можливості подальшої експлуатації. Це ступінь деградації властивостей матеріалу BS, потрапляння конструкції в зону дуже багатоциклової втоми, багатоджерельність пошкоджень, послідовне чергування стадій втрати несучої здатності.

4. Серед BS прокатного устаткування найбільшої уваги приділено дослідженням станів робочих клітей. Номінальні робочі напруження, які в них виникають, знаходяться в порівняно вузькому діапазоні від 10 до 50 МПа. Це обумовлено обмеженим колом матеріалів для виготовлення станів, які мають межу міцності від 500 до 600 МПа і десятикратним запасом статичної міцності. З оглядом на це формується технологія прокатки. Звідси витікають підстави для подовження ресурсу. Напруженість решти BS прокатного устаткування (станів ножиць, важких гідравлічних пресів) є суттєво більшою. Ці об'єкти мають більше місць (як за кількістю, так і за розміром) з неповерненою пошкодженістю. Тому обсяг ремонтно-відновлювальних робіт тут є значно більшим, а прогноз гарантованого ресурсу є меншим. До того ж, він досягається при регулярному діагностуванні BS.

5. Розширюється коло вимог, які постають перед BS прокатного устаткування. Від забезпечення міцності і жорсткості на сучасному етапі станів робочих клітей повинні забезпечувати достатній опір вібраціям, бути надійними і безпечними. Остання вимога досягається засобами ризик-аналізу, серед яких важливе місце займає вирішення задачі зменшення розмірності моделі, що досягається за рахунок процедури об'єднання окремих індексів безпеки.

6. Отримав подальший розвиток принцип знаходження імовірностей відмови і безвідмовності шляхом порівняння функцій розподілу довговічності і наробітку, що у поєднанні з використанням комплексного діагностичного

показника – ресурсного індексу безпеки, призводить до більш консервативної форми статистичного запасу γ (1.9), аніж його традиційна форма (1.6). Знайдений взаємозв'язок між двома формами статистичного запасу, який здійснюється через коригувальну функцію $\alpha(y/Y)$ (1.13).

7. Отримала подальший розвиток концепція підвищення надійності за рахунок трансформації відмов раптового типу в поступові. У цьому аспекті запропоновано два заходи. Показано, як одержувати діагностичні кінетичні моделі з втомних моделей ресурсного типу. Втомні руйнування іноді трактуються як раптові відмови. Крім того, ресурсна інтерпретація появи перевантажень на підставі теорії викидів дозволила знаходити поточне значення індексу безпеки при одноразовому руйнуванні, що відповідає зазначеній концепції.

8. Розроблено алгоритм визначення безпеки базових конструкцій за умов багатоджерельного пошкодження шляхом придання параметру блока навантаження c_i змісту розмірної (площі, об'єму, маси) долі конструкції c_{olz} , яка потрапила під дію понадрозрахункового напруження (перевантаження). Така процедура є можливою на підставі того, що параметр блоку c_{olz} , нарівні з параметром блоку c_{olt} , визначає рівень значимості відмови u_i , який присутній в методі ресурсного індексу безпеки RSI.

9. Матеріали розділу 1 опубліковано за участю автора в роботах [4, 5, 7, 9, 41, 42, 50, 55, 56, 57, 58, 59, 61, 62].

РОЗДІЛ 2

Модель втомної довговічності при комплексному навантаженні на підставі об'єднання індексів безпеки

Проблема, якій присвячено цей розділ, постала у зв'язку з переходом від методів класичної надійності до методів структурної надійності, коли вона визначається не при випробуванні всієї системи в цілому, а по показниках окремих елементів системи. Оскільки при обслуговуванні більш зручно контролювати надійність всієї системи, то необхідно окремі показники об'єднати (злити) в єдиний. Це робиться за певними алгоритмами і правилами, які є специфічним розділом теорії надійності і ризику. З методичної точки зору задача об'єднання показників надійності окремих елементів рівнозначна до задачі об'єднання дії окремих складових комплексу деградаційних процесів. В такому аспекті можна вирішувати задачі врахування складного напруженого стану, який є вагомим чинником при прогнозуванні залишкового ресурсу BS. Тому метою даного розділу є побудова і перевірка моделі багатовісної втоми на підставі правила об'єднання ресурсних індексів безпеки.

2.1 Проблема об'єднання показників в задачах забезпечення надійності систем

Більшість реально функціонуючих елементів конструкцій і деталей машин потерпають від комплексного циклічного навантаження та комбінації деградаційних процесів. Слід розуміти, що умови експлуатації є значно складнішими, аніж ті розрахункові схеми, що використовуються при проектуванні для підтвердження роботоздатності. Зазвичай, розрахунок ведеться на запобігання відмовам від основного (домінуючого) деградаційного процесу або виду навантаження. Натомість, ефективна технічна діагностика потребує враховування всіх чинників впливу на процес експлуатації. В такій ситуації для визначення технічного стану механічної системи з'являється необхідність об'єднання

окремих показників процесів пошкодження в єдине рішення, в єдиний комплексний показник.

Комплексне навантаження призводить до виникнення в матеріалі конструкції складного напруженого складу (CHC)(complex stress state, CSS). При циклічній дії такого навантаження ініціюється явище багатовісної втоми (multiaxial fatigue). Комплексне навантаження є результатом комбінації простих видів деформації, які відбуваються в певній послідовності, або відповідають певній, так званій, траєкторії деформування (loading path). Фахівці налічують до 13 типів таких траєкторій [2, 3, 4, 63].

В умовах складного напруженого стану функціонують багато конструктивних елементів прокатного устаткування. Зокрема, це базові конструкції, такі, як станини робочих клітей. Це і вузли приводу валків – з'єднувальні шпинделі, вали, муфти. Також сюди можна додати і прокатний інструмент – валки. Всі ці об'єкти потерпають від циклічних нормальних і дотичних напружень. На стадії зростання дефекту такі умови провокують руйнування змішаного типу, коли водночас спостерігаються I, II і III моди. Для змішаного руйнування авторами було розроблено, так званий, метод «чистих мод» (pure modes), який було застосовано для оцінки живучості (survivability) листопрокатних валків, а також станин клітей трубопрокатного агрегату [7, 8]. Метод полягає в тому, що спочатку визначають криві живучості для окремих чистих (pure) мод, після чого за певним алгоритмом об'єднання визначається число циклів зростання до критичного розміру тріщини. Таку ідею запропоновано здійснити в алгоритмі визначення числа циклів навантаження до появи тріщини.

При вирішенні проблеми комплексів деформацій і пошкоджень операція об'єднання (U) може відбуватися на різних рівнях або етапах (рис. 2.1). Так, для забезпечення міцності достатньо об'єднати за певними гіпотезами показники напружено-деформованого стану (stress-strain state) ($\sigma_i, \tau_i, \varepsilon_i, \gamma_i$) або запаси міцності (margins of safety) (n_σ, n_τ). В деяких випадках можна використовувати параметри пошкодження DP , розрахунок яких має свою специфіку. При цьому отримують показники міцності системи (n_Σ) або еквівалентні напруження ($\sigma_{eq}, \tau_{eq}, \varepsilon_{eq}, \gamma_{eq}$). Для

забезпечення довговічності системи об'єднуються (підсумовуються) пошкодження D_i окремих деградаційних процесів. Для процесів різної природи походження застосовується об'єднання окремих показників надійності R_i , після чого визначається надійність системи R_Σ . Такий принцип також використано для визначення ймовірності руйнування при СНС [64].

Останній показник має фізичний зміст, як відносна кількість відмов однотипних об'єктів. Для унікальних об'єктів такий зміст втрачається. Тому варто переходити до методів ризик-аналізу. Якщо врахувати тяжкість відмов, то можна оцінити ризик ρ_Σ або безпеку β_Σ системи по окремих показниках ρ_i і β_i .

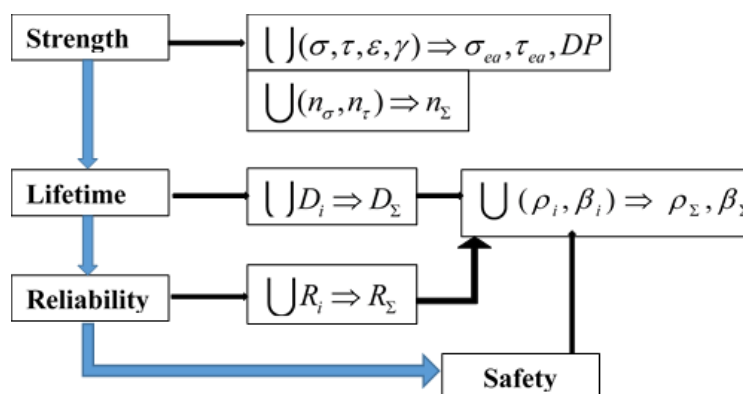


Рис. 2.1 - Схема вирішення проблеми комплексного навантаження і пошкодження шляхом об'єднання (U) показників властивостей механічних систем

Останній показник називається ресурсним індексом безпеки (RSI, resource safety indices). Його концепція розроблена авторами і була застосована для підсумовування втомних пошкоджень при нестационарному навантаженні [65]. В цьому випадку навантаження представляється як комбінація окремих субпроцесів зі своїми амплітудами і асиметріями (stress ratio). Такий підхід також було застосовано для прогнозування живучості при змішаному руйнуванні.

Робота мала на меті розповсюдження правила об'єднання ресурсних індексів безпеки на випадок багатовісної втоми. Перевірку цього алгоритму запропоновано здійснити при втомних випробуваннях по схемі трьох точкового

згину (3 point bending, ЗРВ) з варіацією кратності прольоту γ , що забезпечує мінливість співвідношення нормальних σ і дотичних напружень τ .

2.2 Метод еквівалентування як результат об'єднання показників напружено-деформованого стану

Врахування СНС, яке виникає в матеріалі конструкції при комплексному навантаженні, в інженерії, здебільшого, здійснюється шляхом знаходження еквівалентного показника, який за своєю дією призводить до однакового з СНС пошкодження. Еквівалентування – намагання врахувати збільшення інтенсивності накопичення пошкоджень при комплексному навантаженні шляхом збільшення діючого показника напруженого стану. Такий підхід є протилежним до ресурсних моделей концентрації напружень, де теж саме явище враховується шляхом зменшення характеристик опору втомі.

2.2.1 Еквівалентування за нормальними напруженнями

Разом із становленням науки про міцність матеріалів виникли перші теорії міцності, призначені для СНС. В 18 - 19 сторіччях розроблені шість класичних гіпотез, які постулюють, що руйнування відбудеться, коли комплексний показник напруженого стану досягне критичних значень, відповідних одновісному розтягуванню (рис. 2.2). Якщо відомі тільки характеристики міцності базового процесу деформування (B , рис. 2.2), то еквівалентування за нормальними напруженнями доволі кропітка задача. В загальному випадку для забезпечення міцності при СНС необхідно дотриматися 12 умов [64].

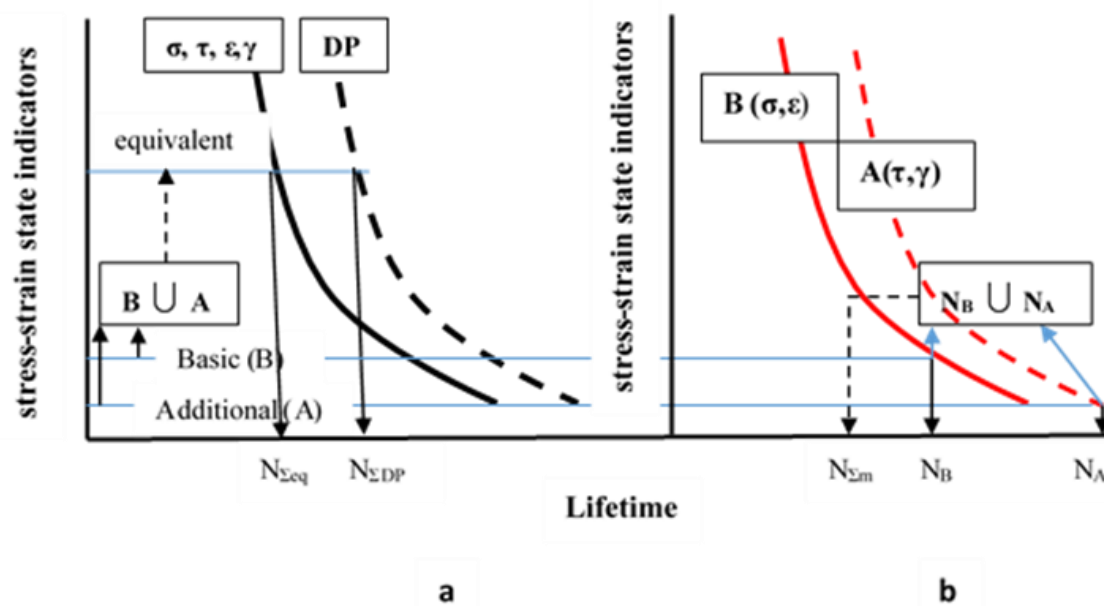


Рис. 2.2 - Принципова схема визначення довговічності при СНС N_Σ шляхом еквівалентування (a) і шляхом об'єднання індексів безпеки (b)

Задача спрощується, коли відомі характеристики міцності додаткового процесу деформування (А, рис. 2.2), наприклад, при зсуві. Тоді еквівалентне напруження при сумісній дії нормальних і дотичних напружень визначається як [7]:

$$\sigma_{eq} = k_\sigma \sigma. \quad (2.1)$$

Тут k_σ – коефіцієнт обтяження базового процесу деформування, який є результатом об'єднання показників міцності при різних схемах деформування.

Класичні гіпотези були винайдені для статичного навантаження. Але принаймні три з них розповсюджені на випадок багатовісної втоми і широко використовуються в теперішній час. Довговічність при змішаному деформуванні, яке відповідає СНС, визначається за рівнянням кривої втоми (S-N curve) для базового процесу:

$$N_{\Sigma eq} = k_N N_B = k_{\sigma}^{-m} N_B. \quad (2.2)$$

Тут $m=m_{\sigma}$ – показник нахилу кривої втоми, вираженої для нормальних напружень, а довговічність має зміст еквівалентної.

Для III і IV теорій міцності маємо:

$$k_{\sigma} = \sqrt{1 + \left(\chi \frac{\tau}{\sigma} \right)^2}. \quad (2.3)$$

Для теорії Мора:

$$k_{\sigma} = \frac{1-\chi}{2} + \frac{1+\chi}{2} \sqrt{1 + \left(\chi \frac{\tau}{\sigma} \right)^2}. \quad (2.4)$$

В цих формулах символом χ позначені властивості матеріалу при опорі втомі, які втілено через границі витривалості (fatigue limit) при зсуві τ_R і при згині σ_R : $\chi = \sigma_R / \tau_R$. За III теорією $\chi=2$, за IV теорією $\chi=\sqrt{3}$. В (2.4) опір втомі втілюється через відношення границь витривалості при стисканні і розтягуванні. Розглянуті залежності зручні у використанні, що пов'язано з незалежністю величини k_{σ} від діючих напружень. Є залежність лише від їх відношення.

Але залежності (2.3), (2.4) погано працюють за умов крихкого руйнування, коли наявні малі пластичні деформації. Ознаки такого деформування спостерігаються для високоміцних сталей, для зон концентрації напружень, для втомного руйнування. Для таких умов розроблені залежності граничного стану еліптичного типу [65]. З них випливає, що величина k_{σ} стає залежною від абсолютних рівнів діючих напружень. Це звужує універсальність розглянутих теорій.

В загалі, спосіб еквівалентування за нормальними напруженнями тримається на схожості поведінки показників статичної і циклічної міцності. Тобто, передбачається, що відношення показників плинності і витривалості при розтягуванні і зсуві не змінюється. Дійсно, залежності (2.3), (2.4) можуть використовуватися, як для незмінних τ і σ , так і для таких, що періодично змінюються. Неоднозначний результат виникає, коли на циклічний базовий процес впливає додатковий, параметри якого можуть бути різними за асиметрією. А це не може бути враховано в межах розглянутих моделей.

2.2.2 Еквівалентування за дотичними напруженнями і деформаціями

З розвитком інструментальних способів дослідження мікроструктурної будови матеріалів, дослідники прийшли до думки про відповідальність дотичних напружень за появу втомних тріщин. Природньо, в такій ситуації виникає доцільність еквівалентування за дотичними напруженнями. Наприкінці 50-х років Findley запропонував пошкоджуючий параметр (DP , рис. 2.2, а), який по суті є еквівалентною амплітудою. Цей критерій наведено в такий трактовці [66]:

$$DP_F = \tau_{aeq} = k_\tau \tau_a = \tau_a \left(1 + k_F \frac{\sigma_{max}}{\tau_a} \right). \quad (2.5)$$

Тут діюче дотичне напруження дано в амплітуді τ_a , що підкреслює основний процес навантаження є циклічний. Нормальне напруження σ_{max} виступає як параметр додаткового процесу навантаження. Його максимальне значення свідчить, що обтяження може мати, як статичний, так і циклічний характер. Це зберігає за критерієм Findley той самий недолік, властивий моделям (2.3) і (2.4). Властивості матеріалу враховуються через коефіцієнт [67]:

$$k_F = \frac{3}{\chi} + \frac{3}{2} = 3 \left(\frac{\tau_R}{\sigma_R} - 0.5 \right). \quad (2.6)$$

Для випадку поєднання крутіння і згину за межу втоми в нормальних напруженнях σ_R за рекомендаціями [65] слід брати межу втоми для умов згину. За формулою (2.6) відношення $\tau_R/\sigma_R > 0.5$. Для умов згину межа втоми, як мінімум, на 33% є більшою від межі втоми на розтягування [11]. За даними авторів ця різниця доходить до 50-75%. Тобто, фактично, відношення $\tau_R/\sigma_R < 0.5$, що унеможливорює застосування критерію (2.5) в схожій ситуації.

Для високих рівнів нормальних і дотичних напружень на підставі критерія Findley був розроблений більш гнучкий критерій Erickson [68]:

$$DP_E = \tau_{\max} \left(1 - \frac{\tau_{\min}}{\tau_{\max}} \right)^{w_1} \left(1 + \frac{k^+ \sigma_{\max} + k^- \sigma_{\min}}{\sigma_Y} \right)^{w_2} + k_E \Sigma \sigma_{\max} \left(1 - \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} \right)^{w_3} \quad (2.7)$$

Він враховує асиметрію циклу (через максимальні і мінімальні напруження циклу $\sigma_{\max}, \tau_{\max}, \sigma_{\min}, \tau_{\min}$) і добре працює при синфазному і непропорційному навантаженні. Але для його використання потрібно знати 7 констант матеріалу ($\sigma_Y, k^+, k^-, k_E, w_{1(2),(3)}$), що є доволі незручним. В модифікованому критерії Suman кількість констант зменшена до 2 [66]. Для віднульового або пульсуючого циклу, коли розмах деформації дорівнює максимальному значенню, взагалі, можна обійтися однією константою k_E . Тоді критерій Suman (який, повторимо, є модифікацією критерія Erickson) набуває форму, аналогічну до критерія Findley:

$$DP_S = \tau_{\max eq} = k_\tau \tau_{\max} = \tau_{\max} \left(1 + k_E \frac{(\sigma \cdot \tau)_{\max}}{\sigma_R^2} \right). \quad (2.8)$$

Вторинний мультиплікативний член (secondary multiplicative term) цього рівняння у вигляді максимального добутку діючих нормального і дотичного напружень пояснює їхній вплив на критичну площину (critical plane).

Концепція критичної площини, в якій зароджуються втомна тріщина, є однією з найавторитетніших при вирішенні проблеми багатовісної втоми. Вона була втілена в критерії Fatemi-Socie [69]. Тут пошкоджуючий параметр відповідає амплітудній зсувній деформації γ_a :

$$DP_{FS} = \gamma_{aeq} = k_\gamma \gamma_a = \gamma_a \left(1 + k_{FS} \frac{\sigma_a}{\sigma_Y} \right). \quad (2.9)$$

Критерій ґрунтується з позицій механіки руйнування при розгляді появи тріщини на мікрорівні (рис. 2.3, а). Хоча тріщина може зростати під дією трьох відомих механізмів, її зародження відбувається тільки за рахунок зсуву, уздовж смуг ковзання (slip bands) [70]. При нормальному відриві (I mode) вони розташовані поперек напрямку зростання тріщини, а при поздовжньому і поперечному зсуві (II, III mode) – уздовж розвитку тріщини. Критична площина знаходиться на майданчику з максимальними зсувними деформаціями γ_a , які обтяжені нормальними деформаціями (рис. 2.3, в).

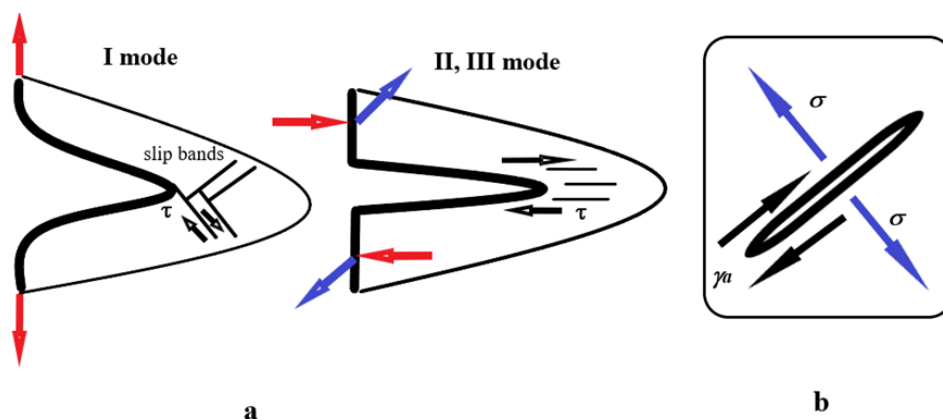


Рис. 2.3 - Схема зсувного зародження тріщини на мікрорівні (а), та схема критерія багатовісної втоми на макрорівні (в)

Коефіцієнт обтяження k_y в цьому випадку відноситься до деформації зсуву. Вторинний мультиплікативний член цього рівняння являє відношення амплітуди нормального напруження, яке діє перпендикулярно критичній площини, до межі плинності σ_y . В критерії Brown – Miller в цій якості замість нормального напруження використовується деформація [67]. Слід зауважити, що велика група пошкоджуючих параметрів DP визначається за енергетичними критеріями, які здатні ефективно визначати довговічність при багатовісній втомі [71].

Маючи пошкоджуючий параметр DP , з'являється можливість побудувати $DP-N$ – curve замість $S-N$ – curve і вести за їх допомогою прогнозування ресурсу. Така процедура не завжди ефективна, оскільки тіснота зв'язку для $DP-N$ – curve може бути меншою, аніж для $S-N$ – curve. Наприклад, для алюмінієвого сплаву під циклічним згином результати випробувань було оцінено, як в нормальних напруженнях, так і в параметрі DP у вигляді щільності енергії деформування (normal strain energy density) [72]. В цих експериментах для $DP-N$ – curve отримано коефіцієнт кореляції 0.96, а для $S-N$ – curve цей показник становив 0.98, що є переважним. Аналогічну картину спостерігали автори для дійсних досліджень. Тому спроби знаходження оптимального пошкоджуючого параметру для опису результатів випробувань при триточковому згині в варіюванням кратності прольоту виявилися марними.

2.3 Непропорційне навантаження

Непропорційне навантаження частіше за все спостерігається в корпусних елементах конструкцій, де мається декілька каналів навантаження або потоків потужності. В цьому випадку важко спрогнозувати навіть місце появи тріщин. Циклічний характер навантаження елементів конструкцій обумовлений періодичністю технологічних операцій і зміною взаємного положення ланок механізмів. Доволі часто в об'ємі матеріалу утворюється складний напружений стан (СНС), окремі компоненти якого змінюються циклічно [7]. Якщо компоненти циклюють з однаковою частотою без зсуву фаз, то маємо пропорційне

навантаження (Р, рис. 2.4, а). Такий випадок є поширеним, якщо існує одне джерело навантаження. В інших випадках компоненти змінюються в часі за власними законами, що призводить до непропорційного навантаження (NP, рис. 2.4, в, с).

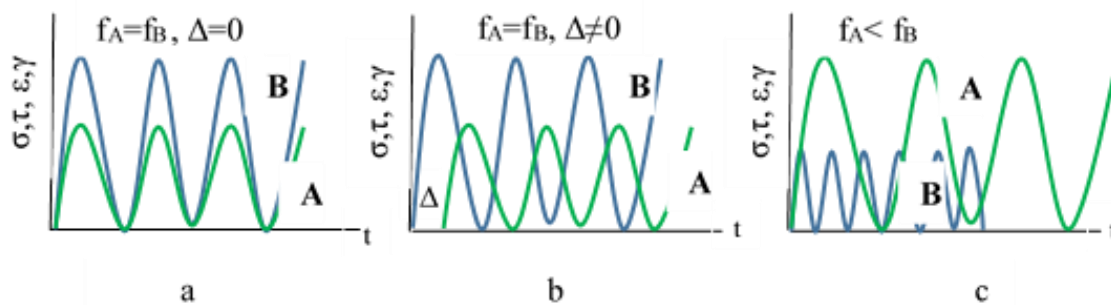


Рис. 2.4 - Зміна параметрів деформування ($\sigma, \tau, \epsilon, \gamma$) в часі (t) для основного (B), додаткового (A) процесів, відповідно, з частотами f_B, f_A при пропорційному (а) і непропорційному навантаженні (в, с) із зсувом фаз Δ

Один з прикладів непропорційного комбінованого навантаження відноситься до валів зубчастих передач приводів технологічних машин. В цьому випадку технологічне навантаження генерує передавальний крутний момент, що змінюється разом із дотичними напруженнями відповідно частоті технологічної операції f_A (рис. 2.4, с). Момент передається через зусилля зачеплення, яке провокує в валові згинальний момент. Оскільки вал обертається, в ньому виникають нормальні напруження, які змінюються з частотою обертання f_B (рис. 2.4, с).

В класичній механіці СНС розглядається на рівні мікрооб'єму матеріалу або на рівні перетину деталі, які розглядаються як об'єкт. Еквівалентування здійснюється саме для таких об'єктів. Хоча розмір перетину іноді може бути завеликим для визначення локального **фізичного** показника пошкодження. В методології ризику-безпеки сенс врахування комбінованого навантаження і об'єктність дещо змінюється, оскільки потрібно оцінювати цілісність усього елемента, на який діють декілька процесів пошкодження і є декілька потенційно

небезпечних місць. Тому спостерігається відхід від природніх фізичних критеріїв на користь **розрахункових комплексних**. Незважаючи на те, що такі показники виглядають штучними, вони є більш ефективними для технічного обслуговування механічних систем.

Для характеристики непропорційного навантаження використовується діаграма Треска, коли в координатах «нормальне напруження σ (або деформація ε) – дотичне напруження τ (або зсув γ)» позначена траєкторія деформування (рис. 2.5, 2.6). Кожна траєкторія має свій коефіцієнт непропорційності f_{NP} , який змінюється від 0 до 1. Для його визначення використовується модель моментів інерції [73]. Траєкторія утворює фігуру з певним моментом інерції. Найбільший момент інерції утворює кругова траєкторія, для якої $f_{NP}=1$. Пропорційне навантаження позначається прямою лінією. Для цього випадку $f_{NP}=0$. Для решти випадків величина f_{NP} визначається через корінь відношення моментів інерції певних траєкторій до кругової траєкторії [73]. Наприклад, для випадку 1 (рис. 2.5) - $f_{NP}=0,39$, а для випадку 13 (рис. 2.5) - $f_{NP}=0,79$. В просторовій трактовці комплексного навантаження коефіцієнт непропорційності збільшується, і навіть для певних випадків може перевищувати одиницю [74].

Вплив чинника непропорційності на довговічність є доволі суперечливим. Очевидно, за порівняльну базу слід приймати довговічність при пропорційному навантаженні, яка визначається за (2.5) по коефіцієнту обтяження $k_{\sigma(\tau)}$ в силовій або деформаційній - $k_{\varepsilon(\gamma)}$ трактовці. Для низьколегованих сталей під дією циклічних згину з крутінням було виявлено **збільшення** довговічності (навіть в 10 разів) при NP- навантаженні у порівнянні з P – процесом. Спостерігається це явище, як при однакових нормальних, так і однакових дотичних напруженнях [75]. Тобто, в цьому випадку не має значення, який процес приймати за базовий. Разом із тим, для нержавіючої сталі при всіх траєкторіях деформування помічено аналогічне **зниження** довговічності при NP- навантаженні в усьому діапазоні деформацій [76]. На перший погляд, таке явище може бути пов'язане із збільшенням відносного часу перебування матеріалу у напруженому стані. Тобто, коли при P-навантаженні має виникнути мінімум, завдяки NP- навантаженню знов

з'являється максимум. Однак, такі міркування не відповідають моделі багатовісної втоми на підставі об'єднання індексів безпеки. Згідно цієї концепції призначається базовий процес, за частотою якого визначається термін експлуатації. При такому підході Р-навантаження буде більш агресивним, оскільки до 1 циклу базового процесу додається ще 1 цикл додаткового процесу. При NP- навантаженні до 1 циклу базового процесу додається неповний цикл додаткового процесу і інтенсивність накопичення пошкоджень мала би знизитися. В моделі це втілюється шляхом зменшення рівня значимості U для NP-навантаження.

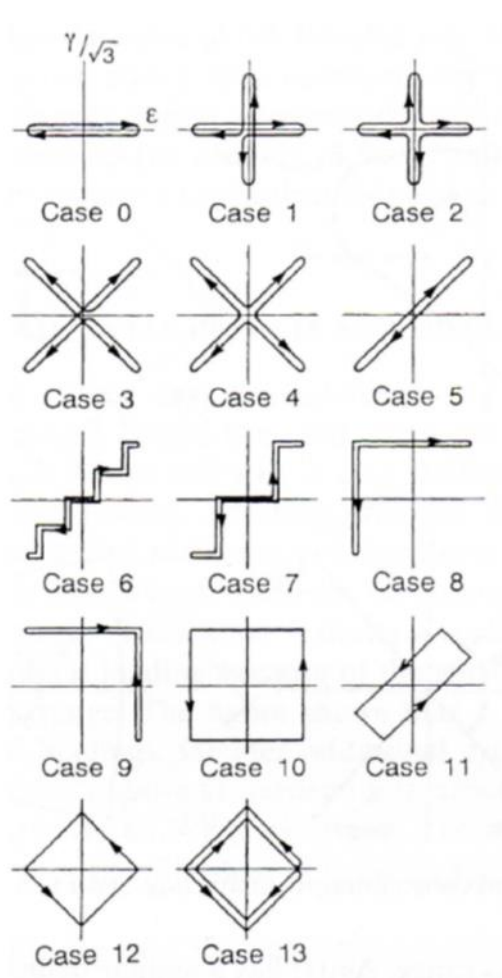


Рис. 2.5 - Класифікація траєкторій навантаження за Sakane - Itoh [76 - 79]

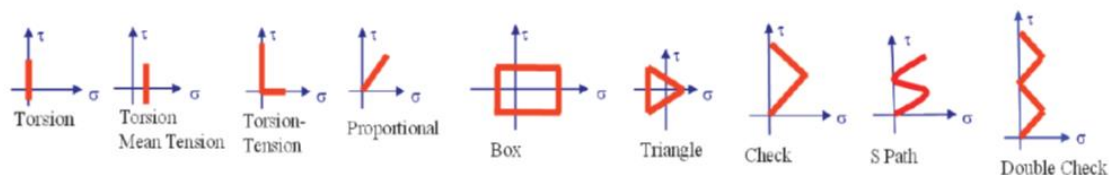


Рис. 2.6 - Класифікація траєкторій навантаження за Suman [80]

На самій справі різниця між обома типами комбінованого навантаження відчутна на мікрорівні структури металів. При Р - навантаженні лінії ковзання є чіткими і односпрямованими, а при переході до NP - навантаження вони стають розмитими і різноспрямованими [73]. На макрорівні такий перехід призводить до зміни механічних властивостей. З одного боку, на діаграмах деформування може спостерігатися циклічне зміцнення, з іншого боку, може збільшуватися пластичність. Обидва процеси протилежно впливають на довговічність, особливо, при малоцикловій втомі.

Кількісну оцінку впливу чинника непропорційності можна здійснити за моделлю Itoh – Sakane [78, 81]. Ключовий параметр цієї моделі відіграє роль коефіцієнта обтяження і визначається як:

$$k_{IS} = 1 + \eta f_{NP} . \quad (2.10)$$

Тут коефіцієнт η показує чутливість матеріалу до NP - навантаження. Він залежить від розміру відносної зони зміцнення, яка визначається за поточними значеннями меж міцності σ_B і σ_Y :

$$\eta = 1.25S \left(\frac{\sigma_B - \sigma_Y}{\sigma_B} - 0.1 \right) . \quad (2.11)$$

Для металів з гранецентрованою кристалічною решіткою $S=1$, для об'ємноцентрованих металів $S=2$.

Параметр Itoh – Sakane рекомендовано застосовувати разом із коефіцієнтом обтяження в деформаційній трактові $k_{\varepsilon(\gamma)}$. Тоді, враховуючи нахил кривих втоми для деформаційних критеріїв $m_{\varepsilon(\gamma)}$, формула (2.5) трансформується для умов NP-навантаження:

$$N_{\Sigma eq} = \left(k_{\varepsilon(\gamma)} k_{NP} \right)^{-m_{\varepsilon(\gamma)}} N_B . \quad (2.12)$$

Параметр Itoh – Sakane є більшим од одиниці, тому наведена модель придатна для тих випадків, коли NP - навантаження негативно впливає на довговічність.

За підсумком цього стислого аналізу можна зробити наступні зауваження, які потрібні для розуміння подальших розробок [7]: 1. Методи еквівалентування СНС не дають чіткої відповіді, для яких процесів навантаження – статичних або циклічних, пропорційних або непропорційних – вони придатні. Особливо ця проблема гостро відчувається користувачами міцнісних моделей – конструкторами і ремонтниками (designers and maintenance staff). 2. Моделі багатовісної втоми не працюють при $\tau_R/\sigma_R < 0.5$. 3. Залишається проблематичною експериментальна перевірка моделей багатовісної втоми, оскільки потребує створення спеціального випробувального обладнання [72, 75]. Тому є актуальними способи і методики, які дають змогу спростити імітацію СНС. 4. Методи еквівалентування за нормальними напруженнями, які ґрунтуються на класичних теоріях міцності, є малоефективними для прогнозування довговічності при багатовісній втомі. Це обумовлено тим, що процеси зародження тріщин не контролюються нормальними напруженнями, а пов'язані із зсувом. Тому критерії дотичних напружень і деформацій є більш ефективними, оскільки пов'язані з природою втоми. В цьому аспекті, поширене серед користувачів програм скінчених елементів еквівалентування за Мізесом безкорисне при прогнозуванні ресурсу, як на стадії зародження, так і на стадії зростання тріщини.

Аналогічний, але менш категоричний висновок відносно застосування критерія Мізеса зроблено в дослідженнях, які аналізують витривалість при багатовісній втомі [79]. Тут ретельно розглянуті причини неспроможності традиційної моделі і не рекомендують її використання у випадках:

- а) домінування дотичних напружень (а це і є стадія зародження тріщини),
- б) коли $\tau_R/\sigma_R < 0.577$,
- в) якщо матеріал чутливий до непропорційного навантаження.

Навіть за умов двовісного розтягання критерій Мізеса прогнозує зайве оптимістичний результат.

2.4 Матеріали та методи досліджень

2.4.1 Модель довговічності при багатовісній втомі на підставі об'єднання індексів безпеки

Принцип об'єднання ресурсних індексів безпеки, за допомогою якого вирішується проблема багатовісної втоми, передбачає представлення навантаження як комбінацію окремих процесів. Схожий підхід сповідується в так званому способі «проекція за проекцією» ("Projection-by-Projection") [82]. В залежності від типу цього процесу (стаціонарний, нестаціонарний, випадковий) визначається довговічність або її функція розподілу.

Небезпечні місця BS потерпають від циклічних нормальних і дотичних напружень. На стадії зростання дефекту такі умови провокують руйнування змішаного типу, коли водночас спостерігаються I, II і III моди. Для змішаного руйнування авторами було розроблено, так званий, метод «чистих мод» (pure modes), який було застосовано для оцінки живучості (survivability) листопрокатних валків, а також станів клітей трубопрокатного агрегату [4]. Метод полягає в тому, що спочатку визначають криві живучості для окремих чистих (pure) мод, після чого за певним алгоритмом об'єднання визначається

число циклів зростання до критичного розміру тріщини. Таку ідею запропоновано здійснити в алгоритмі визначення числа циклів навантаження до появи тріщини.

Згідно правила об'єднання ресурсних індексів безпеки довговічність при нестационарному процесі N_Σ визначається через довговічності при стаціонарних процесах N_i як [8]:

$$N_\Sigma = \frac{1}{\sum \left(\frac{U_i}{N_i} \right)}. \quad (2.13)$$

Для циклічних процесів критичність U_i визначається через відносну тривалість дії процесу c_i , який відповідає рівню навантаженості блоку. Також значимість залежить від внутрішньо блокового накопиченого пошкодження a_0 [7, 8]. Його величина, як правило, знаходиться в діапазоні $a_0=0,2...2,0$ і визначає небезпеку процесу. Чим менша величина a_0 , тим інтенсивніше протікає деградаційний процес, тим він небезпечніше. Отже:

$$U_i = \frac{c_i}{a_0}. \quad (2.14)$$

Величина a_0 залежить від форми блоку і є однаковою для рівнів, тому можна записати:

$$N_\Sigma = \frac{a_0}{\sum \left(\frac{c_i}{N_i} \right)}. \quad (2.15)$$

Стосовно сумісної дії двох процесів навантаження, які призводять до виникнення нормальних і дотичних напружень, формула (2.15) трансформується як (рис. 2.2, b):

$$N_{\Sigma m} = N_{eq} = \frac{aN_B N_A}{c_B N_A + c_A N_B} = aN_m = k_N N_B. \quad (2.16)$$

В даному випадку розрахункова довговічність $N_{\Sigma m}$ відповідає комбінованому (змішаному) навантаженню, а довговічності N_B і N_A відповідають чистому навантаженню при базовому (B) і додатковому (A) процесі навантаження. За базовий процес можна прийняти циклювання нормального напруження, а за додатковий – циклювання дотичного напруження. Тоді $N_B = N_\sigma$, $N_A = N_\tau$. Принципова різниця між традиційними методами еквівалентування (рис. 2.2, а) і запропонованою моделлю видна на рис. 2.2, б та с (2.16). Тут об'єднуються (amalgamating) не показники напружено-деформованого стану, а безпосередньо відповідні їм довговічності (lifetime).

Відносна тривалість дії (relative duration) процесів c_i визначається їхньою частотою f : $c_B/c_A = f_B/f_A$. Для базового процесу приймають $c_B = 1$ і вже розрахунок ресурсу ведеться для його частоти. Слід зауважити, що на відміну від нестационарного навантаження, при комбінованому навантаженні сума величин c_i не обов'язково дорівнює одиниці. Тобто, $\sum c_i \neq 1$. Для синфазного пропорційного процесу $f_B = f_A$ і $c_B = c_A = 1$. Зважаючи на врахування частот процесів, в запропонованій моделі непропорційне навантаження розглядається як навантаження із зсувом фаз.

Змінність величини a пов'язана, в першу чергу, з особливостями поведінки функції (2.15), (2.16). Величина a залежить від співвідношення N_B/N_A . При $N_B/N_A \rightarrow 0$, тобто $N_A \gg N_B$ маємо $N_\Sigma \rightarrow N_B$ і $a \rightarrow 1$. В протилежному випадку, коли $N_A/N_B \rightarrow 0$ ($N_B \gg N_A$), $N_\Sigma \rightarrow N_A$, також маємо $a \rightarrow 1$. Між цими крайніми положеннями, коли довговічності N_A і N_B одного порядку, величина a убуває до мінімуму, після чого зростає. Можна представити функцію $a(N_B/N_A)$ як шматково-лінійну. Відношення довговічностей N_B/N_A залежить від відношення напружень базового і додаткового процесів. В проведених експериментах таке відношення напружень регулювалося через коефіцієнт плеча γ_L . Для зразків прямокутного

перетину він складає $\gamma_L = \sigma/3\tau$. Тому функцію $a(N_B/N_A)$ можна представити як функцію $a(\gamma_L)$:

$$a = 1 + \alpha_B \gamma_L, \quad (2.17)$$

де α_B – інтенсивність зміни граничного накопиченого пошкодження від базового процесу.

Для несинфазного навантаження функцію $a(\gamma_L)$ необхідно коригувати за допомогою параметру Itoh-Sakane P_{IS} , який пов'язаний з коефіцієнтом непропорційності [77, 78]. Він відіграє роль коефіцієнту обтяження і аналогічно (2.2) маємо:

$$a = P_{IS}^{-m} (1 + \alpha_B \gamma_L). \quad (2.18)$$

Якщо додатковий процес навантаження є статичним, то маємо ситуацію $N_A \gg N_B$, $N_\Sigma \rightarrow N_B$. Але в цьому випадку величина a залежить від відносного до межі плинності напруження додаткового процесу $\bar{\sigma}$ або $\bar{\tau}$. Тоді формули (2.16), (2.17) перетворюються як:

$$\text{при } N_A = N_\tau \quad a = 1 - \alpha_A \bar{\sigma}, \quad (2.19)$$

$$\text{при } N_A = N_\sigma \quad a = 1 - \alpha_A \bar{\tau}, \quad (2.20)$$

де α_A – інтенсивність зміни граничного накопиченого пошкодження від додаткового процесу.

За даними роботи [83] $\alpha_A = 0.5 \dots 0.8$. Однак в цілому, вплив статичної добавки є дещо складнішим і залежить від типу деформації. Вплив статичного розтягування на циклічну довговічність є значно сильнішим, аніж статичного крутіння. Статичне стискання навіть збільшує втомну міцність. З презентації [69]

виявляється, що $\alpha_A = 0.25 \dots 0.3$ для додаткового процесу у вигляді розтягування, і $\alpha_A = -(0.3 \dots 0.4)$, якщо додатковий процес у вигляді статичного стискання. При $N_A = N_T$ маємо $\alpha_A = 0 \dots 0.25$. Це підтверджує відомий висновок про незначимість напружень крутіння при затягування болтів на їхню довговічність.

2.4.2 Багатовісна втома при триточковому згині

Ряд особливостей, які найбільш яскраво проявляються для призматичних зразків, був виявлений авторами при випробуваннях різних сталей на триточковий вигин [84, 85]. Для досліджень була обрана в'язка сталь 09Г2 (09G2) (межа міцності $\sigma_B = 462 \text{ МПа}$, межа плинності $\sigma_Y = 328 \text{ МПа}$, відносне звуження $\psi = 0.56$), яка широко застосовується для виготовлення BS. На контраст від неї також досліджена термооброблена сталь 40Х (40Н) ($\sigma_B = 1480 \text{ МПа}$, $\sigma_Y = 1180 \text{ МПа}$, $\psi = 0.43$), яка використовується для виготовлення відповідальних елементів конструкцій. Досліджувався вплив відстані між опорами зразка (довжина прольоту) на опір втомі при триточковому згині. Цей фактор характеризується коефіцієнтом плеча (кратністю прольоту) γ_L у вигляді відношення висоти зразка h до півдовжини прольоту (плеча) $L/2$ (рис. 2.7).

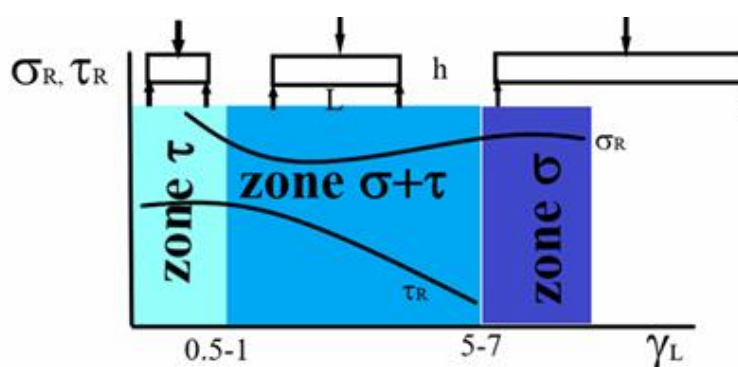


Рис. 2.7 - Загальні закономірності зміни меж втоми (fatigue limit), виражених через нормальні σ_R і дотичні τ_R напруження при варіювання кратності прольоту

Величина γ_L характеризує співвідношення діючих дотичних і нормальних напружень τ/σ . При $\gamma_L \rightarrow 0$ поведінка матеріалів наближається до умов чистого зсуву ($\tau > 0, \sigma \rightarrow 0$), а при $\gamma_L > 5$ характеристики опору втомі наближені до чистого згину ($\sigma > 0, \tau \rightarrow 0$). В проміжних випадках спостерігається комбінований напружений стан ($\tau + \sigma$, рис. 2.7) [84, 85].

Попередньо було проведено випробування при двох рівнях кратності прольоту γ_L . З його зниженням та підвищенням градієнта напружень змінюються закономірності зростання тріщин. Зародившись на нижній грані зразка, вони інтенсивніше зростають у висотному напрямі, ніж по ширині. В широтному напрямі тріщини зростають інтенсивніше при наближенні до умов чистого згину, коли $\gamma_L \rightarrow 5$. Така особливість пояснюється збільшенням внеску зсувних напружень в напружений стан при зменшенні величини γ_L .

Ще одна особливість поведінки матеріалів при поперечному згині пов'язана зі зростанням циклічної міцності при скороченні прольоту, якщо за критерій використовувати нормальні напруження. Границі витривалості до появи тріщини σ_R , виражені в максимальних умовно пружних напруженнях циклу, зростають приблизно на 20%. Наприклад, для сталі 40Н спостерігається збільшення довговічності, практично, на порядок при переході від $\gamma_L = 2$ до $\gamma_L = 1$.

Якщо криву втоми представити рівнянням

$$\sigma N^{\frac{1}{m_\sigma}} = 10^{C_\sigma}, \quad (2.21)$$

то її параметри такі:

- сталь 09G2 - $m_\sigma = 6, C_\sigma = 3.75$ ($\gamma_L = 2.5$) ; $m_\sigma = 6, C_\sigma = 3.83$ ($\gamma_L = 1$),
- сталь 40Н - $m_\sigma = 9.3, C_\sigma = 3.55$ ($\gamma_L = 2.0$) ; $m_\sigma = 9.3, C_\sigma = 3.60$ ($\gamma_L = 1$).

Аномальність такої поведінки складно пояснити з позицій класичних теорій міцності, в яких еквівалентуються нормальні напруження. Якщо звернутися до (2.5), (2.6), то коефіцієнт обтяження k_σ є пропорційним до відношення τ/σ . Його

збільшення призводить до збільшення еквівалентного напруження σ_{eq} , що дає зменшення довговічності $N_{\Sigma eq}$ (рис. 2.2, а). Для зразків прямокутної форми відношення $(\tau/\sigma)=(1/3 \gamma_L)$ є оберненим до величини γ_L . Тому збільшення останньої за (2.5) веде до зменшення σ_{eq} і до збільшення $N_{\Sigma eq}$. По факту, спостерігається протилежна картина.

Натомість, розглянуте явище легко пояснити з позицій сучасних критеріїв, в яких еквівалентуються дотичні напруження. Наприклад, за критерієм Findley дотичне еквівалентне напруження τ_{eq} збільшується разом із величиною γ_L що призводить до зменшення результуючої довговічності $N_{\Sigma eq}$. Що і спостерігається фактично. Тому отримані криві втоми варто перебудувати для дотичних напружень у вигляді:

$$\tau N^{\frac{1}{m_\tau}} = 10^{C_\tau}. \quad (2.22)$$

Параметри цього рівняння такі:

- сталь 09G2 - $m_\tau=6$, $C_\tau=2.88$ ($\gamma_L=2.5$) ; $m_\tau=6$, $C_\tau=3.35$ ($\gamma_L=1$),
- сталь 40Н - $m_\tau=9.3$, $C_\tau=2.77$ ($\gamma_L=2.0$) ; $m_\tau=9.3$, $C_\tau=3.12$ ($\gamma_L=1$).

З наведених даних видно, що при варіюванні величини γ_L нахил кривих втоми залишається однаковим: $m_\sigma=m_\tau=m$. Окрім того, стає прогнозованою поведінка матеріалу при опорі багатовісній втомі: функція межі втоми від коефіцієнта плеча $\tau_R(\gamma_L)$ монотонно убиває (рис. 2.7). Тому задачею втомних випробувань при триточковому згині постає отримання рівняння цієї функції. В такому разі з'являється можливість прогнозування ресурсу при СНС.

Всі ці міркування можуть стати неспроможними, якщо згадати, що теоретично матеріал в руйнівному перетині зразка перебуває в стані чистого згину і не відповідає умовам СНС. Але слід також зауважити, що з обох боків серединного перетину діють максимальні зсувні напруження (shear stress). Вони впливають на зародження і розвиток тріщин. До того ж, як з'ясовано новітніми дослідженнями, тріщина виникає на деякій відстані від серединної площини або кореня надрізу (notch tip), де очікується руйнування [81].

2.5 Результати досліджень

На додачу до попередніх досліджень було проведено втомні випробування тих же зразків при $\gamma_L=0.5$ і $\gamma_L=5$. Випробування були проведено на гідропульсаторі при асиметрії $R_\sigma=0.1$ і частоті 15 Гц. Було отримано параметри кривих втоми C_σ і C_τ . З отриманих функцій цих параметрів від величини γ_L проглядаються ті тенденції, що наведені в попередньому розділі (рис. 2.8). Для функції $C_\sigma(\gamma_L)=C_{\sigma\gamma}$ аналітичну форму знайти не вдалося. Натомість функція $C_\tau(\gamma_L)=C_{\tau\gamma}$ з високою кореляцією може бути представлена поліномом другого ступеня (рис. 2.8). Аналогічною функцією може бути представлена залежність межі втоми $\tau_{R\gamma}$ від величини γ_L (рис. 2.9).

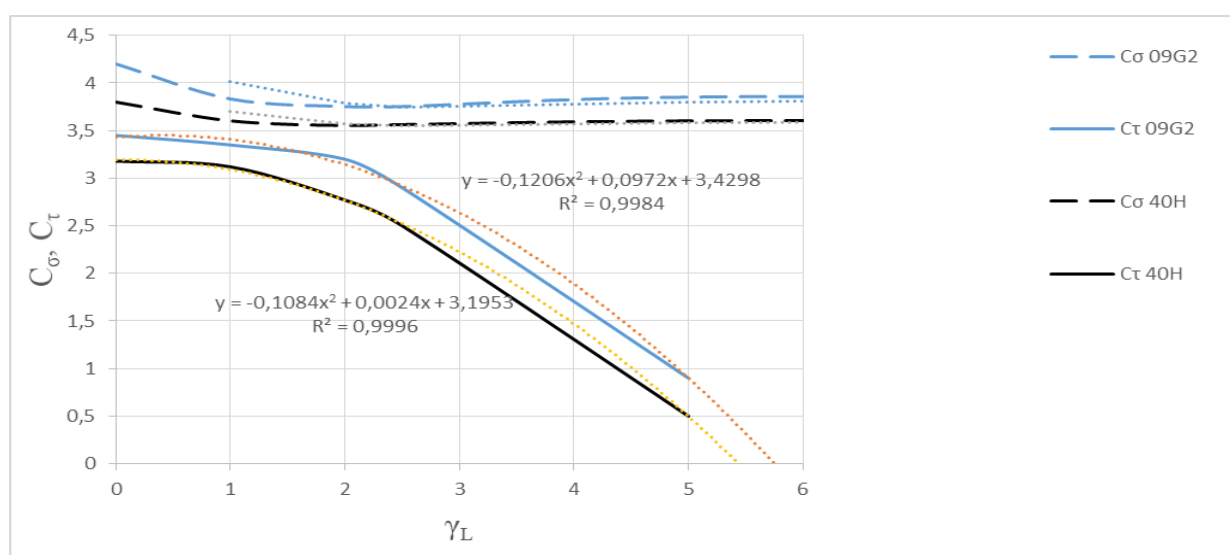


Рис. 2.8 - Взаємозв'язок між коефіцієнтом плеча γ_L і параметрами рівняння багатоциклової втоми для нормальних C_σ (пунктир) та дотичних напружень C_τ (суцільна)

Для узагальнення результатів випробувань параметри опору втомі при СНС віднесено до параметрів, отриманих при чистому згині, за який прийнято результати при $\gamma_L = 5$: σ_R і C_σ (рис. 2.9). З цих результатів видно, що функцію $\tau_{R\gamma}$ для двох обраних сталей можна представити єдиним рівнянням (рис. 2.10):

$$\frac{\tau_{R\gamma}}{\sigma_R} = 0.385 - 0.011\gamma_L - 0.0445\gamma_L^2. \quad (2.23)$$

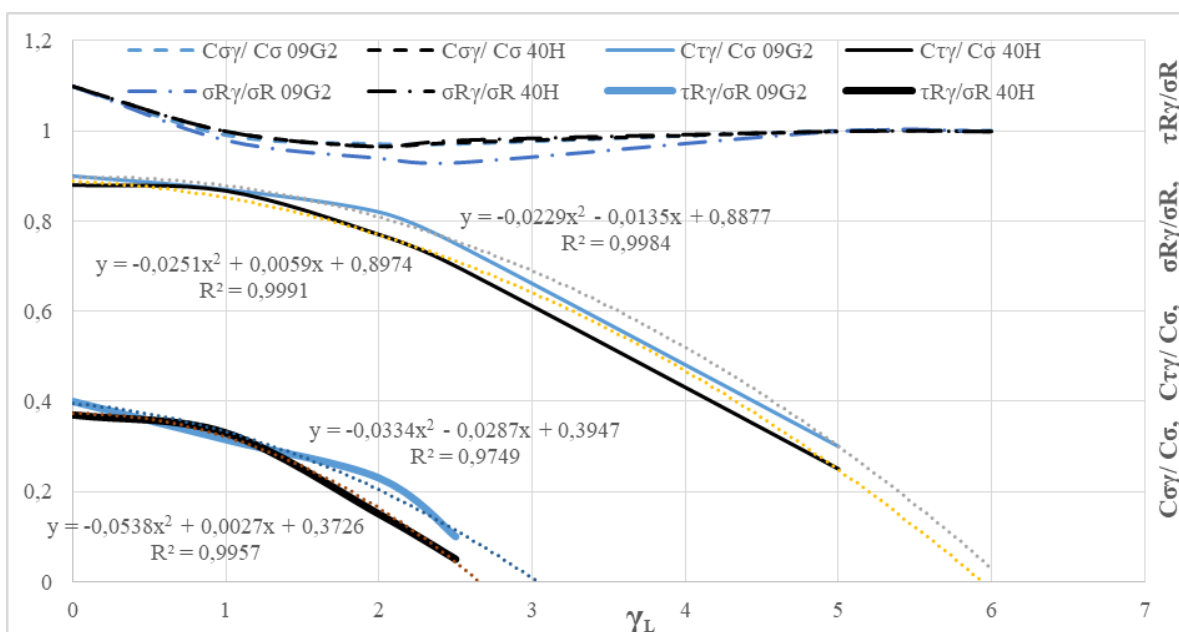


Рис. 2.9 - Функції параметрів $C_{\sigma\gamma}$, $C_{\tau\gamma}$, меж втоми $\sigma_{R\gamma}$, $\tau_{R\gamma}$, віднесені до параметрів опору втоми при чистому згині ($\gamma_L=5$) C_σ і σ_R

Перший вільний член цього рівняння є відношенням меж втоми при чистих типах деформування $\tau_R/\sigma_R=0.385$. Тому представлене рівняння можна узагальнити як (рис. 2.10):

$$\frac{\tau_{R\gamma}}{\sigma_R} = \frac{\tau_R}{\sigma_R} k_\tau = \frac{\tau_R}{\sigma_R} (1 - \delta_1 \gamma_L - \delta_{11} \gamma_L^2) \quad \text{або} \quad (2.24)$$

$$\frac{\tau_{R(\tau+\sigma)}}{\sigma_R} = \frac{\tau_R}{\sigma_R} \left(1 - \delta_{1(\tau+\sigma)} \frac{\tau}{\sigma} - \delta_{11(\tau+\sigma)} \left(\frac{\tau}{\sigma} \right)^2 \right). \quad (2.25)$$

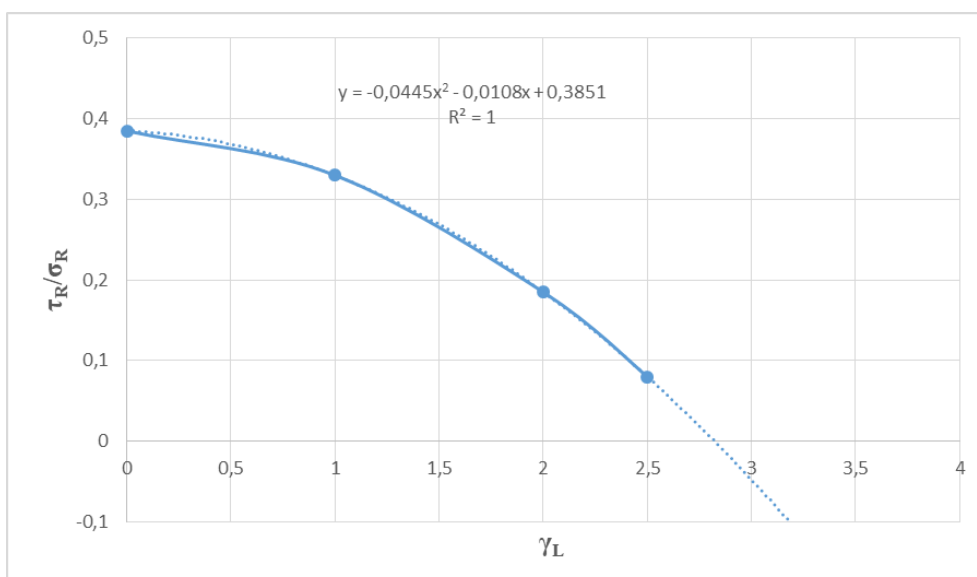


Рис. 2.10 - Узагальнена модель (2.23), для визначення співвідношення меж втоми $(\tau_R/\sigma_R)_\gamma$ при СНС

В (2.24), (2.25) коефіцієнт обтяження κ_τ виражено як поліном другого ступеню (табл. 2.1). Рівняння дійсне, коли $\gamma_L < 2.5$. Індекс γ позначає змішаний характер деформування $\tau + \sigma$. В (2.25) через τ та σ показані діючі напруження циклу (амплітудні або максимальні). За допомогою одного з цих рівнянь можна визначати криві втоми при будь-якому співвідношенні τ/σ чи γ_L за результатами випробувань при одній величині γ_L .

Таблиця 2.1 - Коефіцієнти поліноміальних моделей κ_τ

Коефіцієнт	Модель			
	$(\tau_{R\gamma}/\sigma_R),$ (2.24)	$(\tau_{R(\tau+\sigma)}/\sigma_R),$ (2.25)	$C_{\tau\gamma},$ (2.26), сталь 09G2	$C_{\tau\gamma},$ (2.26), сталь 40Н
δ_1	0.028	0.01	-0.028	0.035
δ_{11}	0.116	0.013	-0.00075	0.034
$\tau_R/\sigma_R, C_\tau$	0.385	0.385	3.43	3.195

Аналогічну форму мають індивідуальні моделі для визначення параметрів кривих втоми $C_{\tau\gamma}$, які пов'язані із параметром C_τ для чистого деформування (рис. 2.8, 2.9, табл. 2.1):

$$C_{\tau\gamma} = C_\tau \cdot k_\tau. \quad (2.26)$$

2.6 Обговорення результатів

2.6.1 Зв'язок між накопиченим пошкодженням і коефіцієнтом обтяження

Накопичене пошкодження a має зміст коефіцієнта обтяження по довговічності k_N . Останній в свою чергу є пов'язаним з коефіцієнтом обтяження по напруженням k_σ , як це показують (2.2), (2.16). Маючи експериментальні дані про довговічність при змішаному деформуванні $N_{\Sigma exp}$, можна знайти фактичні значення a :

$$a = \frac{N_{\Sigma exp}}{N_{\Sigma m}}. \quad (2.27)$$

Виразивши довговічності $N_{\Sigma exp}$ і $N_{\Sigma m}$ з рівнянь кривих втоми (2.22), позначивши

$$n_\sigma = 10^{C_\sigma} / \sigma, \quad n_\tau = 10^{C_\tau} / \tau,$$

перетворюємо (2.27) як:

$$a = k_\tau^m \frac{n_\tau^m + n_\sigma^m}{n_\sigma^m}. \quad (2.28)$$

Після логарифмування цього виразу маємо проміжний висновок

$$\lg a = m \lg k_{\tau} + \lg(n_{\sigma}^m + n_{\tau}^m) - m \lg n_{\sigma}^m. \quad (2.29)$$

Використав правило для логарифма суми, спростуємо цей вираз:

$$\lg a = m \lg k_{\tau} + \lg \left[1 + \left(\frac{n_{\tau}}{n_{\sigma}} \right)^m \right]. \quad (2.30)$$

Замінюючи дріб в цій формулі для зразків прямокутного перетину отримуємо:

$$\lg a = m \lg k_{\tau} + \lg \left(1 + 10^{-m \lg 3 \gamma_L} \cdot (3 \gamma_L)^m \right). \quad (2.31)$$

Другий доданок в цій формулі є незмінним і дорівнює 0.3. Оскільки величина k_{τ} є меншою от одиниці, перший доданок буде негативним. Тоді функція $\lg a$ буде спадною з інтенсивністю, яка відповідає параметру нахилу кривої втоми. Функція (2.31) буде дійсною там, де працює функція $k_{\tau}(\gamma_L)$, тобто при $\gamma_L < 2 \dots 2.5$. Тоді остаточно маємо [86]

$$a = 10^{0.3 + m \lg k_{\tau}}. \quad (2.32)$$

До такого висновку можна було б прийти після виразу (2.30), враховуючи, що $n_{\tau} = n_{\sigma}$. Це є наслідком пропорційного навантаження, коли одне джерело навантаження призводить до декількох процесів циклічного деформування. Характер і діапазон зміни максимального (на момент граничного стану) накопиченого пошкодження наведено на графіках $a - k_{\tau}$ (рис. 2.11). Як видно з (2.32), величина a не залежить від абсолютного рівня напружень, передбачаючи, незмінність параметра нахилу m при переході від «чистого» деформування до комбінованого.

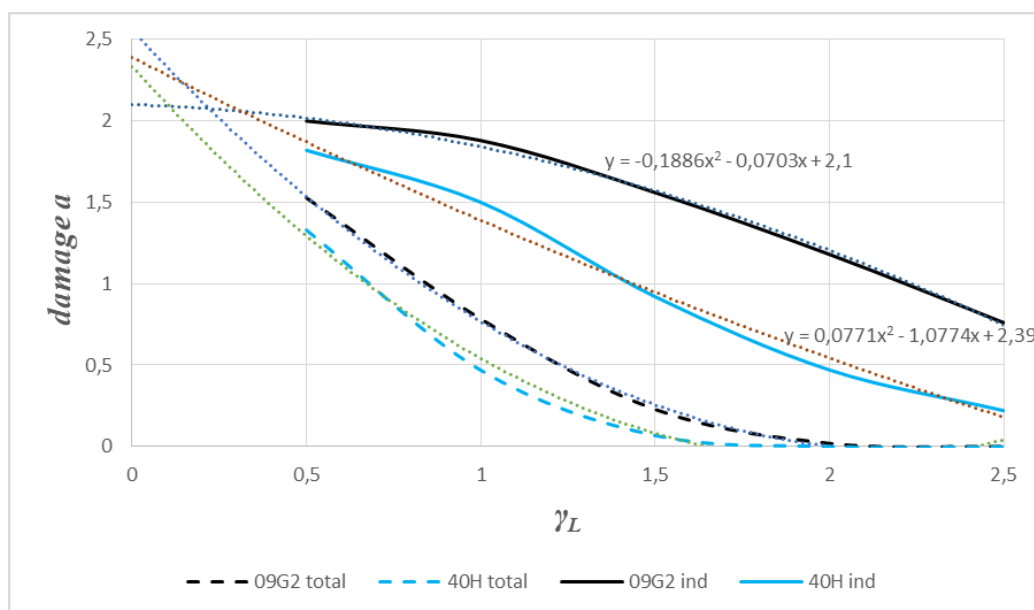


Рис. 2.11 - Залежність пошкодження на момент тріщиноутворення від співвідношення діючих τ/σ (задано через коефіцієнт γ_L), знайдених за узагальненими (total) (2.24) і індивідуальними (ind) (2.26) моделями коефіцієнтів обтяження для сталей 09G2 і 40H

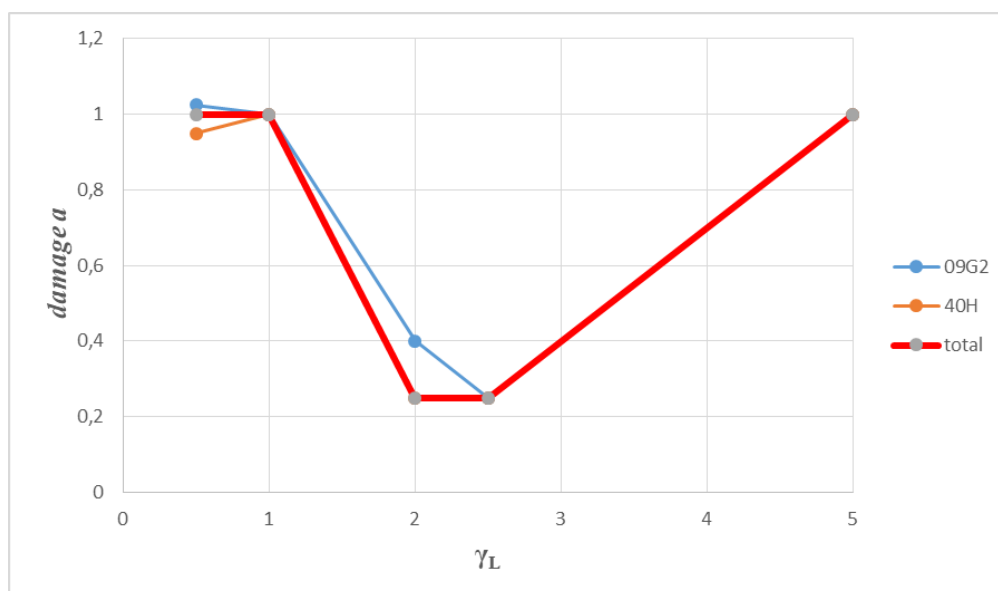


Рис. 2.12 - Схематична зміна накопиченого пошкодження в моделях довговічності (2.16), (2.17)

Зміну накопиченого пошкодження a можна представити також як функцію $a(N_B/N_A)$ за моделлю (2.17) (рис. 2.12). Принципи її побудови були наведено в підрозділі 2.4 цього розділу. Ця модель є більш консервативною порівняно з моделями на підставі коефіцієнтів обтяження (2.24) і враховує ділянку зростання. Тобто, діапазон дії моделі є більш широким.

Параметри узагальненої (total, рис. 2.12) шматково-лінійної функції $a(\gamma_L)$ моделі (2.17): $a_B = -0.75$ (при $\gamma_L = 1 - 2$), $a_B = 0.3$ (при $\gamma_L = 2.5 - 5$). На решті ділянок (зокрема, в середині) накопичене пошкодження, практично, не змінюється і відповідає схемі на рис. 2.12.

2.6.2 Шляхи застосування моделі багатовісної втоми

Мотив, який спонукав до розробки моделі багатовісної втоми на підставі правила об'єднання RSI, пов'язаний з методом «чистих мод», який був застосований для прогнозування живучості при змішаному руйнуванні. В результаті дійсних досліджень було з'ясовано, що для визначення параметрів рівнянь втоми при чистих типах деформування бажано отримати модель коефіцієнтів обтяження (2.24) - (2.26). Якщо відома їхня форма, то довговічність при комплексному навантаженні можливо визначати безпосередньо за параметрами цього режиму. Тобто, в такій ситуації метод «чистих мод» є зайвим.

Але він є необхідним, якщо відома тільки крива втоми для, так би мовити, «чистого» поперечного згину ($\tau \rightarrow 0$, $\gamma_L = 4 - 6$). Тоді потрібно скористатися отриманим співвідношенням $\tau_R/\sigma_R = 0.385$ для визначення кривої втоми при «чистому» зсуві. Далі для параметрів режиму комбінованого деформування за (2.16) визначається довговічність. При цьому необхідно застосувати одну з моделей (або (2.17), або (2.32)) накопиченого пошкодження.

Але якщо вже є початок користування моделлю (2.24) у вигляді її частини $\tau_R/\sigma_R = 0.385$, то варто продовжити це робити за рахунок коефіцієнта обтяження k_τ . В такому випадку відпадає потреба в моделях накопиченого пошкодження.

Для надійного прогнозування ресурсу конструкцій, виготовлених з матеріалів, властивості яких суттєво різняться від досліджених, треба провести комплекс випробувань, аналогічний наведеному. Для цього можна скористуватися методом втомних випробувань на три точковий згин за умов варіювання кратності прольоту або коефіцієнта плеча. Метод полягає в проведенні втомних випробувань при коефіцієнті плеча $\gamma_{L0}=4 - 6$ і отриманні параметрів кривої втоми (2.21) (рис. 2.13). Після цього потрібно випробувати зразки ще при 2 - 3 значеннях коефіцієнта плеча $\gamma_{L1}=2 - 2.5$, $\gamma_{L2}=1 - 1.5$ і отримати параметри рівняння кривої втоми для дотичних напружень (2.22). Далі можна віднайти параметри функцій обтяження (2.24) - (2.26) (рис. 2.13).

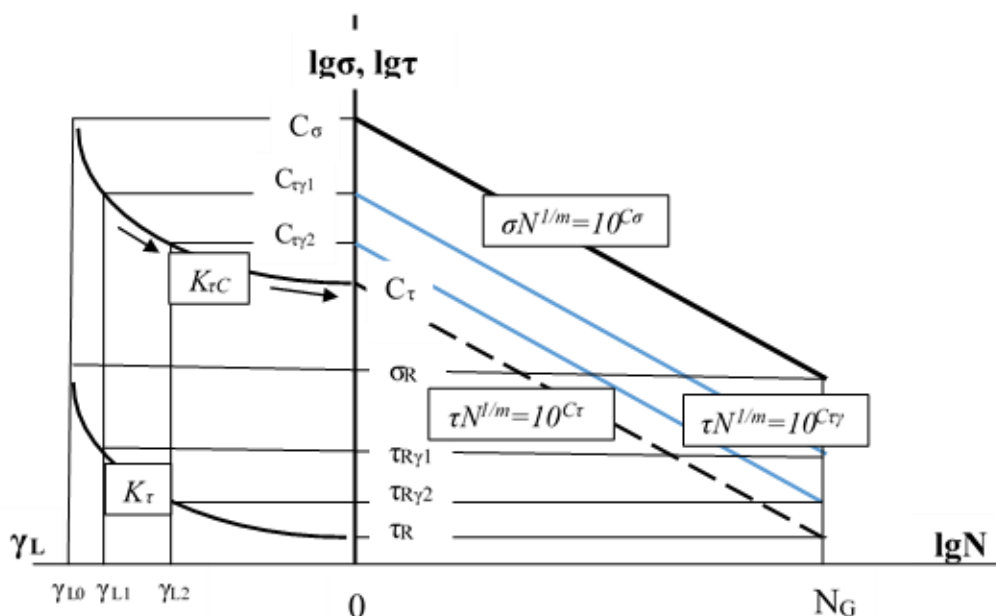


Рис. 2.13 - Схема алгоритму знаходження функцій обтяження K_τ , $K_{\tau C}$ за результатами випробувань на триточковий згин при варіюванні кратності зразка

Внаслідок незмінності параметру нахилу кривої втоми суттєво зменшується кількість випробувань. На кожному випробувальному параметрі γ_{Li} можна обмежитися одним рівнем навантаження. Перевагою методу є можливість отримання характеристик опору втоми при чистому зсуві, не доводячи зразок до такого напруженого стану. Це здійснюється завдяки екстраполяції функції

обтяження до величини $\gamma_L=0$ (стрілки, рис. 2.13). В результаті на звичайних випробувальних машинах, при достатньо простих методиці випробувань і конструкції зразків можна отримати всі необхідні дані для врахування сумісної дії нормальних і дотичних напружень.

Висновки по 2 розділу

1. Підтверджена здатність правила об'єднання ресурсних індексів безпеки прогнозувати довговічність при багатовісній втомі. При цьому комбіноване навантаження розглядається як композиція окремих простих процесів циклічного деформування зі своїми параметрами. Це дає змогу використовувати характеристики опору втомі для простих (чистих) типів деформування, не вдаючись до унікальної та складної випробувальної техніки. Застосування методу індексу безпеки дає можливість оцінювати ресурс для будь-якого рівня надійності. Запропонована модель дає змогу враховувати форму циклу і тип процесу.

2. Знайдено пояснення поведінки матеріалів при поперечному згині в умовах зміни коефіцієнта плеча. При цьому опір багатовісній втомі контролюється критеріями на підставі дотичних напружень. Підтверджена можливість отримання параметрів моделі багатовісної втоми при випробуваннях на триточковий згин за умов варіювання кратності зразка.

3. Моделі багатовісної втоми не працюють при $\tau_R/\sigma_R < 0.5$. Залишається проблематичною експериментальна перевірка моделей багатовісної втоми, оскільки потребує створення спеціального випробувального обладнання. Тому є актуальними способи і методики, які дають змогу спростити імітацію СНС. Методи еквівалентування за нормальними напруженнями, які ґрунтуються на класичних теоріях міцності, є малоефективними для прогнозування довговічності при багатовісній втомі. Це обумовлено тим, що процеси зародження тріщин не контролюються нормальними напруженнями, а пов'язані із зсувом. Тому критерії дотичних напружень і деформацій є більш ефективними, оскільки пов'язані з

природою втоми. В цьому аспектові, поширене серед користувачів програм МСЕ еквівалентування за Мізесом безкорисне при прогнозуванні ресурсу, як на стадії зародження, так і на стадії зростання тріщини.

4. Вперше розроблена модель довговічності багатовісної втоми на підставі правила об'єднання ресурсних індексів безпеки. В її форматі знайдена модель коефіцієнтів обтяження для комбінованої дії дотичних і нормальних напружень у вигляді поліному другого ступеню. Вирішена задача взаємозв'язку між накопиченим пошкодженням і коефіцієнтом обтяження. Для конструкційних сталей встановлено відношення межі втоми для дотичних напружень і межі втоми для нормальних напружень згину, яке дорівнює 0.385.

5. Розроблено методику випробувань для визначення первісних даних для моделі багатовісної втоми, яка придатна для звичайних випробувальних машин і зразків простої форми. Остання перевага важлива саме для базових конструкцій, з фрагментів яких важко виготовити зразок складної форми.

6. Матеріали розділу 2 опубліковано за участю автора в роботах [4, 7, 84, 85].

РОЗДІЛ 3

Оцінка залишкового ресурсу станин робочих клітей трубопрокатного агрегату 350

Ступінь зносу основних фондів, в тому числі, в прокатному виробництві, досягає несприятливих для подальшого розвитку галузі значень. Більшість важко навантажених машин і обладнання знаходяться в експлуатації 30-50 і більше років. Наприклад, станини станів робочих клітей ТПА 350 знаходяться в експлуатації більше 80 років. Таке обладнання, застаріваючи морально і фізично, перестає відповідати сучасним технологічним запитам і вимогам щодо попередження аварійних ситуацій, пов'язаних з його руйнуванням. Аварійні ситуації, що виникають внаслідок поломки базових деталей потужних металургійних машин, можуть призвести не тільки до тривалих простоїв цілих виробничих ліній, але також часто супроводжуються людськими жертвами. Досягти поставлених завдань можливо шляхом розробки нових конструкцій агрегатів або більш глибоким розвитком, модернізацією і відновленням існуючого обладнання. При цьому оновлення всього парку важких машин в короткі терміни шляхом повної їх заміни є нездійсненним завданням.

Станини трубопрокатних агрегатів, які є найбільш відповідальними деталями, проектувалися без встановлення (регламентації) терміну служби. Зазвичай запасні станини не виробляють. Тому коефіцієнт запасу по статичній міцності в найбільш небезпечних перетинах приймали не нижче 8-10. Однак навіть такий запас міцності не завжди забезпечує безаварійну надійну роботу станини і в ряді випадків вони руйнуються, так як діючі змінні напруження виявляються вищими межі витривалості для них. Руйнування станини може відбуватися через велику концентрацію напружень, що не було оцінено належним чином при проектуванні станини, так і в результаті збільшення навантажень, пов'язаних з інтенсифікацією режимів прокатки. На підставі вищевикладеного, ставиться завдання дослідження напружено-деформованого стану існуючих станин трубопрокатного агрегату ТПА-350, використовуючи метод кінцевих

елементів, з наступними цілями:

1. Визначити місця концентрацій напружень і їх максимальні значення в досліджуваних станинах в процесі роботи стану.
2. Оцінити залишкові ресурси станин автоматичного стану і прошивного стану трубопрокатного агрегату ТПА-350, на базі яких побудувати функції надійності та ризику.
3. Дати рекомендації щодо подальшої експлуатації станини автоматичного стану ТПА-350 в контексті несучої здатності.

3.1 Технологія виробництва труб на ТПА з автомат-станами

Трубопрокатні агрегати з автоматичним станом відносяться до числа найбільш поширених для виробництва безшовних гарячекатаних труб. На таких агрегатах виробляють до 30% всіх гарячекатаних труб.

В даний час освоєно виробництво труб на ТПА з автоматичним станом з вуглецевих, середньо- і високолегованих марок сталі і сплавів, у великому обсязі виробляють труби нафтового сортаменту (бурильні, обсадні, насосно-компресорних), крекінгові, заготовки для холодного деформування.

Технологічний процес виготовлення труб включає наступні операції (рис. 3.1).

Нагріта до необхідної температури заготівля видається з печі 1 і надходить до центрувальника 2, в якому в центрі торця заготовки робиться невелике заглиблення для зменшення різнотовщинності гільз і кращого захоплення валками прошивного стану. Потім заготовка надходить в прошивний стан 3, в якому здійснюється операція прошивки заготовки в гільзу.

Після прошивки гільза надходить в автоматичний стан для проведення операції розкочування гільзи в передільну (чорнову) трубу. Після прокатки в автомат-стані на трубі утворюються риски і невеликі горби по лінії роз'єму валків. Робочі лінії агрегатів гарячої прокатки безшовних труб утворюються з послідовно розташованих декількох станів.

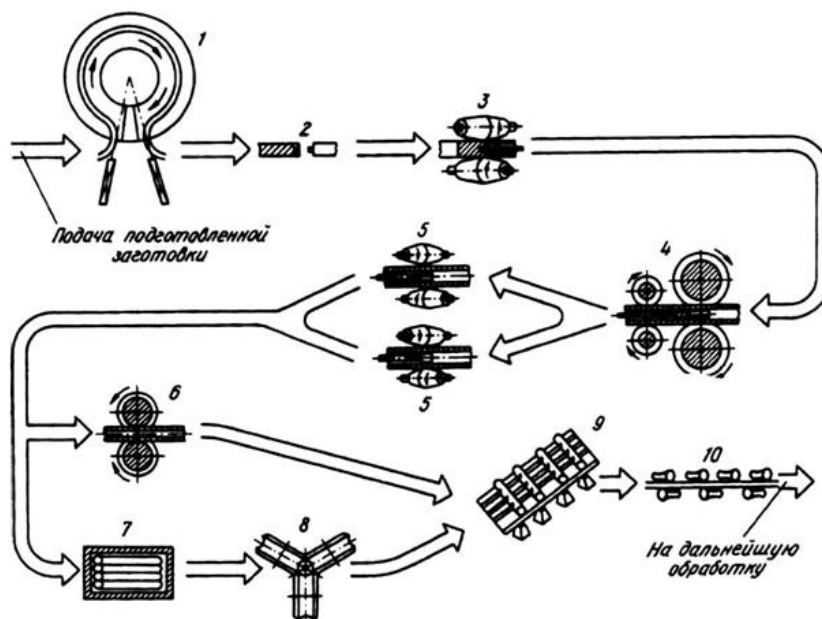


Рис. 3.1 - Схема технологічного процесу виробництва труб на ТПА з автоматичним станом: 1 - нагрів заготовок; 2 зацентровка заготовок; 3 - прошивка заготовок; 4 прокатка гільз в трубу; 5 - обкатка труб; 6 калібрування труб; 7 - проміжний підігрів труб; 8- редукування труб; 9-охолодження труб; 10 правка труб.

Прошивний стан (рис. 3.2) з індивідуальним приводом робочих валків складається з головних електродвигунів 1, універсальних шпинделів 2, робочої кліті 3 і обладнання вхідних 5 і вихідний 6 сторін.

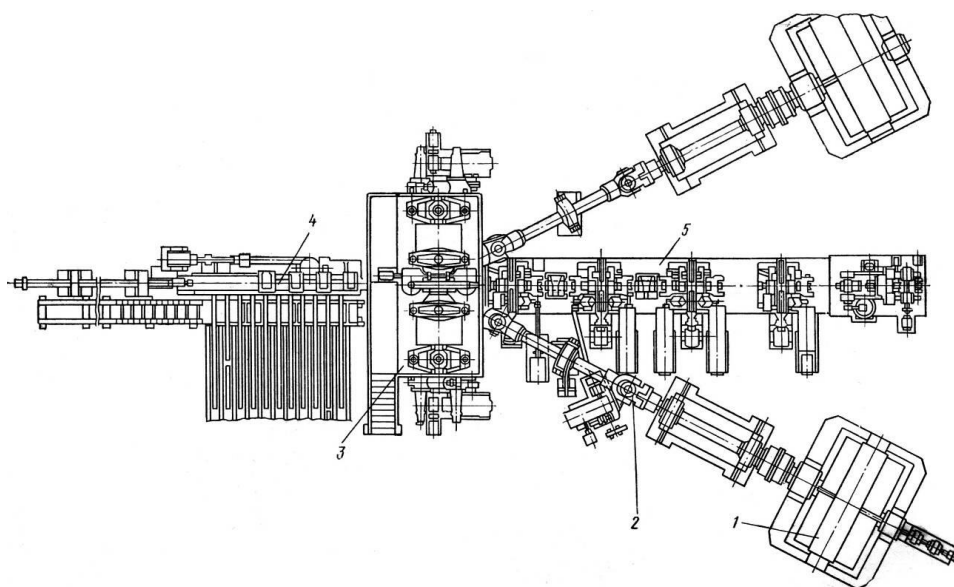


Рис. 3.2 - Головна лінія прошивного стану

Конструкція робочої кліті (рис. 3.3), в якій механізм повороту 1 барабанів 2 дозволяє плавно змінювати кут нахилу осей валків до 17° . Поворот барабанів здійснюється від електродвигунів через два черв'ячних редуктора і провідну шестерню 3, що входить в зачеплення із зубчастим вінцем 4, насадженим на барабан. Для зміни валків необхідно розгорнути барабани так, щоб валки виявилися в вертикальному положенні, після чого їх легко витягти через отвір в кришці станини. У робочому положенні барабани закріплюються механізмом стопоріння 5. Робочі валки складаються з знімною кованої бочки в кованого валу, на один кінець якого насаджена шарнірна шпindelна вилка.

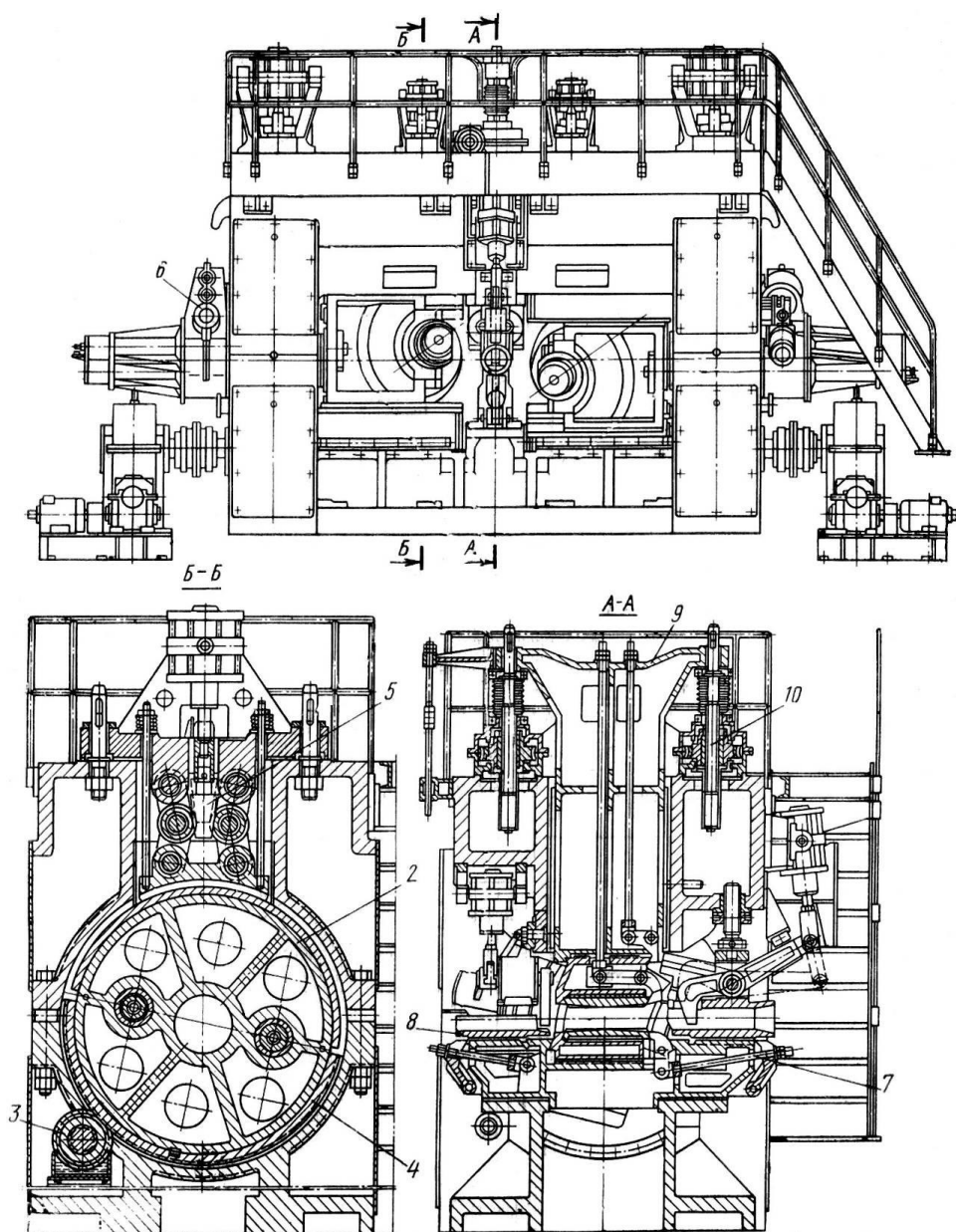


Рис. 3.3 - Робоча кліть прошивного стану

Головна лінія автоматичного стану включає робочу кліть, універсальні шпинделі, шестеренних кліть, запобіжний шпиндель, редуктор і двигун (рис. 3.4).

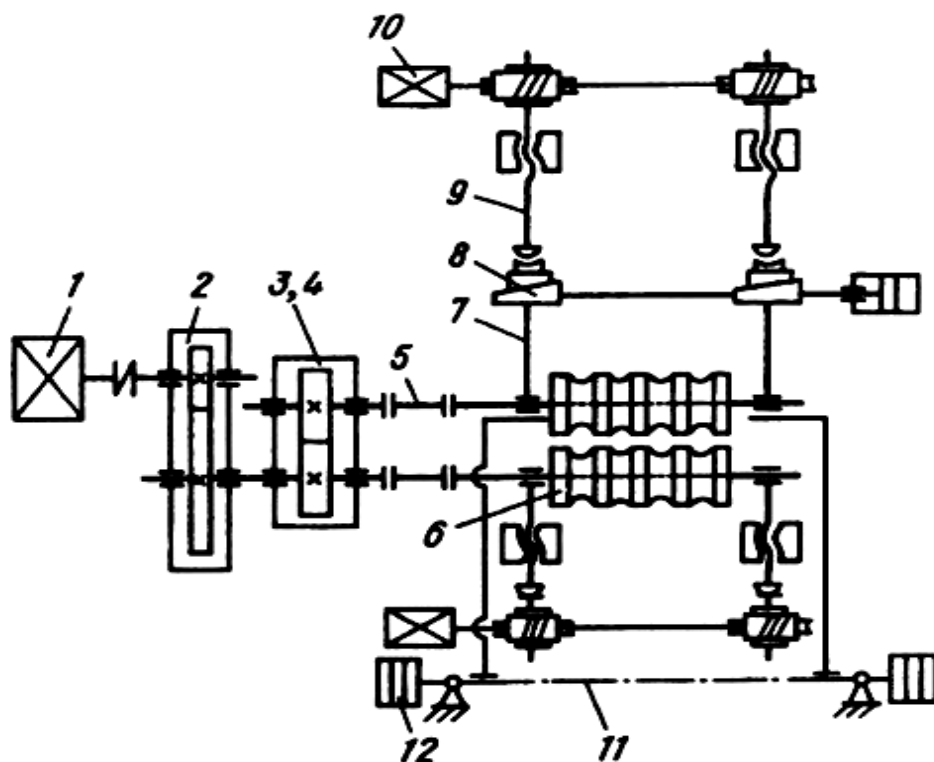


Рис. 3.4 - Схема головної лінії автомат-стану і механізмів кліті: 1 - електродвигун приводу валків 2 циліндричний редуктор; 3 - маховик (може бути відсутнім); 4 - шестеренна кліть; 5 шпиндель; 6 робочі валки; 7- натискний пристрій; 8 - клиновий механізм; 9 - натискний гвинт; 10 привід переміщення верхнього валка; 11 - урівноваження верхнього валка 12 - гідроциліндр врівноваження.

Робоча кліть автомат-стану (рис. 3.5), на відміну від кліті прошивного стану, має канонічну компоновку. Її особливість в наявності окремих натискних механізмів для верхнього і нижнього валків.

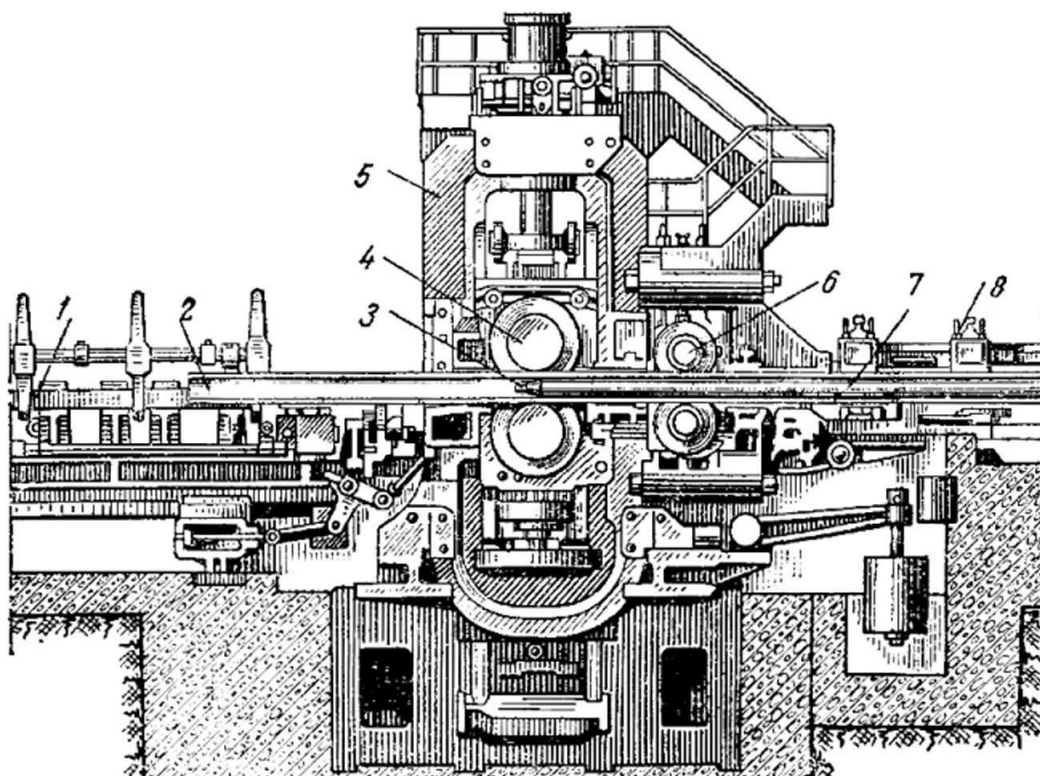


Рис. 3.5 - Робоча кліть автомат-стану: 1- передній стіл, 2 – гільза (трубна заготовка), 3- оправка, 4 – прокатні валки, 5 – станина, 6 – валки зворотної подачі, 7 – стрижень оправки, 8 – задній стіл.

3.2 Результати обстеження технічного стану станин ТПА 350

Відчуваючи небезпеку подальшої експлуатації робочих клітей, маючи їх як стримуючий чинник для поліпшення якості і точності труб, менеджмент підприємства веде активну роботу по з'ясуванню можливостей подальшої експлуатації.

3.2.1 Моніторинг просторового стану кліті автомат-стану під час прокатки

Подібний моніторинг обумовлений зміщенням кліті внаслідок динамічних навантажень. В свою чергу, така ситуація стає можливою внаслідок зношування

лап кліті і елементів системи їх кріплення Т-подібними болтами до опорних шин. Тому величина і напрямок зміщення кліті, кут її відхилення можуть слугувати діагностичною ознакою, як технічного стану, так і динамічної навантаженості автомат-стану.

Система моніторингу, яка була розроблена і використана фірмою «Технологія» (м. Запоріжжя), побудована на базі універсальних датчиків просторового орієнтування та керуючого промислового комп'ютера Sincoole ST-16 [87]. Основним чутливим елементом датчика є динамічний інклінометричний модуль DCA126-T, розроблений швейцарською компанією OEM, і вироблений компанією RION Tech. (Гонконг). Модуль включає три-координатний незалежний акселерометр та три-осьовий незалежний гіроскоп.

Для обробки сигналу, що передається чутливим елементом за протоколом MODBUS /RS-232, в конструкції датчика передбачений керуючий блок на базі мікрокомп'ютера Snapdragon 425 з чотириядерним процесором Cortex-A53 (тактова частота 1.4 ГГц) з енергонезалежним літієм-полімерним акумулятором. Інформаційний обмін даними між промисловим комп'ютером ST-16 та датчиками забезпечується двоканальною локальною мережею, що працює в діапазоні 4G-LTE та WiFi-2,4 ГГц, стандарту - G,N, що забезпечується потужним енергонезалежним багатоканальним 3G-роутером Netgear Jetpack AC791L.

Промисловий комп'ютер ST-16 забезпечує стійкий прийом інтернет-сигналу від роутера. Додаткова підсилювальна антена з вбудованим WIFI адаптером є транспонуючим модулем в діапазоні WiFi - 2,4 ГГц. Все разом є автономною мобільною точкою доступу для локальної мережі, що об'єднує датчики і управляє комп'ютером.

Моніторинг зміщення кліті демонструє, що станина веде себе не, як жорстке тверде тіло (рис. 3.6). Підкреслимо, що йдеться не про вимірювання деформацій, коли і не варто очікувати «твердості» від станини. При контролі пересувань точок станини, зазвичай, спостерігаються певні взаємозв'язки. В даному випадку вектори пересувань не підкорюються ніяким закономірностям. Їхня величина

змінюється від 10 до 17 мм, причому в верхній частині станини зміщення менше, аніж в нижній.

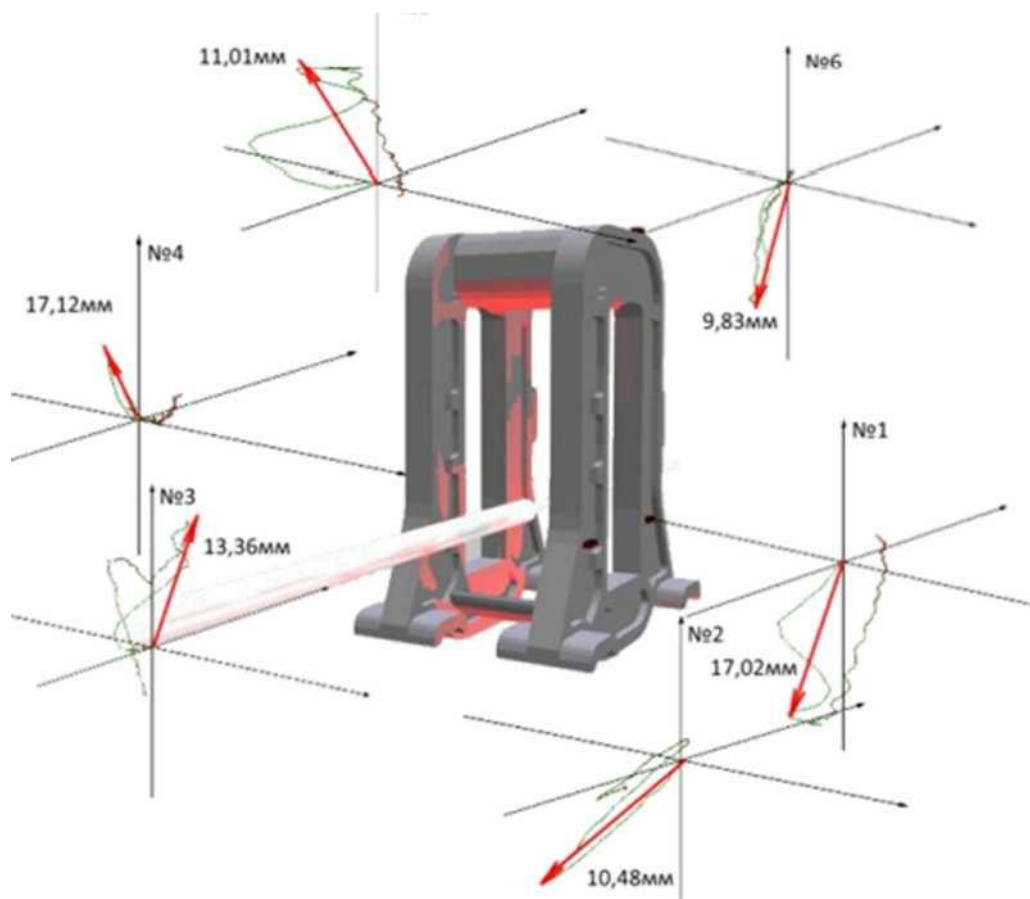


Рис. 3.6 - Траєкторії і максимальні вектори зміщень кліті [87]

Це свідчить, що фундаментні плити не виконують свої закріплювальні функції. Різноманітність векторів лівої і правої станин говорить про схильність кліті до ривка. Безумовно, такі великі зміщення не сприяють підвищенню точності труби, що виготовляється. Для боротьби з цим явищем була запропонована система компенсаційних фундаментних пластин, націлених на повернення останнім своїх скріплювальних функцій.

3.2.2 Обстеження стану металу станини

Моніторинг зміщень робочої кліті є важливим етапом в діагностуванні її технічного стану, але фактичний стан пошкодженості металу найбільш інформативна ознака при продовженні ресурсу. Стан металу діагностувався капілярним способом, методом магнітної пам'яті (МПМ) і ультразвуковим контролем.

При механічному видаленні відкладень на поверхні станини виявлена виразкова корозія у вигляді оспин і окремо лежачих раковин, глибина яких досягає 10 - 15 мм, пошкодження поверхні металу розташовані по всьому периметру станин. На вузлах станин виявлено дефекти у вигляді тріщин та розривів як зварних швів, так і основного металу (рис. 3.7, 3.8).

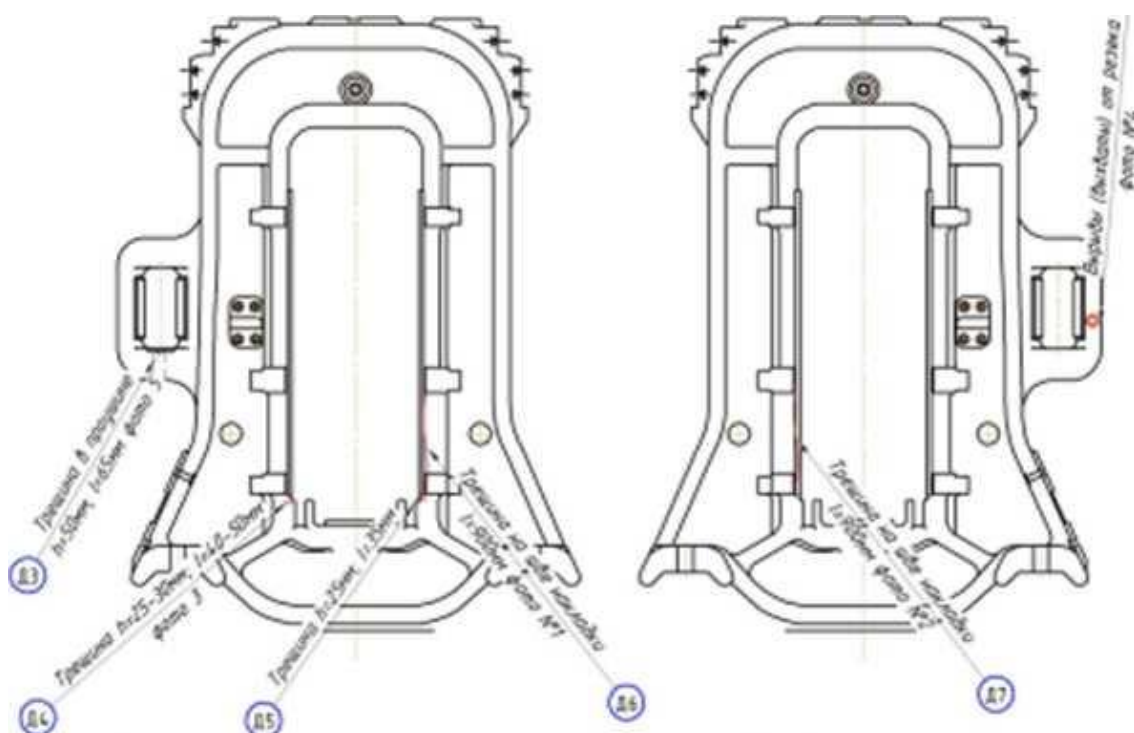


Рис. 3.7 - Розташування тріщин правої станини з зовнішнього (ліворуч) і внутрішнього (праворуч) боків [87]

За результатами МПМ контролю виявлено зони концентрації напружень зі значенням градієнта магнітного поля понад 20 (А/м)/мм, що свідчить про

наявність критичних дефектів та навантажень на цих ділянках (рис. 3.8). В цих місцях, фактично, спостерігаються найбільші пошкодження.

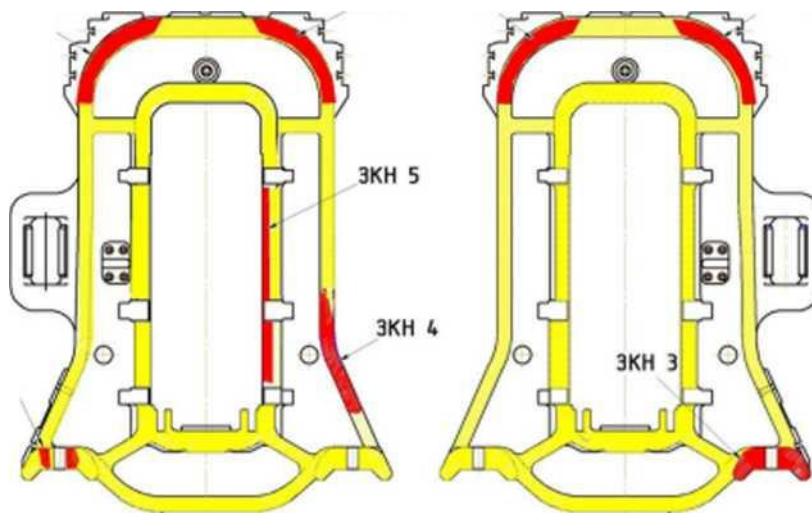


Рис. 3.8 - Зони пошкодженості (виділені червоним) правої станини з зовнішнього (праворуч) і внутрішнього (ліворуч) боків [87]

Ультразвуковий контроль підтвердив наявність несучільностей і тріщини в тих самих місцях, де вони були знайдені раніше першими двома засобами неруйнівного контролю. Переважна їх кількість зосереджена на внутрішніх вікнах станин, де вони взаємодіють із подушками валків, і де розташовані протизношувальні накладки. Саме їхні зварювальні шви потерпають від тріщин.

Місця появи тріщин пояснюються спрощеною схемою деформування станин закритого типу (рис. 3.9). При деформуванні гільзи на оправці валками виникають зусилля прокатки F_y і F_x , які діють в вертикальному і горизонтальному напрямках. Вертикальні зусилля F_y створюють в стойках станини, як напруження розтягування, так і напруження згину. Вони призводять до I типу руйнування (I mode, рис. 3.9) на поверхні вікон. Окрім того, горизонтальні зусилля F_x додають до механізму руйнування ще II тип (II mode, рис. 3.9). Механізм руйнування можна вважати змішаним по схемі I+II.

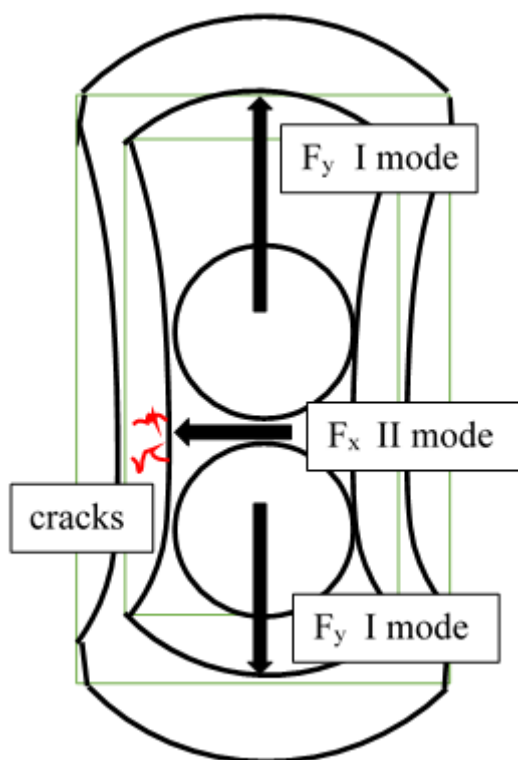


Рис. 3.9 - Принципова схема деформування станини автомат-стану та механізми (mode) розвитку тріщин

3.2.3 Тензометрування станини автомат-стану

Дані дослідження є вельми важливими, оскільки надають змогу реконструювати режим навантаження станини. Для цього в 10 точках станини були встановлені тензометричні розетки деформацій. Окрім цього, під обидва натискні гвинти встановлювалися месدوزи для вимірювання зусиль прокатки, а також було встановлена апаратура для вимірювання моментів прокатки [88]. Тобто, визначалися також енергосилові параметри прокатки.

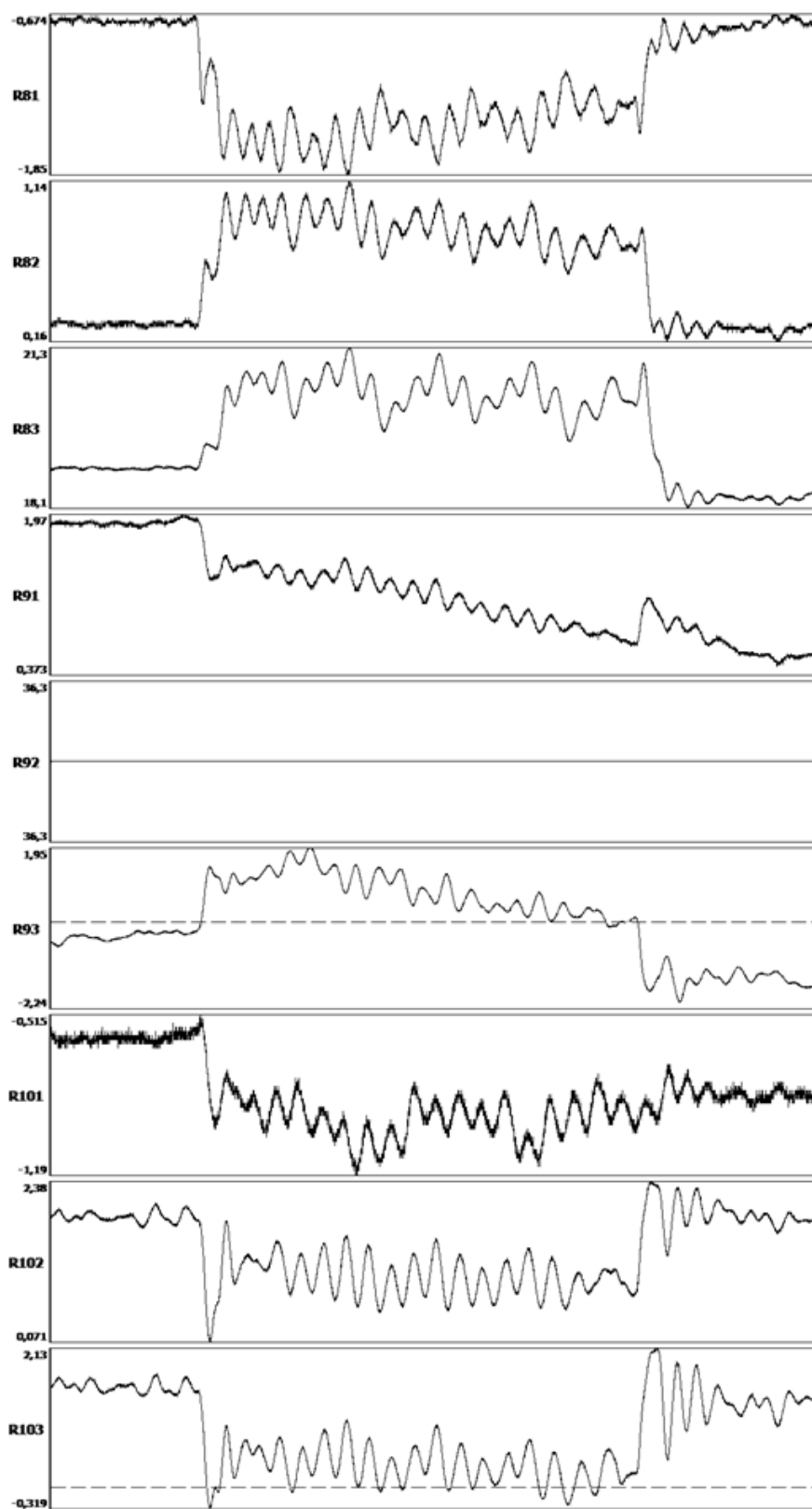


Рис. 3.10 - Характерні осцилограми, отримані на датчиках R81-R103 під час одного проходу труби 324x8,3 [84]

В кожній тензометрованій точці вимірялося по дві складові головних деформацій, по яких вираховувалися два головних напруження σ_1 і σ_2 . Сигнал з тензодатчиків зразу був юстованим на напруження, тому реєструвався циклічний процес їх зміни. Запис процесів здійснювався при прокатці труб сортаментом 324x7,2 і 324x8,3 з рядових сталей. Момент прокатки вираховувався за силою току і напруги на двигуні.

Процес зміни напружень в ділянках станини (рис. 3.10) можна охарактеризувати як широкосмуговий зі складною структурою.

За один прохід спостерігаються коливання з частотою обертання валків. Тому пошкоджуючий процес можна представити як композицію основного процесу з частотою темпу прокатки f_B і додаткового, який відповідає валковій частоті f_A . Така трактовка впливає з моделі втомної довговічності на підставі об'єднання індексів безпеки, яка була розроблена в 2 розділі. Параметри циклічних процесів:

- **основний** - максимальне напруження $\sigma_{max} = \sigma_1$, амплітудне напруження $\sigma_a = 0,5\sigma_{max}$, частота $f_B = (0.1 \dots 0.2)f_A$, асиметрія циклу $R_\sigma = 0$;
- **додатковий** - амплітудне напруження $\sigma_{aA} = (0.25 \dots 0.375)\sigma_{max}$, асиметрія циклу $R_\sigma = 0.25 \dots 0.50$.

За результатами досліджень [88] встановлено, що головні напруження σ_1 змінюються від -6.3 МПа до $+13.2$ МПа. Їх найбільші значення спостерігаються на перших двох проходах. Те ж саме можна сказати і про силові параметри: максимальні зусилля на гвинтах склали 365 кН (лівий) і 1121 кН (правий), момент прокатки склав 155 кН·м.

Оскільки максимальні головні значення напружень є безпечними для станини, то додатковий пошкоджуючий процес можна не враховувати. Його параметри є ще меншими. Але отримані значення напружень неможна остаточно приймати як розрахункові, оскільки вони могли бути отримані не в найбільш напружених місцях. Насторожує велика нерівномірність навантаження гвинтів, а значить, і нерівномірність напруженості лівої і правої станин. Права станина приблизно в 3 рази сприймає більше зусилля.

3.3 Дослідження напруженості станини автомат-стану методом скінченних елементів

При дослідженні напружено-деформованого стану станини автоматичного стану ТПА-350, розглядалися існуючі і можливі варіанти навантаження станини. Серед існуючих варіантів розглядався процес прокатки труби 324x7.2 в крайньому правому калібрі під час усталеного процесу і в момент захоплення заготовки. Можливий варіант розглядався в контексті прокату труби 324x7.2 в крайньому лівому калібрі кліті в двох варіантах: момент захоплення труби, сталий режим прокатки. Як відомо, цю трубу катають в правому калібрі понад 70-ти років. В процесі експлуатації кліті в тілі станини могли накопичитися пошкодження, що призводять до руйнування конструкції. Явища накопичення ушкоджень поглиблюються наявністю динамічних навантажень, що виникають в результаті захоплення заготовки, наявності зазорів в лінії приводу автоматичного стану, наявності зазорів в елементах конструкції станини. На рис. 3.11 представлені результати досліджень напружено-деформованого стану станини в контексті визначення напружень, отримані в одній з розеток при прокаті труби 324x7.2 зі сталі Ст.20.

З результатів досліджень, зображених на рис. 3.11 випливає, що коефіцієнт динамічності в станині кліті може досягати 3 одиниці, що згубно може позначатися на її міцності.

На рис. 3.12 представлені поля еквівалентних напружень, що виникають в станині робочої кліті автоматичного стану ТПА-350, а також в площині симетрії правої напівстанини при прокаті труби 324x7,2 зі сталі Ст. 20.

Результати досліджень показують, що максимальні напруження виникають в місцях контакту гайки натискного пристрою і тіла станини, а також в нижньому кутку рами правої напівстанини. Це цілком відповідає відомим результатам досліджень, які представлені в 1 розділі.

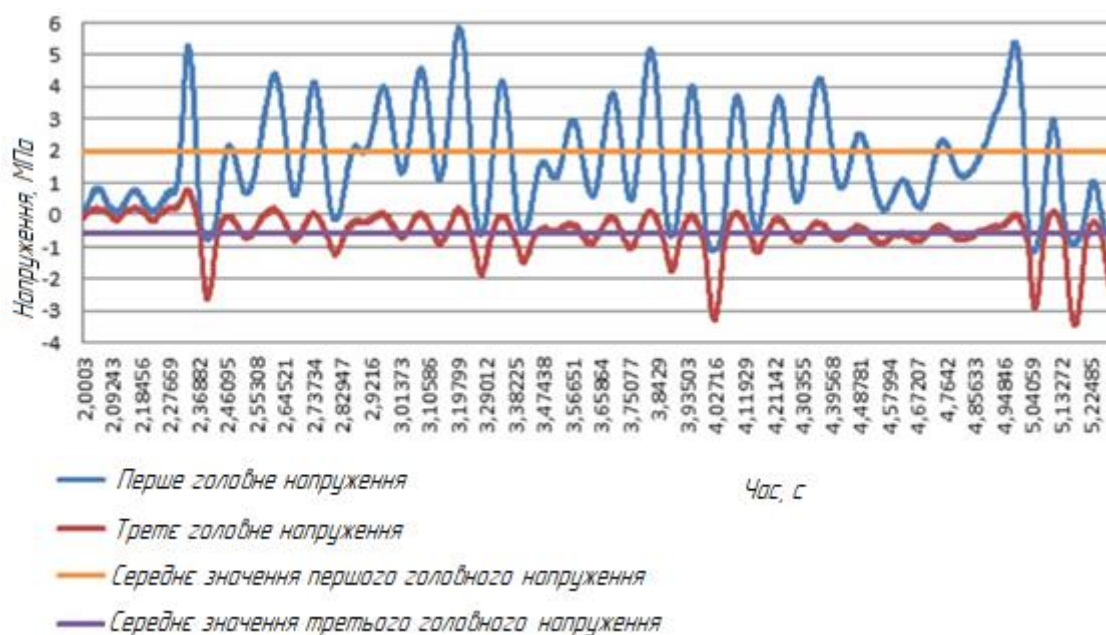


Рис. 3.11 - Напруження, що виникають в першій розетці при прокаті труби 324x7.2 зі сталі Ст. 20

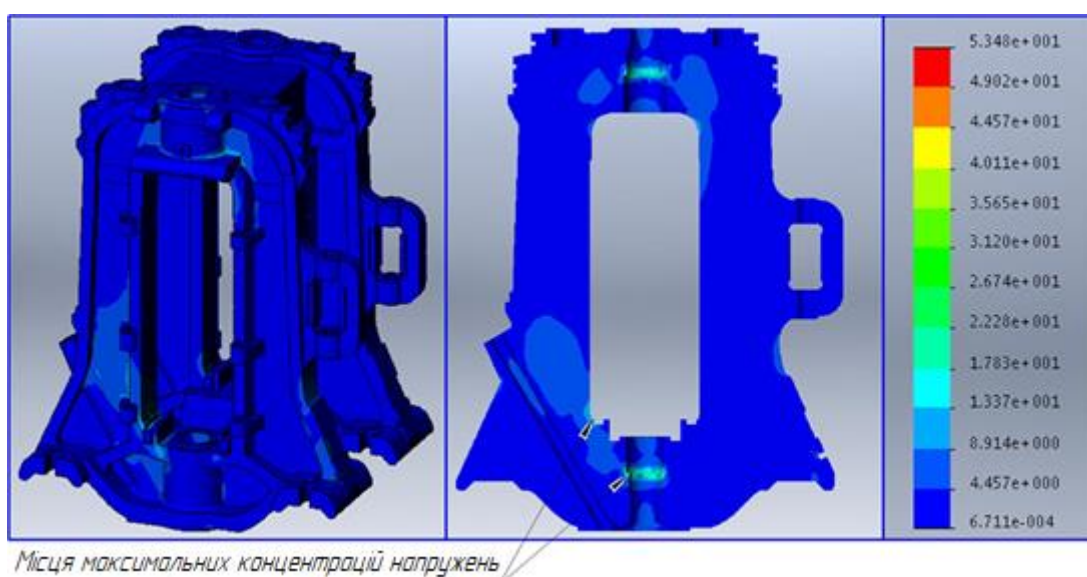


Рис. 3.12 - Поля напружень, що виникають в станині за умов закріплення під час прокатки труби 324x7,2 зі сталі Ст. 20 в правому калібрі

Аналогічні дослідження були проведені для станини з наявністю нижньої траверси при повному закріпленні станини (рис. 3.13).

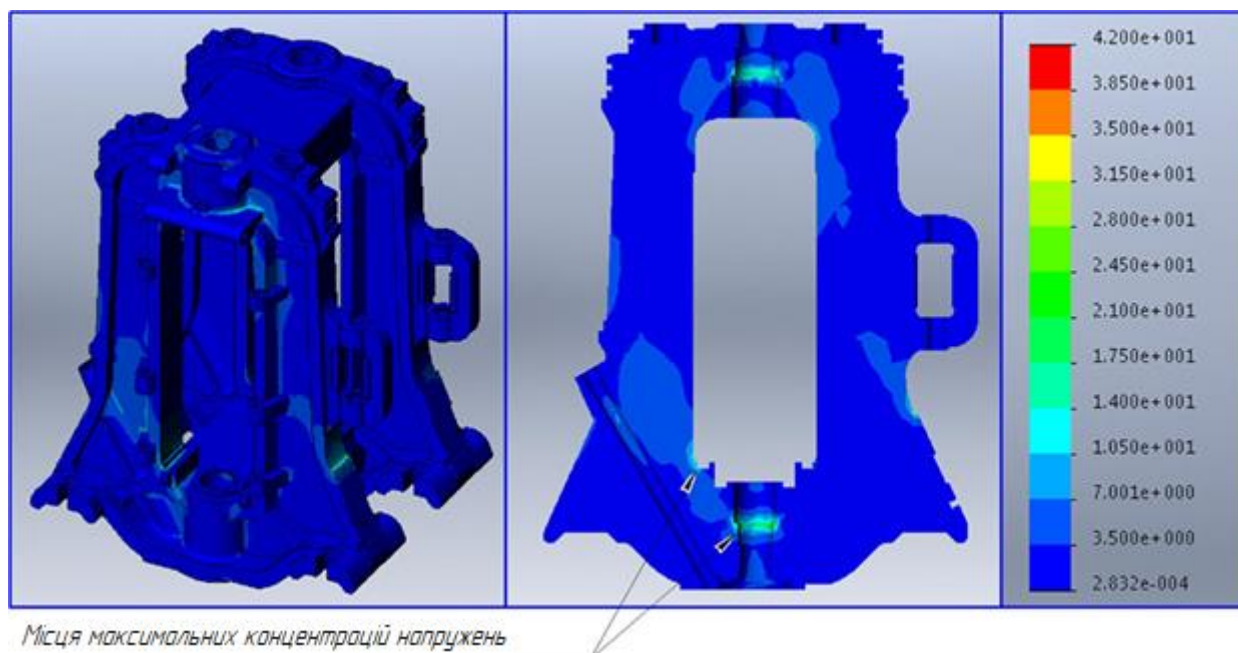


Рис. 3.13 - Поля напружень, що виникають в станині існуючої конструкції з наявністю нижньої траверси і повному закріпленні під час прокатки труби 324 x 7,2 зі сталі Ст. 20 в правому калібрі

Місця концентрації максимальних напружень, в станині робочої кліті автоматичного стану ТПА-350 під час усталеного режиму прокатки і моменту захоплення заготовки виникають в місцях контакту гайок натискного пристрою і тіла станини, а також в нижньому кутку рами напівстанини. Дослідження напружено-деформованого стану показали, що максимальні напруження виникають в найбільш навантаженій напівстанині.

У таблиці 3.1 представлені результати досліджень об'ємного напружено-деформованого стану станини при різних варіантах навантаження і різних варіантах її конструкції і закріплення.

Таблиця 3.1 - Максимальні напруження, що виникають у станині з наявністю нижньої траверси та повному закріпленні з урахуванням коефіцієнта динамічності, а також при відсутності закріплення нижньої траверси та частковому закріпленні (труба 324x7,2 із сталі Ст. 20)

Місце концентрації максимальних напружень	Значення напружень, МПа				
	Головні			Еквівалентні	
	σ_1	σ_2	σ_3	σ_{III}	σ_{IV}
Поточна конструкція					
В момент захвату при прокатці труби в правому калібрі					
Місце встановлення гайки нижнього натискного гвинта	145,1	37,9	-8	153,1	175,8
Зона утворення тріщини	87,3	25	21,46	65,7	65,7
В момент захвату при прокатці труби в лівому калібрі					
Місце встановлення гайки нижнього натискного гвинта	77,5	22	-30	107,5	153,6
Зона утворення тріщини	180,6	55,6	43	137,6	120
В період сталого процесу прокатки в правому калібрі					
Місце встановлення гайки нижнього натискного гвинта	39,2	10,2	-2,1	53,4	47,5
Зона утворення тріщини	24	6,8	5,8	18,2	18
В період сталого процесу прокатки в лівому калібрі					
Місце встановлення гайки нижнього натискного гвинта	21	6	-8	29	41,5
Зона утворення тріщини	48,8	15	11,5	37,3	33
Конструкція з нижньою траверзою					
В момент захвату при прокатці труби в правому калібрі					
Місце встановлення гайки нижнього натискного гвинта	72	18,5	-45	117	155

Місце концентрації максимальних напружень	Значення напружень, МПа				
	Головні			Еквівалентні	
	σ_1	σ_2	σ_3	σ_{III}	σ_{IV}
Зона утворення тріщини	141	41	30	111	107
В момент захвату при прокатці труби в лівому калібрі					
Місце встановлення гайки нижнього натискного гвинта	174	39,6	-44,8	218,8	178
Зона утворення тріщини	155,4	46,3	36,6	118,8	114,7
В період сталого процесу прокатки в правому калібрі					
Місце встановлення гайки нижнього натискного гвинта	19,5	5	-12	31,5	42
Зона утворення тріщини	38	11,2	8,1	29,9	29
В період сталого процесу прокатки в лівому калібрі					
Місце встановлення гайки нижнього натискного гвинта	46,8	10,7	-12	58,8	48,1
Зона утворення тріщини	42	12,5	9,9	32,1	31

Варто зазначити, що величини еквівалентних напружень згідно третьої теорії міцності і головних напружень можуть не корелюватися через їх виникнення в різних місцях на одній зоні концентрації. Йдеться про те, що в зонах тріщиноутворення напруження, як еквівалентні, так і головні, є меншими, іноді навіть в 3 рази, від локальних напружень в зоні концентрації напружень. А саме, в зоні контакту гайки натискного гвинта виникають максимальні напруження, а тріщини спостерігаються в іншому місці, тобто в кутовій зоні вікна. Таке, дещо несподіване явище, має пояснення. По-перше, при багатовісній втомі еквівалентні нормальні напруження не контролюють процеси тріщиноутворення. Такий висновок було зроблено в 2 розділі шляхом теоретичного аналізу і лабораторних досліджень. Зараз цей висновок підтверджено на практиці при промислових дослідженнях. По-друге, в зоні вікон

існують чинники, що сприяють появі дефектів. Це чинник зварки при закріпленні протизносних пластин, а також чинник фретингу при контактуванні напрямних із рухомою подушкою валка.

Поряд з дослідженням напружено-деформованого стану станини автоматичного стану ТПА-350, при прокатці труби 324 x 7,2 зі сталі Ст. 20, ставилося завдання дослідження напружено-деформованого стану станини при прокатці труби з сплавів, що важко деформуються. На рис. 3.14 представлені поля еквівалентних напружень, отримані при моделюванні процесу прокатки труби в правому калібрі зі сталі 12X18H10T. Величини зусиль, що виникають в натискних гвинтах, взяті з технічної документації стану і чисельно дорівнюють: ліва станина – 588 кН; права станина – 1641 кН; повне зусилля прокатки 222,9 кН. Результати досліджень, (табл. 3.2), свідчать про перевищення межі текучості на короткочасний термін (в межах 0,1 секунди) в момент захоплення заготовки.

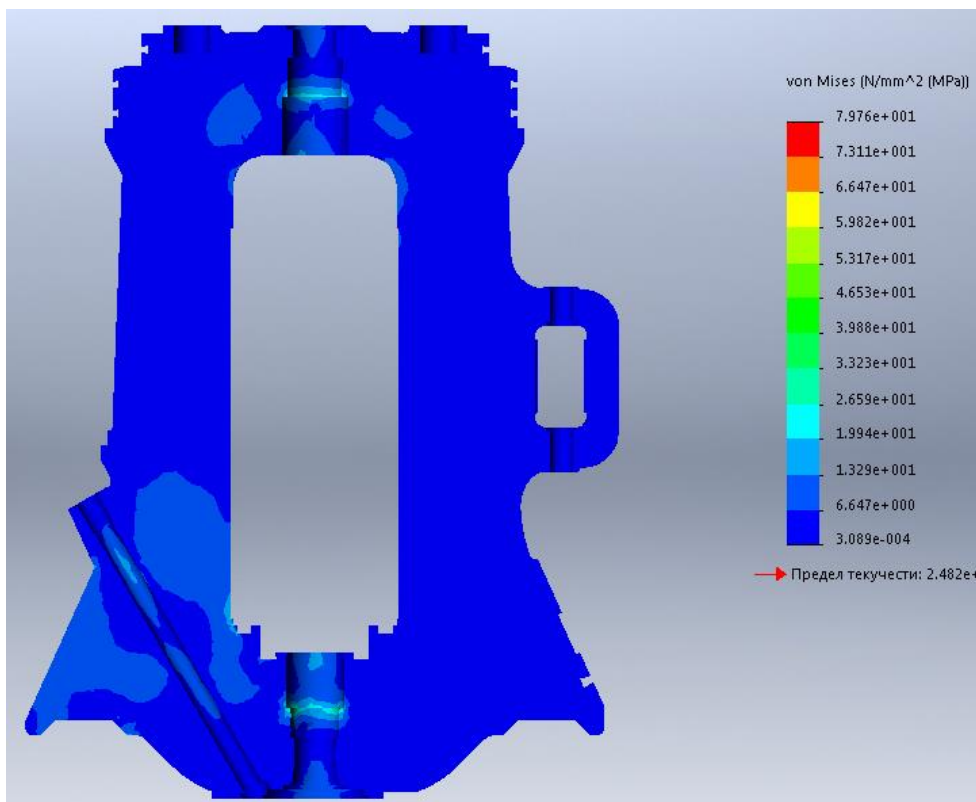


Рис. 3.14 - Поля напружень при прокатці труби зі сталі 12X18H10T в правому калібрі (сталій режим прокатки)

Таблиця 3.2 - Максимальні напруження, що виникають в станині автоматичного стану ТПА 350 і при поточних умовах закріплення і відсутності закріплення нижньої траверси

Місце концентрації максимальних напружень в правій напівстанині	Значення напружень, МПа				
	Головні			Еквівалентні	
	σ_1	σ_2	σ_3	σ_{III}	σ_{IV}
Сталий процес					
Місце встановлення гайки нижнього натискного гвинта	30	30,5	88	58	79
Зона утворення тріщини	77,1	25	20	57,1	56
Момент захвату заготовлі					
Місце встановлення гайки нижнього натискного гвинта	110	113	323	213	296
Зона утворення тріщини	273	88	70	203	207

У процесі дослідження напружено деформованого стану станини автоматичного стану ТПА-350 були розглянуті різні випадки закріплення станини (рис. 3.15, 3.16).

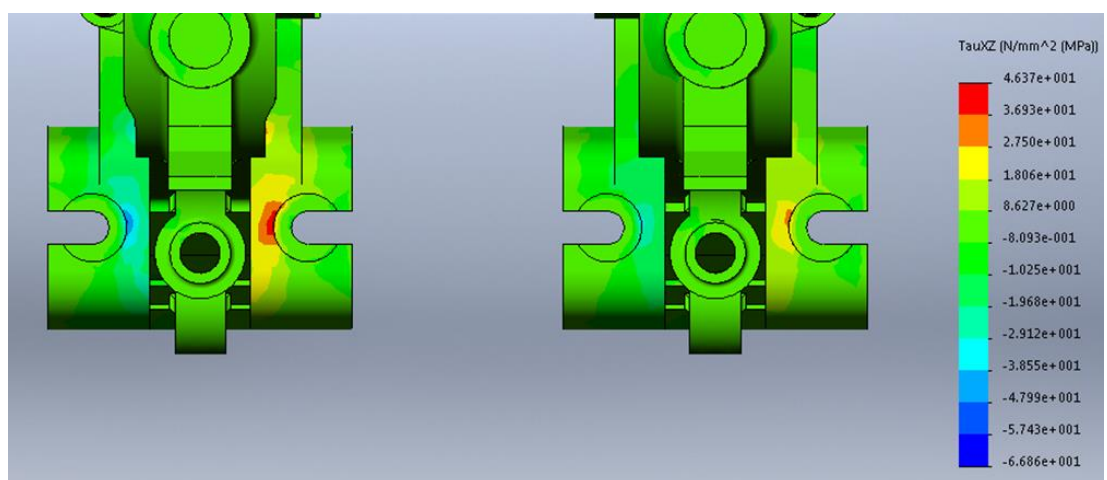


Рис. 3.15 - Поля дотичних напружень під час прокату труби 324x7,2 зі сталі Ст. 20 в правому калібрі при режимі прокатки, що встановився, при відсутності фіксації передніх стоек станин

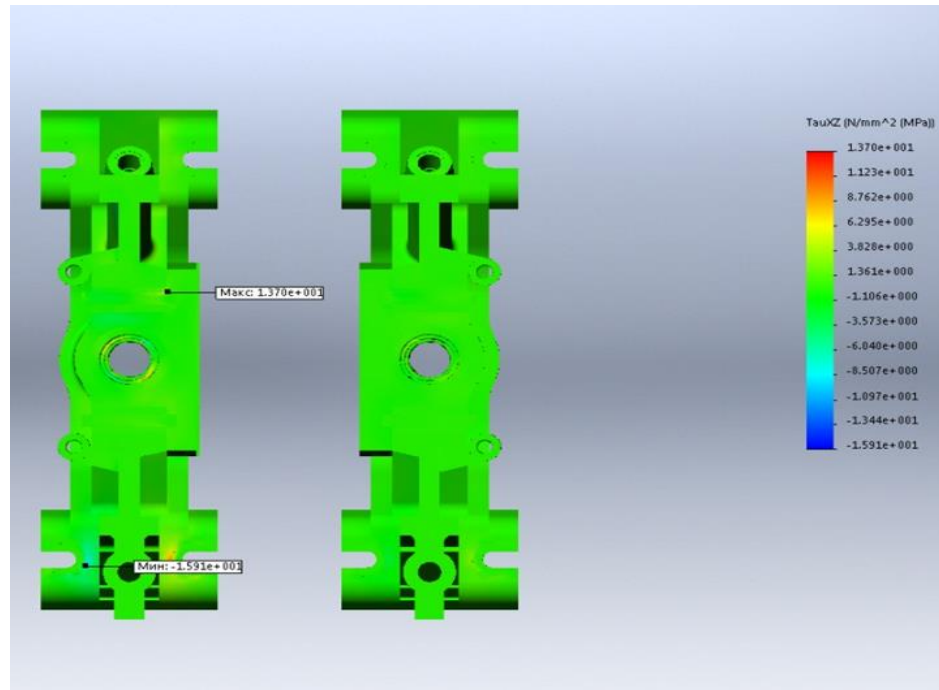


Рис. 3.16 - Поля дотичних напружень під час прокату труби 324x7,2 зі сталі Ст. 20 в правому калібрі при режимі прокатки, що встановився, при фіксації стоек станин

За результатами дослідження напруженості станини МСЕ можна зробити наступні висновки. Номінальні напруження в тілі станини загалом не перевищують величини 10 МПа. Небезпечними напруження стають в момент захвату заготовки робочими валками в місці переходу стоек в нижню поперечку і в місцях контактування натискних гайок з тілом станини. Такий висновок співпадає, як з результатами тензометрування станини, так і з іншими дослідженнями станин прокатних клітей.

Місця концентрацій напружень «мігрують» при зміні умов закріплення станини. Було встановлено, що при невідповідності умов закріплення станини умовам, зазначеним у технічній документації, максимальні дотичні напруження виникають у задніх лапах станини, тим самим призводячи до утворення неоднорідності металу на певній глибині в тілі станини.

3.4 Дослідження напруженості станини прошивного стану

Станини прошивних станів ТПА (рис. 3.17, а), які є базовими конструкціями, проектували за критеріями забезпечення міцності. Питання про їхню довговічність не виникало, хоча саме строк служби станини, багато в чому, визначає дату виведення з експлуатації всього агрегату. Конструктивно станина прошивного стану складається з вертикально розташованих стійок, відлитих разом з основою [87].

Розрахований запас міцності не завжди забезпечує безаварійну надійну роботу станини прошивного стану. У ряді випадків вони руйнуються, тому що діючі змінні напруження виявляються вище границі витривалості. Зростання напруженості станини може відбуватися, як через велику концентрацію напружень, не оцінену належним чином при проектуванні станини, так і у результаті збільшення навантажень, пов'язаних з інтенсифікацією режимів прокатки труб. Об'єктами досліджень напружено-деформованого стану були робочі кліті прошивних станів № 1 і № 2 ТПА 350. На підставі існуючої технічної документації робочої кліті прошивного стану ТПА 350 розроблена її тривимірна модель (рис. 3.17, б).

Напруження замірялися у найбільш активних зонах станин. Закріплення «розеток» (систем із трьох тензодатчиків) на станині прошивного стану ТПА 350 наведені на рис. 3.18. Також були виконані виміри зусиль на натискних гвинтах робочої кліті двох прошивних станів ТПА 350.

З осцилограм сили тиску металу на натискні гвинти прошивного стану №1 ТПА 350 встановлено, що елементи робочої кліті сприймають значні знакозмінні технологічні навантаження. Відповідні цьому процесові деформації в найбільш навантажених елементах робочої кліті напряду впливають на якість продукції, що випускається.

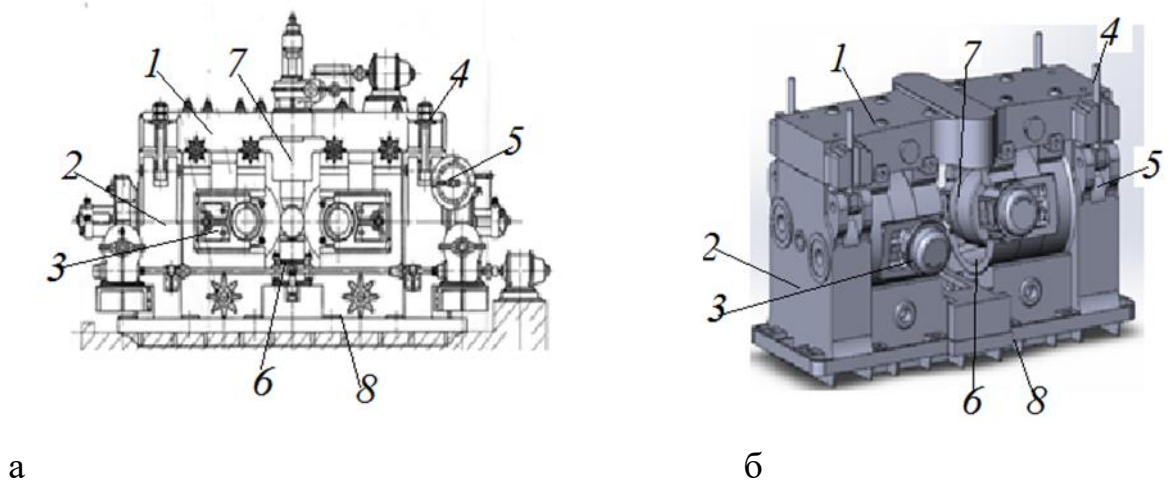


Рис. 3.17 - Робоча кліть (а) і тривимірна модель кліті (б) прошивного стану ТПА 350, розроблена на базі існуючої технічної документації: 1 – кришка; 2 – станина; 3 – барабан з валком; 4 – кріплення кришки; 5 – механізм встановлення валка; 6 – лінійкоутримувач нижній; 7 – лінійкоутримувач верхній; 8 – основа

Для дослідження напружено-деформованого стану елементів конструкцій кліті використано метод скінчених елементів (МСЕ) [88, 89]. Для цього були створені тривимірні комп'ютерні моделі станини робочої кліті прошивного ТПА 350 у двох варіантах виконання. Схема навантаження станини робочої кліті прошивного стану № 1 ТПА 350 з урахуванням параметрів 3D моделі наведена на рис. 3.18.

Поля напружень в станині прошивного стану № 1 ТПА 350 наведені на рис. 3.19 (номінальний діаметр труби – 323,9 мм, номінальна товщина стінки – 20 мм, діаметр гільзи – 274 мм, товщина стінки труби після прокату – 44 мм, сталь 20). З картин напружено-деформованого стану (рис. 3.19). видно, що в станині робочої кліті прошивного стану № 1 ТПА 350 виникають високі напруження в зонах, де виникають тріщини.

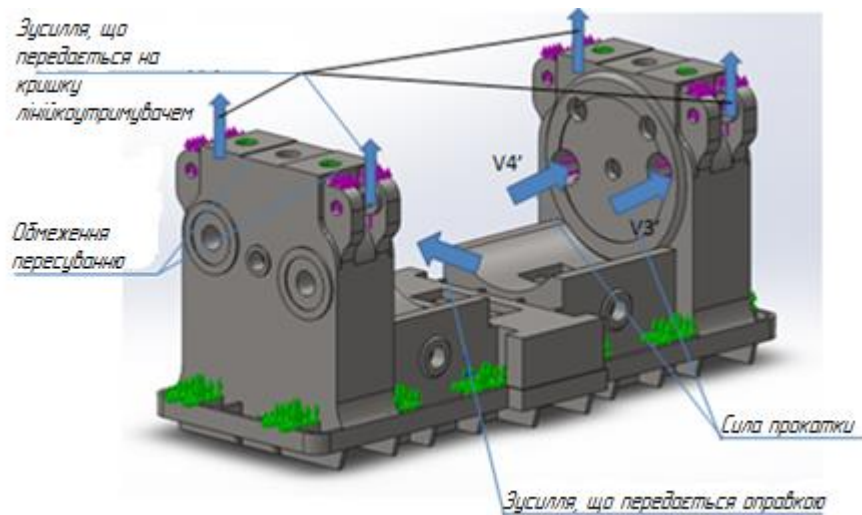


Рис. 3.18 - Схема навантаження станини робочої кліти прошивного стану № 1 ТПА 350

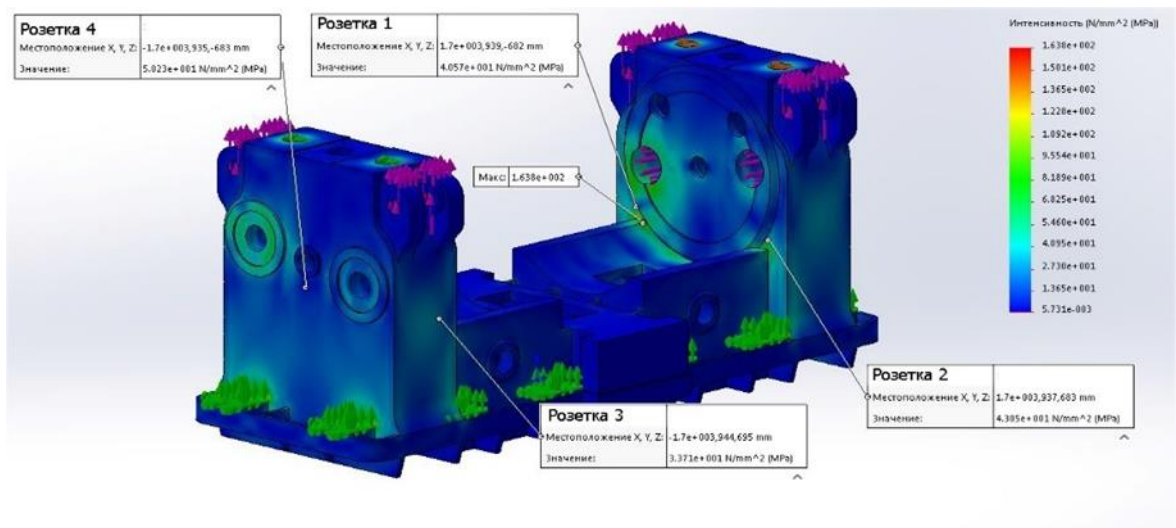


Рис. 3.19 - Поля напряжений у конструкції станини прошивного стану № 1 ТПА 350 (номінальний діаметр труби – 323,9 мм, номінальна товщина стінки – 20 мм, діаметр гільзи – 274 мм, товщина стінки труби після прокату – 44 мм, сталь 20)

З 3D моделі напружено-деформованого стану станини прошивного стану № 1 ТПА 350 встановлено, що місця концентрацій максимальних напружень «мігрують» при зміні умов закріплення (фіксації) кришки робочої кліти.

Базуючись на характерних картинах напружено-деформованого стану усіх елементів робочої кліті прошивного стану ТПА 350 оцінено довговічність самої станини. При несприятливих комбінаціях умов експлуатації і стану обладнання в станині прошивного стану (ПС) виникають напруження $\sigma_1=133$ МПа при прошиванні рядових сталей (це 80 % труб, тобто, відносна тривалість дії 1-го рівня блока навантаження $c_1=0,8$) і напруження $\sigma_2=149$ МПа при прошиванні сталей, що важко деформуються (20 % труб, $c_2=0,2$).

Станина виконана зі сталі 35Л с межею міцності $\sigma_B=500$ МПа і експлуатується близько 80 років. Порівняння результатів напружено-деформованого стану (НДС), отриманих за допомогою методу скінчених елементів і тензометричного методу для ПС № 1 ТПА 350 наведено в таблиці 3.3.

Таблиця 3.3 - Порівняння результатів НДС, отриманих МСЕ і тензометричного методу для ПС №1 ТПА 350

Метод дослідження	Вид напружень	Напруження в місях кріплення датчиків, МПа							
		Труба 323,9x8 Гільза 277x24 V3=416кН, V4=1675кН V4/V3=4,02				Труба 323,9x20 Гільза 277x44 V3=735кН, V4=1513кН V4/V3=2,06			
		1вх	2вих	3вих	4вх	1вх	2вих	3вих	4вх
Тензометричний метод	σ^{III}	53,28	27,16	28,1	27,49	51,55	29,57	28,15	27,35
	σ_1	51,28	50,94	37,38	49,51	54,35	57,22	39,4	53,2
	σ_3	-2	23,78	9,28	22,02	2,8	27,65	11,25	25,85
МСЕ	σ^{III}	39,7	30,5	31	47,46	40	43	33	50
	σ_1	36,7	39	33,5	49,8	38	43	36	50
	σ_3	-3	8,5	2,5	2,34	-2	8	2,5	4,3
	σ^{IV}	25,8	23,7	18,5	33,9	35,2	38,2	29,2	44

При дослідженні напружено-деформованого стану станин прошивних клітей трубопрокатних агрегатів були виявлені місця максимальних значень напружень, що виникають в районі кріплення гвинта. Подібна картина спостерігається в автомат стані та станах, що мають рамну конструкцію з вибіркою під натискний гвинт і в разі виникнення руйнувань, проводяться заходи, щодо продовження ресурсу станини при мінімальних фінансових витратах [4, 90]. Однак в порівнянні з реальною картиною руйнувань станин, місця максимальних значень напружень не збігаються з місцями виникнення тріщин.

Провівши ретельний огляд прошивного стану під час його роботи, було виявлено на-явність зазору між кришкою станини та самою станиною, що досягає 3 – 5 мм. Після дослідження напружено-деформованого стану за допомогою методу скінченних елементів, було встановлено, що місця максимальних напружень перемістились із отвору під натискний гвинт на місце реального формування тріщини (рис. 3.20 – 3.22). Така ситуація є наслідком розвитку зазорів. Збільшення зазорів призводить до зменшення максимальних напружень в цілому по станині (рис. 3.23). Це пояснюється зменшенням жорсткості станини і можливістю деформування з меншим опором. Але в цьому випадку максимальні напруження, які змістились в зону переходу плитовини в циліндричну поверхню (рис. 3.22), призводять до більших коефіцієнтів інтенсивності напружень. Саме ця характеристика відповідальна за поширення тріщини. Їх збільшення обумовлено геометричним чинником, що стає несприятливим в кутовій зоні. Тому тріщина в цьому місці інтенсивніше поширюється, ніж в інших зонах. Отже, в кінцевому рахунку зазори зменшують надійність станини і з ними потрібно боротися.

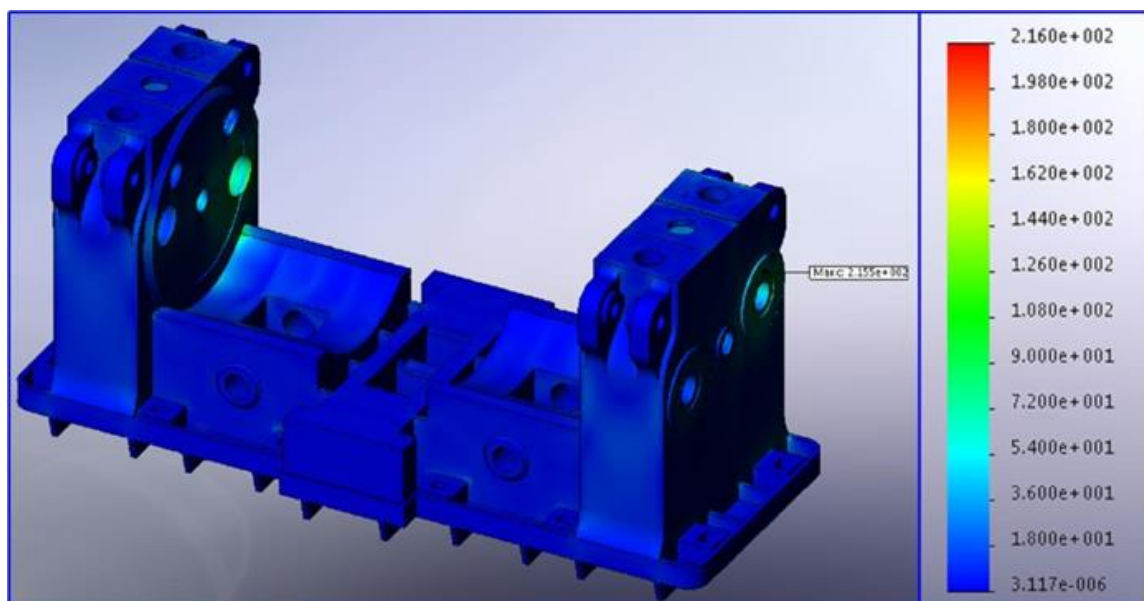


Рис. 3.20 - Поля напружень станин прошивного стану при прокатці труби із нержавіючої сталі при правильному кріпленні кришки

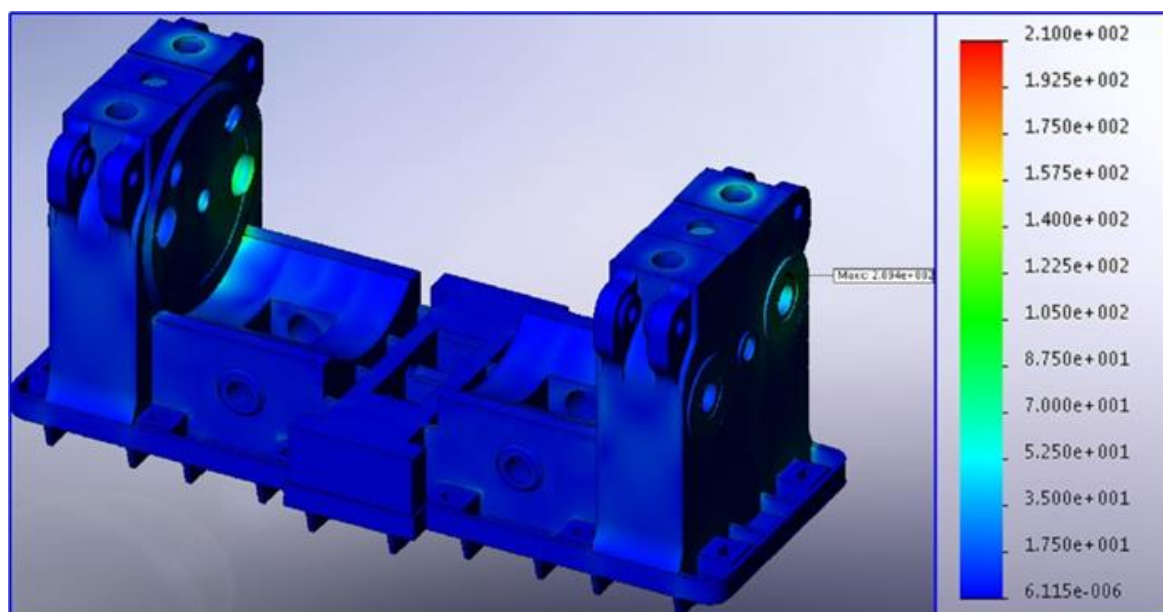


Рис. 3.21 - Поля напружень станин прошивного стану при прокатці труби із нержавіючої сталі при зазорі між кришкою та станиною в 1 мм

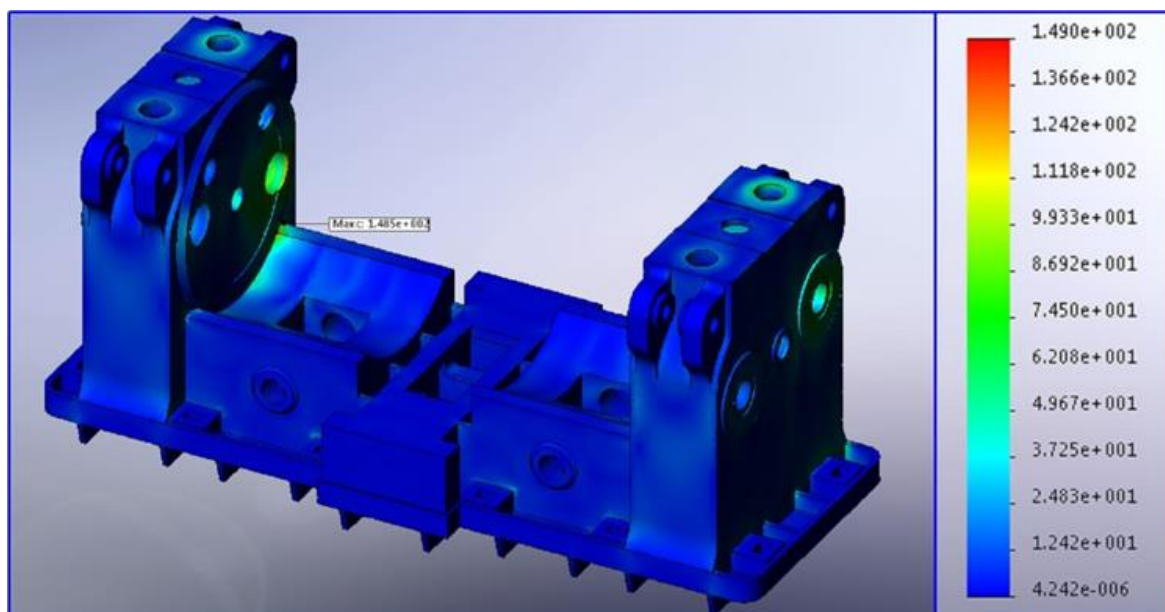


Рис. 3.22 - Поля напружень станин прошивного стану при прокатці труби із нержавіючої сталі при зазорі між кришкою та станиною в 3 мм

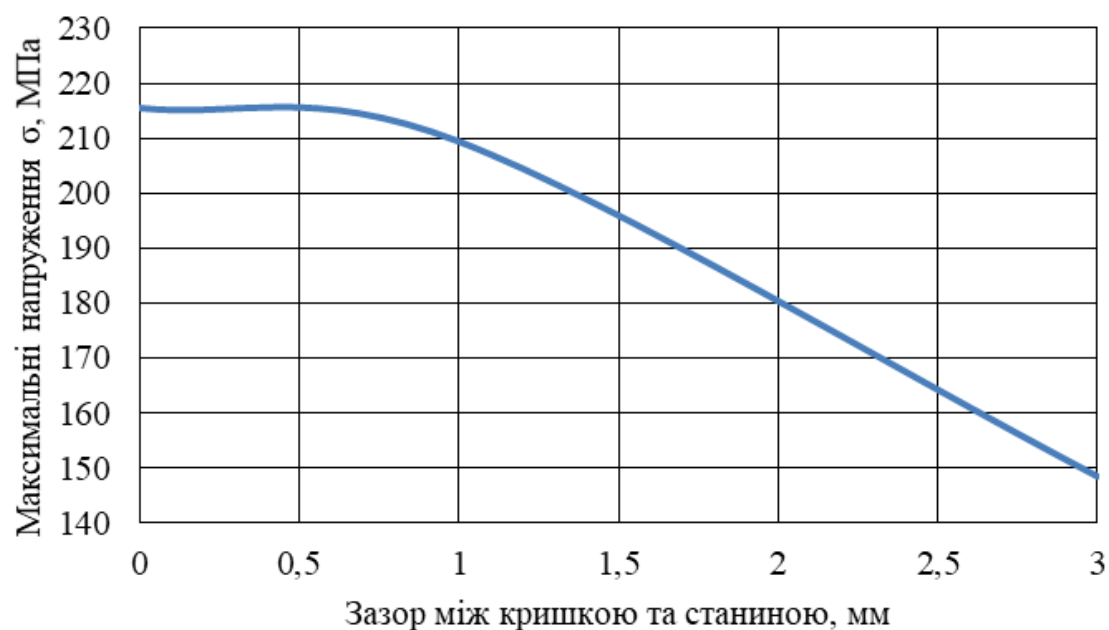


Рис. 3.23 - Залежність максимальних напружень в станині ПС від зазору між кришкою та станиною при прокатці труби із нержавіючої сталі

3.5 Прогнозування показників технічного стану станин

3.5.1 Вибір моделі опору втоми та руйнуванню матеріалу станини

Станини обох станів виконані з традиційного для базових конструкцій матеріалу – сталі 35Л. У разі складного напруженого стану металу станини доцільно проводити оцінку довговічності за деформаційними критеріями втоми. Для прокатного обладнання успішно апробовано модель типу [91]:

$$\varepsilon_a = \frac{1}{4N^{0,6}} \ln \frac{1}{1-\psi} + \frac{\sigma_{aR}}{E} \left(\frac{2 \cdot 10^6}{N} \right)^{\frac{1}{m}}, \quad (3.1)$$

де ψ - коефіцієнт відносного звуження,

σ_{aR} - межа витривалості на базі $2 \cdot 10^6$ циклів,

E – модуль пружності сталі,

m – показник нахилу кривої втоми у багатоцикловій області у подвійних логарифмічних координатах.

У більш загальному вигляді ця залежність може бути представлена як:

$$\varepsilon_a = AN^{-0,6} + B \left(\frac{N_0}{N} \right)^{\frac{1}{m}}. \quad (3.2)$$

Для побудови моделі необхідно мати дані, як у галузі багатоциклової та малоциклової втоми, так і при статичному одноразовому навантаженні. На жаль, отримати реальні дані про механічні властивості матеріалу станин не було можливим. Стандартом для сталі 35Л регламентовано мінімальні характеристики: межа міцності $\sigma_B=500$ МПа, межа текучості $\sigma_T=280$ МПа, відносне звуження $\psi=0,25$, відносне подовження 0,15, ударна в'язкість руйнування 350 кДж/м². Для

Побудови моделі опору втомі матеріалу станин довелося брати до уваги дані з відомих літературних джерел. Для матеріалу станин станів ХПТ (сталь 30Л) у лабораторії кафедри МОМЗ ДМетІ під керівництвом В. М. Гребеніка в умовах вигину з обертанням стандартних зразків було знайдено межу витривалості $\sigma_{aR}=160$ МПа на базі $2 \cdot 10^6$ циклів [92]. На цій підставі було побудовано деформаційну модель втоми, названу моделлю непошкодженого матеріалу (№1, табл. 3.4).

Таблиця 3.4 - Параметри моделі опору втомі

№	Назва моделі	A	B	m	N_0 , цикл.
1	Непошкоджений метал	0,07	0,0008	10	$2 \cdot 10^6$
2	Пошкоджений метал	0,07	0,000625	10	$2 \cdot 10^6$
3	Допустимі напруження	0,07	0,0003	10	10^7

Для сталі 35Л Білодіденком С. В. в умовах кручення експериментально було знайдено амплітудну межу витривалості рівну $\tau_{-1}=104$ МПа в дотичних напруженнях [91]. В нормальних напруженнях це буде $\sigma_{-1}=1,33 \cdot \tau_{-1}=138$ МПа. Використовуючи рекомендації для розрахункового визначення характеристик опору втомі, перераховуємо межу витривалості в нормальних напруженнях та отримуємо $\sigma_{aR}=125$ МПа. Прийнято показник нахилу $m=10$, який експериментально підтверджений для конструкційної сталі після тривалої експлуатації. Окрихчення матеріалу, властиве металам в результаті тривалого їх використання, відображається в прийнятті зниженої величини показника пластичності $\psi=0,25$ (звичайно для подібних сталей $\psi>0,5$). З урахуванням прийнятого модель втоми пошкодженого металу має знижені параметри (модель пошкодженого металу №2, табл. 3.4).

В лабораторії ЦНДІТМАШ під керівництвом В. І. Кудрявцева для великогабаритних зразків $\phi 200$ мм сталі 35Л в умовах чистого вигину отримано межу витривалості $\sigma_{-1}=75$ МПа на базі 10^7 циклів [93]. Ці дані увійшли до фундаментального довідника з опору втомі широкого кола конструкційних матеріалів [94]. Для віднульового (пульсуючого) циклу з асиметрією $R_\sigma=0$ перехід від $\sigma_{-1}=75$ МПа з $R_\sigma=-1$ здійснюється через коефіцієнт чутливості до асиметрії циклу ψ_σ по формулі:

$$\sigma_{\max R} = 2\sigma_{aR} = \frac{2\sigma_{-1}}{1+\psi_\sigma}. \quad (3.3)$$

Звернемо увагу, що величина $\sigma_{\max R}$ – максимальне напруження циклу, визначається в розрахунку напруженого стану станини за МСЕ. В деформаційних моделях (3.2) використовується амплітуда межі витривалості σ_{aR} . Для вуглецевих сталей звичайної міцності рекомендовано приймати $\psi_\sigma=0,25$ [95, 96]. Тоді по (3.3) маємо $\sigma_{aR}=60$ МПа, $\sigma_{\max R}=120$ МПа. Близький к цьому результат може бути отриманим по відомій моделі Гудмана [94]:

$$\sigma_{aR} = \frac{\sigma_{-1}}{1 + \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_B}}. \quad (3.4)$$

В даному випадку при межі міцності $\sigma_B=500$ МПа з (3.4) впливає $\sigma_{aR}=65$ МПа, $\sigma_{\max R}=130$ МПа. Значення $\sigma_{\max R}=120$ МПа співпадає з широко поширеною практикою використання для базових конструкцій прокатного обладнання напружень, що допускаються $[\sigma]=120$ МПа. Тому, отримана за результатами ЦНДІТМАШ модель названа моделлю допустимих напружень (№3, табл. 3.4).

З аналізу результатів розрахунку напруженого стану за МСЕ видно, що максимальні напруження, що використовуються для оцінювання довговічності,

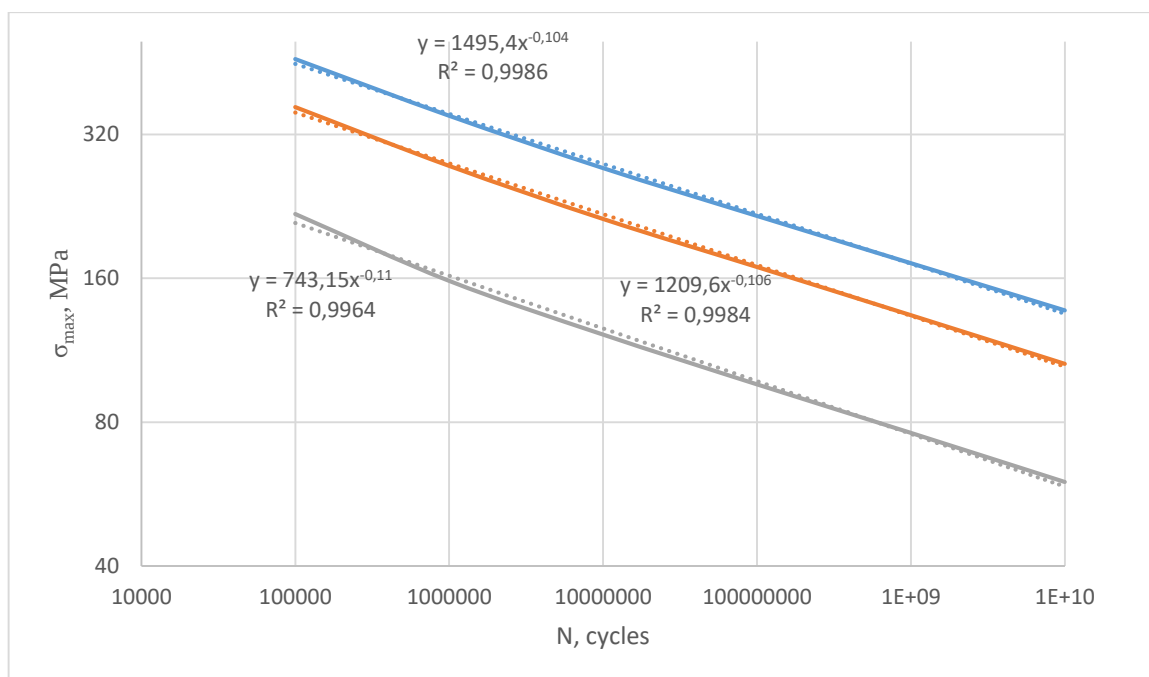


Рис. 3.24 - Криві багатоциклової втоми стали 35Л та їх рівняння при віднульовій асиметрії циклу, отримані за деформаційними моделями руйнування (верхня крива-модель №1, середня – модель №2, нижня – модель №3)

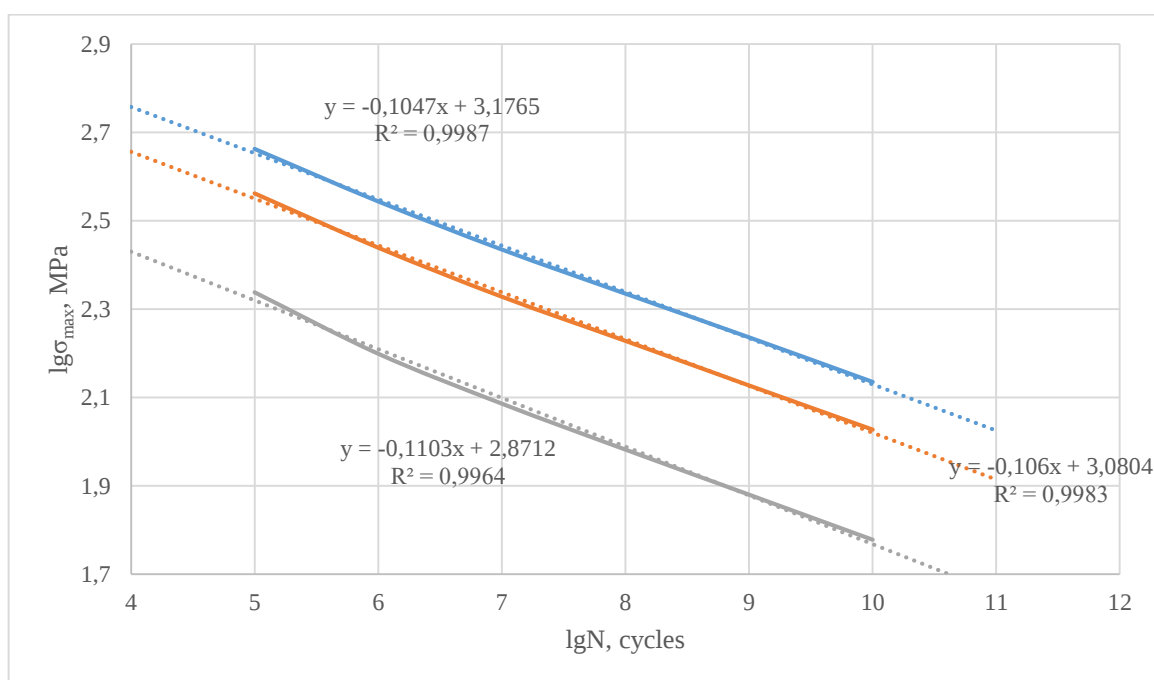


Рис. 3.25 - Криві багатоциклової втоми стали 35Л та їх рівняння при віднульовій асиметрії циклу в подвійних логарифмічних координатах, отримані за деформаційними моделями руйнування (верхня крива-модель №1, середня – модель №2, нижня – модель №3)

знаходяться в пружній області. Тоді зв'язок між деформаціями і напруженнями лінійний і можна вважати $\varepsilon_a = \sigma_{max}/2E = 2,5 \cdot 10^{-6} \sigma_{max}$. Виходячи з цього деформаційна модель (3.2) може бути представлена в максимальних напруженнях циклу (рис. 3.24, 3.25). Через це модель зручніше поєднується з розрахунком по МСЕ.

Криві втоми для різних моделей мають практично однаковий нахил і можуть бути апроксимовані ступеневим рівнянням. Від властивостей металу при циклічному навантаженні суттєво залежить підсумкова (при нестационарному процесі) довговічність N_Σ станини. Для розглянутих процесів навантаження підсумкова довговічність при моделі допустимих напружень складає всього 0,66% від підсумкової довговічності при моделі пошкодженого металу (рис. 3.26).

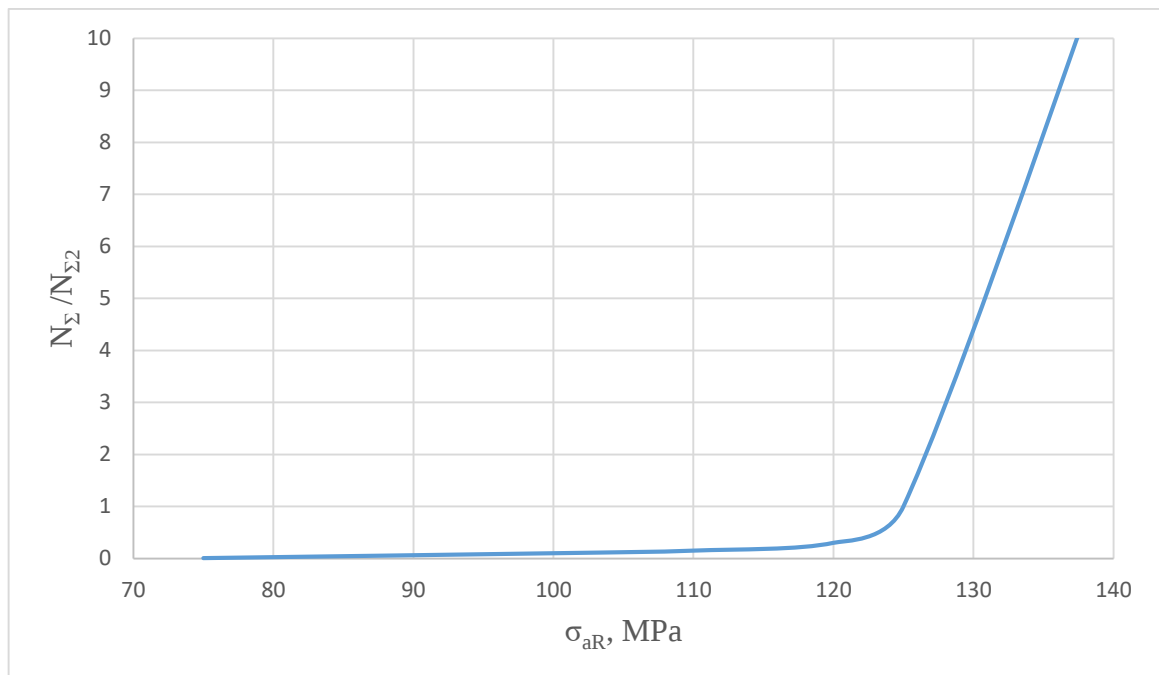


Рис. 3.26 - Вплив межі витривалості на відносну підсумкову довговічність $N_\Sigma / N_{\Sigma 2}$, де $N_{\Sigma 2}$ — підсумкова довговічність для 2 моделі втоми (пошкоджений метал)

Для непошкодженого металу підсумкова довговічність майже у 30 разів вища, ніж для моделі пошкодженого металу. Примітно, що межа витривалості незначною мірою впливає на довговічність N_Σ , якщо величина σ_{aR} не перевищує 115 – 125 МПа. Подальше збільшення межі витривалості веде до відчутного (на

порядок і вище) зростання довговічності. Тому вигідно зміцнювати метал станини у небезпечних місцях.

З рис. 3.26 слідує, що модель №3 неспроможна оцінити ресурс, оскільки прогнозовані терміни служби станин становлять 2 - 3 роки, що вочевидь не відповідає дійсності. Це цілком очевидно, оскільки модель одержана з урахуванням масштабного фактору. Використовуваний надалі локально-деформаційний підхід передбачає отримання моделі втоми на гладких (без концентраторів напружень) зразках стандартного розміру в жорсткому (з контролем деформацій, а не напружень) режимі навантаження. Деформаційні моделі втоми інваріантні до розмірів конструкції, оскільки дійсні до моменту появи в ній тріщини, інваріантні до концентрації напружень, тому що в розрахунках використовуються справжні (локальні) напруження та деформації, не номінальні, як при силових критеріях. Тому локально-деформаційний підхід добре поєднується з МСЕ та став основним методом для оцінки ресурсу у широкому діапазоні параметрів, діючих процесів навантаження.

Для подальших розрахунків станин обрано модель пошкодженого металу, як та, що найближче задовольняє термінам експлуатації, що реально спостерігаються.

3.5.2 Станина прошивного стану

При несприятливих поєднаннях умов експлуатації та стану обладнання в станині прошивного стану (ПС) виникають напруження $\sigma_1=133$ МПа при прошивці рядових сталей (це 80% труб, відносна тривалість дії 1-го ступеня $c_1=0,8$) та напруження $\sigma_2=149$ МПа при прошивці сталей, що важко деформуються, (20% труб, $c_2=0,2$). Станина виконана із сталі 35Л з межею міцності $\sigma_B=500$ МПа та експлуатується близько 80 років. Зазначені напруження вище допустимих (зазвичай для базових конструкцій допускають напруги до 120 МПа), а також існує небезпека вичерпання резервів міцності. Ціль оцінки – перевірка можливості експлуатації станини в розглянутих умовах до капітального

ремонті через 2 роки. Циклонавантаженість ПС при паспортній річній продуктивності ТПА 200000 тонн, при середній масі однієї труби 0,7 тонн становить $2,86 \cdot 10^5$ труб/рік. Якщо прийняти 1 цикл навантаження = 1 трубі, то за рік у станині виникає $2,86 \cdot 10^5$ циклів з максимальними значеннями σ_2 та σ_1 . Асиметрія циклу дорівнює 0, з чого випливає, що максимальне напруження дорівнює подвійному амплітудному: $\sigma_{2(1)} = 2 \cdot \sigma_{a2(1)}$.

3.5.2.1 Алгоритми знаходження довговічності до появи тріщини та функції надійності $P(t)$

Розрахунок проводиться для двоступеневого блоку з параметрами σ_1 , σ_2 та c_1 , c_2 . Коефіцієнт варіації напружень ступенів $v_\sigma = 0,17$. Це означає, що враховується поява напруження, як вище σ_2 (до 200 МПа), так і нижче σ_1 (до 90 МПа).

За цією моделлю отримуємо довговічність при стаціонарному навантаженні на рівні щаблів отримуємо: $N_1 = 9,4 \cdot 10^8$ циклів, $N_2 = 3,1 \cdot 10^8$ циклів. Для умов лінійного сумування пошкоджень отримуємо підсумкову довговічність при нестационарному режимі $N_\Sigma = 6,65 \cdot 10^8$ циклів.

Функція розподілу довговічності (ФРД) представляється логарифмічно нормальним законом. Середньоквадратичне відхилення (СКВ) логарифма довговічності визначається з урахуванням внутрішнього та зовнішнього факторів:

$$S_{\lg N} = \sqrt{S_{a \lg N}^2 + S_{y \lg N}^2} \quad (3.5)$$

СКВ від внутрішнього фактора приймаємо як максимально можливе $S_{a \lg N} = 0,32$. СКВ від зовнішнього фактора отримуємо як $S_{y \lg N} = (m \cdot v_\sigma) / 2,3$. З урахуванням цього отримуємо $S_{\lg N} = 0,78$. Остаточна ФРД має вигляд:

$$\lg N_p = (\lg N_\Sigma - 1,15 S_{\lg N}^2) \pm u_p S_{\lg N}, \quad (3.6)$$

де P – ймовірність безвідмовної роботи;

u_p - квантиль нормального розподілу.

Чисельна форма ФРД наступна:

$$\lg N_p = 8,12 \pm 0,78u_p. \quad (3.7)$$

На її основі отримуємо функцію надійності у графічній формі (рис. 3.27).

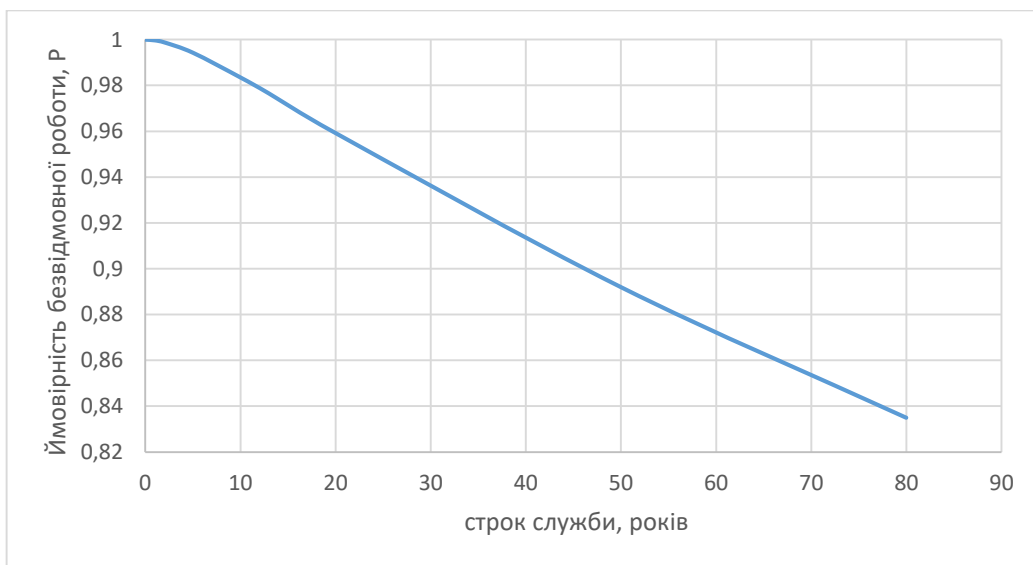


Рис 3.27 - Функція надійності станини прошивного стану, отримана за довговічністю металу у небезпечних місцях

Звідси випливає, що після двох років експлуатації надійність залишається високою і становить $P=0,9988$. Критичного для загального машинобудування рівня надійності $P=0,98$ станина досягає через 13 років експлуатації, а надійність опускається до $P=0,96$ після 20 років експлуатації. Якщо припустити, що станина протягом попередньої експлуатації не обслуговувалась і її властивості не відновлювалися, то за 80 років вироблення ресурсу (накопичене пошкодження)

склало $a=(80 \cdot 2,86 \cdot 10^5)/10^{8,12}=0,0035$. Додатковий час експлуатації до капітального ремонту трохи збільшить пошкодженість металу.

3.5.2.2 Довговічність та функція надійності за наявності дефектів (алгоритми)

Для вуглецевих конструкційних сталей граничне значення коефіцієнта інтенсивності напружень (КІН) становить $K_{Ith}=6 \text{ МПа} \cdot \text{м}^{0,5}$. Окрихчення металу веде до зниження критичного КІН, який приймаємо за аналогією з конструкційними сталями після тривалої експлуатації $K_{Ic}=60 \text{ МПа} \cdot \text{м}^{0,5}$. Для оцінки небезпеки дефектів використовується модель живучості, розроблена для листопрокатних валків [92].

Мінімальний радіус кругового дефекту, який може розвиватися в полі розтягуючих напружень буде:

$$r = \frac{K_{Ith}^2}{1,28 \cdot \sigma^2} . \quad (3.8)$$

Тоді радіус небезпечних дефектів буде $r_2=0,00126 \text{ м}$ (2 ступінь) та $r_1=0,00159 \text{ м}$ (1 ступінь). Величина радіусу критичного дефекту r_c пов'язано з небезпечним радіусом співвідношенням: $r_c/r=(K_{Ic}/K_{Ith})^2$. Критичний радіус буде в 100 разів більший за початковий:

$$r_{c2}=0,126 \text{ м} \text{ и } r_{c1}=0,159 \text{ м}.$$

Довговічність розвитку дефекту від початкового до критичного (живучість) визначається як:

$$N_g = \frac{2 \cdot 10^7 K_{Ic}^3}{(1,28\sigma)^3 \pi^{1,5} \sqrt{r}} \left(1 - \sqrt{\frac{r}{r_c}} \right). \quad (3.9)$$

З цього рівняння отримуємо число циклів живучості $N_{g1}=3,5 \cdot 10^6$ циклів (1 ступінь) и $N_{g1}=2,3 \cdot 10^6$ циклів (2 ступінь). Підсумкова живучість при нестационарному режимі становитиме $N_g=3,2 \cdot 10^6$ циклів.

Показник нахилу кривої живучості $\sigma - N_g$ менше, ніж для моделі втоми (крутіший нахил діаграми) і становить $m=2,27$. Тоді складова СКВ від зовнішнього фактора складає $S_{ylgN}=0,17$. Загальне СКВ логарифму живучості буде $S_{lgN}=0,36$. Функція розподілу живучості за аналогією з ФРД підпорядковується логнормальному закону:

$$\lg N_{gp} = 6,35 \pm 0,36u_p.$$

Для гарантованих значень довговічності цих рівняннях слід використовувати знак мінус ($P>0,5$). Функція надійності, побудована за цим рівнянням, визначає живучість станини в детермінованій постановці 7,82 року. У імовірнісній постановці, що враховує розсіювання параметрів опору руйнуванню, через 2 роки експлуатації надійність становить $P=0,945$ (рис. 3.28).

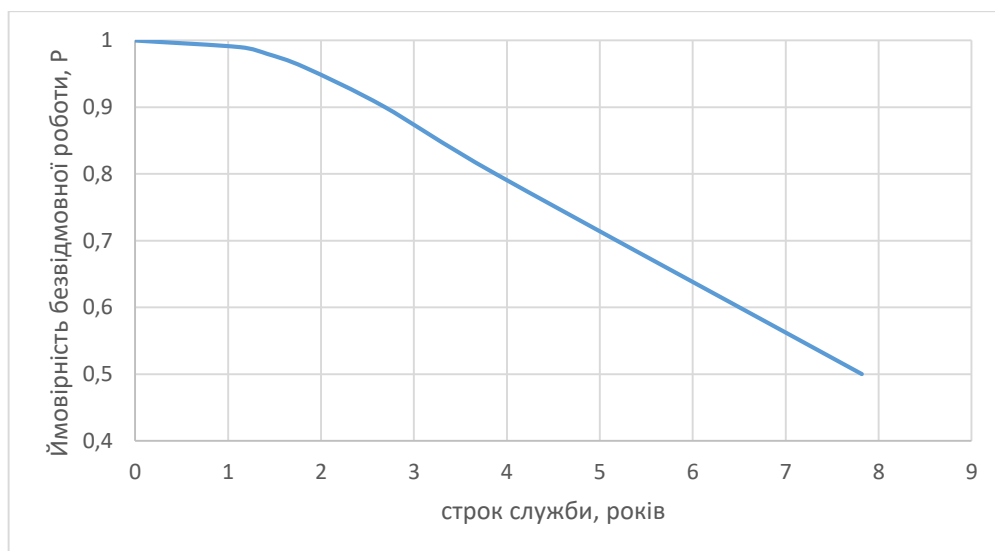


Рис. 3.28 - Функція надійності станини прошивного стану, отримана за живучістю металу в небезпечних місцях

Критичний рівень надійності $P=0,98$ при живучості становить 1,42 року, а рівень надійності $P=0,96$ буде досягнуто після 1,82 року. Таким чином, інтенсивність вичерпання надійності при розвитку дефектів приблизно в 10 разів вище, ніж для бездефектного вихідного металу.

3.5.2.3 Оцінка показників при посиленні жорсткості умов експлуатації

На підставі апробованого алгоритму було продовжено оцінку надійності для більш жорстких умов експлуатації, які фактично склалися при роботі прошивного стану. Зміни умов експлуатації наступні:

- зростання продуктивності до 240000 тонн на рік регламентує інтенсивність циклозмін у розмірі 343000 циклів (труб) на рік;
- при прокатці важкодеформованих металів максимальне напруження зростає до 190 МПа, а при прокатці рядових сталей діють напруження 149 МПа.

Розглядалися блоки навантаження з рівнем напруженості ступенів $\sigma_1=149$ МПа та $\sigma_2=190$ МПа. При цьому змінювався параметр відносної тривалості ступенів c_1 та c_2 . Параметр c_2 характеризує частку обробки заготівель з металів, що важко деформуються. Для основного режиму навантаження прийнято $c_1=0,8$ та $c_2=0,2$.

Як показник надійності замість ймовірності безвідмовної роботи P використовується безрозмірний рівень ризику

$$\rho=(1-P)/P. \quad (3.10)$$

При $\rho=1$ ризик стає повним та експлуатація неприпустима.

3.5.2.3.1 Довговічність до появи тріщини та функція ризику

Зі зростанням частки обробки металів, що важко деформуються, довговічність до появи тріщини знижується: до величини $c_2=0,2$ спостерігається

інтенсивне падіння ресурсу у 2,7 раза (при $c_2=0$ режим навантаження стаціонарний з σ_1), після чого спостерігається плавний спад у 2 рази при $c_2=0,5$ в порівнянні з основним режимом (рис. 3.29).

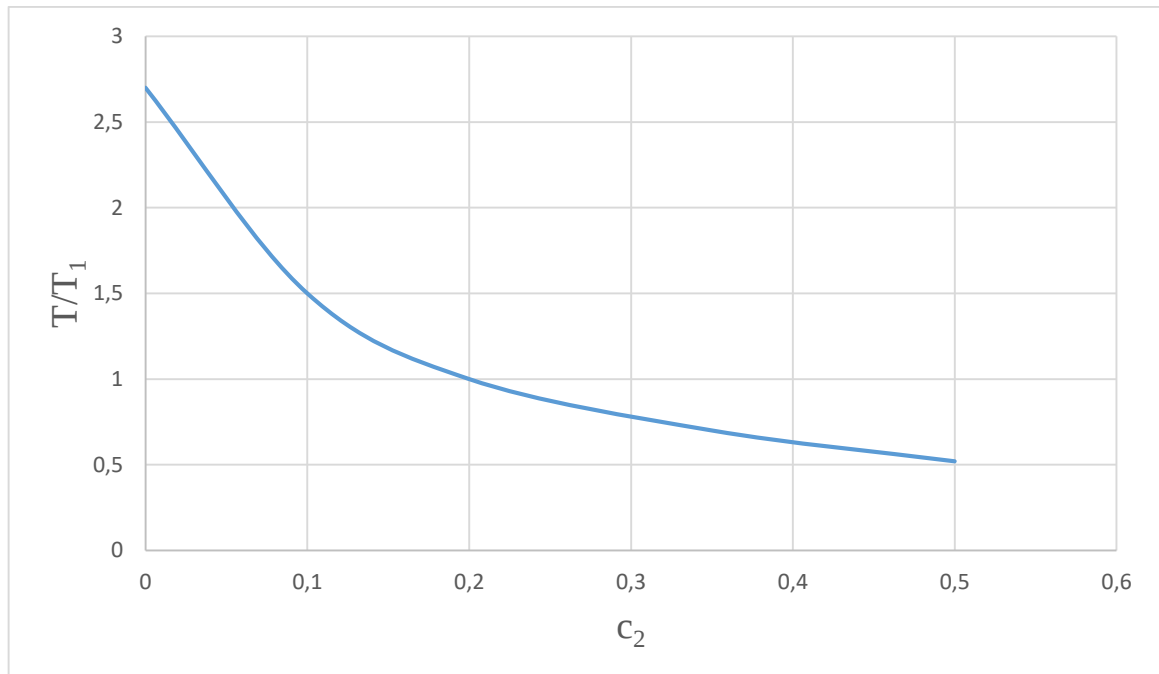


Рис. 3.29 - Вплив частки прокатки металів, що важко деформуються (параметру блоку c_2) на відносний термін служби станини прошивного стану T/T_1 , де T_1 - строк служби при $c_2=0,2$

Результати розрахунку надійності в умовах жорсткої експлуатації представлені на рис. 3.30 – 3.31. Функція розподілу довговічності (ФРД) має форму:

$$\lg N_p = 7,4 \pm 0,78u_p.$$

З цього випливає, що термін безпечної експлуатації минув через 73-75 років від її початку.

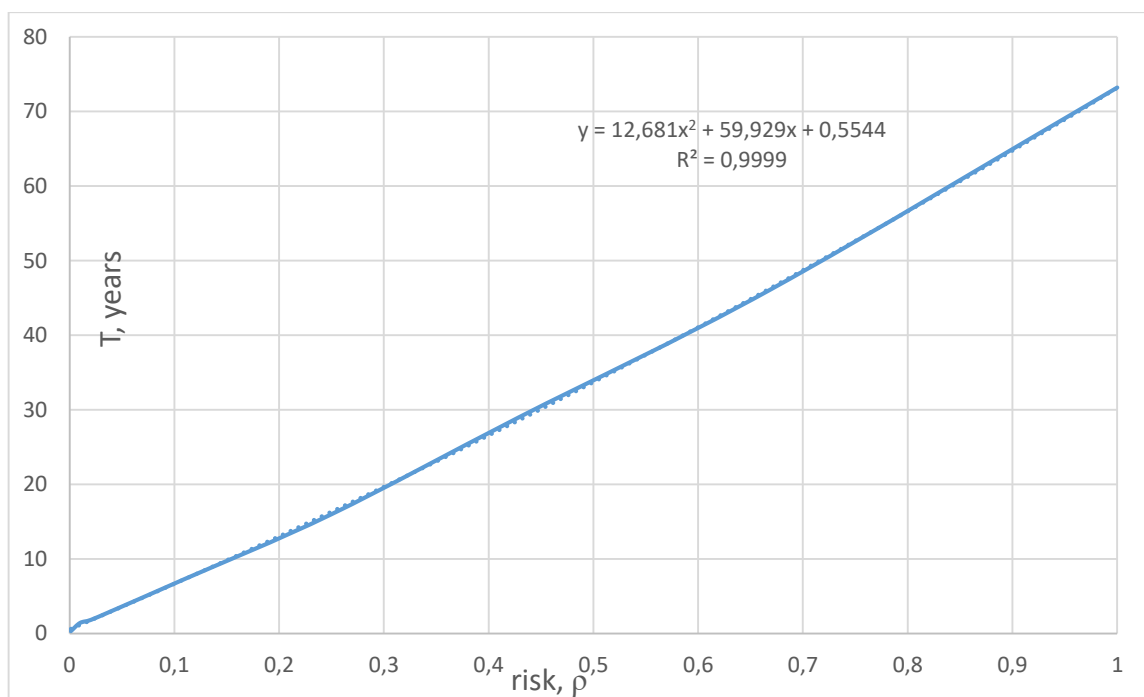


Рис. 3.30 - Функція розподілу терміну служби станини прошивного стану ТПА 350 за рівнем ризику, отримана при двоступінчастому основному блоці навантаження

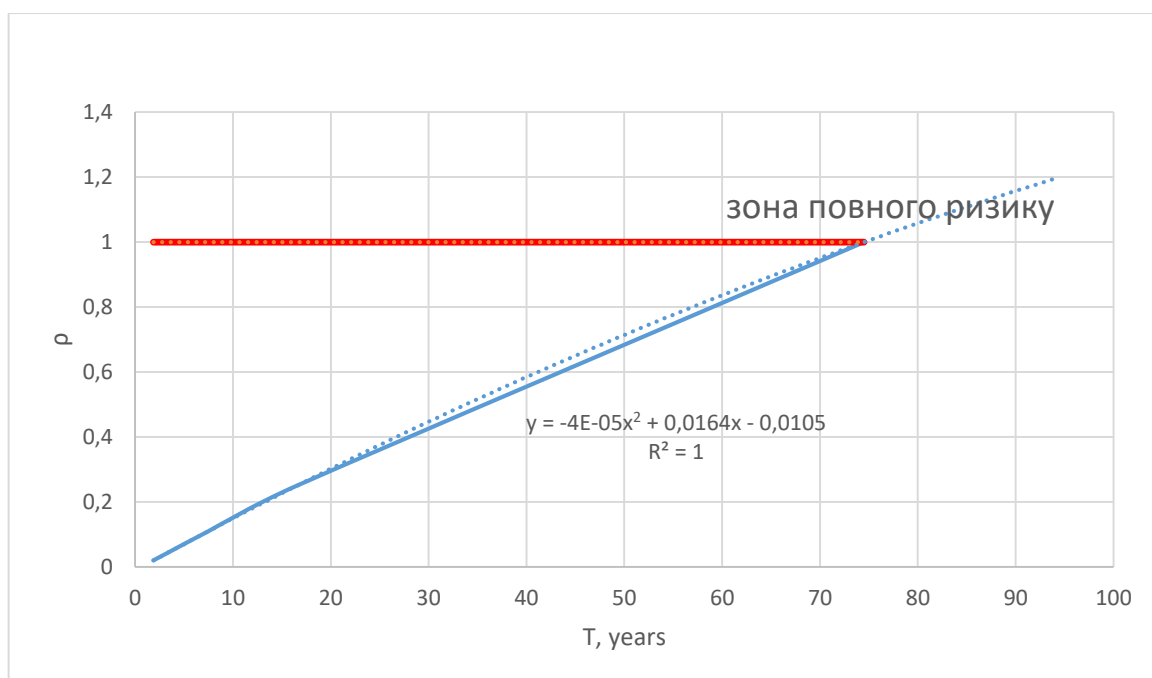


Рис. 3.31 - Функція ризику станини прошивного стану ТПА 350, отримана при поєднанні втомних пошкоджень двох небезпечних місць

При збільшенні частки обробки важкодеформованих сталей безпечна експлуатація закінчилася б через 50 років ($c_2=0,35$) або через 38 років ($c_2=0,5$) (рис. 3.32).

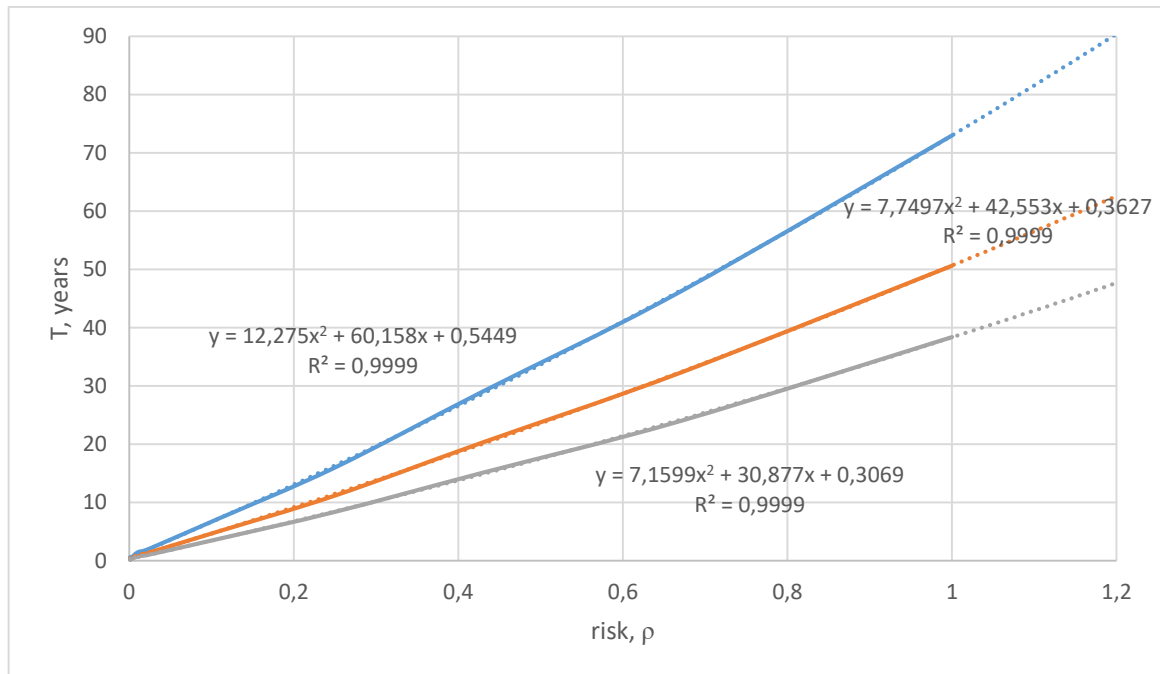


Рис. 3.32 - Функція розподілу терміну служби станини прошивного стану ТПА 350 за рівнем ризику, отримана при двоступінчастих блоках навантаження з відносними тривалостями $c_2=0,2$ (верхня крива), $c_2=0,35$ (середня крива), $c_2=0,5$ (нижня крива)

3.5.2.3.2 Довговічність за наявності дефектів та розподіл живучості

При основному режимі навантаження знижується розмір радіусу сферичного дефекту, який може збільшуватися. Він складає $r_2=0,00077$ м. Стократне збільшення дефекту відбувається за період живучості $N_1= 2,84 \cdot 10^6$ циклів та $N_2= 1,7 \cdot 10^6$ циклів. Отримані на цій підставі функції розподілу живучості

$$\lg N_{gP} = 6,25 \pm 0,36u_p$$

та ризику (рис. 3.33, 3.34) показують, що за запропонованим критерієм повний ризик настає через 5,2 роки експлуатації.

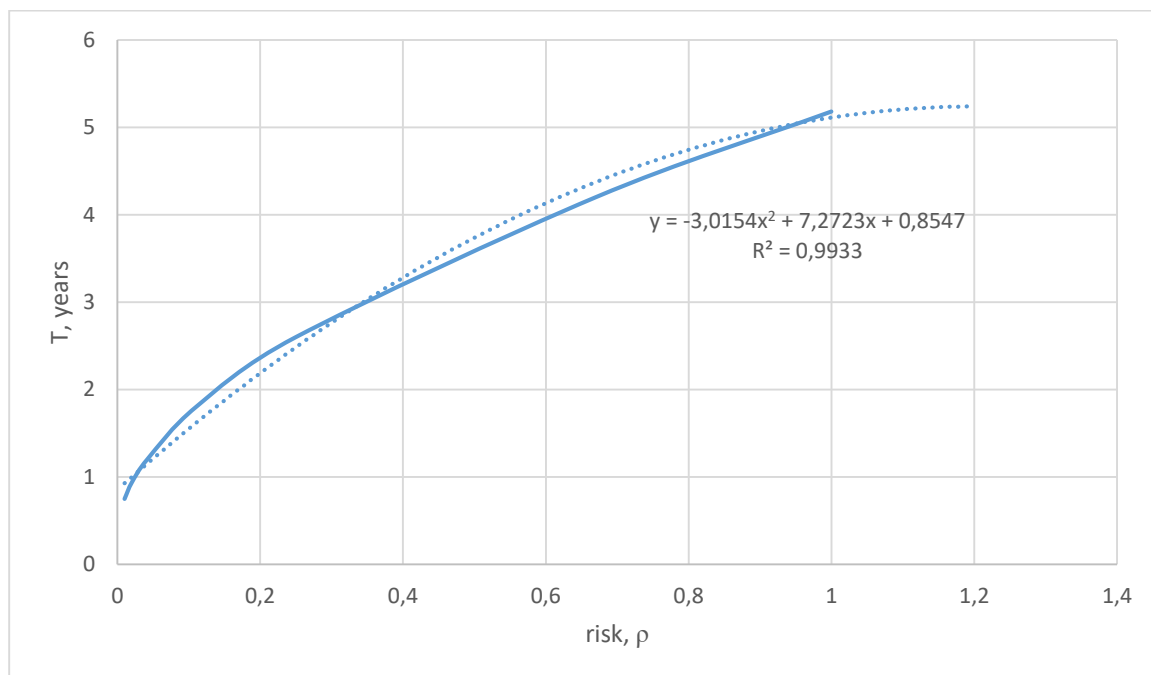


Рис. 3.33 - Функція розподілу живучості за рівнем ризику при зростанні сферичного дефекту в станині прошивного стану ТПА 350 під дією основного блоку навантаження

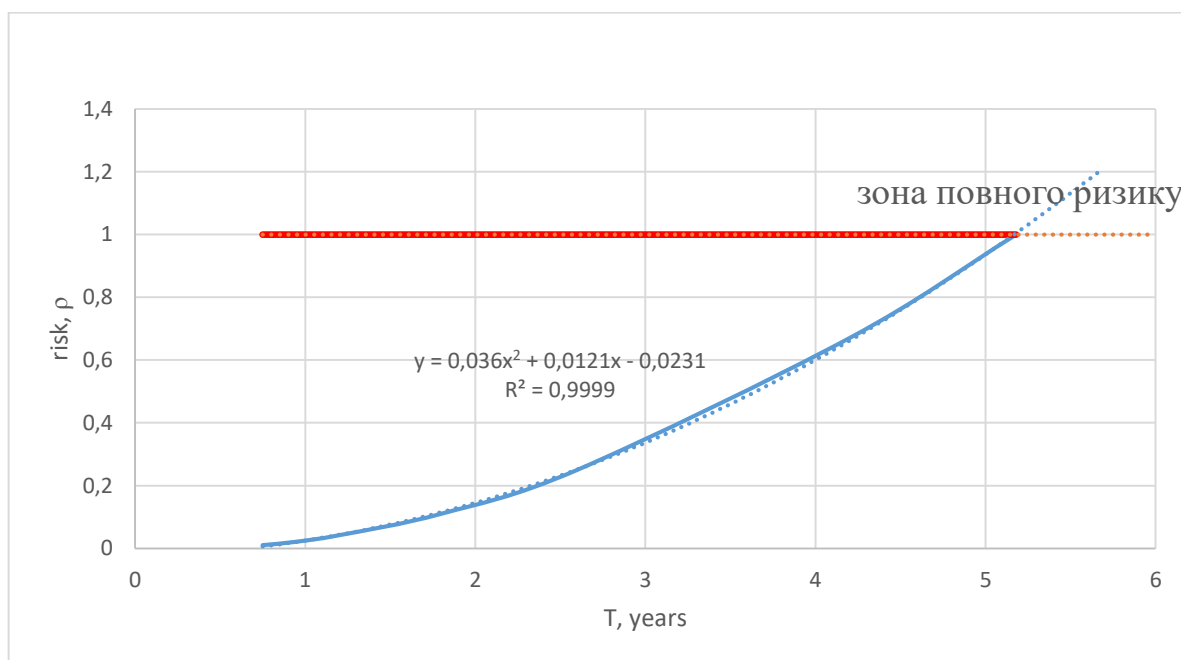


Рис 3.34 - Функція ризику при зростанні сферичного дефекту в станині прошивного стану ТПА 350 під дією основного блоку навантаження

3.5.3 Станина автомат-стану

Робота автомат-стану відрізняється від прошивного більш інтенсивною циклічністю, тому що за прокатку однієї труби в станині спостерігається 5 циклів (за кількістю обертів валків) навантажень. Тоді загальна циклонавантаженість становитиме $5 \cdot 343000 \text{ труб/рік} = 1,72 \cdot 10^6 \text{ циклів/рік}$.

При прокатуванні труб рядового сортаменту максимальне напруження в станині становить $\sigma_1 = 49 \text{ МПа}$. Відносна тривалість їх дії в основному режимі становитиме $c_1 = 0,8$. При прокатуванні труб із важкодеформованих металів максимальне напруження зростає до $\sigma_2 = 78 \text{ МПа}$. Але при захопленні заготовлі виникає перевантаження і максимальне еквівалентне напруження досягає $\sigma_{ol} = 205 \text{ МПа}$. Воно діє на частині першого оберту валка, тобто її відносна тривалість становить $c_{ol} = (1/5) \cdot c_2 = (1/5) \cdot (1 - c_1)$. Тоді відносна тривалість ступеня рівня σ_2 складає $c_{21} = c_2 - c_{ol}$. Розрахунковий блок основного режиму виглядає наступним чином: 1 ступінь - $\sigma_1 = 49 \text{ МПа}$, $c_1 = 0,8$; 2 ступінь - $\sigma_2 = 78 \text{ МПа}$, $c_{21} = 0,16$; 3 перевантажувальний ступінь $\sigma_{ol} = 205 \text{ МПа}$, $c_{ol} = 0,04$.

При розрахунку підсумкової довговічності стало очевидно, що розсіяні втомні пошкодження в станину вносять, практично, тільки перевантаження. ФРД при цьому має вигляд:

$$\lg N_p = 7,95 \pm 0,78 u_p .$$

З функції ризику випливає, що повний ризик експлуатації настав через 51,8 року після її початку (рис. 3.35).



Рис. 3.35 - Функція ризику станини автомат-стану ТПА 350

Зниження частки прокатки важкого сортаменту до 5% збільшує термін служби до появи тріщин у 4 рази (рис. 3.36).

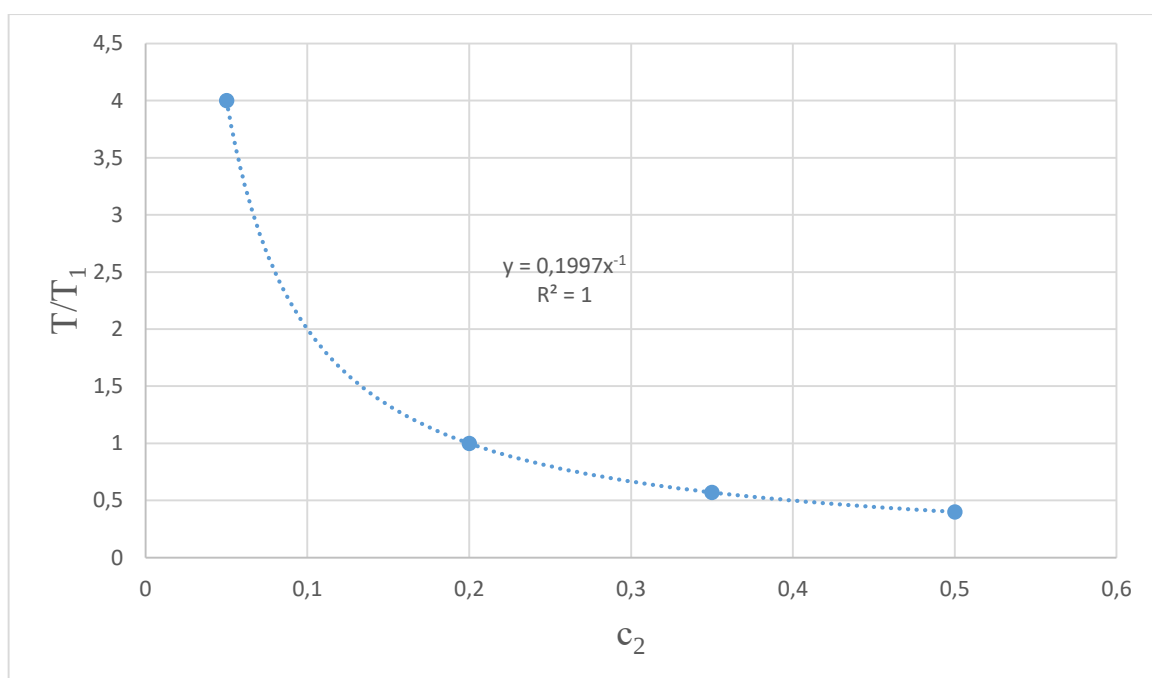


Рис. 3.36 - Вплив частки прокатки металів, що важко деформуються, (параметру блока c_2) на відносний термін служби станини автомат-стану T/T_1 , де T_1 - строк служби при $c_2=0,2$

3.5.3.1 Довговічність за наявності дефектів та функція ризику при живучості

Тріщини у станині автомат-стану виникають на внутрішній поверхні вікна під подушки валків. У цих місцях стійка станини розтягується та згинається від вертикальних зусиль прокатки. Тріщини розвиваються на розтягнутій стороні стійки, контролюються нормальними напруженнями і відповідають, отже, I моді руйнування (тріщини нормального відриву). Горизонтальні зусилля прокатки діють поперек стійки поздовжньо осі прокатки. У стійці з'являються дотичні напруження та деформації поперечного зсуву, що відповідають II моді руйнування. Вони впливають на розвиток тріщин, що має змішаний (I+II моди) характер. Розташування еліпсоподібного фронту тріщин, де велика піввісь витягнута впоперек осі прокатки, говорить про домінування I моди руйнування. В такому випадку ситуації з розрахунку МСЕ необхідно окремо вичленувати нормальні та дотичні напруження, а не еквівалентні, як у прогнозуванні довговічності до появи тріщини. Можна припускати, що тріщина виходить із сферичного дефекту та розвивається в полях нормальних напружень $\sigma=115$ МПа та дотичних напружень $\tau=73$ МПа. Тоді по (3.8) маємо мінімальний розмір початкового дефекту, здатного розвиватися $r_I=2,1$ мм. Тоді критичний розмір дефекту буде у 100 разів більшим.

Для II моди мінімально небезпечний радіус дефекту буде:

$$r_{II} = \frac{K_{IIth}^2}{1,77\tau^2}. \quad (3.11)$$

Прийнявши параметри діаграми руйнування II моди такими ж, як II моди, визначаємо $r_{II}=3,8$ мм. Це означає, що при зрушенні, в силу обраного режиму навантаження, допускаються більші дефекти.

Живучість при I механізмі руйнування згідно (3.9) складає $N_{gI}=4,78 \cdot 10^6$ циклів. Живучість при II механізмі руйнування визначається за аналогічною (3.9) залежністю:

$$N_{gII} = \frac{2 \cdot 10^7 \cdot K_{IIc}^3}{(1,77\tau)^3 \sqrt{r_I}} \left(1 - \sqrt{\frac{r}{r_{cl}}} \right). \quad (3.12)$$

Для критичного дефекту $r_{cl}=210$ мм отримуємо період живучості $N_{gII}=7,1 \cdot 10^6$ циклів.

На дефект одночасно впливають два циклічні процеси по I і II механізмам руйнування. У такій ситуації підсумкова живучість визначається за правилами об'єднання показників надійності [97]:

$$N_{g\Sigma} = \frac{1}{\frac{1}{N_{gI}} + \frac{1}{N_{gII}}}. \quad (3.13)$$

При змішаному механізмі руйнування період живучості знижується до $N_{g\Sigma}=2,8 \cdot 10^6$ циклів. З врахуванням рішень, отриманих в розділі 1, функція розподілу живучості буде:

$$\lg N_{g\Sigma P} = 6,3 \pm 0,36u_P.$$

Параметри даної функції близькі до подібної функції, що отримана для прошивного стану. Але внаслідок більшої частоти навантаження, підсумковий період живучості станини автомат-стану виявляється приблизно в 5 разів коротшим. З функції ризику видно, що його повна величина настає через 1,16 року розвитку тріщини (рис. 3.37).

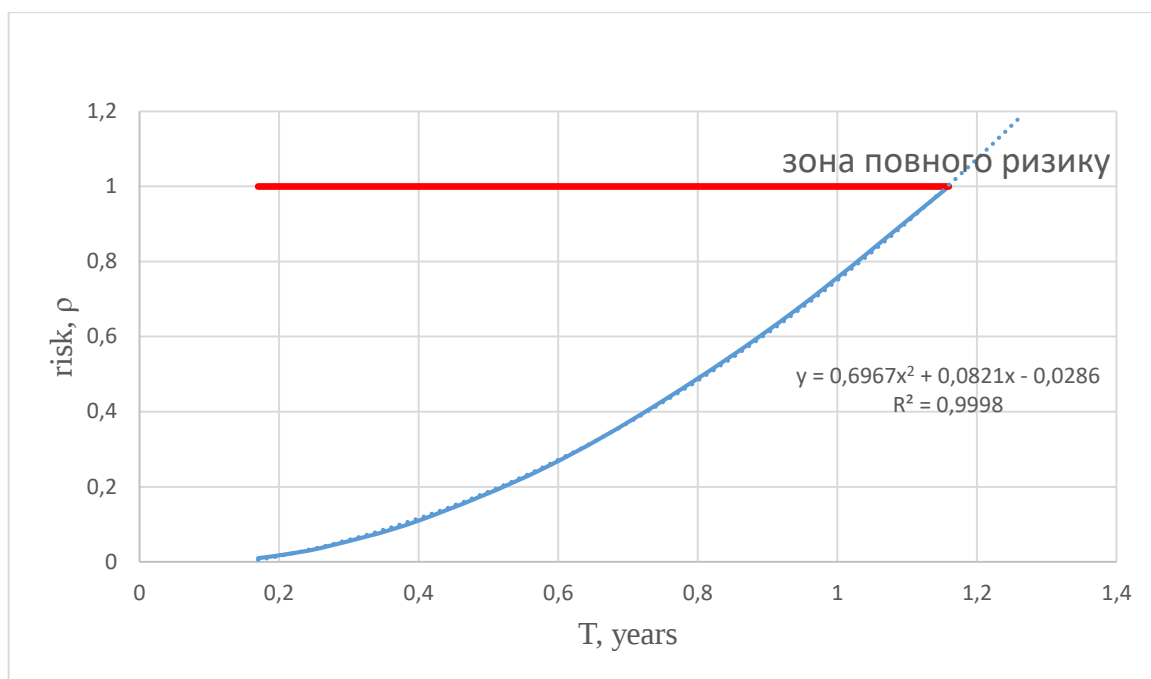


Рис. 3.37 - Функція ризику при зростанні сферичного дефекту в станині автомат-стану ТПА 350

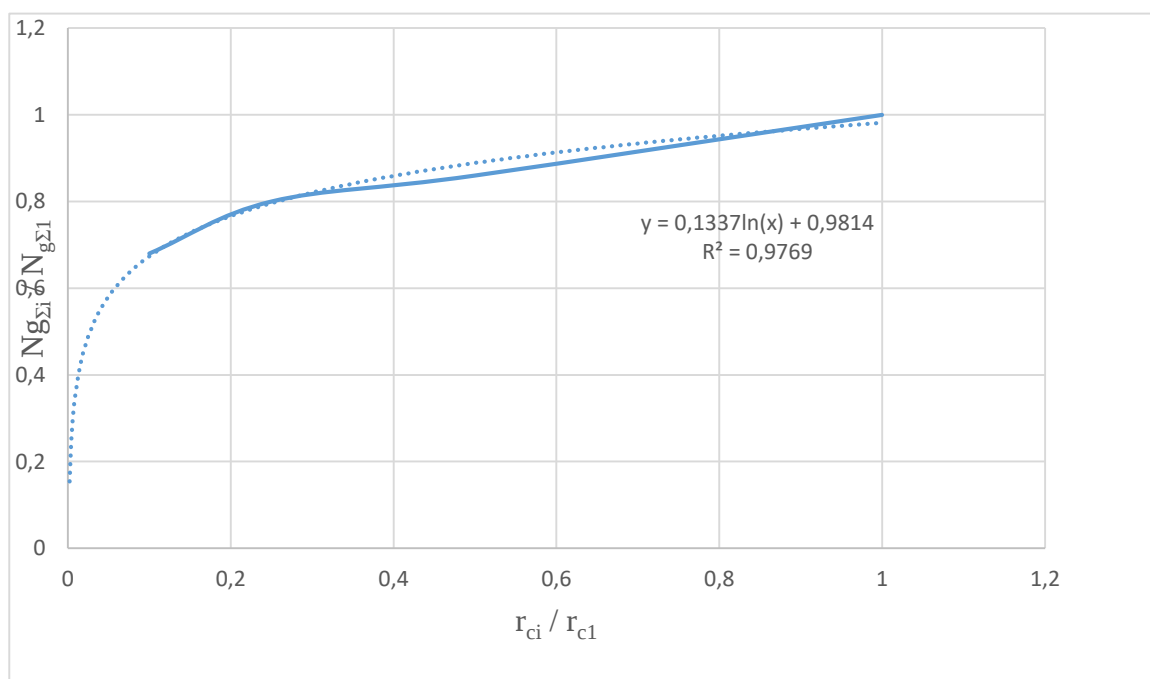


Рис. 3.38 - Вплив відносного розміру кінцевого дефекту на відносну живучість станини автомат-стану $N_{g\sum i} / N_{g\sum 1}$, де $N_{g\sum 1}$ - живучість при r_{c1}

У реальній експлуатації тріщина не досягне свого критичного значення, оскільки вона буде ідентифікована на ранній стадії під час діагностування, коли її розмір може становити кілька десятків міліметрів. Представляє інтерес період розвитку тріщини до нижчого розміру, щоб мати можливість планувати періодичність діагностування. Кінцевий розмір дефекту r_{ci} порівняно слабо впливає на період живучості (рис. 3.38): зниження r_{ci} в 4 рази відносно r_{ci} зменшує довговічність $N_{g\Sigma}$ тільки на 20%.

3.5.4 Модель функції ризику для базових конструкцій

Процес втрати несучої здатності базовими конструкціями, згідно принципів оцінки їх залишкового ресурсу (див. розділ 1) є багатостадійним. Відповідно цього принципу був сформований ресурс станин, що були досліджені. Повний ресурс представляється як сума довговічності до появи тріщини і *живучості на різних стадіях руйнування*. В цьому аспекті така ситуація збігається з *концепцією поетапного призначення ресурсу*, яка лежить в основі теорії безпеки.

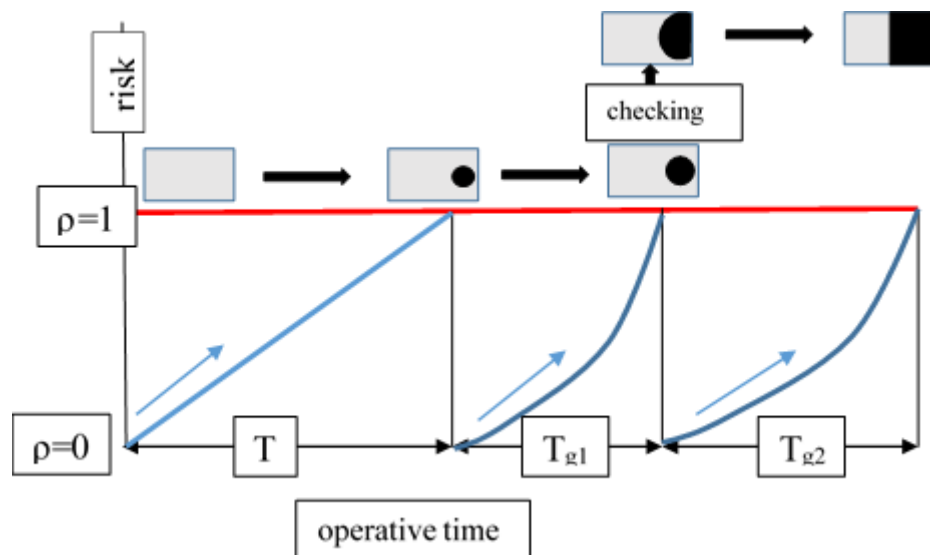


Рис. 3.39 - Функція ризику $p(T)$ на стадії зародження тріщини T і на стадіях зростання тріщини від колоподібного дефекту T_{g1} до крайової T_{g2}

Була прийнята наступна модель. 1 стадія – зародження тріщини або колоподібного дефекту за час експлуатації T . Цей період визначається за моделлю довговічності у вигляді кривої втоми. 2 стадія – розвиток тріщиноподібного кругового дефекту від порогового значення до того розміру, коли тріщину можна ідентифікувати засобами технічного діагностування (checking, рис. 3.39). Цей період T_{g1} прогнозується за моделями у вигляді кривих живучості (рис. 3.39).

Після ідентифікації положення, розмірів і форми фронту тріщини змінюються параметри кривих живучості і функції ризику. Тоді повний ризик при $\rho=1$ під час перетворення поверхневої тріщини в крайову наступає за період T_{g2} (рис. 3.38).

У якості показника ризику прийнято відношення шансів (odds ratio) ρ (3.10). Функції ризику найбільш адекватно описуються поліномами другого ступеню. Це можна бачити по показнику R^2 , який в середовищі Excel характеризує тісноту зв'язку. Для поліноміальних моделей цей показник наближається до одиниці (рис. 3.31, 3.32, 3.35, 3.37). Але для 1 стадії зародження тріщини функцію ризику можна апроксимувати лінійною залежністю:

- станина автомат-стану $\rho=0.0082+0.0196T, R^2=0.9975,$
- станина прошивного стану $\rho=0.0069+0.0134T, R^2=0.9989.$

Як видно з наведених величин R^2 , тіснота зв'язку між ризиком і часом експлуатації залишається високою при лінійному рівнянні регресії. Тому більш зручно користуватися цією залежністю, тим більше, що вона має теоретичне підґрунтя. Функція ризику має 2 фіксовані точки: $\rho=0$ при $T=0$, $\rho=1$ при $T=\bar{T}$. Остання величина визначається з функції розподілу ресурсу, як відповідна медіанному значенню. Тому, функція ризику на стадії утворення тріщини визначається через параметр потоку відмов λ :

$$\rho = \lambda T = \frac{T}{\bar{T}}. \quad (3.14)$$

В такій постановці ризик є прямопропорційним часу експлуатації і збігається з пошкодженням в ресурсній інтерпретації. Відомо, що основне рівняння надійності також виражається через параметр λ , але використовується експонентна функція: $P = \exp(-\lambda T)$. В такому вигляді функція надійності, як діагностичний параметр, є незручною, оскільки на більшому проміжку часу експлуатації вона нечутлива до наробітку.

На противагу цьому, функція ризику, як і ресурсний індекс безпеки, чутливі до наробітку.

3.6 Пристрої фіксації кришки на станині

Одним зі шляхів подовження строку експлуатації станини прошивного стану є надійне закріплення верхньої кришки на станині, оскільки поява в процесі її експлуатації зазорів між кришкою та станиною від послаблення різьбового закріплення кришки до станини веде до зменшення жорсткості станини, зростання навантажень на станину, збільшення її вібрації. Відповідно, з однієї сторони, це призводить до зниження якості труб. З іншої сторони, зазори в місці з'єднання сприяють зростанню локальних напружень, що призводить до появи дефектів, період живучості яких становить близько 5 років. Після цього дефекти трансформуються в тріщини, які відповідно призводять до руйнації станини. Таким чином, з'являється небезпека передчасного вичерпання резервів міцності станини та її ресурсу. Особливо це стосується прошивних станів, які входять до складу трубопрокатних агрегатів, що виготовляють труби з металів, що важко деформуються [4].

Надійне закріплення кришки на станині кліті прошивного стану трубопрокатного агрегату можливо досягнути за допомогою встановлення пристроїв фіксації кришки на станині у вигляді вбудованих в кришку блоків з висувними гвинтами, які на кінці мають конусну ділянку, що взаємодіють з конічними стаканами, які нерухомо встановлені в станині [98].

Пристрій фіксації кришки 1 на станині 2 (рис. 3.40) складається з гвинта 3, що вставляється в гільзу 4 та конічну гільзу 5, та фіксується фланцевою гайкою 6.

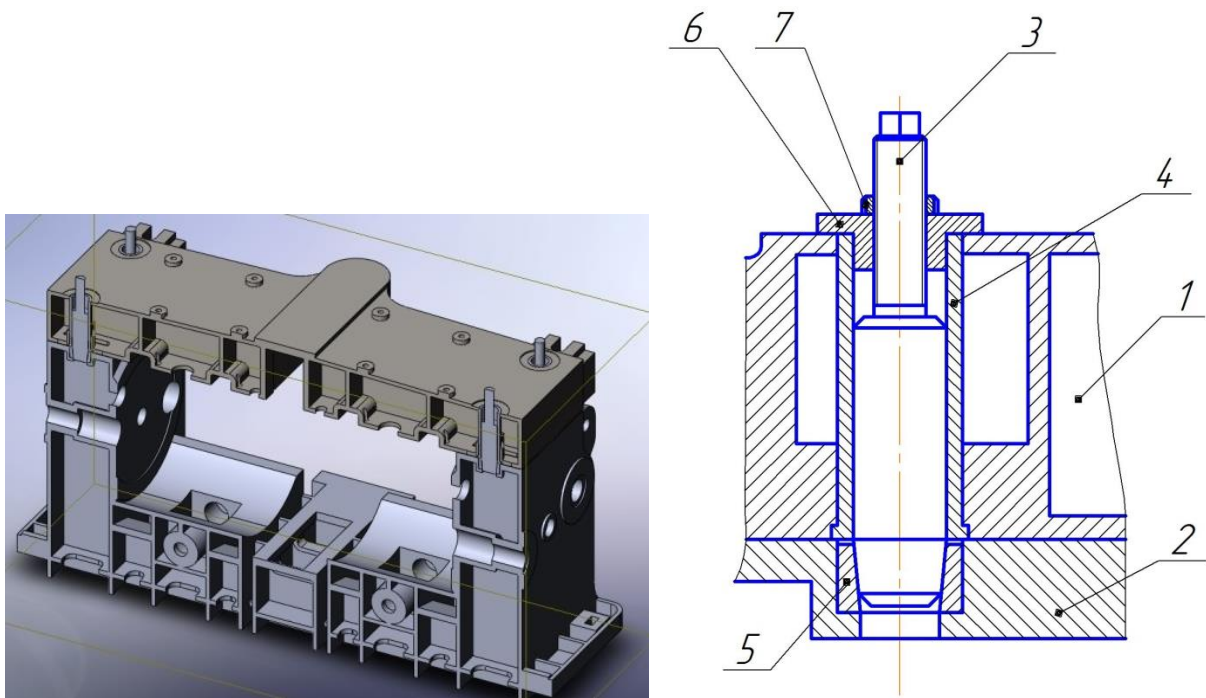
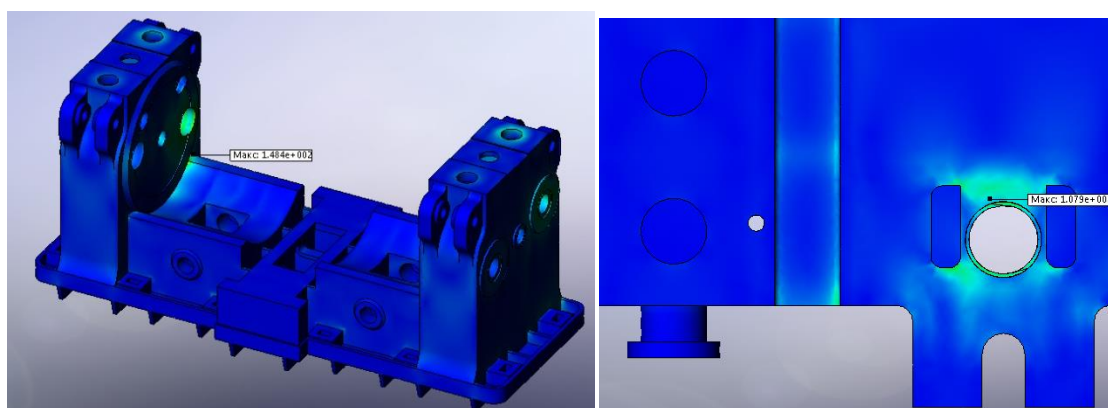
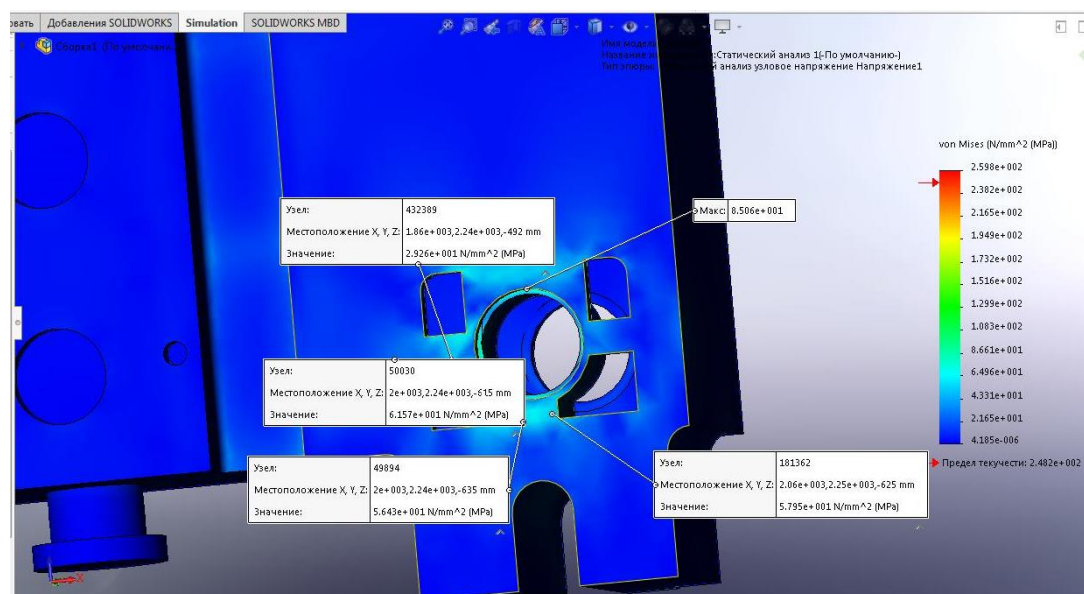


Рис. 3.40 - Робоча кліть прошивного стану ТПА 350 з гвинтовим механізмом фіксації кришки: 1 – кришка; 2 – станина; 3 – гвинт регулювальний; 4 – гільза циліндрична; 5 – гільза конічна; 6 – фланцева гайка; 7 - контргайка

Фіксація кришки 1 на станині 2 відбувається наступним чином. В конічну гільзу 5, що нерухомо розташована в станині 2, та циліндричну гільзу 4, яка в свою чергу нерухомо розташована в кришці 1 вставляють гвинт 3, кінцем з конусною ділянкою вниз. Конусна ділянка гвинта 3 знаходиться в контакті з конічною гільзою 5. Верхній кінець гвинта 3 виконано квадратним в перетині під гайковий ключ. Циліндрична гільза 4 зверху має ділянку з внутрішньою різьбою під встановлення фіксуючої фланцевої гайки 6, яка в свою чергу має зовнішню різьбу для встановлення в гільзу 4 та внутрішній отвір з різьбою під встановлення гвинта 3. Гайковим ключем за хвостовик гвинта 3 здійснюють його закручування в гайці 6. Таким чином, отримується попереднє напруження станини, що призводить до збільшення її жорсткості. Для рівномірної фіксації кришки на

станині гвинти чотирьох фіксуючих пристроїв закручують почергово по діагоналі – хрест на хрест. Закручені гвинти 3 стопорять від розкручування контргайками 7.



а)

б)

Рис. 3.41 – Напружено-деформований стан станини (а) і кришки (б) робочої кліти прошивного стану ТПА 350 з урахуванням гвинтового механізму фіксації кришки

Дослідження напружено-деформованого стану станини і кришки робочої кліти прошивного стану ТПА 350 (рис. 3.41) показує, що фіксація кришки в місцях їх надійного закріплення сприяє зниженню локальних напружень при виготовленні труб із металів, що важко деформуються. Максимальні напруження

в місцях їх локалізації відповідно становлять: на станині 140 МПа (рис. 3.41 а), а на кришці приблизно 109 МПа (рис. 3.41 б).

Але, недоліком такої конструкції пристрою для фіксації кришки на станині робочої кліті прошивного стану є неможливість забезпечення постійного рівномірного рівня затягування висувних гвинтів пристроїв фіксації кришки на станині. Такі фіксуючі пристрої потребують від експлуатаційного персоналу постійного контролю та регулювання рівня їх затягування та при необхідності дозатягування гайковим ключем, а це є проблематичним при роботі прошивного стану. Це можливо вирішити встановивши пристрої фіксації кришки на станині у вигляді гідравлічних циліндрів зі штоками, які на кінці мають конусну ділянку, що контактують зі стаканами, які мають конічні ділянки з однаковими параметрами конічності з ділянками штока, та нерухомо встановлені в станині [99].

Пристрій фіксації кришки 1 на станині 2 (рис. 3.42) складається зі штока 3 з поршнем 7 з ущільненнями 11, зафіксованим на штоці гайкою 8, який вставляється в циліндричну гільзу 4 та конічну гільзу 5, та фіксується кришкою 6 з ущільненнями 10 гідравлічного циліндру 9. Поршень 7 входить до порожнини гідравлічного циліндра 9.

Фіксація кришки 1 на станині 2 відбувається наступним чином. В конічну гільзу 5, що нерухомо розташована в станині 2, та циліндричну гільзу 4, яка в свою чергу нерухомо розташована в кришці 1 вставляють шток гідравлічного циліндра 3, кінцем з конусною ділянкою вниз. Конусна ділянка штока 3 знаходиться в контакті з конусною гільзою 5. На верхній кінець штока 3 встановлено поршень 7 з ущільненнями 11 та який зафіксовано на штоці 3 гайкою 8. Циліндрична гільза 4 зверху має ділянку з внутрішньою різьбою під встановлення кришки 6 гідравлічного циліндру 9, яка в свою чергу має зовнішню різьбу для встановлення в гільзу 4. Гідравлічний циліндр 9 за допомогою зовнішньої різьби на кришці 6 приєднується до кришки станини 1. Зовні фланець кришки 6 має форму шестигранника, за який гайковим ключем гідравлічний циліндр вкручується в кришку 1.

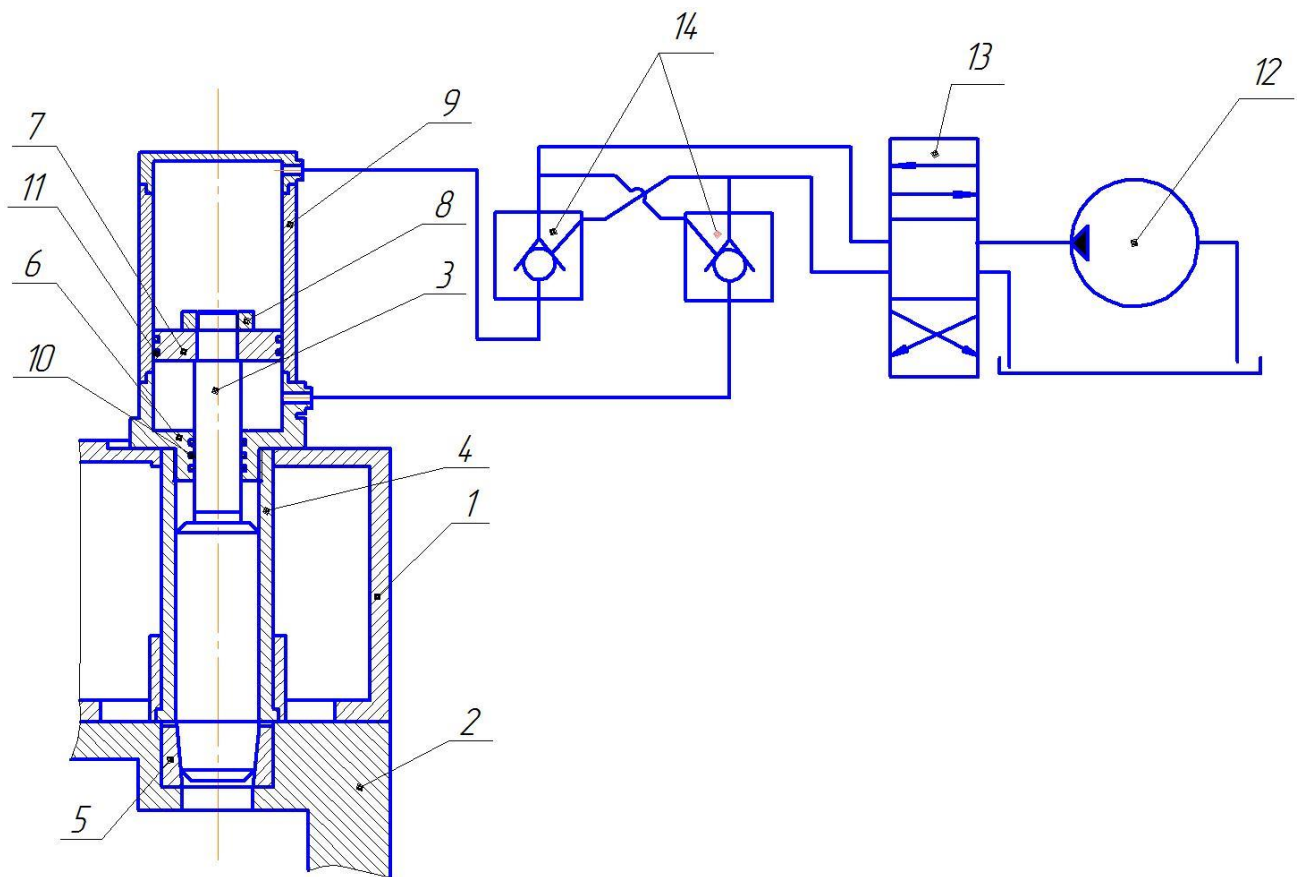


Рис. 3.42 – Гідравлічний механізм фіксації кришки: 1 – кришка; 2 – станина; 3 – шток; 4 – гільза циліндрична; 5 – гільза конічна; 6 – гайка; 7 – поршень; 8 – гайка; 9 – циліндр гідравлічний; 10 – ущільнення; 11 – ущільнення; 12 – насос; 13 – гідравлічний розподільник; 14 – гідравлічний замок

Після встановлення гідравлічних фіксуючих пристроїв від гідравлічної магістралі насосом 12 через гідравлічний розподільник 13 та гідравлічний замок 14 до порожнини чотирьох гідравлічних циліндрів подається робоча рідина під тиском у діапазоні 2 - 4 МПа, в залежності від типорозміру труби та сталі, з якої вона виготовляється. Тиск рідини на поршень 7 трансформується в зусилля на штоці 3. Таким чином отримується попереднє напруження станини, що призводить до збільшення її жорсткості. Запобігання послабленню фіксації кришки на станині та здійснення постійного рівномірного навантаження на штоки всіх фіксуючих пристроїв здійснюється за рахунок двостороннього гідравлічного

замку 14. Він не дає можливості втратити контакт конусних ділянок конічної гільзи 5 та штоку 3, тобто унеможливорює пересування – відхід штоку від дії перевантажень та при втраті тиску в гідросистемі.

Висновки по розділу 3

1. За результатами інструментального обстеження станини автомат-стану встановлено, що найбільш вразливими місцями є внутрішні поверхні стійок. Там спостерігається тріщиноутворення, яке підтверджене трьома засобами неруйнівної діагностики. Виявлений механізм зростання тріщин, який має змішаний характер і складається з I і II мод руйнування. Він обумовлений технологічними зусиллями з боку трубної гільзи і схемою деформування станини.

2. Встановлено тип процесу навантаження елементів станини автомат-стану, який спостерігається під час прокатки однієї гільзи (трубної заготовки). Зафіксовані осцилограми було оброблено за вимогами розробленої в 2 розділі моделі втоми при комбінованому навантаженні. Експлуатаційне навантаження можна представити як комбінацію основного і додаткового циклічних процесів. Основний процес відбувається з частотою темпу прокатки, а додатковий з частотою обертання валків. Знайдені параметри цих процесів.

3. Однією з ознак погіршення технічного стану робочих клітей прокатних станів є розлад системи закріплення і фіксації станин. Це призводить до втрати просторової орієнтації кліті, що само по собі вже є неприпустимим, оскільки сприяє збільшенню браку продукції. Однак, крім того, супутні цьому явищу зазори ведуть до збільшення напружень в окремих несприятливих місцях станин. Хоча номінальні напруження в більшості об'єму станини можуть залишатися на минулому рівні і навіть зменшуватися. В несприятливих місцях (наприклад, кутові зварні шви) інтенсивно розвиваються дефекти. До того ж зазори збільшують динамічні навантаження, що в купі веде до зменшення надійності. Тому модернізація системи фіксації станини є універсальний ремонтний захід при продовженні їхнього ресурсу.

4. На підставі досліджень напружено-деформованого стану станин і фактичного виробництва труб за сортаментом для кожної з них сформовано дворівневий блок навантаження. Для них з'ясовано, що границя витривалості елементів станини σ_{aR} незначною мірою впливає на їхню підсумкову довговічність N_Σ , якщо величина σ_{aR} не перевищує 115 – 125 МПа. Подальше збільшення границі витривалості веде до відчутного (на порядок і вище) зростання довговічності. Тому вигідно зміцнювати метал станини у небезпечних місцях.

5. За умов неможливості отримання з діючих станин зразків для механічних випробувань для них було розроблено моделі опору втомі і руйнуванню. При цьому було використано деформаційні критерії, які ефективні за умов невизначеності. Враховано експлуатаційне окрихчення металу, характерне для прокатного устаткування. За рахунок цього отримано модель опору втомі пошкодженого матеріалу. Її дієвість підтверджується задовільною сходиністю прогнозованої довговічності і періодичністю повторних появ тріщин в небезпечних місцях станин.

6. Функція ризику для періоду зародження і появи тріщини має опуклу форму близькою до лінійної, а для періоду розвитку дефекту - увігнуту. Це підтверджує висновок про збільшення швидкості вичерпання надійності при розвитку тріщин.

7. Для оцінки технічного стану станин використано функцію ризику, яка на відміну від функції надійності є чутливою до наробітку. Процес втрати несучої здатності станин представлено декількома стадіями, при яких збільшення ризику відбувається з різною інтенсивністю. Вперше з'ясовано, що функція ризику станин на стадії зародження тріщини може бути представлена лінійною залежністю, прямопропорційною до наробітку.

8. Безпека станини прошивного стану за жорстких умов експлуатації, що фактично спостерігаються в реальності, була вичерпана після 75 років експлуатації. На даний момент станини прошивного та автомат станів працюють у зоні повного ризику, що супроводжується тріщиноутворенням. Внаслідок вищої

циклонавантаженості (частоти) автомат-стану, його безпечна експлуатація була вичерпана через 51 рік експлуатації.

9. Період живучості сферичного дефекту становить близько 5 років для станини прошивного та близько 1 року для станини автомат-стану. Після цього дефект трансформується в тріщину з геометрією, що погано визначається, і розвивається за закономірностями, що вимагають окремого вивчення. Найефективніше у цьому плані здійснювати її контроль діагностичними методами.

10. При прокатці труби з сплавів, що важко деформуються (наприклад, зі сталі 12X18H10T), напруження, що виникають в станині при сталому процесі, не несуть загрози руйнування станини. Цього не можна сказати про фазу захвату заготовки робочими валками. На короткий час (до 0,1с.) напруження в зонах концентрації сягають 200-270 МПа.

11. Небезпеку становлять дефекти, які з'являються в напружених зонах. Їх початкові розміри - 2,1 мм, малі для надійного діагностування. Але їх критичні розміри досить великі, щоб їх не виявити при обстеженнях. Це свідчить про ефективність системного діагностування.

12. Інтенсивність вичерпання надійності при розвитку дефектів приблизно в 10 разів вище, ніж для початково бездефектного металу. Кінцевий розмір дефекту r_{ci} порівняно слабо впливає на період живучості: зниження r_{ci} в 4 рази щодо r_{ci} зменшує підсумковий період живучості $N_{g\Sigma}$ тільки на 20%.

13. Для продовження експлуатації станини пропонується:

- надійно закріпити верхню кришку станини прошивного стану, так як зазори на місці з'єднання сприяють зростанню локальних напружень, наслідки появи яких і аналізувалися у цій роботі;

- максимально знизити (виключити) кількість труб, що виготовляються з важкодеформованих металів;

- проводити діагностування кліті, перевіряти розміри тріщин не рідше ніж через 2-3 місяці.

14. Для виконання пропозиції, щодо продовження експлуатації станини шляхом надійного закріплення верхньої кришки на станині, розроблено та впроваджено конструкції фіксуючих пристроїв кришки на станині прошивного стану трубопрокатного агрегату 350.

15. Матеріали розділу 3 опубліковано за участю автора в роботах [4, 98, 99].

РОЗДІЛ 4

Оцінка технічного стану станин пресів для виробництва залізничних коліс

Література, присвячена надійності, і, зокрема надійності машин, невичерпна. Розглядаються, пропонуються і обґрунтовуються різні закони розподілу навантажень, міцності матеріалу, величин напружень у зонах концентрації, встановлюються різні критерії граничного стану, з точністю до 10 знаку після коми підраховуються ймовірності безвідмовної роботи як окремих деталей, так і машини в цілому. Науково-технічним розробкам у галузі надійності машин присвячена велика кількість кандидатських і докторських дисертацій. Але чим ближче до виробництва, тим меншою мірою використовується науково обґрунтований математичний апарат, терміни, категорії та кількісні показники теорії надійності машин.

У гідравлічних пресах, що здійснюють процеси обробки тиском, розвиваються найбільші серед технологічних машин зусилля. Ці зусилля створюються і сприймаються базовими деталями (гідравлічними циліндрами, поперечиною, колонами, елементами рамних станин). До теперішнього часу для гідравлічних пресів, що розрізняються конструкцією, силою і призначенням розроблені методи прогнозування міцнісної надійності базових деталей. На підставі результатів проведених досліджень встановлено залежності, що зв'язують фізичні причини відмов з напружено-деформованим станом вузлів та деталей і міцності матеріалу. Це дозволяє ставити і вирішувати завдання забезпечення міцнісної надійності базових деталей при збільшенні термінів експлуатації та модернізації потужних гідравлічних пресів. Базові деталі після своєчасного виявлення та усунення первинних конструктивно-технологічних причин руйнування мають, практично, необмежену довговічність (дивись розділ 1.2).

Але така думка слушна за умов планового виведення з експлуатації технологічного обладнання, оскільки воно, дійсно, має великі запаси міцності. Одна справа, продовжити експлуатацію понад амортизаційний строк на

невеликий період (до 5 років) до закупівлі нового устаткування, і зовсім інша справа, приймати рішення про нову експлуатаційну кампанію. Тобто, треба знати які базові деталі залишити, які відновити, які повністю замінити.

Колесопрокатна лінія, якій присвячено даний розділ була запущена на початку 70-х років. В своєму складі вона налічує 4 важкі гідравлічні преси зусиллям від 25 до 100 МН. Після 30-річної доволі інтенсивної експлуатації на підприємстві поступово стали замінювати елементи базових конструкцій пресів. В першу чергу, це стосувалося колон пресів і різьбових стяжок (шпильок), які тримають в складеному стані верхній архітрав. В них різьбове з'єднання здійснюється за допомогою термозатягування, і дуже важливо забезпечити рівність зусиль затягання в груповому з'єднанні. В станинах пресів з'являються тріщини, які заварюються по певних технологіях. Всі ці ремонтні заходи потребують наукового супроводження, який менеджмент підприємства разом з профільними установами здійснює з 2008 року. Метою цього розділу був аналіз і узагальнення проведених експериментальних досліджень і подальшої розробки алгоритмів визначення та прогнозування технічного стану станин пресів. Увага автора була обмежена столом і колонами преса зусиллям 100 МН. Слід зауважити, що неналежний технічний стан пресу призводить до випуску некондиційних коліс. Внаслідок технологічних помилок в роботі пресу зусиллям 100 МН припадає 13% браку [100].

4.1 Технологія та обладнання виробництва залізничних коліс

Технологічні схеми гарячого деформування при виробництві коліс, які використовуються на різних зарубіжних і вітчизняних підприємствах, відрізняються, як правило, рядом особливостей, пов'язаних зі специфічними умовами, властивими кожному з цих підприємств. Разом з тим можна виділити і загальні елементи технологічних схем, які знайшли застосування в практиці виробництва коліс методами обробки тиском.

Найбільш широке застосування, як у нашій країні, так і за кордоном отримали методи виготовлення коліс з використанням операцій штампування і прокатки. При цьому схема деформування заготовки 1 (рис. 4.1), яка використовується на пресо-прокатній лінії ВАТ «НТЗ», включає в себе наступні процеси: попередню осадку 2 для видалення окалини з бічних поверхонь; осадку в кільці 3; розгонку 4 металу пуансоном для необхідного розподілу його між окремими елементами колеса; формовку 5 маточини і прилеглої до нього частини диска остаточно, а також ободу і іншої частини диска попередньо; прокатку 6 обода і прилеглої до нього частини диска на стані; вигину диска і калібрування 7 геометричної форми і розмірів колеса; прошивку отвору 8 в маточині. Для здійснення цих процесів застосовують кілька важких гідравлічних штампувальних пресів і колесопрокатний стан. Число гідравлічних пресів залежить від зусиль, що вони розвивають, і необхідної продуктивності цеху. Більш потужні преси дозволяють поєднувати деякі з перерахованих процесів. Обов'язковим елементом будь-якої лінії є колесопрокатний стан.

Це обумовлено тим, що при прокатці колісної заготовки на стані забезпечується формування поверхні кочення і гребеня будь-якої заданої форми, а розкочування по діаметру дозволяє при порівняно малих потужностях електрогідравлічних приводів отримувати вироби діаметром до 1500 мм, що складно здійснити методом штампування. Таким чином, застосування колесопрокатного стану в ланцюзі агрегатів, що деформують колісну заготовку, забезпечує високу продуктивність технологічної лінії і широкий діапазон сортаменту коліс, що прокочуються.

Найбільшого поширення набули литі і суцільнокатані колеса. Литі колеса при більш низькій собівартості мають більш низькі технічні характеристики і меншу ресурсоемність, тому останнім часом ринок все більше захоплюють суцільнокатані колеса. Одним з найбільших світових виробників суцільнокатаних залізничних коліс є металургійний завод ІНТЕРПАЙП НТЗ. Колеса, вироблені на ІНТЕРПАЙП НТЗ поставляються не тільки в Україну, а й у далеке зарубіжжя.

До числа постійних споживачів належать Болгарія, країни колишньої Югославії, Словаччина, Іран, Канада, США. На заводі опановано випуск залізничних коліс близько 20 типорозмірів для вантажних і пасажирських вагонів і локомотивів, а також для електропоїздів метрополітену. У 2004 році обсяг виробництва склав 800 тис. штук. Виробництву коліс на НТЗ надається особливе значення, оскільки надзвичайно висока відповідальність за безпеку рухомого складу. Колесопрокатний комплекс оснащений сучасним технологічним обладнанням.

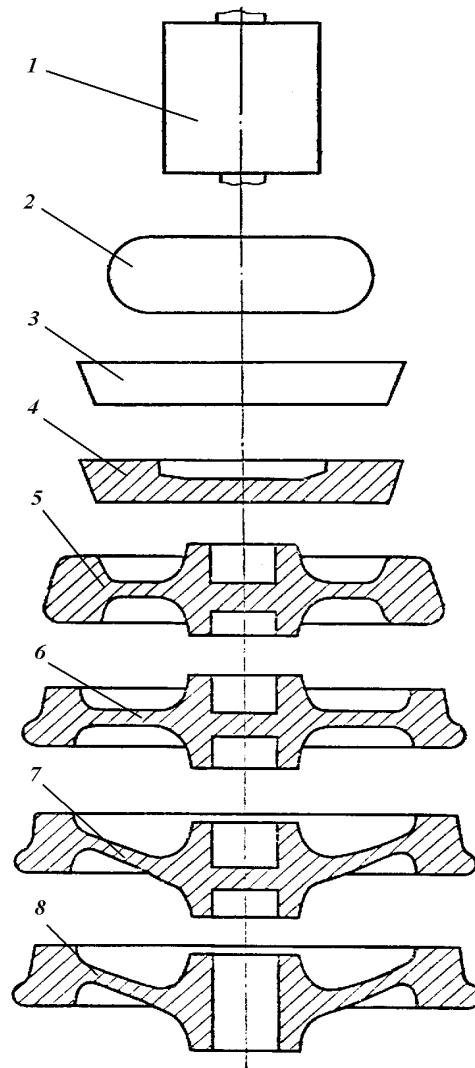


Рис. 4.1 - Схема деформування заготовок на пресо-прокатній лінії ВАТ «ІНТЕРПАЙП НТЗ»:

1 - заготовка; 2 - вільне осадження; 3 - осадження в кільці; 4 - розгонка; 5 - штампування; 6 - прокатка; 7 - вигин; 8 - прошивка отвору

На рис. 4.2 зображена технологічна схема виробництва залізничних коліс.

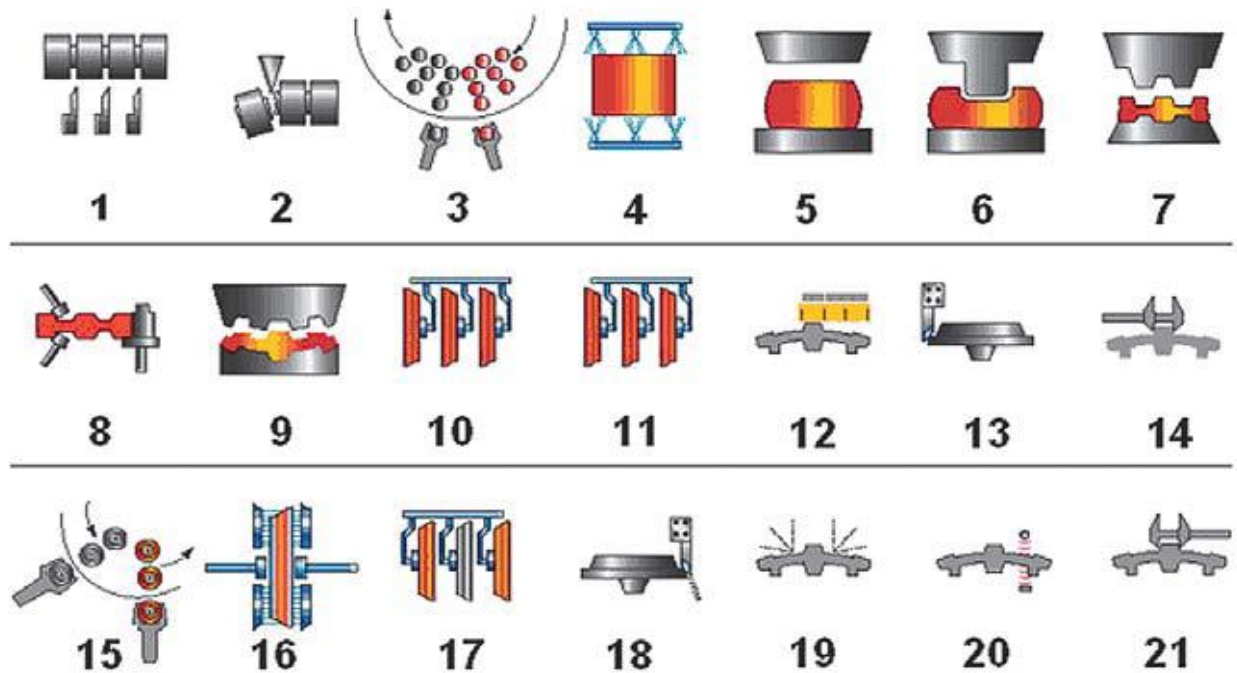


Рис. 4.2 - Технологічна схема виробництва залізничних коліс

1 - порізка зливків; 2 - ломка злитків; 3 - нагрівання заготовок; 4 - гідрозбив окалини; 5 - осаду заготовки; 6 - разгонка заготовки; 7 - формовка; 8 - колесопрокатний стан; 9 - вигин і калібрування; 10 - прискорене охолодження; 11 - ізотермічна витримка; 12 - огляд чорнових коліс; 13 - попередня механообробка; 14 - огляд і контроль коліс; 15 - нагрівання коліс під загартування; 16 - загартування коліс; 17 - відпущення і уповільнене охолодження; 18 - остаточна механообробка; 19 – дробеструйне зміцнення; 20 - ультразвуковий контроль; 21 - приймання готової продукції

4.2 Дослідження розподілу виробництва типорозмірів коліс в колесопрокатному цеху (КПЦ)

Розроблені і впроваджені в КПЦ технічні та технологічні рішення та заходи, дозволили розширити сортамент продукції, що випускається і виробляти колеса

по зовнішньому діаметру від 725 мм до 1269 мм і масою від 270 кг до 1100 кг. В даний час КПЦ освоєно виробництво понад 80-ти типорозмірів вагонних та локомотивних коліс з різною конфігурацією диска, довжиною ступиці і її вильотом. Велика кількість замовлень пов'язана з експортними поставками, за рахунок чого урізноманітнюється технологія операцій, яке виконує обладнання. Так різноманітність призводить до нестаціонарності навантаження елементів базових деталей (BS).

В 21 ст. асортимент виготовлюваних коліс обмежувався 30 типорозмірами. Для визначення переважаючого діаметру коліс, що прокочуються в рік колесопрокатною лінією, необхідно проаналізувати річний звіт по прокатці всіх типорозмірів коліс, які йдуть, як для внутрішнього, так і для експортного ринку. На це питання дають відповідь звіти з планово розподільчого бюро.

Для цього були підраховані дванадцять звітів по прокатці коліс за кожен місяць. Дані про виробництво було отримано на період проведення тензометричних випробувань.

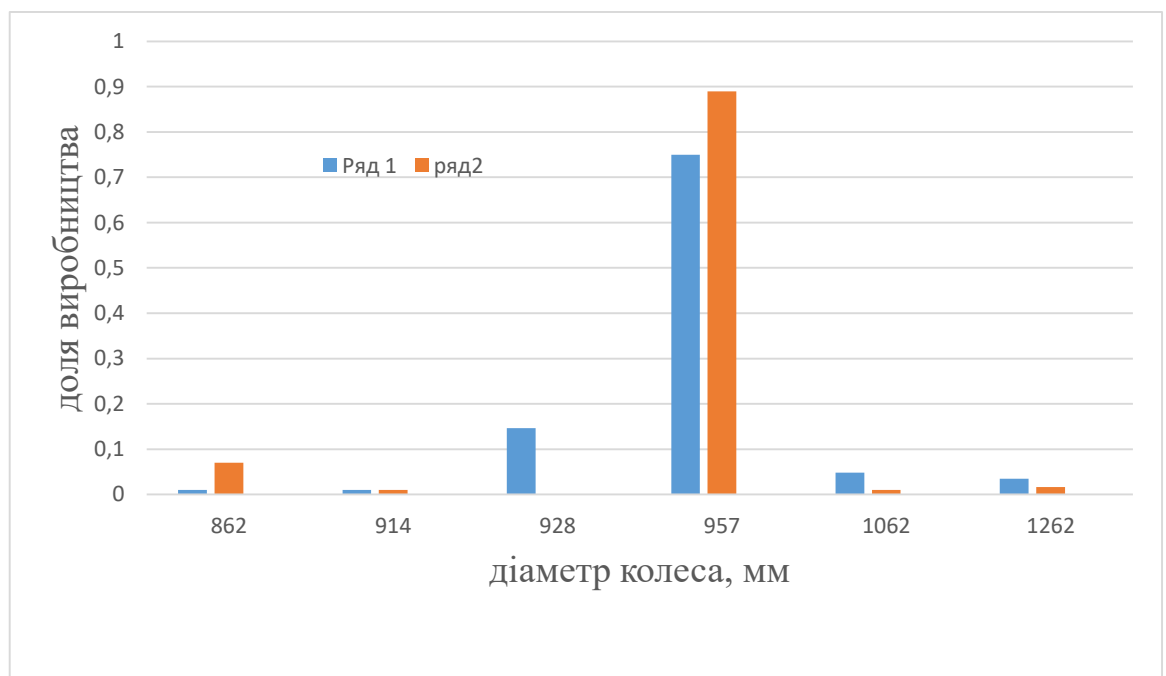


Рис. 4.3 - Гістограма розподілу виробництва коліс за 3 місяці (ряд 1), за 1 місяць (ряд 2)

Проаналізувавши дані без труда можна прийти до висновку, що переважна більшість вироблених коліс припадає на діаметр 957 мм, і складає 75 - 89% (рис. 4.3). Цей розмір відповідає внутрішньому ринку України. Решта складається з групи діаметрів, таких як: Ø920мм, Ø924мм, Ø928мм, Ø929мм, Ø1062 мм. На них припадає від 0,15% до 14% виробництва коліс в рік від всього обороту. Тому Ø957мм являється основним діаметром вироблених коліс в рік, ці колеса призначені для внутрішнього ринку залізничних коліс, та є найпоширенішими на даний момент в Україні.

Виникає питання, наскільки репрезентативні отримані результати. Для цього варто проаналізувати продуктивність лінії. Зважаючи на цикл пресування, який за паспортом пресів складає 34 секунди, отримуємо годинну продуктивність 106 коліс. При 8000 годин роботи цеху на рік маємо річне виробництво 847500 коліс, або 2330 штук/добу, або 70623 штук/місяць. Ці цифри мають оціночний характер. Абсолютне місячне виробництво коліс за період спостереження складало 46150, серед яких 41000 припадало на колеса Ø957мм. Тобто, зараз цех працює приблизно на 65% своєї потужності. Означена кількість коліс Ø957мм можна вважати стабільним замовленням. Тому їхня доля в загальному об'ємі виробництва ніколи не буде меншою від 50%. Навантаження пресу, яке відповідне зусиллю пресування коліс Ø957мм буде медіанним при формуванні навантажувального режиму.

4.3 Дослідження навантаженості колон

4.3.1 Особливості проєктування і експлуатації колон

Колони гідравлічних пресів, разом із з головними циліндрами, являються найбільш напруженими і найбільш відповідальними базовими елементами. Методам їх проєктування здавна приділялося багато уваги [101, 102]. В середині 20 ст. було закладено основні принципи створення колон, які фігурують в даних дослідженнях. На кінцях циліндричних колон розташовано ділянки з упорною

різьбою, які затягуються розрізними гайками поверх зовнішніх боків верхніх і нижніх поперечин. Внутрішні поверхні поперечин впираються в конічні бурти колон, створюючи в них зусилля затягання, що перевищує зусилля від робочого навантаження. Розрахунок на міцність ведеться за умови розтягнення цим навантаженням з додаванням частини зовнішнього зусилля. Також додається напруження від згину при ексцентричному пресуванні. Але це стосується серединної незатягнутої частини колон. Питання проектувального розрахунку колон не втрачають актуальності по теперішній час. За допомогою сучасних пакетів програм оптимізуються форми перерізу і розташування колон гідравлічних пресів за критеріями міцності і опору пересуванню повзуну при експлуатаційних умовах [103].

Надійність колон в значній мірі визначають безпеку пресу. Відомі факти руйнування колон, які, як правило, відбувалися по-декілька на одному пресі [103]. Всі руйнування відбуваються по першому витку різьби і мають втомний характер, про що свідчать злами колон (рис. 4.4).



Рис. 4.4 - Втомний характер зламів колон [104]

Виконаний аналіз відмов колон показав, що всі відмови викликані ослабленням або відсутністю попереднього затягування. Тому не забезпечується сумісна робота системи колонний стакан – поперечина – колона. Відсутність затягування викликає значне збільшення амплітуди напружень у витках зовнішньої різьби і розкриття стиків між гайками колон і поперечиною. Хоча деякі фахівці вважають, що затягання є шкідливим, оскільки збільшує загальне зусилля [104]. Дійсно, незмінна (так би мовити, статична) складова загального зусилля збільшується, але разом з тим зменшується амплітуда циклічного зусилля, яке саме і призводить до втоми. Можна вважати, що ослаблення затягання призводить до збільшення коефіцієнту зовнішнього навантаження χ . Оцінка надійності, яка виконана за теорією подоби втоми, показала зменшення запасу міцності при руйнуванні колони до 0.38, а номінальне напруження складало $\sigma=63$ МПа [104].

Робота колон з розкритими стиками створює умови для виникнення динамічних навантажень і проникнення агресивного середовища. Тому до виникнення тріщин втоми в тілі колони різьба колон може бути частково або повністю зруйнована за рахунок спільної дії корозії, ударних навантажень і фретинг-знос. Розкриття стиків порушує геометрію рами та погіршує якість штамповки.

Причини, які призводять до руйнування у місці переходу гладкої частини колони у різбову частину, обумовлені високою концентрацією напружень в тій зоні і появою там згинальних напружень при ексцентричному прикладанні технологічного зусилля. Ексцентричне штампування разом із різьким скиданням тиску в приводах також призводить до розкриття стиків і до збільшення навантаження на виток різьби. Відомі конструкторські рішення для подолання цих недоліків, і які націлені на підвищення надійності пресів [105 - 107]. На жаль описам цих рішень бракує кількісного аналізу для підтвердження запропонованих модернізацій.

Обов'язковість термічного затягання різбового з'єднання ставить проблему її рівномірності між колонами, які утворюють групове різбове з'єднання. В

станині пресу зусиллям 100 МН є дві групи великогабаритних різьбових з'єднань. Окрім колон, за допомогою групового з'єднання у вигляді вісьмох стяжок (шпильок) закріплюється верхня поперечина. З часом затяжка стає слабшою і її треба відновлювати [108]. Інтенсивність ослаблення нерівномірне, що призводить до клинової виробітки контактної поверхні між гайкою і поперечиною. Рекомендації заводів-виробників пресів відносно технології термозатягування не ефективні для працюючих об'єктів. Тому сервісні організації попередньо моделюють процес термічного затягання, розробляють технології і пристрої попереднього вирівнювання контактних поверхонь, а також і методи затягування, які враховують ряд істотних факторів [109, 110].

Зусилля преса 100 МН, створюване тиском головного циліндра, по ланцюгу «поперечка – стяжки – архітрав» передається на колони. Між поперечкою та архітравом встановлено 8 циліндричних проставок. Через поперечину, проставки та архітрав просунуто 8 стяжок, кожна з яких стягнута двома зовнішніми гайками. Таке з'єднання є статично невизначеною системою, в якій розподіл зусиль між окремими елементами силового ланцюга залежить від співвідношення їх жорсткостей. З'єднання повинно забезпечувати не розкриття стиків при дії максимально допустимого навантаження, що можна забезпечити тільки термічною затяжкою стяжок.

При прикладанні до попередньо стиснутого з'єднання «поперечина – проставки – архітрав» робочого навантаження стискаюче зусилля слабшає (з урахуванням знаку напруження збільшується), а попередньо розтягнуті стяжки додатково розтягуються. Таким чином зусилля, що створюється пресом, розподіляється між ланцюжками «поперечина – стяжки – архітрав» та «поперечину – проставки – архітрав» відповідно до співвідношення їх жорсткостей.

Якість затягання вимірюється двома показниками. Перший - це коефіцієнт нерівномірності навантаження колон:

$$k_{ir} = \frac{|N_{cp} - N_{\max(\min)}|}{N_{cp}}, \quad (4.1)$$

де N_{cp} – середнє навантаження поміж чотирьох колон,

$N_{\max(\min)}$ – максимальне або мінімальне навантаження в колоні, яке забезпечує найбільшу різницю.

Другий показник k_{bnd} характеризує наявність згинальних напружень σ_{bnd} , які виникають поряд із напруженнями розтягання σ в вільній частині колони:

$$k_{bnd} = \frac{\sigma_{bnd}}{\sigma}. \quad (4.2)$$

Ремонтний персонал підприємства використовує такі граничні показники: $[k_{ir}] = 0.15$, $[k_{bnd}] = 0.3$. Для контролю цих показників використано тензометрування колон в процесі пресування. Воно відбувається після ремонтно-монтажних операцій, коли необхідно вирішити питання їх закінчення або продовження.

Однак, з наукової точки зору подібні дослідження дають значно більшу інформацію. По-перше, є актуальним визначення зусилля пресування з урахуванням типорозміру коліс, що виготовляються. Відомі емпіричні залежності для оцінки цього зусилля, які враховують, головним чином, площу заготовки і межу плинності її матеріалу при температурі деформування [111]. Є можливість вимірювання зусилля пресування при штампуванні за тиском робочої рідини в гідросистемі. Обидва способи не є прямими, тому можуть вважатися оціночними.

По-друге, варто спрогнозувати залишковий ресурс колон з врахуванням фактичних умов експлуатації. При проектуванні колони перевірялися на опір втомі при максимальних зусиллях. Прес працює при менших на 15-30% зусиллях. З цього боку є підстави для продовження призначеного ресурсу. З іншого боку, елементи пресу, зокрема колони, потерпають від позапроектних умов. До них може бути віднесено понаднормовані нерівномірність та ексцентровість

навантаження, які супроводжують фактичні умови. Якщо такі факти не враховано, то прогнозний ресурс буде зменшено. Тому і йдеться про реальний режим навантаження, який треба сформулювати на підставі тензометрування.

По-третє, внутрішні силові фактори колон є зовнішнім навантаженням при розрахунках напруженого стану поперечин станини (рис. 4.5). Від достовірності їх моделювання залежить точність визначення напружень в решті елементів станини. З огляду на сказане, тензометрування колон мало на меті оцінку якості затягання і монтажу колон, визначення зусиль пресування і характер їх передачі на колони, прогнозування гарантованого залишкового ресурсу і отримання вихідних даних для моделювання напружено-деформованого стану базових елементів станини.

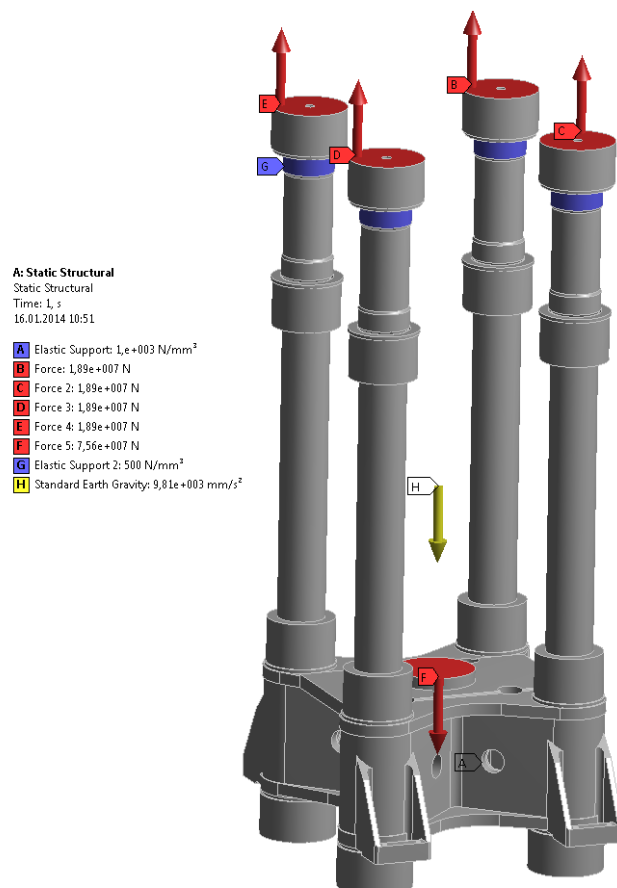


Рис. 4.5 – Схема навантаження пресу 100 МН для розрахунку станини методом скінчених елементів

4.3.2 Вимірювання напружень та зусиль в колонах преса 100 МН

4.3.2.1 Вимірювання після заміни колон

В якості реєструючої апаратури при проведенні робіт використовувався вимірювальний комплекс, що складається з посилювача ТМА32 та персонального комп'ютера з аналогово-цифровим перетворювачем, який дає можливість проводити вимірювання одночасно по 32 каналам з частотою опитування по кожному каналу 200 Гц.

В якості датчиків використовувались тензорезистори типу КФ5П1-5-200-А-12 з базою 5 мм та внутрішнім опором 200 Ом.

Основними несучими елементами всіх трьох пресів є: станина, що спирається на залізобетонний фундамент; до станини за допомогою шістнадцяти напівгайок закріплені чотири колони; в верхній частині колон, також за допомогою напівгайок, закріплено архітрав, в тілі якого розташовано рухомий робочий поршень; в нижній частині поршня маєтся траверса, яка одягнута на колони.

На чотирьох колонах в місці вище верхніх напівгайок кріплення колон до станини були наклеєні тензорезистори. Прийнята нумерація колон пресу, а також схема встановлення та нумерації датчиків наведено на рис. 4.6.

Тензорезистори за допомогою вимірювальних мереж були з'єднані з вимірювальною апаратурою (посилювач ТМА32 та ПК). Після чого було проведено тарування тензорезисторів та були визначені масштаби процесів, що вимірюються.

Випробування були проведені методом тензометрування (рис. 4.6; табл. 4.1).

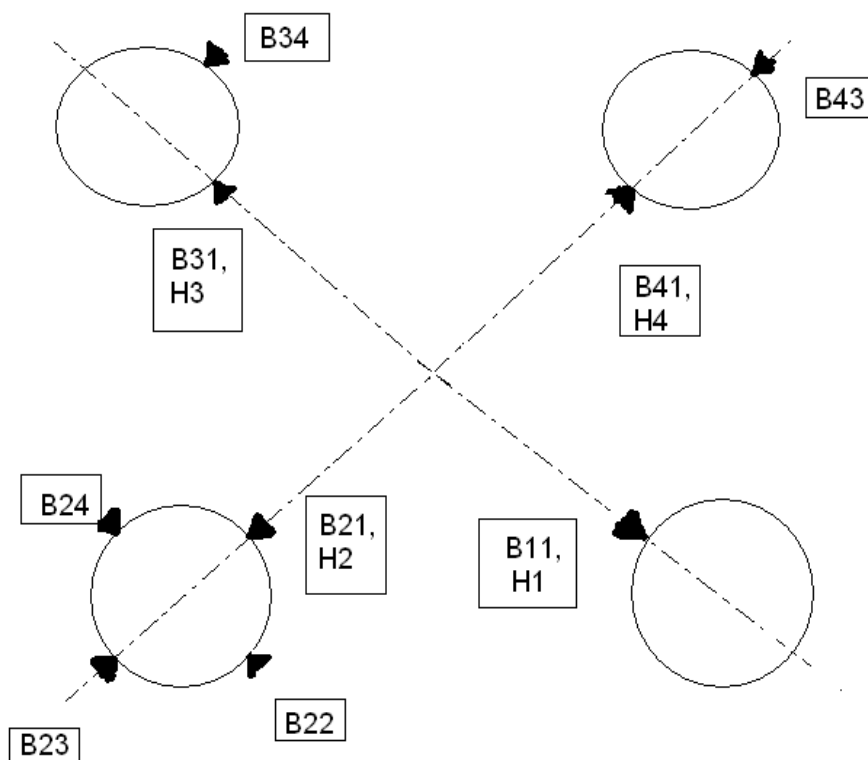


Рис 4.6 - Схема розташування тензодатчиків при проведенні 1-го циклу випробувань преса 100 МН

Таблиця 4.1 - Величини заміряних напружень (МПа) у колонах преса 100 МН (1-й цикл випробувань)

№ штамп.	1-а колонна		2-а колонна					3-я колонна			4-а колонна		
	H1	B11	H2	B21	B22	B23	B24	H.	B31	B34	H4	B41	B43
1	27	38	56	42	36	27	39	36	37	38	24	44	26
2	25	35	56	42	40	27	36	35	35	38	22	44	28
3	26	35	57	44	40	27	38	36	36	37	23	43	29
4	26	35	56	43	40	26	35	35	35	36	22	43	28
5	25	36	55	40	36	29	39	35	36	35	22	42	27
6	25	36	55	41	34	28	40	35	35	36	22	44	26
7	26	35	56	42	38	27	39	36	35	38	23	43	27
8	26	34	56	41	38	28	38	35	35	37	23	44	27
9	25	36	55	42	39	27	38	35	36	37	23	43	28
10	26	35	56	42	37	28	39	35	35	37	23	43	27
...													
157	26	36	56	40	39	28	38	36	37	37	22	43	26
...													
200	26	37	55	41	40	29	37	36	38	38	23	43	26

Результати вимірювання напружень у колонах преса після 1-го циклу випробувань наведені в табл. 4.1. Середні напруження розтягу в перерізі над обмежувачем ходу траверси преса і зусилля в колонах під час роботи преса наведені в табл. 4.2. і табл. 4.3 відповідно.

Після семи днів роботи преса, його планової зупинки та профілактики проведені повторні випробування (2-й цикл) з розширенням зон вимірів напружень в колонах. Так у середній частині колон додані шість тензорезисторів (рис. 4.7).

Таблиця 4.2 - Середні розтягуючі напруження (МПа) у колонах

№ штамповки	1-а колона	2-а колона	3-а колона	4-а колона
1-й цикл випробувань:				
Штампування коліс діаметром 957 мм				
1 - 200	36	35	36	35
2-й цикл випробувань:				
Штампування коліс діаметром 1062 мм				
1 - 4	48	28	45	30
Штампування коліс діаметром 957 мм				
5 - 200	46	27	44	29
800 - 830	47	26	45	28

Таблиця 4.3 - Середні розтягуючі зусилля (МН) у колонах

№ штамповки	1-а колона	2-а колона	3-а колона	4-а колона
1-й цикл випробувань:				
Штампування коліс діаметром 957 мм				
1 - 200	19	18,5	19	18,5
2-й цикл випробувань:				
Штампування коліс діаметром 1062 мм				
1 - 4	25,35	14,8	23,8	15,8
Штампування коліс діаметром 957 мм				
5 - 200	24,3	14,3	23,2	15,3
800 - 830	24,8	13,7	23,8	14,8

Перші чотири досліді у 2-му циклі випробувань проведені при штампуванні коліс великого діаметра (1062 мм), починаючи з п'ятого досліді здійснювалася штампування коліс звичайного діаметру (957 мм).

Були виміряні напруження в колонах при перших 50 штампування. Потім за 100-130 штампування, далі при 200-220 штампування і перед зупинкою преса за 820-836 штампування.

Результати вимірювання напружень у колонах преса, при повторних випробуваннях, наведені в таблиці 4.4. Середні напруження розтягнення і зусилля в колонах наведено в табл. 4.2 і табл. 4.3 відповідно.

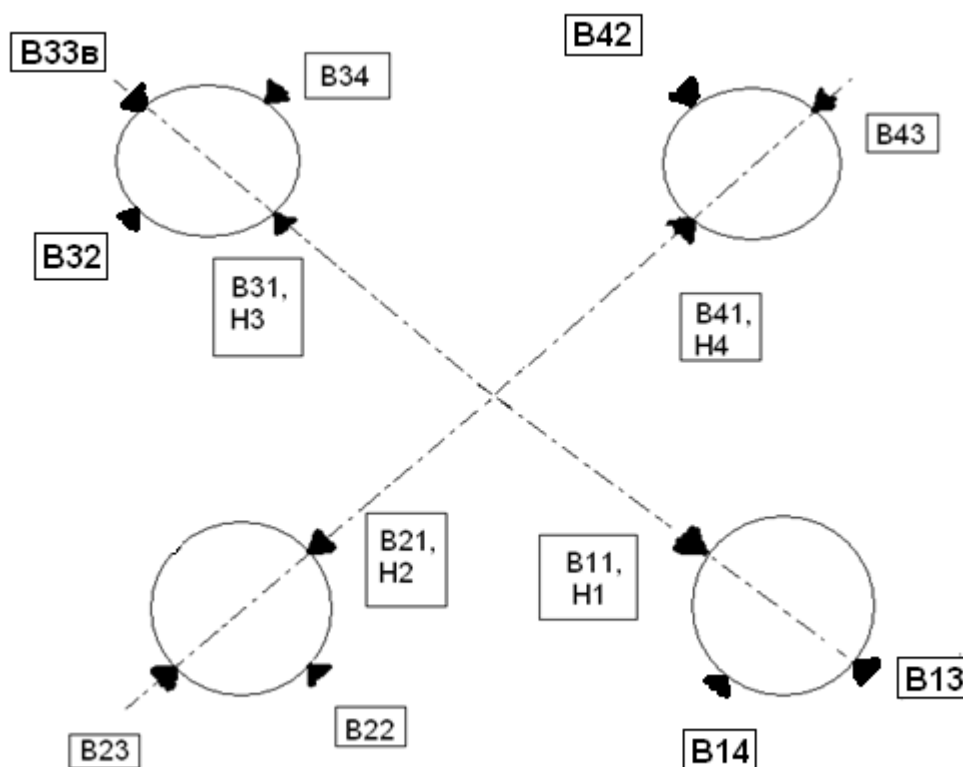


Рис. 4.7 – Схема розташування тензодатчиків при проведенні 2-го циклу випробувань преса 100 МН

Аналіз результатів вимірювань.

За результатами вимірювань можна зробити наступні висновки:

У першому і другому циклах випробувань виявлено, що в колоні № 2 напруження на рівні станини перевищують напруження в середній частині

колони. Можливі причини - ексцентриситет продольного зусилля в колоні, викликаний нерівномірною роботою нижніх напівгайок, а також вигин станини.

Перший цикл випробувань показав стабілізацію становища нижньої гайки колони № 2 і рівномірний розподіл зусиль між колонами преса.

Другий цикл випробувань показав, що після семи днів роботи преса зусилля в колонах перерозподілилися. Так колони № 2 і 4 розвантажилися приблизно на 20%, а колони № 1 і 3 навантажились на 25% і 15% відповідно.

Таблиця 4.4 – Величини заміряних напружень (МПа) у колонах преса 100 МН (2-й цикл випробувань)

№ штамп	1-я колона				2-я колона				3-я колона				4-я колона			
	H1	B11	B13	B14	H2	B21	B22	B23	H3	B34	B32	B33	H4	B41	B42	B43
Штампоування коліс діаметром 1062 мм																
1	-	33	68	55	50	29	49	26	-	34	53	36	-	44	17	18
2	-	40	56	50	60	31	39	25	-	37	53	47	-	44	23	16
3	-	41	51	50	52	30	35	24	-	39	50	48	-	44	31	15
4	-	35	65	53	58	34	48	22	-	40	47	40	-	45	26	16
Штампоування коліс діаметром 957 мм																
...																
6	26	43	44	48	47	26	-	26	40	34	52	48	19	41	29	16
7	28	45	46	49	49	29		28	43	35	53	49	17	42	30	14
9	28	49	47	50	47	28	-	27	43	34	55	49	17	43	27	15
17	26	43	46	48	45	27		27	41	32	54	48	16	42	24	19
18	29	45	46	50	45	28		28	42	34	57	48	17	44	29	16
28	27	45	44	50	41	28	-	28	41	33	52	46	19	43	26	14
...																
52	27	44	45	51	43	26	-	29	40	31	57	48	17	46	27	14
...																
130	28	44	44	50	40	27	-	26	40	34	54	49	19	42	26	15
140	28	45	46	52	43	27	-	28	41	34	57	49	18	43	30	16
145	28	46	44	51	42	28	-	28	40	35	56	48	19	44	28	14
...																
202	27	47	49	47	40	26	-	28	40	34	55	50	18	45	29	15
210	26	46	46	43	40	25	-	26	38	35	56	50	17	44	32	14
215	28	46	48	43	42	25	-	29	42	34	56	49	18	45	29	13
...																
828	25	46	48	48	46	23	-	28	40	-	-	-	17	39	28	18
830	25	45	47	51	46	21	-	29	39	-	-	-	14	40	27	16
836	23	46	48	51	47	25	-	28	40	-	-	-	12	42	25	15

Найбільш інтенсивне зрушення нижніх напівгайок в колоні № 2 сталися під час штампування чотирьох коліс великого діаметра (1062 мм). Причому величина зсуву нижніх напівгайок була такою ж як і за попередні сім днів роботи преса і такою же після штампування 836 коліс звичайного діаметру (957 мм).

При планових зупинках преса необхідно усунути зазори в нижніх напівгайках колони № 2 шляхом нагрівання колони з подальшою установкою мірних платівок і опорного кільця. Бовти, що стискають напівгайки, бажано докручувати на холодну до граничного зусилля. Цю процедуру, при необхідності, можна повторити в процесі подальшої експлуатації преса, домігшись стабілізації становища нижньої гайки.

З аналізу результатів випробувань слідує, що прокатка коліс великого діаметра небажана, поки не вдасться добитися стабільного закріплення нижньої гайки колони № 2.

4.3.2.2 Вимірювання в процесі регулювання затягування колон

В ході випробувань було проведено роботи з вимірювання зусиль в колонах та оцінки рівномірності термозатяжки зтяжок пресу 100 МН в робочому режимі.

Розташування тензодатчиків на колонах і циліндрах поперечини, через які проходять зтяжки, преса 100 МН показано на рис. 4.8.

Характерні осцилограми процесів K1÷K16 в колонах та S1÷S7, S10÷S16 в циліндрах поперечини, записані під час штамповки стандартних коліс діаметром 950 мм, наведені відповідно на рис. 4.9, 4.10.

Зусилля в колонах пресу визначались по середнім вимірним напруженням розтягнення по формулі ($D = 820$ мм)

$$N = \frac{\sigma_{cp} \pi D^2}{4} \quad (\kappa H). \quad (4.3)$$

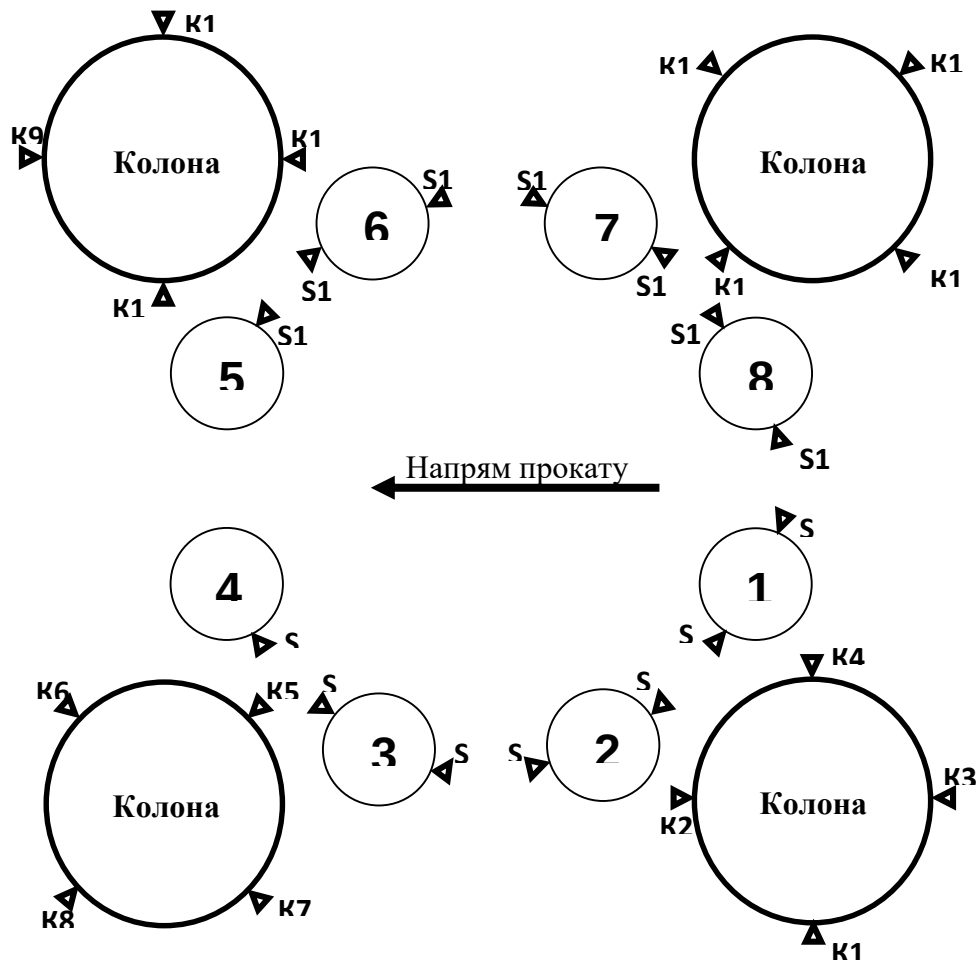


Рис. 4.8 – Схема розташування тензорезисторів на колонах та циліндрах поперечини пресу 100 МН

За результатами тензометричних вимірювань (51 випробування) та розрахунку станини і архітраву пресу 100 МН можливо зробити наступні висновки:

1. Колони пресу навантажені практично рівномірно, у відмінності від навантаження, що мало місце до заміни колон № 2 і 4 та відновлювання вузла кріплення колони № 2. Порівняльні дані зусиль, що розтягують колони, відображені в таблиці 4.5.

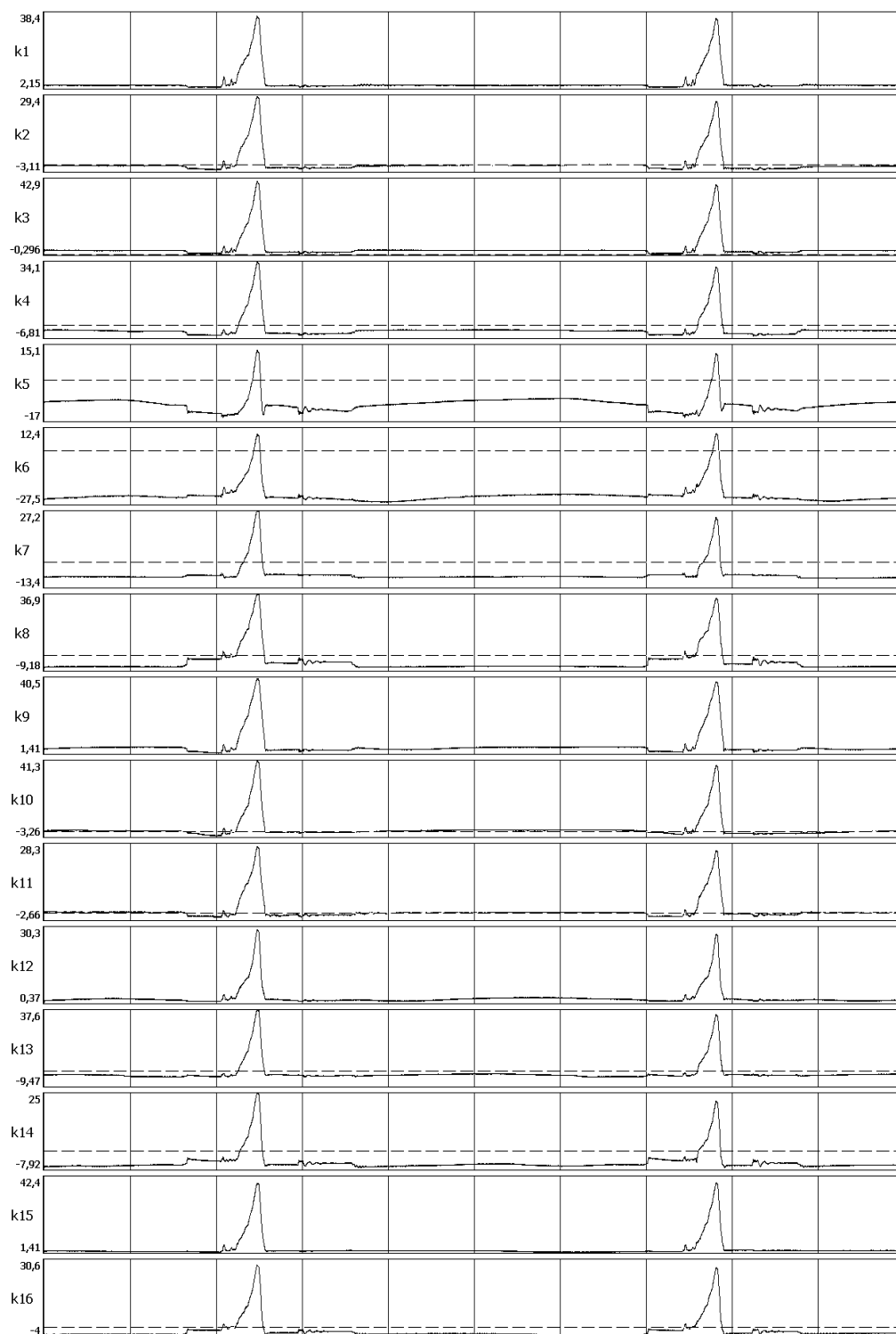


Рис. 4.9 – Осцилограми напружень (МПа) в колонах пресу 100 МН
при штамповці стандартних коліс діаметром 950 мм

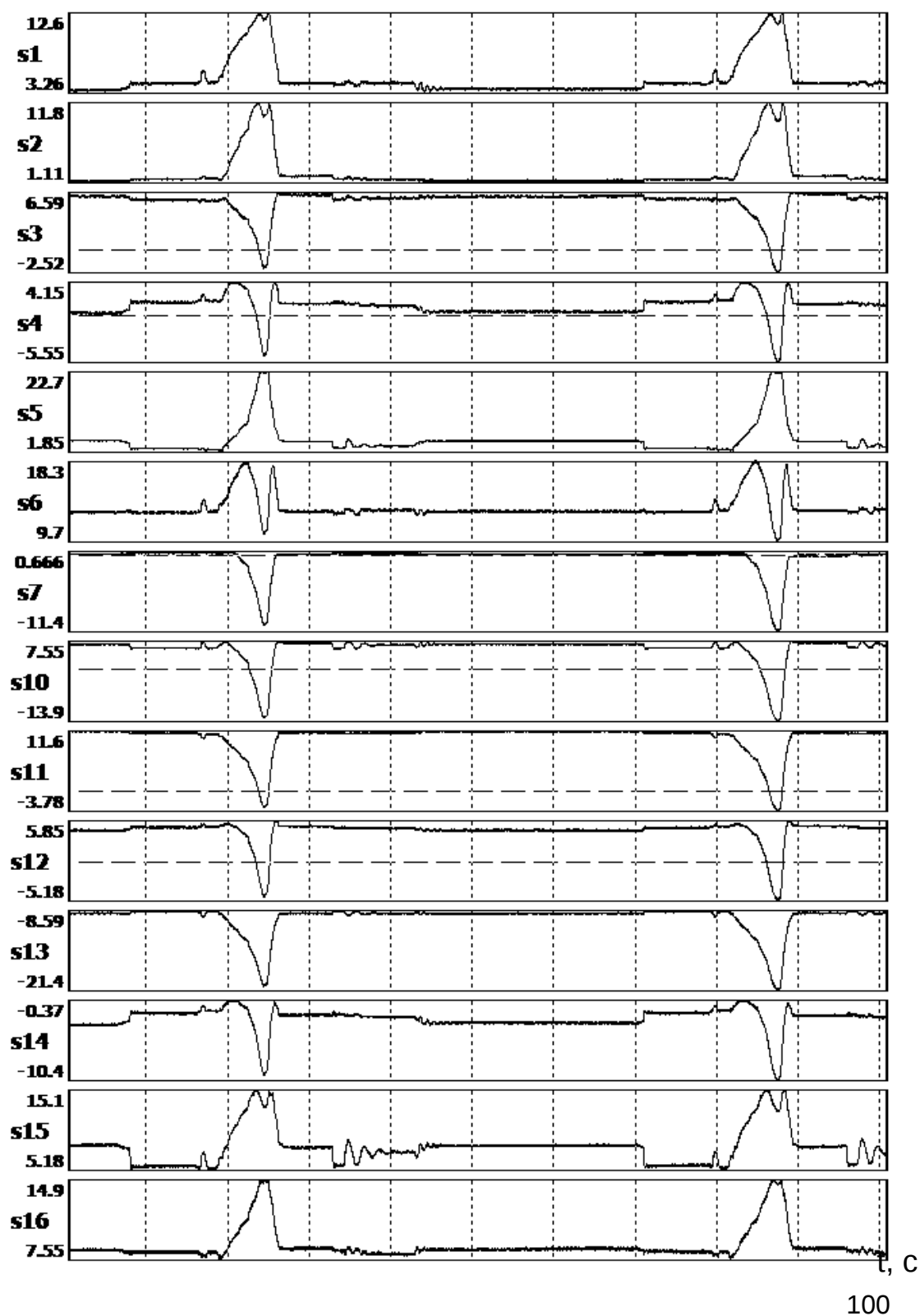


Рис. 4.10 – Осцилограми напружень (МПа) в циліндрах поперечини пресу 100 МН при штамповці стандартних коліс діаметром 950 мм

3	k31	25,14	26,90	1,76	2,61	3,15	13,52	-32,3	11,7
	k32	29,51							
	k34	24,29							
4	k41	47,42	51,91	4,48	9,04	10,09	26,09	+30,6	19,4
	k42	60,95							
	k43	56,39							
Середнє	-	-	39,79	-	-	-	19,98	-	

По даним таблиці 4.6 можливо зробити наступні висновки [112 - 114]:

- сумарне виміряне зусилля преса склало 79,93 МН;
- найбільші зусилля 25,48 МН та 26,09 МН виникають в колонах в № 2 та 4 відповідно, що складає 65 % від зусилля, яке створює прес;
- 35 %, що залишились, від сумарного зусилля сприймають колони № 1 та 3, відповідно 14,84 МН та 13,52 МН;
- у всіх колонах величини відхилення від середнього навантаження перевищують допустиме ($\pm 15\%$) майже в 2 рази;
- максимальна величина відношення згинальних напружень до розтягуючих, складаюча 45,9 % в колоні № 1, перевищує нормативне значення 30%.

Тому було прийнято рішення о проведенні додаткового термозатягування колони №1 в тілі станини та повторних вимірювань зусиль в колонах пресу 100 МН.

Методика проведення вимірювань напружень та зусиль в колонах пресу 100 МН і прийнята нумерація колон пресу, а також схема встановлення та нумерація датчиків залишилась колишньою (рис. 4.11).

Характерні діаграми показів датчиків, записані 22.11.2013 р. в дослідах 1 та 2, наведені на рис. 4.9, 4.10. Всього було виконано 6 дослідів.

Середні виміряні напруження та результати їх обробки представлені в таблиці 4.6.

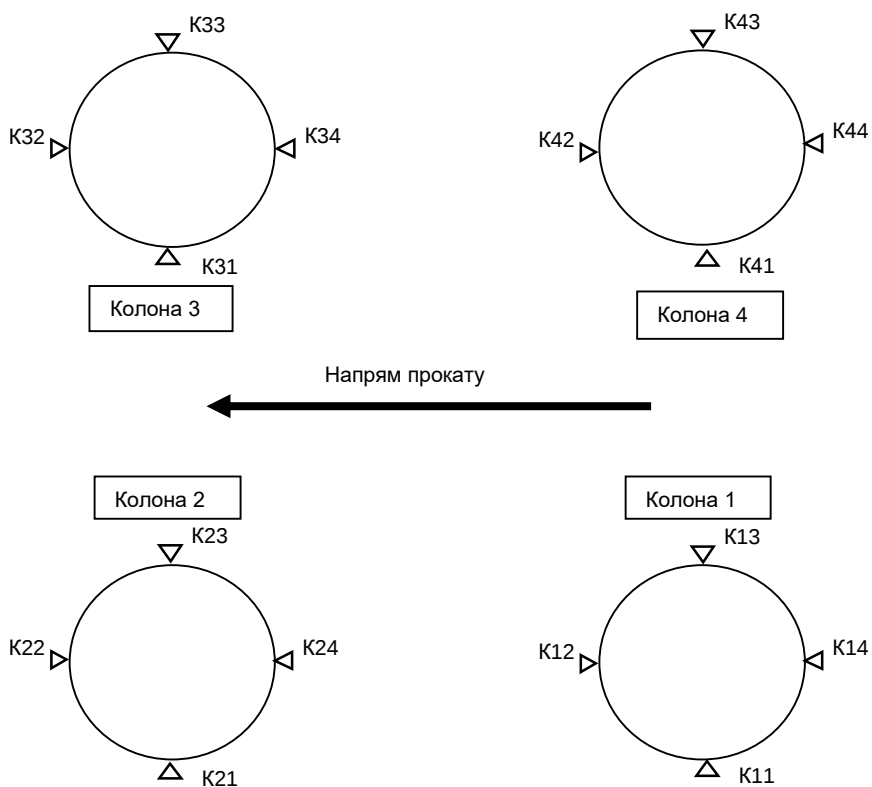


Рис. 4.11 - Схема розташування тензорезисторів на колонах пресу 100 МН

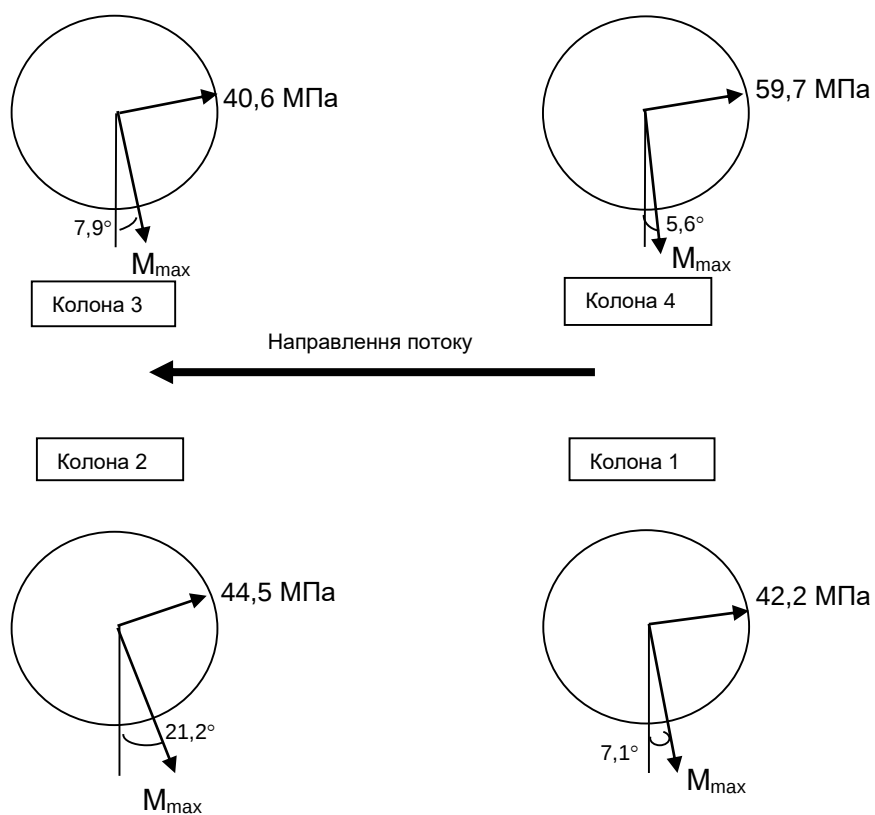


Рис. 4.12 – Напряження векторів максимальних згинаючих моментів
та векторів дії сумарних максимальних напружень

На рис. 4.12 показані напрямлення векторів максимальних згинаючих моментів в колонах та напрямлення (вектори) дії сумарних максимальних напружень, отриманих шляхом повороту супротив годинної стрілки на кут 90° векторів максимальних моментів.

Після додаткового термозатягування колони № 1, можливо зробити наступні висновки [112 - 114]:

- сумарне виміряне зусилля пресу склало 75,55 МН;
- максимальне зусилля, що дорівнює 21,21 МН, виникає в колоні № 4;
- мінімальне зусилля, що дорівнює 17,09 МН, виникає в колоні № 3;
- відхилення навантаження від середнього значення змінюється від -9,5 % в колоні № 3 до +12,2 % в колоні № 4;
- максимальна величина відхилення від середнього навантаження знаходиться в допустимих межах ($\pm 15\%$);
- максимальна величина відношення згинальних напружень до розтягуючих, складає 41,5 % в колоні № 4, перевищує нормативне значення 30 %, що може бути пов'язане з недостатнім термозатягуванням колони № 3 або з нерівномірним контактом станини пресу з гайками.

4.3.3 Обговорення результатів вимірювання напруженості

Перше, на що варто звернути увагу, це характер осцилограм при штампуванні (рис. 4.9, 4.10). За одне штампування колісної заготовки спостерігається один цикл навантаження в колонах. Синхронно з цим відбувається один цикл навантаження в різьбових стяжках поперечини. Цикл навантаження близький до віднульового. Динамічні явища в елементах станини пресу не є розвиненими. Незважаючи, що в робочій рідині спостерігаються суттєві гідродинамічні процеси [115]. Це свідчить про те, що динаміка є замкненою між заготовкою і гідроприводом і не передається на станину.

Використана методика тензометрування дає змогу визначати осьові зусилля в колонах $F_{1(2)(3)(4)}$, за допомогою яких може бути визначено зусилля пресування $F = \sum F_{1(2)(3)(4)} = 4 F_m$ (табл. 4.7).

Таблиця 4.7 - Зведені результати вимірювання навантажень в колонах $F_{1(2)(3)(4)}$, зусилля пресування F , середнє навантаження колон F_m в МН

№	D_k , mm	Обставини вимірювань	F_1	F_2	F_3	F_4	F	F_m	k_{ir} , %	v_{ir} , %
1	957	Після ремонту колони №2, 200 вимірів	19,0	18,5	19	18,5	75	18,75	2,6	2,6
2	1062	Наступні 4 виміри	25,4	14,8	23,8	15,8	79,8	19,9	27	27
3	957	Тиждень після ремонт, 200 вимірів	24,3	14,3	23,2	15,3	77,7	19,4	26	26
4	957	Перед профілактикою, 30 вимірів	24,8	13,7	23,8	14,8	77,1	19,3	29	29
5	1062	Перевірка термозатягнення, 12 вимірів	24,6	22,4	25,0	21,5	91,4	22,85	9,4	10
6	957	Перевірка термозатягнення, 12 вимірів	18,0	17,2	17,0	18,1	70,3	17,8	3,4	3
7	-	Перевірка напруженості станини при	25,7	24,5	24,2	25,7	100	25	2,8	3

		максимальному навантажені 100 МН; воно контролюється за тиском робочої рідини								
8	-	Перевірка напруженості станини після появи тріщини в столі при максимальному навантажені 100 МН; воно контролюється за тиском робочої рідини	26,8	22,4	27,3	23,5	100	25	9,2	10
9	957	Діагностування технічного стану при експлуатації; холодна заготовка з контролем навантаження за тиском	14,8	25,5	13,5	26,1	79,9	20	32	34 46*
10	957	Діагностування технічного стану при експлуатації після	19,2	18,1	17,1	21,2	75,6	18,9	12	9 41*

		термозатягнення; холодна заготовка з контролем навантаження за тиском								
--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--

* - значення для k_{bnd} у відсотках, %.

За середніми значеннями вимірів зусилля пресування коліс $D_k=957$ мм прийнято $F_{D=957}=70.3$ МН, а для коліс $D_k=1062$ мм прийнято $F_{D=1062}=91.4$ МН. Це відповідає відомим емпіричним залежностям, які рекомендовано для апріорного розрахунку силових параметрів пресування [111]. Згідно них, зусилля F пропорційне площі заготовки. Тоді для круглої заготовки дійсне співвідношення: $F_1 = F_2(D_{k1}/D_{k2})^2$. Тоді для заготовки $D_k=1062$ мм маємо:

$$F_{D=1062} = F_{D=957}(1062/957)^2 = 86.6 \text{ МН.}$$

Це на 6% менше від фактично прийнятого значення, що є задовільним. В цілому, прес працює на 75-90% своєї потужності, що можна вважати раціональним.

Коефіцієнт нерівномірності k_{ir} , практично, співпадає з коефіцієнтом варіації навантаження колон v_{ir} . Їхня величина варіюється майже в 10-кратному діапазоні від 3% до понад 30%. Цікаво, що спостерігається, так би мовити, діагоналева нерівномірність навантаження колон. Тобто, внутрішня нерівномірність між двома парними і непарними колонами є меншою, аніж нерівномірність поміж обома парами колон.

Збільшення нерівномірності навантаження сприяє збільшенню зусилля пресування. Таке можна пояснити появою горизонтальної складової реакції з боку заготовки F_{ir} , яка зменшує зусилля, яке необхідне для деформування F (рис. 4.13).

Також заслуговує на увагу явище вирівнювання навантаження між колонами після високих зусиль пресування. Це свідчить, що зусилля затягання різьби піддається впливу багатьох чинників і його потрібно контролювати.

4.4 Прогнозування ресурсу колон

Колона представляється як механічна система, що складається з двох елементів: вільна частина E_1 і різьбова частина E_2 (рис. 4.13). Тоді ресурс колон можна визначати за правилом об'єднання індексів безпеки.

4.4.1 Формування навантажувального блоку колони

Насамперед, зусилля на колону $F_{cl(2)(3)(4)} = F_i$ залежить від розміру заготовки, яка штампується. Оскільки основний вироблюваний сортамент становлять колеса розміром 957 мм, а посилені умови експлуатації пов'язані з виробництвом коліс діаметром 1062 мм, то блок навантаження можна складати з двох рівнів. 1-й рівень має відносну тривалість $c_{D1}=0.75-0.9$ при зусиллі в колоні $F_{cD1}=18.225$ МН. Тоді 2-й рівень має параметри: $c_{D2}=0.25-0.1$ при зусиллі в колоні $F_{cD2}=22.85$ МН.

Встановлені зусилля F_{cD1} і F_{cD2} мають зміст середніх значень рівня навантаження.

Фактично, зусилля розподіляються нормально з коефіцієнтом варіації v_{D1} і v_{D2} . Вони визначаються за формулою складання помилок:

$$v_{D1(2)} = \sqrt{v_{ir}^2 + v_F^2} . \quad (4.4)$$

Природньо, що цей показник залежить від нерівномірності навантаження колон v_{ir} , Окрім цього, здійснює вплив і варіація зусилля пресування v_F . Вона визначається, головним чином, варіацією межі плинності матеріалу заготовки. Тоді можна вважати $v_F=0.1$. Звідси випливає, що $v_{D1}=v_{D2}= v_{\Sigma}$.

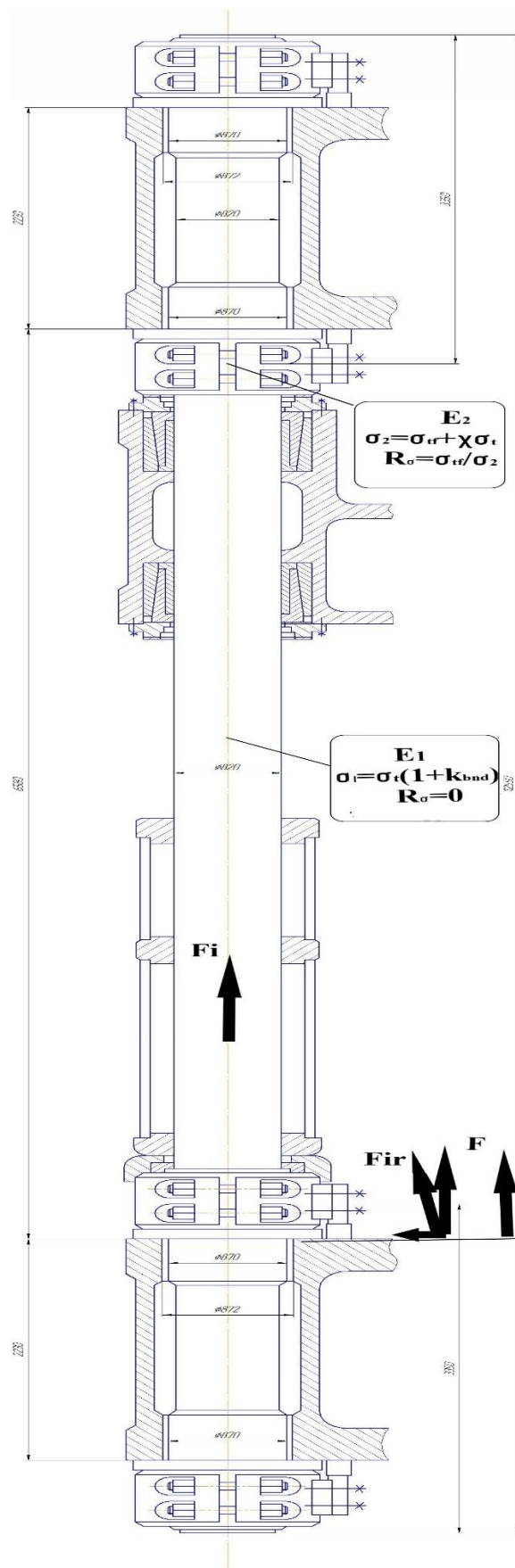


Рис. 4.13 - Розрахункова схема колони преса 100 МН

Відома ступінчаста апроксимація безперервного розподілення навантаження колони F_{CP} з кроком $0.75v_D$, що забезпечувало 7-рівневий блок. Для порівняно невисоких коефіцієнтів варіації (які спостерігаються при штампуванні коліс) такий блок можна замінити 2-рівневим. 1-й рівень має показники F_{CD2} або F_{CD1} , $c_{v1(3)}=0.885$; 2-й рівень має показники $F_{c2,4}=F_{CD2(1)}(1+2.25v_\Sigma)$, $c_{v2(4)}=0.115$. Таким чином, блок навантаження колони складається з 4 рівнів (табл. 4.8). Для них відносна тривалість визначається як $c_i = c_{vi} \cdot c_{D2(1)}$. Тут $i=1,2,3,4$ – номер рівня блока навантаження.

Отримавши навантажувальні блоки, є можливість визначити еквівалентне зусилля розтягування в колоні:

$$F_{ceq} = \sqrt[m]{\sum (c_i F_{ci}^m)}. \quad (4.5)$$

Тут показник m взято із кривої багатоциклової втоми, яка побудована в подвійних логарифмічних координатах. В подальшому для елементів колони знаходять еквівалентні напруження, за якими через рівняння довговічності буде вираховуватися ресурси.

Таблиця 4.8 - Режим навантаженості колон, зусилля розтягування в них і їхнє еквівалентне значення F_{ceq} , які виражені в МН

№	Тип прогнозування	Стан колони		Доля виробництва коліс великого діаметру, $c_{D2}=0.25$				Доля виробництва коліс великого діаметру, $c_{D2}=0.10$			
		k_{ir} , %	v_Σ , %	$c_1=0.66$	$c_2=0.09$	$c_3=0.22$	$c_4=0.03$	$c_1=0.80$	$c_2=0.10$	$c_3=0.09$	$c_4=0.01$
1	Групове для 4-х колон	15	18	18.2	25.6	22.9	32.1	18.2	25.6	22.9	32.1
				$F_{ceq}=23.45$				$F_{ceq}=21.90$			
2	Групове для 4-х колон	30	32	18.2	31.4	22.9	39.3	18.2	31.4	22.9	39.3
				$F_{ceq}=28.00$				$F_{ceq}=26.00$			

3	Індивідуальне для кожної колони	0	10	18.2	22.3	22.9	28.0	18.2	22.3	22.9	28.0
				F_{ceq}=21.50				F_{ceq}=20.20			
4	Індивідуальне для найбільш навантаженої колони	30	32	23.7	29.0	29.7	36.4	23.7	29.0	29.7	36.4
				F_{ceq}=28.00				F_{ceq}=26.30			

Розмір F_{ceq} залежить від типу прогнозування. При груповому прогнозуванні визначається технічний стан і залишковий ресурс всіх 4 колон разом. При цьому враховується коефіцієнт нерівномірності k_{ir} . Процедура прогнозування спрощується, але колони треба міняти (відновлювати) комплектом. В цьому відношенні зручніше індивідуальне прогнозування, коли відновлювальні заходи стосуються лише однієї колони. Але необхідно моніторити навантаженість колон і її варіація визначається величиною $v_F = v_\Sigma = 0.1$. Зменшення варіації навантаження призводить до зменшення еквівалентного зусилля. Тому індивідуальне прогнозування дає змогу збільшити ресурс. Проте, якщо спостерігається висока нерівномірність, то для найбільш навантаженої колони переваги індивідуального прогнозування зникають (строчка №4 співпадає зі строчкою №2, табл. 4.8). Таким чином, індивідуальне прогнозування варто застосовувати при нормативних умовах експлуатації для пошуку резервів ресурсу.

4.4.2 Характеристики опору втомі матеріалу колон

Незважаючи на те, що колона виходить з ладу від втомних пошкоджень, в її кресленнях відсутні контрольні характеристики опору втомі. Це пов'язано зі складністю їх визначення для певного екземпляра колони. Натомість, з прибуткової частини зливка колони передбачається виготовлення зразків для механічних випробувань на статичне розтягування. При цьому механічні

властивості повинні бути не меншими за такі рівні; межа міцності $\sigma_B=460$ МПа, межа плинності $\sigma_m=230$ МПа, відносні подовження $\delta=16\%$, звуження $\psi=32\%$. Твердість по всій поверхні колони повинна вміщатися в інтервал HB=127...170. Такі властивості не є важкодосяжні. Тому передбачається використовувати для виготовлення колони сталь 35 (є креслення, де фігурує сталь 45). Можна вважати, що визначення залишкового ресурсу відбувається за умов невизначеності вихідних даних. Зважаючи на це, була поставлена задача оцінки впливу границі витривалості колони на її ресурс.

На підставі аналізу літературних даних про зв'язок між механічними властивостями і опором втомі приймемо границю витривалості матеріалу колони $\sigma_{-1}=200$ МПа [107], коефіцієнт нахилу кривої втоми $m = 6$ (різьбова частина), $m = 12$ (вільна частина, згин), $m = 9$ (вільна частина, розтягування) коефіцієнт, що враховує розміри колони $K_{d\delta}=0.5$. Максимальне навантаження циклу, відповідне межі витривалості при віднульовому режимі буде:

$$\sigma_0 = \frac{2 \cdot \sigma_{-1}}{\psi + 1} = \frac{2 \cdot 200}{1.07} = 375 \text{ МПа}, \quad (4.6)$$

де $\psi=0,07$ – чутливість матеріалу до асиметрії циклу.

Амплітудне напруження σ_{aR} буде в 2 рази меншим. Тоді амплітудне значення границі витривалості колони буде:

$$\sigma_{aRd} = \frac{\sigma_0 \cdot K_{d\delta}}{K_\sigma}. \quad (4.7)$$

Ще один шлях визначення границі витривалості колони пов'язаний з використанням діаграми Гудмана. Тоді амплітудне напруження на границі витривалості матеріалу буде:

$$\sigma_{aR} = \frac{\sigma_{-1}}{1 + \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_B}}. \quad (4.8)$$

При використанні алгоритму на основі чутливості до асиметрії маємо $\sigma_{aR}=188$ МПа, а при використанні останньої залежності маємо $\sigma_{aR}=160$ МПа. Це значення беремо для подальшого використання.

Для визначення довговічності N застосовано рівняння кривої втоми ступеневого типу (див. розділ 2), яке має «робочу» інтерпретацію у формі рівняння довговічності:

$$\lg N = C_\sigma - m(\lg \sigma_{a(\max)} - \lg e_R). \quad (4.9)$$

Для вільної частини колони (елемент E_1 , рис. 4.13) асиметрія циклу R_σ дорівнює нулю, тому використано параметри рівняння для максимальних напружень $\sigma_{\max}$. В різьбовій частині (елемент E_2 , рис. 4.13) спостерігається знаконезмінне асиметричне циклювання, тому використано параметри рівняння для амплітудних напружень σ_a . Параметр e_R враховує вплив асиметрії циклу R_σ і слугує для приведення фактично діючого циклу до віднульового, коли $R_\sigma=0$. При $R_\sigma=0$ буде $e_R=1$ і рівняння буде коректним для амплітудних напружень. При $R_\sigma>0$ буде $e_R<1$, що дає зменшення довговічності, що є справедливим для амплітудних напружень σ_a . Параметр приведення визначається через середнє напруження циклу σ_m :

$$e_R = \frac{\sigma_a}{\sigma_B} \left(1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_a} \right) + 1. \quad (4.10)$$

4.4.2.1 Визначення коефіцієнта концентрації напружень в різьбі

Дана величина може бути визначена різними способами. Скористаємося в цьому випадку способом, що враховує розподіл навантажень між витками. Тоді коефіцієнт концентрації напружень буде:

$$\alpha_{\sigma} = \gamma \cdot \beta \cdot \varphi \cdot \left(1 + \frac{R}{\Delta}\right) \cdot \left(\frac{\Delta}{R}\right)^{0.5\left(1 + \frac{\Delta}{R}\right)}, \quad (4.11)$$

де $\gamma=1$, $\beta=1$ – коефіцієнти, що враховують кількість вільних витків, що виходять з гайки,

$R=1,52$ мм – радіус западин профілю різьби,

$\Delta=16$ мм – крок різьби.

Коефіцієнт φ враховує нерівномірність розподілу навантажень між витками:

$$\varphi = 0.5 \left(\frac{2R}{P}\right)^{0.3} \left(1 + \frac{Q_i}{Q}\right), \quad (4.12)$$

де $\frac{Q_i}{Q}$ - відносна навантаженість i -го витка.

Ефективний коефіцієнт концентрації напружень буде:

$$K_{\sigma} = 1 + q(\alpha_{\sigma} - 1), \quad (4.13)$$

де $q=0.5 - 0.85$ – чутливість матеріалу до концентрації напружень.

Розподіл навантажень між витками в таких з'єднаннях визначається функцією [116]:

$$\frac{Q_i}{Q} = Q \cdot e^{a(\pm H \mp Z)} \cdot \frac{shb \cdot Z}{shb \cdot H}, \quad (4.14)$$

де Z – відстань витка від сопрягаемого торця гайки
 a і b - коефіцієнти, що враховують властивості матеріалу і жорсткість елементів різьблення.

Уточнена методика визначення коефіцієнтів a і b [117], враховуючи осьові, радіальні і тангенціальні напруження в тілі бовта, а так само напруження вигину і зсуву в вершині витка дозволила встановити співвідношення:

$$\frac{Q_i}{Q} = 0,42 \text{ – для існуючої конструкції з'єднання,}$$

$$\frac{Q_i}{Q} = 0,36 \text{ – для розтягнуто-стиснутої конструкції гайки.}$$

Тоді теоретичний коефіцієнт концентрації напружень у першому, що виходить з гайок витку буде $\alpha_\sigma = 7,85$. З урахуванням чутливості матеріалу колони до концентрації напружень $q = 0,5$ отримуємо ефективний коефіцієнт $K_\sigma = 4,42$ для існуючого варіанту гайки.

Для вільної частини колони в галтельному переході також існує невелика концентрація напружень з коефіцієнтом $K_\sigma = 1,2$. Завдяки цьому можна визначити границю витривалості для елементів колони і параметри рівняння довговічності (табл. 4.9):

$$C_\sigma = m \lg \sigma_{aRd} + \lg N_G, \quad (4.15)$$

де N_G – границя необмеженої довговічності.

Таблиця 4.9 - Параметри рівняння довговічності елементів колони

№	елемент	m	σ_{aRd} , МПа	N_G , cycles	C_σ
1	E ₁ (розтягування)	9	133*	$2 \cdot 10^6$	25.4
2	E ₁ (згин)	12	200*	$2 \cdot 10^6$	33.9
3	E ₂	6	10**	$2 \cdot 10^6$	12.1
4	E ₂	6	20	$2 \cdot 10^6$	14.1
5	E ₂	6	30**	$2 \cdot 10^6$	15.2

* - максимальне напруження циклу σ_{maxRd} ,

** - можливі значення.

4.4.2.2 Алгоритм знаходження гарантованого ресурсу

Ця характеристика, яка являє собою первісний індекс безпеки, знаходиться для ймовірності неруйнування (безвідмовності) $P=98\%$ при передбаченні логарифмічно нормального закону розподілення довговічності:

$$\lg N_{98;1(2)} = \beta_{1(2)} = \lg N_e - 1.15S_{\lg N}^2 - 2S_{\lg N} . \quad (4.16)$$

Тут індекс 1 або 2 показує число елемента колони, $S_{\lg N}$ – середньоквадратичне відхилення (СКВ) логарифма довговічності, яка визначається за рівнянням довговічності. В свою чергу СКВ є результатом об'єднання двох складових впливу від внутрішнього S_{algN} і зовнішнього $S_{y\lg N}$ чинників:

$$S_{\lg N} = \sqrt{S_{algN}^2 + S_{y\lg N}^2} . \quad (4.17)$$

Значення внутрішнього СКВ S_{algN} визначається за рівнянням розсіяння довговічності, яке віднесено до основної моделі опору втомі. Для різьбових з'єднань експериментально була отримана модель [7]:

$$S_{algN} = 0.16 + 0.16(\lg N_e - 5). \quad (4.18)$$

Рівняння має властивість насичення і після $\lg N_e > 7$ СКВ S_{algN} , практично, не змінюється. Для даного випадку, враховуючи розрахункові рівні $\lg N_e$, можна прийняти максимальне значення СКВ $S_{algN} = 0.48$.

Незважаючи на те, що навантажувальний блок частково було сформовано з врахуванням варіації навантаження, але цей чинник треба враховувати і при визначенні гарантованого ресурсу. Досить не зрідка розраховувачі нехтують цим і отримують зайве оптимістичний результат. Тому правильним є оцінювати вплив зовнішнього чинника по варіації кожного рівня навантажувального блока або, принаймні, по варіації максимального рівня. В цій ситуації можна вважати:

$$S_{y \lg N} = \frac{v_{\Sigma} m}{2.3}. \quad (4.19)$$

Після знаходження первісних індексів безпеки для обох елементів колони треба віднайти загальний індекс:

$$\beta_{\Sigma} = \lg \left(\frac{1}{10^{\beta_1}} + \frac{1}{10^{\beta_2}} \right)^{-1} \quad (4.20)$$

Поточний технічний стан колони (або всіх колон разом при груповому прогнозуванні) залежить від наробітку, яким, фактично, є кількість виготовлених на момент часу j коліс z_j :

$$\beta_{\Sigma j} = \beta_{\Sigma} - \lg z_j . \quad (4.21)$$

4.4.3 Індекс безпеки вільної частини колони

В цьому місці, окрім розрахункових напружень розтягування σ_t , можуть діяти «позаштатні» згинальні напруження σ_{bnd} . Зазвичай, ці напруження складаються і загальні напруження можуть бути визначеними через коефіцієнт згину κ_{bnd} (рис. 4.13). Результируючі напруження σ_1 (рис. 4.13) в умовах ексцентричного навантаження можуть в 2 рази перевищувати розрахункові [118].

Метод результируючого напруження є беззаперечним при статичному навантаженні. В умовах втоми (циклічне навантаження) такий підхід дає консервативне рішення, оскільки результируючі напруження порівнюються з характеристиками опору втоми в умовах однорідного розтягування. Не враховується при цьому чинник градієнту напружень. Згідно принципів оцінки ресурсу при комбінованому навантаженні (див. 2 розділ) варто визначити роздільні довговічності N_e і N_{bnd} , відповідно, для напружень σ_t і σ_{bnd} за параметрами рівнянь довговічності (табл. 4.10). Тоді виходячи зі слідства з правила об'єднання індексів безпеки маємо довговічність вільної частини колони:

$$N_1 = \frac{a}{\frac{1}{N_e} + \frac{1}{N_{bnd}}} = \frac{a}{\frac{1}{10^{\lg N_e}} + \frac{1}{10^{\lg N_{bnd}}}} . \quad (4.22)$$

Оскільки при згині границі витривалості є більшими, ніж при розтягуванні, результат буде не консервативним. Але застосування такого рішення буде актуальним, коли $\kappa_{bnd} > 0.5$. Оскільки такий випадок не розглядався, для визначення індексу β_1 застосовано метод результируючого напруження (табл. 4.10).

Щоб оцінити рівень безпеки за величиною їх індексів, потрібно останні порівняти з наробітком за (4.15). Якщо взяти середню продуктивність на рівні 848000 коліс на рік, то потрібні індекси безпеки повинні складати:

- 5 років – $[\beta]=6.63$,
- 6 років – $[\beta]=6.70$,
- 50 років – $[\beta]=7.63$.

Таблиця 4.10 - Ресурсні показники вільної частини колони

№	Тип прогнозування	k_{ir}	режим навантаження, c_2	F_{ceq} , МН	$\sigma_e=\sigma_t$, МПа	k_{bnd}	σ_1 , МПа	β_1
1	Групове для 4-х колон	0.15	0.25	23.5	46.75	0.25	58.45	8.65
						0.50	70.15	7.95
2	Групове для 4-х колон	0.30	0.25	28.0	55.70	0.25	69.60	7.49
						0.50	83.60	6.77
3	Індивідуальне для кожної колони	0.10	0.25	21.5	42.80	0.25	53.50	9.23
						0.50	64.20	8.52
4	Групове для 4-х колон	0.15	0.10	21.9	43.60	0.25	54.50	8.93
						0.50	65.40	8.22
5	Групове для 4-х колон	0.30	0.10	26.0	51.70	0.25	64.60	7.78
						0.50	77.60	7.06
6	Індивідуальне для кожної колони	0.10	0.10	20.2	40.20	0.25	50.30	9.48
						0.50	60.30	8.78

Ці рівні наведено на графіках зміни індексів β (рис. 4.14 – 4.18).

Звідси видно, що при штатних (нормативних) умовах експлуатації можливий довготривалий і безпечний строк служби вільної частини колони. Навіть при наднормативних умовах ($k_{ir}=0.3$, $k_{bnd}=0.5$) гарантований строк служби вільної частини колони складає понад 7 років (рис. 4.14).

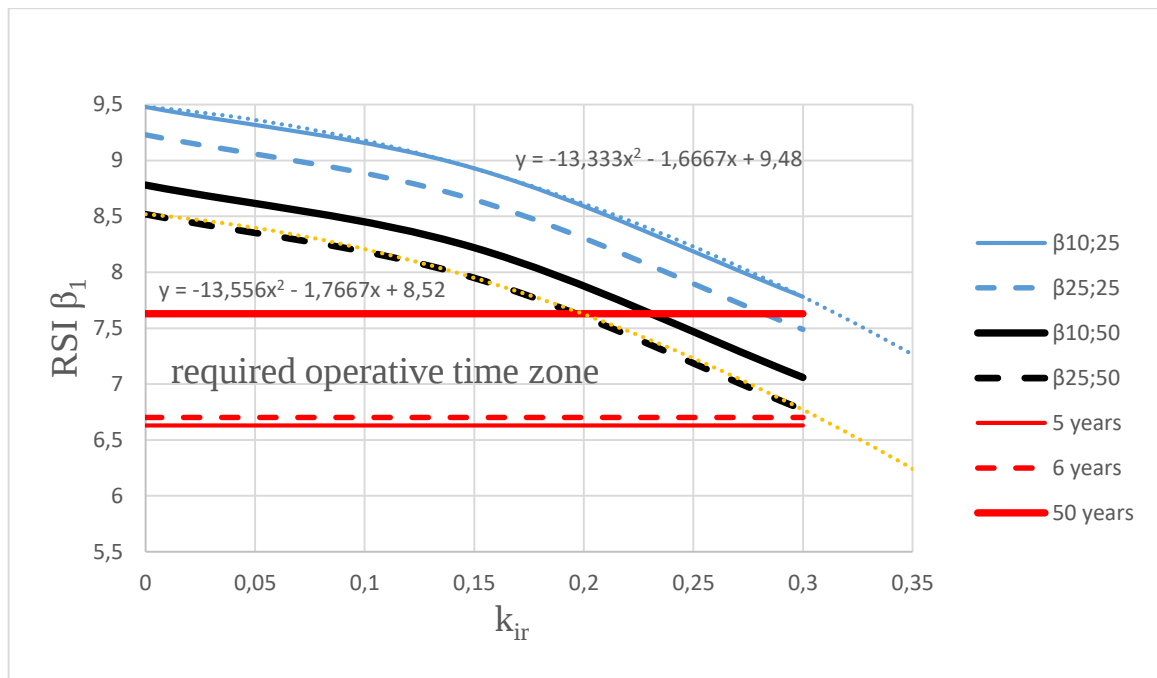


Рис. 4.14 - Залежність індексу безпеки вільної частини колони β_1 від коефіцієнту нерівномірності їх навантаження k_{ir} при долі штампування коліс великого діаметру $c_{D2}=0,10$ (суцільні криві) і $c_{D2}=0,25$ (пунктирні криві) за умов коефіцієнту згинальних напружень $\kappa_{bnd}=0,25$ ($\beta_{10;25}$, $\beta_{25;25}$) і $\kappa_{bnd}=0,5$ ($\beta_{10;50}$, $\beta_{25;50}$)

Функцію зміни індексу безпеки β_1 можна представити у вигляді:

$$\beta_1 = \beta_{1;0} - 1.72k_{ir} - 13.45k_{ir}^2. \quad (4.23)$$

В цій формулі $\beta_{1;0}$ – індекс безпеки при рівномірному навантаженні колон, коли $k_{ir}=0$.

4.4.4 Індекс безпеки різьбових ділянок колони

Максимальне напруження циклу в корені різьби, зтягнутої з напруженням σ_{tf} визначається як:

$$\sigma_2 = \sigma_{tf} + \chi \sigma_e = \sigma_{\min} + 2\sigma_a. \quad (4.24)$$

Звідси видно, що амплітудне напруження σ_a залежить від зовнішнього навантаження колони F_{ceq} і відповідного йому напруження на внутрішньому діаметрі різьби та коефіцієнта сприйняття зовнішнього навантаження:

$$\sigma_a = \frac{1}{2} \chi \sigma_e. \quad (4.25)$$

Це напруження потрібно використовувати в рівнянні довговічності (4.15). Величина χ визначається через податливості затягнутої частини колони λ_c і податливості комплексу затягнутих елементів поперечини λ_d : $\chi = \lambda_d / (\lambda_c + \lambda_d)$. Для пресу, що розглядається, розраховано $\chi=0.4$. Це задовільно кореспондується з цією характеристикою $\chi=0.46$, отриманою для станини аналогічної конструкції, але меншого зусилля [111].

За умов неповної визначеності характеристик опору втомі необхідно дослідити ступінь їх впливу на гарантовану довговічність. Для цього виконуються розрахунки не тільки для визначеної границі витривалості $\sigma_{aRd}=20$ МПа, але в широкому діапазоні її зміни. За результатами розрахунків (рис. 4.13 – 4.18) видно, що ресурси різьбової частини колони на декілька порядків є меншими, ніж ресурсу вільної частини колони. Тому об'єднання показників безпеки обох елементів колони E_1 і E_2 для контролю її технічного стану не має сенсу. Достатньо контролювати стан різьбової частини колони.

На первісний індекс безпеки впливають нерівномірність навантаження і зусилля затягування. Зважаючи на результати досліджень (рис. 4.15 - 4.19), можна констатувати, що зі збільшенням коефіцієнту нерівномірності зменшується первісний індекс безпеки β_2 . Причому, до значення $k_{ir}<0.15$ (нормоване) інтенсивність зменшення незначна, в подальшому інтенсивність падіння зростає. Функцію $\beta_2(k_{ir})$ можна описати поліномом другого ступеню:

$$\beta_2 = \beta_{2;0} - 1.9k_{ir} - 34.9k_{ir}^2 \quad (c_{D2} < 0.15), \quad (4.26)$$

$$\beta_2 = \beta_{2;0} - 1.7k_{ir} - 55.3k_{ir}^2 \quad (c_{D2} > 0.20)$$

В цій формулі $\beta_{2;0}$ – індекс безпеки при рівномірному навантаженні колон, коли $k_{ir}=0$.

З графіків $\beta_2(k_{ir})$ видно, що їх частина знаходиться нижче нижчої межі, яка відповідає строку служби 5 – 6 років (червоні горизонталі, рис. 4.15 – 4.16). Це свідчить про відсутність належного безпечного ресурсу з боку різьбової частини колон. В той же час, експлуатація показує відсутність завчасних руйнувань колон. Можна зробити висновок, що фактична границя витривалості різьбової частини колони $\sigma_{aRd} > 10$ МПа. Зміна зусилля затягування різьби майже не впливає на хід функції $\beta_2(k_{ir})$.

В цілому, достатній безпечний ресурс колон досягається тільки за певних умов. По-перше, бажано, щоб границя витривалості різьбової частини колони $\sigma_{aRd} \rightarrow 30$ МПа. По-друге, необхідно дотримуватися нормативної рівномірності навантаження (максимальне $k_{ir}=0.15$). За таких умов можлива безпечна експлуатація колон до 50 років. Якщо $\sigma_{aRd} \rightarrow 20$ МПа, то достатній (5 – 6 років) ресурс можливий при рівномірному навантаженні колон і індивідуальному діагностуванні їх технічного стану.

Цьому заходу технічного обслуговування варто приділяти достатньо уваги, оскільки середні логарифми довговічності різьбової частини колони lgN_2 за будь яких умов є понад 50 років. Це видно по графіках функції $lgN_2(k_{ir})$, які розташовані вище горизонталі відповідній 50 рокам (рис. 4.17 – 4.18). Наблизити гарантований строк служби до середнього ресурсу можливо за рахунок оптимально розробленої стратегії технічного обслуговування.

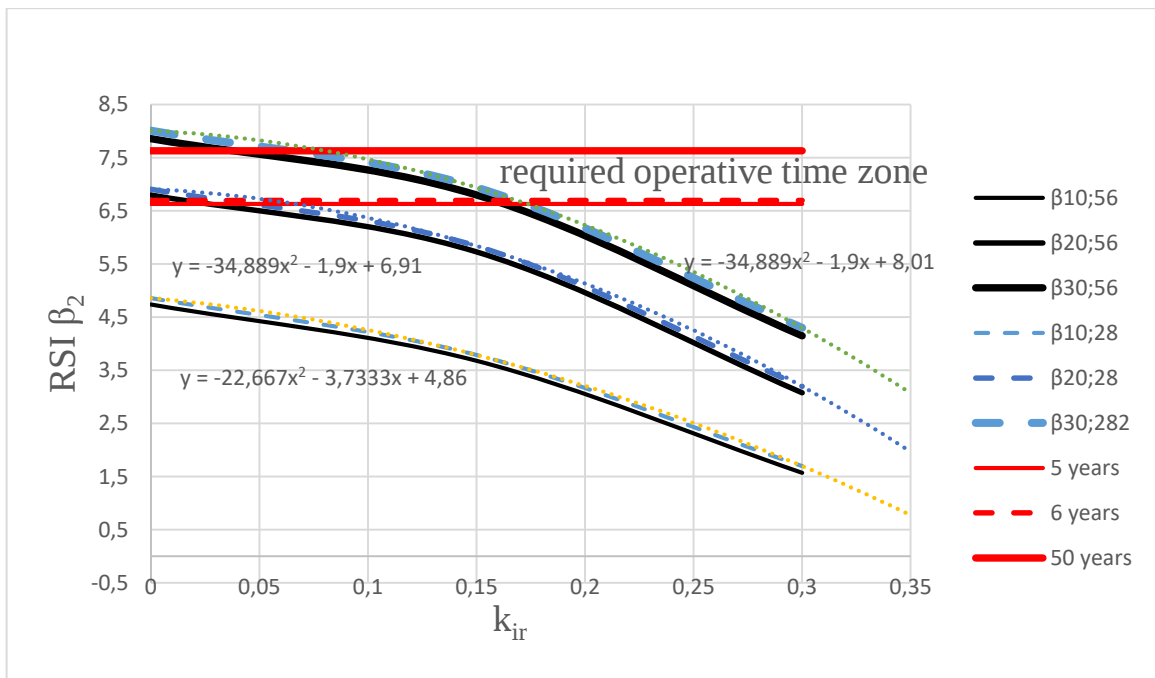


Рис. 4.15 - Залежність індексу безпеки різьбової частини колони β_2 від коефіцієнту нерівномірності їх навантаження k_{ir} при долі штампування коліс великого діаметру $c_{D2}=0.25$ за умов напруження затягання 56 і 28 МПа ($\beta_{56(28)}$) і границі витривалості 10, 20, 30 МПа ($\beta_{10(20)(30)}$)

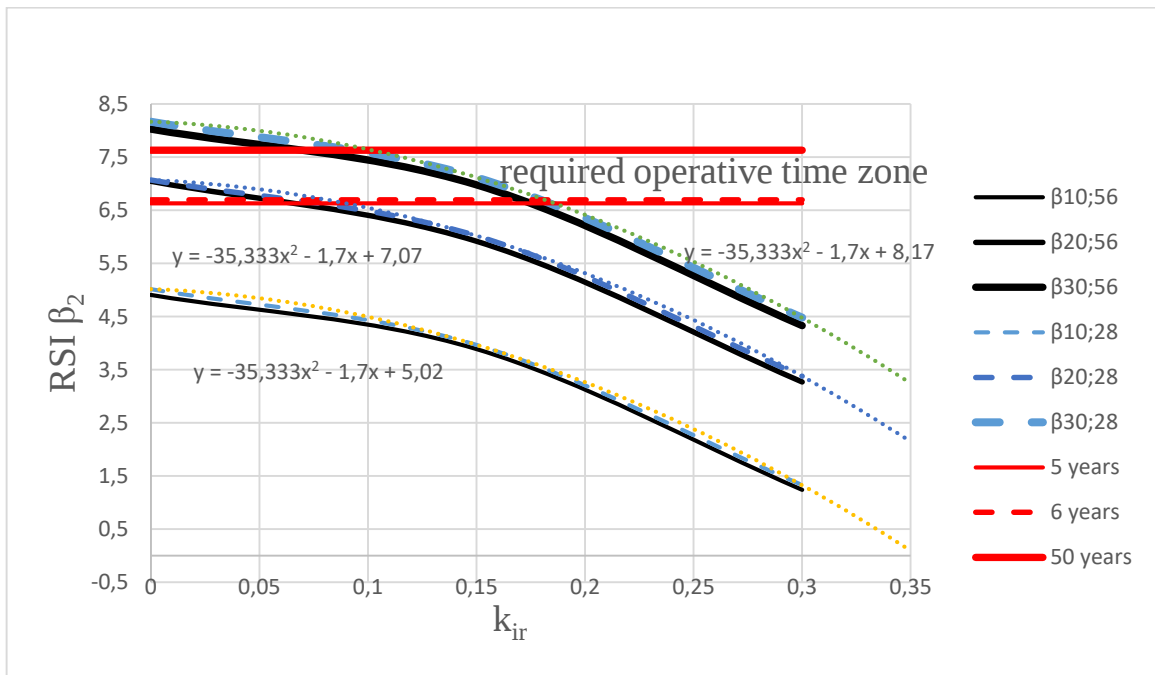


Рис. 4.16 - Залежність індексу безпеки різьбової частини колони β_2 від коефіцієнту нерівномірності їх навантаження k_{ir} при долі штампування коліс великого діаметру $c_{D2}=0.10$ за умов напруження затягання 56 і 28 МПа ($\beta_{56(28)}$) і границі витривалості 10, 20, 30 МПа ($\beta_{10(20)(30)}$)

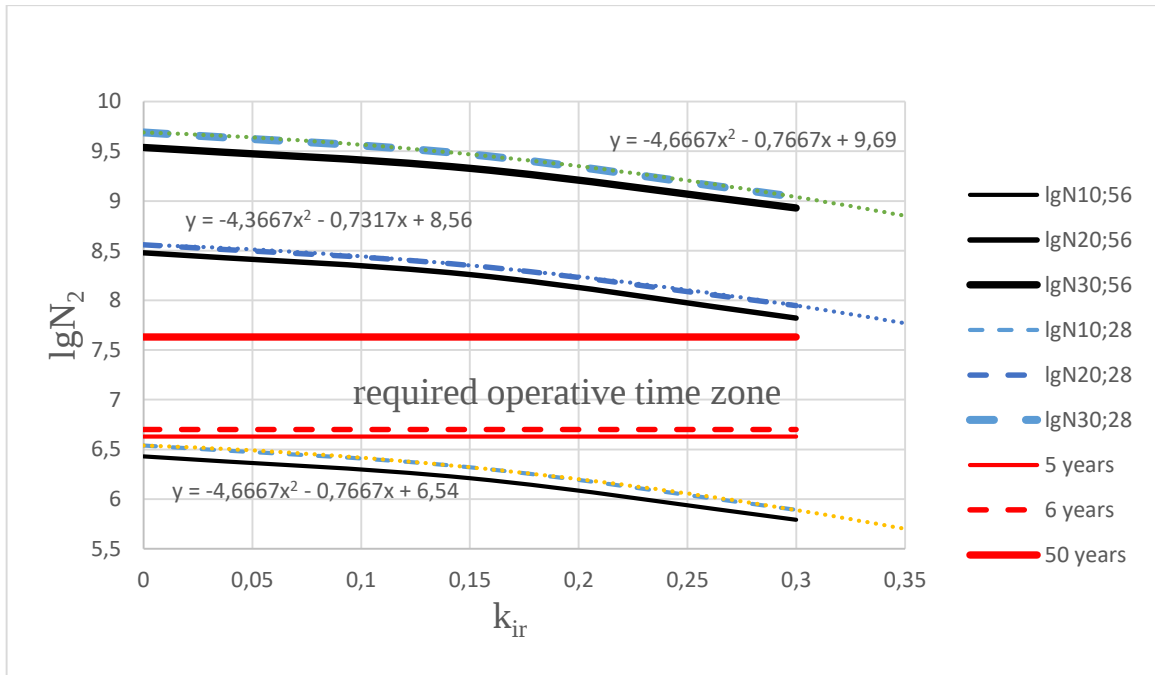


Рис. 4.17 - Залежність середнього логарифму довговічності різьбової частини колони lgN_2 від коефіцієнту нерівномірності їх навантаження k_{ir} при долі штампування коліс великого діаметру $c_{D2}=0,25$ за умов напруження затягання 56 і 28 МПа ($\beta_{56(28)}$) і границі витривалості 10, 20, 30 МПа ($\beta_{10(20)(30)}$)

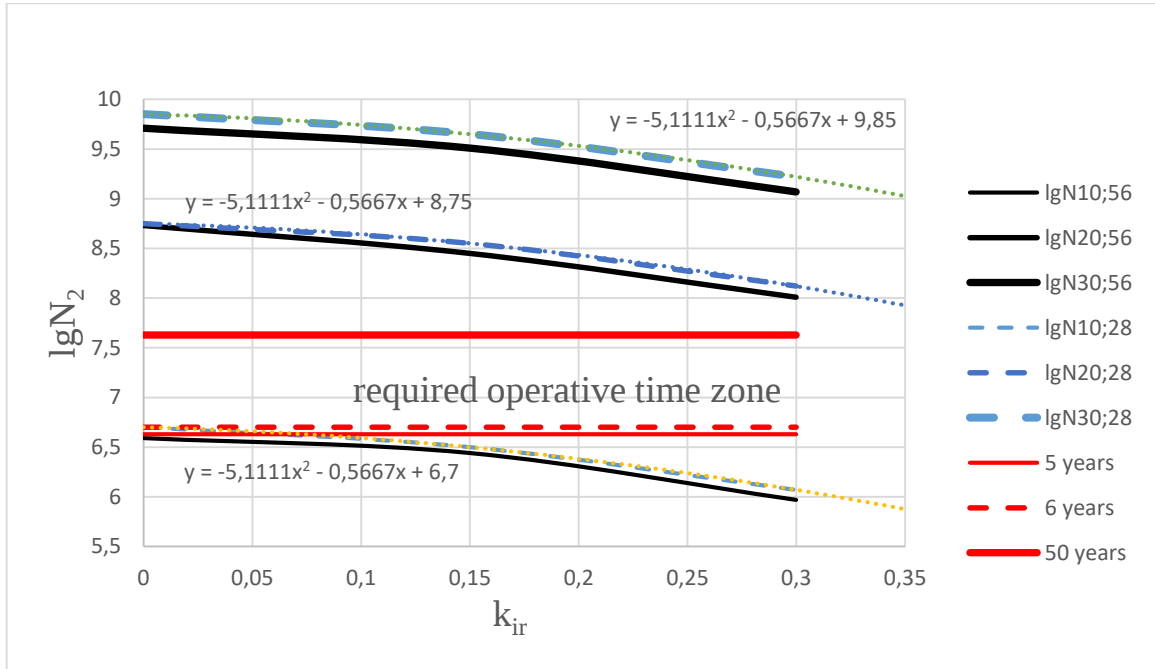


Рис. 4.18 - Залежність середнього логарифму довговічності різьбової частини колони lgN_2 від коефіцієнту нерівномірності їх навантаження k_{ir} при долі штампування коліс великого діаметру $c_{D2}=0,1$ за умов напруження затягання 56 і 28 МПа ($\beta_{56(28)}$) і границі витривалості 10, 20, 30 МПа ($\beta_{10(20)(30)}$)

4.4.5 Вплив виробництва коліс великого діаметру

При штампуванні коліс великого діаметру виникають найбільші зусилля, які досягають понад 90% всієї потужності преса. Тому інформація про вплив долі виробництва таких коліс на експлуатаційні показники є актуальною.

При збільшенні долі c_{D2} збільшуються еквівалентні зусилля і напруження розтягування в колонах (рис. 4.19). Найбільш інтенсивно таке зростання спостерігається на початковій ділянці функції $F_{ceq}(c_{D2})$ від $c_{D2}=0$ до $c_{D2}=0.15 - 0.2$. Дану функцію можна представити двома лінійними ділянками:

$$F_{ceq} = F_{ceq0} + k_{ceq} c_{D2}, \quad (4.27)$$

$$\sigma_e = \sigma_{e0} + k_{\sigma e} c_{D2}. \quad (4.28)$$

Перший член цих рівнянь F_{ceq0} і σ_{e0} являє собою еквівалентні зусилля і напруження в колонах при $c_{D2}=0$ (виробництво коліс тільки діаметром меншим за 957 мм) (табл. 4.11). На другій ділянці експлуатаційні показники змінюються із суттєво меншою інтенсивністю: величини k_{ceq} і $k_{\sigma e}$ стають на порядок нижчими.

Аналогічна поведінка, але в протилежний бік, спостерігається для функції довговічності від долі виробництва коліс великого розміру c_{D2} (рис. 4.20). Найбільш інтенсивне падіння ресурсу від довговічності колони при відсутності виробництва великогабаритних коліс спостерігається до величини $c_{D2}=0.15 - 0.2$. Далі інтенсивність падіння зменшується на порядок.

Таблиця 4.11 - Показники рівнянь $F_{ceq}(c_{D2})$ і $\sigma_e(c_{D2})$

Функція	Ділянка $c_{D2} < 0.2$				Ділянка $c_{D2} > 0.2$
	F_{ceq0}	σ_{e0}	k_{ceq}	$k_{\sigma e}$	$k_{ceq}, k_{\sigma e}$
F_{ceq}	20 МН	-	20 МН ⁻¹	-	2.2 МН ⁻¹
σ_e	-	37 МПа	-	30 МПа ⁻¹	3.2 МПа ⁻¹

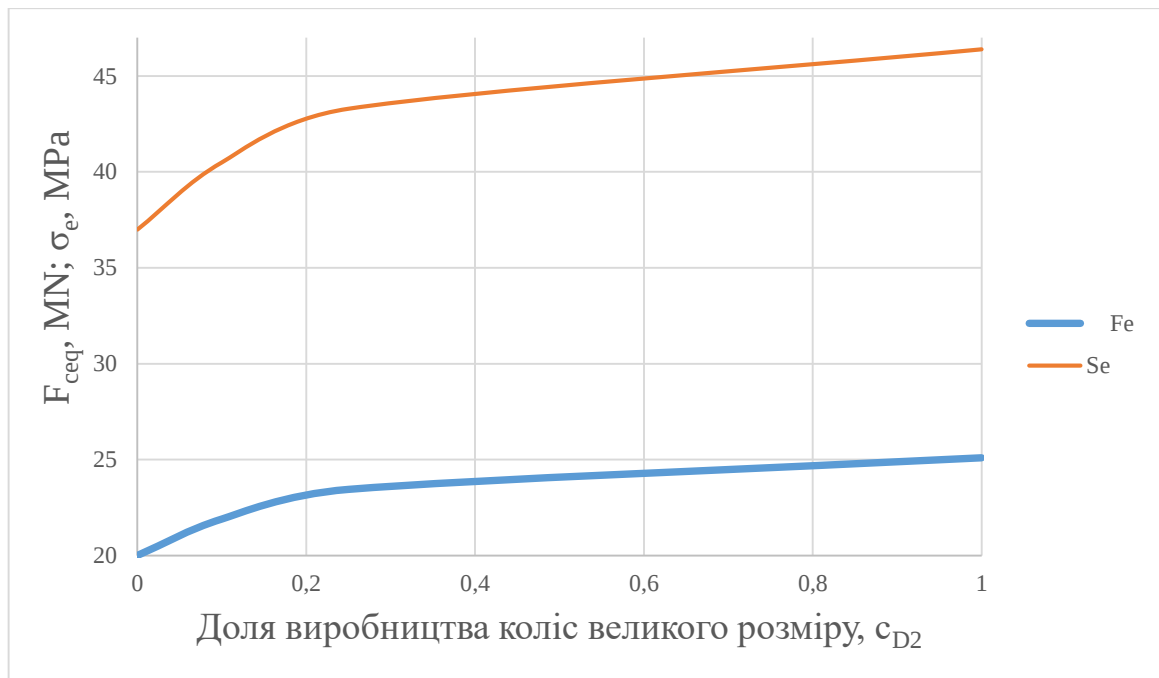


Рис. 4.19 - Вплив долі виробництва коліс великого розміру c_{D2} на еквівалентні зовнішні зусилля F_{seq} і напруження σ_e (S_e) в різьбовій частині колони

За порівняльну базу тут прийняті довговічність і еквівалентне напруження при $c_{D2}=0$ в умовах нормованого значення нерівномірності навантаження колон ($k_{ir}=0.15$). Зміну ресурсу від величини c_{D2} за аналогією з еквівалентним зусиллям можна представити двома лінійними ділянками.

Наведені графіки розвіюють відому думку про те, що для підтримки надійності преса треба зменшити долю виробництва коліс діаметром 1062 мм. В дійсності, при $c_{D2}=0.1$ ресурс колон зменшується вже вдвічі. Тому для збереження ресурсу треба, практично, зовсім виключити виробництво великогабаритних коліс. Якщо все ж таки виробнича програма вміщує наявність такого сортаменту, то ресурс відносно базового складе 30 – 25%. Причому, не має суттєвого значення доля c_{D2} : чи це 0.25, чи це 0.50.

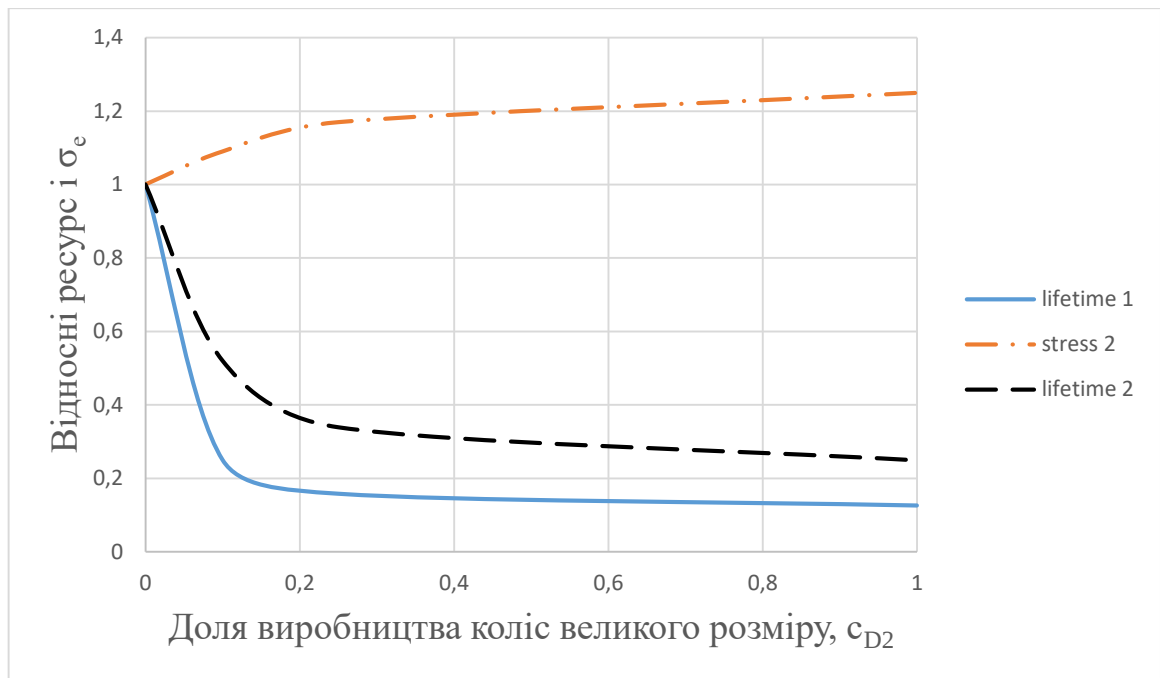


Рис. 4.20 – Вплив долі виробництва коліс великого розміру c_{D2} на відносні ресурси в вільній (lifetime 1) і різьбовій частині колони (lifetime 2), а також на відносні еквівалентні напруження (stress 2) в різьбовій частині колони

4.4.6 Модель гарантованої довговічності колони

Можна вважати, що ресурс колони визначається її різьбовою частиною. Алгоритм визначення її гарантованої довговічності був розроблений і показав свою працездатність. Але для аналізу впливу чинників впливу зручно їх об'єднати в одну модель. Це можливо, якщо застосувати метод планування експерименту. Замість експериментальних результатів тут застосовується результати прогнозування гарантованої довговічності або первісного індексу безпеки $\beta_{2;0a}$ за розробленим алгоритмом.

Розглянуто вплив 4 чинників:

X_1 – амплітудне напруження розтягування в різьбі σ_a ,

X_2 – коефіцієнт нерівномірності навантаження колон k_{ir} ,

X_3 – статичне напруження затягання в різьбі σ_{tf} ,

X_4 – границя витривалості в різьбі колони σ_{aRd} .

Розглянуті чинники є найбільш мінливими при експлуатації і обслуговуванні пресу. Окрім них впливають на гарантований ресурс такі чинники, як внутрішнє СКВ S_{algN} та форма навантажувального блока, яка визначається через величину c_{D2} . Вплив обох чинників втілюється через величину еквівалентного напруження, тому немає сенсу робити громіздку модель.

Зв'язок між чинниками в кодованій X_i і натуральній формі наступний:

$$X_1 = \frac{\sigma_a - 8.9}{1.4} [MPa]; X_2 = \frac{k_{ir} - 0.225}{0.075}; X_3 = \frac{\sigma_{tf} - 42}{14} [MPa]; X_4 = \frac{\sigma_{aRd} - 25}{5} [MPa]. \quad (4.29)$$

Умови для розрахунків обиралися за планом дробового факторного експерименту ДФЕ 2^{4-1} , який вважається економним (табл. 4.12, 4.13). Функція відгуку $\beta_{2;0m}$ має форму:

$$\beta_{2;0m} = b_0 + b_1 X_1 + b_2 X_2 + b_3 X_3 + b_4 X_4 + b_{13} X_1 X_3 + b_{23} X_2 X_3 + b_{34} X_3 X_4. \quad (4.30)$$

Про адекватність моделі можна судити з порівняння величин $\beta_{2;0a}$ і $\beta_{2;0m}$. Остання отримана із застосуванням моделі (4.30) і знайдених коефіцієнтів b_i (табл. 4.12). В 75% дослідів спостерігається збіг між $\beta_{2;0a}$ і $\beta_{2;0m}$. Тому немає необхідності в спеціальній процедурі перевірки адекватності.

За величиною коефіцієнтів b_i видно, що найбільш впливовим чинником очікувано є амплітудне діюче напруження σ_a . Другий за впливом чинник в майже в три рази є слабкішим. Ним виявилася границя витривалості σ_{aRd} . Хоча на запас міцності цей чинник здійснює вплив рівноцінний чиннику σ_a . Цей висновок є вагомим, оскільки прогнозування ресурсу ведеться за умов невизначеності границі витривалості колони. Така ситуація є об'єктивною. По перше, неможливо експериментально визначити границю витривалості для такої складного вузла.

Таблиця 4.12 - Матриця дробового факторного експерименту ДФЕ 2^{4-1} і коефіцієнти моделі для факторів в кодованій формі

№ дослід	X_0	X_1	X_2	X_3	X_4	$X_1 X_3$	$X_2 X_3$	$X_3 X_4$
1	+	-	+	-	-	+	-	+
2	+	+	-	-	-	-	+	+
3	+	-	-	+	-	-	-	-
4	+	+	+	+	-	+	+	-
5	+	-	-	-	+	+	+	-
6	+	+	+	-	+	-	-	-
7	+	-	+	+	+	-	+	+
8	+	+	-	+	+	+	-	+
b_i	5.43	-1.61	-0.21	-0.08	0.56	0.13	-0.16	-0.10

Таблиця 4.13 - Умови ДФЕ і результати розрахунків первісного індексу безпеки різьбової частини колони за алгоритмом $\beta_{2;0a}$ і за отриманою моделлю $\beta_{2;0m}$

№ дослід	X_1	X_2	X_3	X_4	$\beta_{2;0a}$	$\beta_{2;0m}$
	$\sigma_a, \text{МПа}$	k_{ir}	$\sigma_{tf}, \text{МПа}$	$\sigma_{aRd}, \text{МПа}$		
1	7.5	0.30	28	20	6.57	6.57
2	10.3	0.15	28	20	3.20	3.20
3	7.5	0.15	56	20	6.80	6.79
4	10.3	0.30	56	20	3.08	3,08
5	7.5	0.15	28	30	7.92	7.90
6	10.3	0.30	28	30	4.33	4.33
7	7.5	0.30	56	30	6.88	6.88
8	10.3	0.15	56	30	4.65	4.65

Можна доволі коректно знайти границю витривалості матеріалу колони σ_{aR} і інші показники.

Але тоді для прогнозування ресурсу треба застосувати локально-деформаційний підхід. По-друге, первісні показники опору втомі колони інтенсивно змінюються в процесі експлуатації. Це звичайна ситуація, коли накопичуються втомні пошкодження. Але інтенсифікація цього процесу провокується корозією від агресивного середовища (потрапляння рідини в зону з'єднання) і корозією від фретингу в контактних зонах. Все це заставляє шукати нові методи прогнозування ресурсу таких нестандартних вузлів.

Чинник напруження затягання різьби є найменш впливовим. Це наслідок порівняно невисокої чутливості матеріалу колони до асиметрії циклу. Тому не треба при монтажі побоюватись сильніше «перетягнути» гайку. Це не суттєво зменшить гарантований ресурс, але збільшить надійність за критерієм нерозкриття стику різьбового з'єднання.

Умови ДФЕ обрані на підставі діючих умов навантаження і експлуатації. Вільний член моделі $b_0=5.43$ відповідає індексу безпеки β_2 в центрі плану, тобто, гарантованому ресурсу при найбільш ймовірних умовах експлуатації. Але при цьому не досягається безпечний 5-річний термін експлуатації, якби колона як елемент механічної системи відносилась до необслуговуваних систем. Для довготривалої безпечної експлуатації станини потрібна її регулярна діагностика з відновленням експлуатаційних параметрів. Окрім того, в розробленій моделі як критерій довговічності виступає поява тріщини. В різьбових з'єднаннях, що працюють при змінних напруженнях, тріщина з'являється доволі рано, після чого можуть зростати до критичного розміру в 2 - 4 рази довше, аніж до свого виявлення. Тому цілком можливо, що фактично, в різьбових ділянках колон містяться тріщини. Їх неможливо виявити візуально, оскільки до цих ділянок немає доступу. Потрібні специфічні способи діагностування працюючих колон.

Слід відзначити, що ситуація з розвитком тріщини в різьбі колони корінним чином відрізняється від розвитку тріщини в станині трубопрокатного стану, яка була розглянута в 3 розділі. Там інтенсивність вичерпання ресурсу на стадії

розвитку тріщини була на порядок вища, аніж на стадії її зародження. Тут же може спостерігатися протилежна картина, яка потребує додаткового вивчення.

Висновки по 4 розділу

1. З огляду літературних джерел стає ясным, що дослідження в області міцності і надійності станин важких гідравлічних пресів широко ведуться і є актуальними. Особливої актуальності вони набули у зв'язку з необхідністю продовження ресурсу пресів після їхньої довготривалої експлуатації. Такий захід має чималий економічний сенс. Найбільш небезпечним елементом станини є колони, які в свою чергу мають різьбове з'єднання як найбільш вразливе місце.

2. Розроблено і застосовано спосіб визначення зусилля штампування на гідравлічних пресах шляхом тензометрування колон. Визначені місця розташування 4 тензодатчиків по окружності колони на 2-х її ярусах. Такий підхід дозволяє відокремити осьові деформації від згинальних і визначити такі показники технічного стану станини, як коефіцієнти згину і нерівномірності навантаження колон.

3. За результатами експериментального вимірювання навантаженості станини пресу зусиллям 100 МН при виробництві залізничних коліс з'ясовано, що процес штампування однієї заготовки визиває один пульсуючий цикл зміни напружень в елементах станини. Середнє зусилля при пресуванні коліс діаметром 957 мм складає 70.3 МН, а для коліс діаметром 1062 мм прийнято зусилля 91.4 МН. Це відповідає відомим емпіричним залежностям, які рекомендовано для апріорного розрахунку силових параметрів пресування. Згідно них, зусилля пропорційне площі заготовки.

4. Сформовано типовий режим навантаження елементів колони преса у вигляді блока з 4-х рівнів. При цьому враховують варіації зусилля пресування, нерівномірності навантаження колон і долю виробництва коліс великого діаметру. Встановлено, що величина останньої складає від 25 до 7%.

5. Вперше сформовано модель гарантованого ресурсу колон важких гідравлічних пресів, яка враховує нестаціонарність процесу штампування, варіації коефіцієнтів нерівномірності навантаження колон, зусилля затягання різьби, її границю витривалості. Визначено, що безпечний довготривалий строк експлуатації колон можливий тільки за певних умов, до яких в першу чергу відноситься неперевикнення коефіцієнту нерівномірності навантаження понад 15%, наближення границі витривалості в зоні різьби до 30 МПа. Недотримання цих умов переводить станину преса до обслуговуваних механічних систем, які потребують контролю діагностичних показників.

6. Застосування моделі гарантованого ресурсу дозволило зробити декілька висновків, корисних для практичної експлуатації. Результати досліджень розвіюють відому думку про те, що для підтримки надійності преса треба зменшити долю виробництва коліс діаметром 1062 мм. В дійсності, при $c_{D2}=0.1$ ресурс колон зменшується вже вдвічі. Тому для збереження ресурсу треба, практично, зовсім виключити виробництво великогабаритних коліс. Якщо все ж таки виробнича програма вміщує наявність такого сортаменту, то ресурс відносно базового (виробництво коліс звичайного розміру) складе 30 – 25%.

Те ж саме стосується і зусилля затягування різьби. Її зменшення незначно збільшує гарантовану довговічність, попри існуючі думки. Тому не треба при монтажі побоюватись сильніше «перетягнути» гайку. Це не суттєво зменшить гарантований ресурс, але збільшить надійність за критерієм нерозкриття стику різьбового з'єднання. Спосіб затягування гайок є важливим фактором регулювання рівномірності навантаження колон.

І насамкінець, спростовується думка деяких представників пресобудівельної спільноти про необмежений ресурс колон. Навіть 5-6-річний термін експлуатації не може бути гарантованим без застосування певної стратегії контролю пошкоджень.

7. Матеріали розділу 4 опубліковано за участю автора в роботах [7, 112, 113, 114].

ОСНОВНІ ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі вирішена актуальна науково-технічна задача оцінки технічного стану після довготривалої експлуатації базових конструкцій пресо-прокатного устаткування, які потерпають від дії комбінованого навантаження, що в кінцевому результаті забезпечило підвищення безпеки і подовження ресурсу станин робочих клітей трубопрокатного агрегату і пресу для виробництва залізничних коліс.

Основні наукові і практичні результати полягають у наступному:

1. Охарактеризовано поняття базових конструкцій технологічного устаткування. Вони визначають ресурс об'єкта і, в значній мірі, його безпеку. Доведено доцільність збільшення нормативних термінів експлуатації промислового устаткування, що актуалізує процедуру знаходження залишкового ресурсу базових елементів механічної системи. Розглянуто причини, які ускладнюють оцінку залишкового ресурсу базових конструкцій. Серед них основною є те, що при їх проєктуванні було відсутнє розуміння необхідності призначати нормативний ресурс. Вважалось, що надійність може бути забезпеченою за рахунок достатніх запасів міцності, і не враховувалось їх вичерпання протягом довготривалої експлуатації.

2. Розширюється коло вимог, які постають перед базовими конструкціями прокатного і пресового устаткування. Від початкової вимоги забезпечення міцності і жорсткості, на сучасному етапі станини робочих клітей і пресів повинні забезпечувати достатній опір вібраціям, бути надійними і безпечними. Остання вимога досягається засобами ризик-аналізу, серед яких важливе місце займає вирішення задачі зменшення розмірності моделі, що досягається за рахунок процедури об'єднання окремих індексів безпеки RSI.

3. Розроблено алгоритм визначення безпеки базових конструкцій за умов багатоджерельного пошкодження шляхом придання параметру блока навантаження c_i змісту розмірної (площі, об'єму, маси) долі конструкції c_{olz} , яка потрапила під дію понадрозрахункового напруження (перевантаження). Така

процедура є можливою на підставі того, що параметр блоку c_{olz} , нарівні з параметром блоку c_{olt} , визначає рівень значимості відмови u_i , який присутній в методі ресурсного індексу безпеки RSI.

4. Підтверджена здатність правила об'єднання ресурсних індексів безпеки прогнозувати довговічність при багатовісній втомі. При цьому комбіноване навантаження розглядається як композиція окремих простих процесів циклічного деформування зі своїми параметрами. Це дає змогу використовувати характеристики опору втомі для простих (чистих) типів деформування, не вдаючись до унікальної та складної випробувальної техніки. Застосування методу індексу безпеки дає можливість оцінювати ресурс для будь-якого рівня надійності. Запропонована модель дає змогу враховувати форму циклу і тип процесу.

5. Знайдено пояснення поведінки матеріалів при поперечному згині в умовах зміни коефіцієнта плеча. При цьому опір багатовісній втомі контролюється критеріями на підставі дотичних напружень. Підтверджена можливість отримання параметрів моделі багатовісної втоми при випробуваннях на триточковий згин за умов варіювання кратності зразка. Розроблено методику випробувань для визначення первісних даних для моделі багатовісної втоми, яка придатна для звичайних випробувальних машин і зразків простої форми. Остання перевага важлива саме для базових конструкцій, з фрагментів яких важко виготовити зразок складної форми.

6. Моделі багатовісної втоми не працюють при $\tau_R/\sigma_R < 0.5$. Залишається проблематичною експериментальна перевірка моделей багатовісної втоми, оскільки потребує створення спеціального випробувального обладнання. Тому є актуальними способи і методики, які дають змогу спростити імітацію СНС. Методи еквівалентування за нормальними напруженнями, які ґрунтуються на класичних теоріях міцності, є малоефективними для прогнозування довговічності при багатовісній втомі. Це обумовлено тим, що процеси зародження тріщин не контролюються нормальними напруженнями, а пов'язані із зсувом. Тому критерії дотичних напружень і деформацій є більш ефективними, оскільки пов'язані з

природою втоми. В цьому аспектові, поширене серед користувачів програм МСЕ еквівалентування за Мізесом безкорисне при прогнозуванні ресурсу, як на стадії зародження, так і на стадії зростання тріщини. Про це свідчать дослідження станин робочих клітей трубопрокатного агрегату. Неодноразове утворення тріщин спостерігалось в місцях, де за всіма розрахунками не було максимальних еквівалентних напружень.

7. За результатами інструментального обстеження станини автомат-стану встановлено, що найбільш вразливими місцями є внутрішні поверхні стійок. Там спостерігається тріщиноутворення, яке підтверджене трьома засобами неруйнівної діагностики. Виявлений механізм зростання тріщин, який має змішаний характер і складається з I і II мод руйнування. Він обумовлений технологічними зусиллями з боку трубної гільзи і схемою деформування станини.

8. Встановлено тип процесу навантаження елементів станини автомат-стану, який спостерігається під час прокатки однієї гільзи (трубної заготовки). Зафіксовані осцилограми було оброблено за вимогами розробленої в 2 розділі моделі втоми при комбінованому навантаженні. Експлуатаційне навантаження можна представити як комбінацію основного і додаткового циклічних процесів. Основний процес відбувається з частотою темпу прокатки, а додатковий з частотою обертання валків. Знайдені параметри цих процесів.

9. На підставі досліджень напружено-деформованого стану станин і фактичного виробництва труб за сортаментом для кожної з них сформовано дворівневий блок навантаження. Для них з'ясовано, що границя витривалості елементів станини σ_{aR} незначною мірою впливає на їхню підсумкову довговічність N_Σ , якщо величина σ_{aR} не перевищує 115 – 125 МПа. Подальше збільшення границі витривалості веде до відчутного (на порядок і вище) зростання довговічності. Тому вигідно зміцнювати метал станини у небезпечних місцях.

10. За умов неможливості отримання з діючих станин зразків для механічних випробувань для них було розроблено моделі опору втоми і руйнуванню. При цьому було використано деформаційні критерії, які ефективні

за умов невизначеності. Враховано експлуатаційне окрихчення металу, характерне для прокатного устаткування. За рахунок цього отримано модель опору втомі пошкодженого матеріалу. Її дієвість підтверджується задовільною сходимістю прогнозованої довговічності і періодичністю повторних появ тріщин в небезпечних місцях станин.

11. Функція ризику для періоду зародження і появи тріщини має опуклу форму близькою до лінійної, а для періоду розвитку дефекту - увігнуту. Це підтверджує висновок про збільшення швидкості вичерпання надійності при розвитку тріщин. Інтенсивність вичерпання надійності при розвитку дефектів приблизно в 10 разів вище, ніж для початково бездефектного металу. Кінцевий розмір дефекту r_{ci} порівняно слабо впливає на період живучості: зниження r_{ci} в 4 рази щодо r_{cl} зменшує підсумковий період живучості $N_{g\Sigma}$ тільки на 20%.

12. Період живучості сферичного дефекту становить близько 1 року для станини автомат-стану. Після цього дефект трансформується в тріщину з погано визначної геометрією і розвивається по закономірностям, що вимагає окремого вивчення. Найбільш ефективно в цьому плані здійснювати її контроль діагностичними методами.

13. З огляду літературних джерел стає ясным, що дослідження в області міцності і надійності станин важких гідравлічних пресів широко ведуться і є актуальними. Особливої актуальності вони набули у зв'язку з необхідністю продовження ресурсу пресів після їхньої довготривалої експлуатації. Такий захід має чималий економічний сенс. Найбільш небезпечним елементом станини є колони, які в свою чергу мають різьбове з'єднання як найбільш вразливе місце.

14. Розроблено і застосовано спосіб визначення зусилля штампування на гідравлічних пресах шляхом тензометрування колон. Визначені місця розташування 4 тензодатчиків по окружності колони на 2-х її ярусах. Такий підхід дозволяє відокремити осьові деформації від згинальних і визначити такі показники технічного стану станини, як коефіцієнти згину і нерівномірності навантаження колон.

15. За результатами експериментального вимірювання навантаженості станини пресу зусиллям 100 МН при виробництві залізничних коліс з'ясовано, що процес штампування однієї заготовки визиває один пульсуючий цикл зміни напружень в елементах станини. Середнє зусилля при пресуванні коліс діаметром 957 мм складає 70.3 МН, а для коліс діаметром 1062 мм прийнято зусилля 91.4 МН. Це відповідає відомим емпіричним залежностям, які рекомендовано для апріорного розрахунку силових параметрів пресування. Згідно них, зусилля пропорційне площі заготовки.

16. Сформовано типовий режим навантаження елементів колони преса у вигляді блока з 4-х рівнів. При цьому враховують варіації зусилля пресування, нерівномірності навантаження колон і долю виробництва коліс великого діаметру. Встановлено, що величина останньої складає від 25 до 7%.

17. Застосування моделі гарантованого ресурсу дозволило зробити декілька висновків, корисних для практичної експлуатації. Результати досліджень розвіюють відому думку про те, що для підтримки надійності преса треба зменшити долю виробництва коліс діаметром 1062 мм. В дійсності, при $c_{D2}=0.1$ ресурс колон зменшується вже вдвічі. Тому для збереження ресурсу треба, практично, зовсім виключити виробництво великогабаритних коліс. Якщо все ж таки виробнича програма вміщує наявність такого сортаменту, то ресурс відносно базового (виробництво коліс звичайного розміру) складе 30 – 25%.

Те ж саме стосується і зусилля затягування різьби. Її зменшення незначно збільшує гарантовану довговічність, попри існуючі думки. Тому не треба при монтажі побоюватись сильніше «перетягнути» гайку. Це не суттєво зменшить гарантований ресурс, але збільшить надійність за критерієм нерозкриття стику різьбового з'єднання. Спосіб затягування гайок є важливим фактором регулювання рівномірності навантаження колон.

І насамкінець, спростовується думка деяких представників пресобудівельної спільноти про необмежений ресурс колон. Навіть 5-6-річний термін експлуатації не може бути гарантованим без застосування певної стратегії контролю пошкоджень.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Ящура А. И. Система технического обслуживания и ремонта общепромышленного оборудования: Справочник.- М.: Изд-во НЦ ЭНАС. - 2006. – 360 с.
2. Paolone R. From liquid metal to rolling: ideas and solutions to increase efficiency and minimize waste. *DaNews*. - 2019. - №181. - P. 4-2.
3. Della Mora D. Drive for sustainable steelmaking is forming a green wave. *DaNews*. - 2019. - №181. - P. 94-97.
4. Забезпечення надійності станини робочої кліті прошивного стану ТПА 350 після її довготривалої експлуатації /С. Р. Рахманов, С. В. Білодіденко, В. І. Гануш та інші. *Металургійна та гірничорудна промисловість*. - 2020. - №3. - С. 3-17.
5. Витривалість при складному напруженому стані в аспекті подовження ресурсу технологічного устаткування промислових виробництв /С. В. Білодіденко, В. І. Гануш, Є. А. Іжевський та інші. *Теорія і практика металургії*. – 2021. №4. – С. 56–68.
6. Черноусенко О. Ю., Риндюк Д. В., Пешко В. А. Повторне продовження експлуатації литого високотемпературного обладнання енергоблоків курахівської ТЕС. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування, № 12(1288), 2018. - С. 38-45.
7. Fatigue Resistance Models of Structural for Risk Based Inspection /S. Belodedenko, V. Hanush, A. Baglay, O. Hrechanyi. *Civil Engineering Journal*.- Vol. 6, No. 2. - 2020. - P. 375-383. <http://dx.doi.org/10.28991/cej-2020-03091477>.
8. Application of risk-analysis methods in the maintenance of industrial equipment /S. V. Belodedenko, G. M. Bilichenko, O. M. Hrechanyi, M. S. Ibragimov. *Procedia Structural Integrity*. - 2019. - V. 22. - P. 51-58. <https://doi.org/10.1016/j.prostr.2020.01.007>.

9. Основи технічного обслуговування механічних систем за контролем безпеки /С. Білодіденко, Г. Біліченко, В. Гануш, А. Попов. *Вісник Тернопільського нац. техн. ун-ту*. - 2011. - спецвипуск, ч. 1. - С. 170 - 178.
10. Морозов Б. А. Исследование прочности станин рабочих клетей прокатных станов. - М.: ЦИНТИ машиностроения. - 1959. – 56 с.
11. Соколов Л. Д., Гребеник В. М., Тылкин М. А. Исследования прокатного оборудования. - М.: Металлургия. - 1964. - 487 с.
12. Королев А. А. Механическое оборудование прокатных и трубных цехов. - М.: Металлургия. - 1987. - 480 с.
13. Колесников А. Г., Яковлев Р. А. Расчет и исследование напряжений и деформаций станин прокатных станов. - М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана. - 2005. – 55 с.
14. Principles and Applications of Metal Rolling. Publisher: Cambridge University Press. Print publication year: 2016. – 290 p.
DOI: <https://doi.org/10.1017/CBO9781139879293.003>
15. Полухин В. П. Математическое моделирование и расчет на ЭВМ листовых прокатных станов. - М.: Металлургия. - 1972. - 512 с.
16. Ширяев В. И., Чепуркин С. С. Оптимальные соотношения между элементами станины прокатной клетки с точки зрения прочности и жесткости. *Известия ВУЗов Черная Металлургия*. – 1967. - №2. – С. 199–203.
17. Нагруженность, несущая способность и долговечность прокатного оборудования / Б. Н. Поляков, Ю. И. Няшин, И. Ф. Волегов, А. Ф. Трусков - М.: Металлургия. - 1990. - 320 с.
18. Гребеник В. М., Цапко В. К. Надежность металлургического оборудования (оценка эксплуатационной надежности и долговечности): справочник – М.: Металлургия, 1989. – 592 с.
19. Рахманов С. Р., Поворотный В. В. Комплексное исследование напряженно-деформированного состояния рабочей клетки стана холодной прокатки труб. *Бюллетень «Черная металлургия»* – 2018, № 9, С. 93-99.

20. Поляков Б. Н. Повышение качества технологий, несущей способности конструкций, долговечности оборудования и эффективности автоматических систем прокатных станов. – СПб: Реноме. - 2006. – 528 с.

21. Нагруженность, усталость и материалоемкость базовых конструкций шагающего конвейера нагревательных печей /С. В. Белодеденко, Ли Юн Цзинь, А. Д. Жаковский, В. В. Колбун. *Подъемно-транспортная техника*. - 2002. - №1 - 2. - С. 126-134.

22. Wang X., & Xu C. L. Finite Element Analysis of 2450 Type Close-Top Mill Housing. In *Advanced Materials Research*. Trans Tech Publications, Ltd. (2012), Vol. 601, pp. 173–176. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/amr.601.173>

23. Dragomir S., Dragomir G. A New Vision about the Dimensioning Calculus for the Frame of the Cold Mill Machine. *The Annals of “Dunarea de Jos” University of Galati*. Fascicle IX, Metallurgy and Materials Science 2005, 28, pp. 34-36.

24. Семичев Ю. С., Сурков И. А. Предупреждение аварий тяжелых металлургических машин, вызванных разрушением их базовых деталей. *Тяжелое машиностроение*. – 2012. – №8. – С. 16-21.

25. Сурков И. А., Семичев Ю. С. Экспертиза состояния и обеспечение прочностной надежности станин прокатных станов. *Сталь*, - 2012. - №8. – С.47-49.

26. Сурков И. А. Продление срока эксплуатации тяжелых машин. *Технадзор*. - 2013. - № 5. - С. 96-97. <http://www.nadezhnost.com/index.php>

27. Кожевников А. В. Теоретическое обоснование и совершенствование процессов тонколистовой прокатки в условиях нестационарного динамического нагружения.- Автореф. дисс. д.т.н. - спец. 2.6.4 (05.16.05) – Обработка металлов давлением. Череповец, 2021. - 43 с. – <http://www.imet.ac.ru/linkpics/news/202022-03-30-14.pdf>

28. Zhengrong G., Junping L., Xinwu W. Research on Condition Monitoring and Fault Diagnosis of Metallurgical Machinery and Equipment. *Applied Mechanics and Materials*. - Vol. 52 – 54. - 2011/03/01. - pp. 504-510.
DOI10.4028/www.scientific.net/AMM.52-54.504

29. Веренев В. В., Баглай А. В., Белодеденко С. В. Вопросы вибрационного диагностирования оборудования прокатных станов. *Техническая диагностика и неразрушающий контроль*. - 2018. - № 2. С. 59–62.

<https://doi.org/10.15407/tdnk2018.02.08>

30. Dragomir S., Diaconu N., Bordei M. Vibration and torque monitoring processes for a cold rolling mill. *The annals of “Dunarea de jos” University of Galati. Metallurgy and materials science*. - 2012. - №1. - p. 56–61.

31. Zhang D. C., Sun Y. P. Natural Characteristics Analysis of Frame of 1780 Tandem Rolling Mill. *Advanced Engineering Forum Online*: 2011-12-22 ISSN: 2234-991X, Vols. 2-3, pp. 1014-1017. DOI:10.4028/www.scientific.net/AEF.2-3.1014

32. Xie Y. Vibration Analysis and Test of Backup Roll in Temper Mill. *Sensors & Transducers*, Vol. 21, Special Issue, May 2013, pp. 105-110.

33. Белодеденко С. В. Развитие методов расчета и исследований прочности металлургического оборудования. *Металлургическая и горнорудная промышленность*. – 2009. - №4. – С. 94–98.

34. Bordei M., Dragomir S., Dragan V. The Management of Work Risk for a Plate Rolling Mill Machine. *The Annals of “Dunarea de Jos” University of Galati. Fascicle IX, Metallurgy and Materials Science*. 36, 3 (Sep. 2013), pp. 68-72.

35. Izvekov Yu. A., Dubrovsky V. V., Stupak A. A. Probability calculation applied to potential failure zones of the bridge girder of metallurgical crane. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. – 2020. – Vol. 971. - 042012. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/971/4/042012>.

36. Сурков И. А., Курович А. Н., Сурков А. И. Обеспечение прочностной надежности базовых деталей мощных гидравлических прессов на стадиях проектирования и эксплуатации. *Тяжелое машиностроение*. - 2003. - №5. С. 35-37. <http://www.nadezhnost.com/index.php>

37. Сурков И. А., Тимохин И. В., Бондарь Д. С. Обеспечение неограниченной долговечности базовых деталей тяжело нагруженных металлургических машин на основе их модернизации. *Главный механик*. - 2013. - № 9. - С. 53-60. <http://www.nadezhnost.com/index.php>

38. Семичев Ю. С., Сурков И. А. О своевременности работ по предупреждению аварий мощных гидравлических прессов, вызванных «внезапным» разрушением базовых деталей. *Кузнечно-штамповочное производство. Обработка материалов давлением*. – 2012. – №10. – С. 29-36.

39. Корнилова А. В. Определение общей долговечности и остаточного ресурса объекта по критерию многоциклового усталости. *Безопасность труда в промышленности*. - 2008. - №6. - С. 47-51.

40. Корнилова А. В. К вопросу о комбинировании методов неразрушающего контроля. *Безопасность труда в промышленности*. - 2007. - №6. - С. 49-54.

41. Білодіденко С. В., Біліченко Г. М., Гануш В. І. Технічна діагностика металургійного устаткування. Частина 1. Теорія технічного обслуговування та діагностування механічних систем: Конспект лекцій. - Дніпропетровськ: НМетАУ, 2012. – 81 с.

42. Білодіденко С. В., Біліченко Г. М., Гануш В. І. Технічна діагностика металургійного устаткування. Частина 2. Теорія технічного обслуговування з контролем рівня безпеки механічних систем та практика їх діагностування в металургії: Конспект лекцій. - Дніпропетровськ: НМетАУ, 2013. – 87 с.

43. New Approaches for Reliability Assessment of Mechanical Systems and Parts /K. Fischer, N. Asmolovkiy, R. Custer and other. *Submitted to ECSSMET*. www.researchgate.net/publication/308898708 [Accessed 01/11/2016]. 15 p.

44. Algin V. B., Kim H. E. Reliability and Lifetime of Mechanical Units in Operation and Test. *Key Engineering Materials*. Switzerland: Trans Tech Publications. - 2006. 326—328. P. 549—552.

45. Белодеденко С. В., Яцуба А. В. Диагностирование усталостных повреждений и прогнозирование остаточного ресурса технологического оборудования с соблюдением требуемой безопасности. *Металлургическая и горнорудная промышленность*. - 2013. - №1. - С. 80-87.

46. Cornell C. A. A Probability Based Structural Code. *ACI-Journal*.- № 12, Vol. 66.- 1969. – P. 974-985.

47. Freudenthal A. M. Safety and the Probability of Structural Failure. *Transactions, ASCE*.- 1956. - Vol. 121. - P. 1337-1397.
48. Freudenthal A. M. The Safety of Structures. *Transactions, ASCE*. - 1947. - Vol. 112. - pp. 125-180.
49. Shinozuka M. Basic analysis of structural safety. *Journal of Structural Engineering*. - 1983. - Vol. 109, No. 3. - P. 721-740.
50. Применение моделей диагностических параметров в виде случайного процесса для контроля состояния технических систем / С. В. Белодеденко, В. И. Гануш, А. Н. Гречаный, М. С. Ибрагимов. *Металургія. Збірник наукових праць ЗДІА. Запоріжжя*. – Вип. 2(40). – 2018. - С. 115-119.
51. Probabilistic and semi- probabilistic format in fatigue ship classification rules /M. Huther, S. Maherault, G. Parmentier, G. Cesarine. *Fatigue testing and analysis under variable amplitude loading*. - Mayfield, PA: ASTM, - 2005. - P. 535-543.
52. Ravindra M. K., Heaney A. C., Lind N. C. Probabilistic evaluation of safety factors. - 1969. - 13 p. - [http://www.e-periodica.ch / bse-re-001_1969_4_63/](http://www.e-periodica.ch/bse-re-001_1969_4_63/).
53. Belodedenko S. V., Bilichenko G. N. Quantitative risk-analysis methods and mechanical systems safety. *Metallurgical and mining industry*. - 2015.- Vol.12. - P. 272-279.
54. Извеков Ю. А. Риск-анализ оборудования металлургических производств. LAP Lambert Academic Publishing GmbH & Co. Saarbrücken. Deutschland. - 2013. – 56 с.
55. Білодіденко С. В, Гануш В. І., Чеченев В. А. Проблема об'єднання показників надійності елементів технічної системи. *Металургійна та гірничорудна промисловість*. - 2018. - №7. - С. 5-10.
56. Belodedenko S., Ganush V. Models of technical safety and risk at the estimation and prediction of the condition of vehicles mechanical systems. In: *Some actual issues of traffic and vehicle safety*. Monograph. Faculty of Transport, Silesian University of Technology, Gliwice. - 2013. P. 187-212.
57. Estimate of safety at the prolongation of service life of autonomous machines /S. Belodedenko, V. Ganush, V. Daticenco, N. Ostroverhov. *Transport problems 2013*:

proceedings of V Int. conf.- Katowice: Silesian university of technology. - 2013. - P. 38-45.

58. Belodedenko S. V., Hanush V. I., Hrechany O. M. Rules for Amalgamating the Reliability of Elements of Powertrain Systems at Maintenance. *Journal of Mechanics Engineering and Automation*. - №1(V.9). - 2019. - P. 24-32.

Doi: 10.17265/2159-5275/2019.01.003

59. Study and Development of Amalgamating Rules for the Reliability Indicators of Power train System Elements / S. V. Belodedenko, V. I. Hanush, O. M. Hrechanyi, M. S. Ibragimov. *International Journal of Modern Studies in Mechanical Engineering*. – 2019. – №5. – С. 18–29. DOI: <http://dx.doi.org/10.20431/2454-9711.0502003>

60. Чеченев В. А. Совершенствование конструкций элементов системы охлаждения шахт доменных печей. Днепропетровск: Системные технологии, - 1998. – 41 с.

61. Діагностування технічного стану базових металевих конструкцій шляхом контролю твердості їхньої поверхні /С. Білодієнко, В. Гануш, М. Островерхов, М. Петров. *Вісник сертифікації залізничного транспорту*. - 2020. - №4 – 5 (62 - 63). - С. 10-13.

62. Білодієнко С. В., Гануш В. І., Ібрагімов М. С. Деградація металу кожуху доменної печі під впливом експлуатації. *Теорія і практика металургії*. – 2019. - №5. – С. 5 – 18.

63. Heywood R. B. Designing against fatigue. - Chapman and Hall. - 1962. – 436 p.

64. Collins J. A. Failure of materials in mechanical designing. - J. Willey and sons. New York. - 1981. – 628 p.

65. Ужик Г. В. Прочность металлов и влияние концентрации напряжений при изгибе с кручением в условиях симметричных циклов переменных нагрузок. *Вестник машиностроения*. - 1954. - №4. - С. 5-14.

66. Suman S., Kallmeyer A., Smith, J. Development of a multiaxial fatigue damage parameter and life prediction methodology for non-proportional loading.

Frattura Ed Integrità Strutturale, 38 (2016), pp. 224–230. <https://doi.org/10.3221/IGF-ESIS.38.30>

67. Kluger K., Łagoda T. Fatigue life estimation for selected materials in multiaxial stress states with mean stress. *Journal of theoretica and applied mechanics*. Warsaw 2016, 54, 2, P. 385-396, DOI: 10.15632/jtam-pl.54.2.385

68. Development of a multiaxial fatigue damage model for highstrength alloys using critical plane methodology / M. Erickson, A. R. Kallmeyer, R. H. Vanstone, P. Kurath. *J. Eng. Mater. Technol.*, 130 (2008), P. 1-9.

69. Fatemi A., Socie D. A critical plane approach to multi-axial fatigue damage including out-of-phase loading. *J. Fat. Fract. Eng. Mater. Struct.*, 11 (1988), P. 149-165.

70. Socie D. Multiaxial Fatigue. University of Illinois. 2001-2012 [//fcpc.mechse.illinois.edu/files/2014/07/5](http://fcpc.mechse.illinois.edu/files/2014/07/5)

71. Brown M., Miller K. A theory for fatigue failure under multiaxial stress-strain condition. *Proc. of IME*, 187, (1973), P. 745-755.

72. Prediction of the critical stress to crack initiation associated to the investigation of fatigue small crack / D. Marhaba, N. Benseddiq, G. Mesmacque and other. *Frattura ed Integrità Strutturale*, 38 (2016), P. 36-46.

73. Marcisz E., Rozumek D., Marciniak Z. Influence of control parameters on the crack paths in the aluminum alloy 2024 under bending. *Frattura ed Integrità Strutturale*, 34 (2015), P. 379-386; DOI: 10.3221/IGF-ESIS.34.42

74. Riess C., Obermayr M., Vormwald M. The non-proportionality of local stress paths in engineering applications. *Frattura ed Integrità Strutturale*, 37 (2016), P. 52-59; DOI: 10.3221/IGF-ESIS37.08

75. Itoh T., Sakane M., Morishita T. Evaluation and visualization of multiaxial stress and strain states under non-proportional loading. *Frattura ed Integrità Strutturale*, 33 (2015), P. 289-301; DOI: 10.3221/IGF-ESIS.33.33

76. Marciniak Z., Rozumek D., Macha E. Fatigue lives of 18G2A and 10HNAP steels under variable amplitude and random non-proportional bending with torsion

loading. *International Journal of Fatigue*, Volume 30, Issue 5, May 2008, Pages 800-813. <https://doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2007.07.001>

77. Nonproportional low cycle fatigue criterion for Type 304 stainless steel /T. Itoh, M. Sakane, M. Ohnami, D. F. Socie. *ASME J. Engng Mater. Technol.* (1995), 117(3), P. 285-292.

78. Ogawa F., Itoh T., Yamamoto T. Evaluation of multiaxial low cycle fatigue cracks in Sn-8Zn-3Bi solder under non-proportional loading. *International Journal of Fatigue*, Volume110, 2018, Pages 215–224.
<https://doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2018.01.021>.

79. Itoh T. Multiaxial Low Cycle Fatigue Life Prediction under Non-proportional Loading. *Mem. Fac. Eng. Fukui Univ.*, Vol. 49, No.1 (March 2001) p. 37-44.

80. Sakane M., Itoh T. Microstructural study of multiaxial low cycle fatigue. *Frattura ed Integrità Strutturale*, 33 (2015), P. 319-334; DOI: 10.3221/IGF-ESIS.33.36

81. Suman S., Kallmeyer A., Smith J. Development of a multiaxial fatigue damage parameter and life prediction methodology for non-proportional loading. *Frattura Ed Integrità Strutturale*, 38 (2016), P. 224–230. <https://doi.org/10.3221/IGF-ESIS.38.30>

82. Influence of notch sensitivity and crack initiation site on low cycle fatigue life of notched components under multiaxial non-proportional loading /S. Bressan, F. Ogawa, T. Itoh, F. Berto. *Frattura ed Integrità Strutturale*, 47 (2019), P. 126-140; DOI: 10.3221/IGF-ESIS.47.10

83. Benasciutti D., Zanellati D., Cristofori A. The “Projection-by-Projection” (PbP) criterion for multiaxial random fatigue loadings: Guidelines to practical implementation. *Frattura ed Integrità Strutturale*, 47, (2019), P. 348-366.
DOI: 10.15593/perm.mech/2018.4.16

84. Estimating the residual resource of basic structures using a model of fatigue durability under complex loading /S. Belodedenko, O. Hrechanyi, V. Hanush, A. Vlasov. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, (2022), 3(1 (117), Pages 33–41. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2022.257013>.

85. S. V. Belodedenko, V. I. Hanush, O. M. Hrechanyi. Experimental Verification of the Survivability Model Under Mixed I+II Mode Fracture for Steels of Rolling Rolls. *Structural Integrity and Fatigue Failure Analysis*. SpringerLink. Vol. 25. - 2020. P. 3 – 12.

86. Influence of the biaxial loading regimes on fatigue life of 2024 aluminum alloy and 40 CrMnMo steel /V. E. Wildemann, M. P. Tretyakov, O. A. Staroverov, A. S. Yankin. *PNRPU Mechanics Bulletin*, 4, (2018), P. 169-177.

87. Мониторинг пространственного положения клетки в процессе эксплуатации с регистрацией динамических смещений и углов отклонения клетки автомат-стана ТПА-350: Технический отчет. - ООО "ПРОМЫШЛЕННАЯ ГРУППА ТЕХНОЛОГИЯ". - Никополь, 2018. - 286 с.

88. Определение напряженно-деформированного состояния рабочей клетки ТПА 350 (автоматический стан): отчет о НИР.- ИЦ ДНУЖТ.- Днепр, 2019.- 26 с.

89. Алямовский А. А. Инженерные расчёты в SolidWorksSimulation. М.: БМК Пресс, - 2010. - 464 с.

90. Гребеник В. М., Цапко В. К. Надёжность металлургического оборудования: справочник. М. : Металлургия, - 1980. - 343 с.

91. Белодеденко С. В., Угрюмов Д. Ю. Эффективность прогнозирования ресурса элементов прокатного оборудования и деформационные критерии усталости. *Металлургическая и горнорудная промышленность*. - 2003 - №5 - С. 86 - 90.

92. Гребеник В.М., Гордиенко А.В., Цапко В.К. Повышение надежности металлургического оборудования: Справочник. – М.: Металлургия, 1988. – 688 с.

93. Вопросы прочности крупных деталей машин /Сб. статей под ред. И. В. Кудрявцева. – М.: Машиностроение. - 1976. – 307 с.

94. Соппротивление материалов деформированию и разрушению. Ч. 1. / Отв. ред. В.Т. Трощенко. – Киев: Наук. думка. 1994.- 510 с.

95. Кинасошвили Р. С. Соппротивление материалов. – М.: Физматгиз. - 1962. – 387 с.

96. Серенсен С. В., Когаев В. П., Шнейдерович Р. М. Несущая способность и расчет деталей машин на прочность. - М.: Машиностроение, - 1975. - 488 с.

97. Белодеденко С. В., Яцуба А. В., Клименко Ю. М. Оценка технического состояния и прогнозирование живучести прокатных валков. *Металлургическая и горнорудная промышленность*. - 2015. - №3. - С. 87 - 94.

98. Робоча кліть прошивного стана трубопрокатного агрегату. Патент на корисну модель UA 148958 U. Україна: МПК В21В 13/00, В21В 19/02, В21В 31/02 /С. Р. Рахманов, С. В. Білодіденко, В. І. Гануш та інші. Заявник та патентовласник Національна металургійна академія України. Заява у 2021 01403 від 19.03.2021; опубл. 05.10.2021, Бюл. №40.

99. Робоча кліть прошивного стана трубопрокатного агрегату. Патент на корисну модель UA 148972 U. Україна: МПК В21В 13/00, В21В 19/02, В21В 31/02. /С. Р. Рахманов, С. В. Білодіденко, В. І. Гануш. Заявник та патентовласник Національна металургійна академія України. Заява у 2021 02197 від 26.04.2021; опубл. 05.10.2021, Бюл. №40.

100. Анализ причин отказов основного технологического оборудования КПЦ завода ПАО «Интерпайп НТЗ» /Н. Г. Малич, И. А. Мазур, П. В. Удовик, А. В. Великий. *Металлургическая и горнорудная промышленность*. - 2015. - №7. - С. 193-196.

101. Винокурский Х. А. Расчет колонн гидравлических прессов. – Свердловск: Машгиз. . – 1950. - 80 с.

102. Мюллер Э. Гидравлические прессы и их приводы. Ковочные прессы. М.: Машиностроение, - 1965. - 316 с.

103. Design and Optimization of the Slide Guide System of Hydraulic Press Based on Energy Loss Analysis /M. Gao, H. Huang , Z. Liu , Xi. Li and others. *Energies*. - 2016, 9, 434; 15 p. DOI: 10.3390/en9060434.

www.mdpi.com/journal/energies

104. Сурков А. И. Установление причин и предупреждение разрушений колонн мощных гидравлических прессов. *Кузнечно-штамповочное производство. Обработка материалов давлением*. - 2004, - №3, С. 40-42.

105. Гідравлічний кувальний прес . Пат. 149909 Україна, МПК (2006) В 21 J 9/00. /О. Є. Марков, В. В. Коткова, В. О. Пужановський. Заявник та власник патенту Донбаська державна машинобудівна академія. – № u202103115; заявл. 07.06.2021; опубл. 15.12.2021, бюл. №50. – 5 с.

<https://sis.ukrpatent.org/uk/search/detail/1668462/>

106. Гідравлічний кувальний прес . Пат. 149408 Україна, МПК (2006) В 21 J 9/00. /О. Є. Марков, В. В. Коткова, М. С. Рязанцев. Заявник та власник патенту Донбаська державна машинобудівна академія. – № u202101987; заявл. 15.04.2021; опубл. 17.11.2021, бюл. №46 – 4 с. <https://sis.ukrpatent.org/uk/search/detail/1638624/>

107. Пристрій для підвищення надійності та жорсткості станини колонного типу гідравлічного преса. Пат. 148036 Україна, МПК (2006) В 21 J 9/00. /О. Є. Марков, Я. Є. Пиц, Д. О. Бочковой; Заявник та власник патенту Донбаська державна машинобудівна академія. – № u202008128; заявл. 18.12.2020; опубл. 30.06.2021, бюл. № 26. – 4 с. <https://sis.ukrpatent.org/uk/search/detail/1602242/>

108. Идентификация, оценка и практика повышения надежности оборудования прессопрокатной линии для производства цельных железнодорожных колес / В. А. Зданевич, Б. П. Рябов, С. В. Зданевич и другие. *Металлургическая и горнорудная промышленность*. – 2000, №6, - С. 73-

109. Новиков В. И., Кадошников В. И., Куликова Е. В. Исследование условий эксплуатации колонных ковочных прессов. *Вестник МГТУ им. Носова. Надежность и долговечность металлургического оборудования*. – 2011. - №4. С. 62-64.

110. Сурков И. А. Состояние и перспективы обеспечения прочностной надежности базовых деталей мощных гидравлических прессов. *Заготовительные производства в машиностроении*. – 2004. №3. – С. 24-29.

111. Библик Г. А. Производство железнодорожных колес. - М.: Металлургия. - 1982. - 232 с.

112. Исследование нагруженности и напряженности базовых элементов тяжелых гидравлических прессов металлургического производства. /В. И. Гануш,

Н. П. Островерхов, А. В. Султан, Е. М. Дзичковский, А. Е. Кривчиков. *Металлургическая и горнорудная промышленность*. - 2015, №7, С. 121–127.

113. Гануш В. І., Гречаний О. М. Розрахунок на міцність станини пресу зусиллям 100 МН. *Механіка машин – основна складова прикладної механіки*. Матеріали Всеукраїнської науково-технічної конференції. Дніпро, НМетАУ. – 2017. С. 328–331.

114. Гануш В. І., Гречаний О. М. Навантаженість та напруженість станини та колон важких гідравлічних пресів металургійного виробництва. *Механіка машин – основна складова прикладної механіки*. Матеріали Всеукраїнської науково-технічної конференції. Дніпро, НМетАУ. – 2017. С. 332–335.

115. Мазур І. А. Удосконалення гідромеханічних систем спеціальних машин колесопрокатного виробництва: автореф. дис. канд. техніч. наук: 05.05.08. Національна металургійна академія України. Дніпропетровськ, 2003. 18 с.

116. Биргер И. А., Иоселевич Б. Б. Резьбовые соединения. - М: Машиностроение. - 1973. – 256 с.

117. Стрижак В., Бенков И. Влияние профиля резьбы на распределение нагрузки между витками. *Надёжность машин и прогнозирование их ресурса*. Доклады международной научно-технической конференции т. 1 – Ивано-Франковск, ИФДТУМГ, 2000. – С. 235-244.

118. Коркин Н. П. Влияние эксцентриситета на напряженное состояние колонн мощного гидравлического пресса. *Кузнечно-штамповочное производство. Обработка материалов давлением*. - 2008, - №5, С. 40-42.

ДОДАТОК А

ДОВІДКА ПРО ВИКОРИСТАННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДИСЕРТАЦІЙНОЇ РОБОТИ

ДОВІДКА

про використання результатів дисертаційної роботи

Василя Івановича Гануша

Дійсним підтверджуємо, що результати дисертаційної роботи Гануша В. І. у вигляді алгоритма і рекомендацій визначення технічного стану базових конструкцій пресо-прокатного устаткування після довготривалої експлуатації були використані у серпні – вересні 2019 року підприємством «Восток-плюс» при оцінці ризику розвитку тріщин і руйнування станин прошивного і автоматичного станів трубопрокатного агрегату 350.

Директор ПП «Восток-плюс»



С. Р. Рахманов

ДОДАТОК Б

АКТ ПРО ВИКОРИСТАННЯ ДИСЕРТАЦІЙНОЇ РОБОТИ В НАВЧАЛЬНОМУ ПРОЦЕСІ

«ЗАТВЕРДЖУЮ»
 Перший проректор УДУНТ
 доктор технічних наук, професор
 Анатолій РАДКЕВИЧ



АКТ

**використання дисертаційної роботи ГАНУША Василя
 «Оцінка технічного стану базових конструкцій пресо-прокатного устаткування
 після довготривалої експлуатації»**

Ми, що нижче підписалися, завідувач кафедри машин і агрегатів металургійного виробництва, професор, доктор технічних наук Сергій БІЛОДІДЕНКО і начальник навчального відділу УДУНТ Володимир ПУЛЬПІНСЬКИЙ, склали чинний акт у тому, що основні результати та методи, які було використано при написанні дисертаційної роботи старшого викладача кафедри машин і агрегатів металургійного виробництва Гануша Василя Івановича, що стосується оцінки технічного стану базових конструкцій пресо-прокатного устаткування після довготривалої експлуатації, на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.08. – «Машини для металургійного виробництва», використовуються при викладанні студентам спеціальності 133 – «Галузеве машинобудування» дисциплін «Розрахунки металургійних механізмів», «Розрахунки механічних систем та їх елементів», «Розрахунки металургійного обладнання прокатних цехів», «Технічна діагностика металургійного устаткування», а також при написанні ними кваліфікаційних робіт бакалавра та магістра.

Керівник навчального відділу
 УДУНТ

 Володимир ПУЛЬПІНСЬКИЙ
 «03» 09 2022 р.

Завідувач кафедри машин і агрегатів
 металургійного виробництва

 Сергій БІЛОДІДЕНКО
 «03» 09 2022 р.