

ЗАЛІЗНИЧНИЙ ТРАНСПОРТ (273)

УДК 629.4.027.5

АНАЛІЗ НАПРУЖЕНОГО СТАНУ ОСІ КОЛІСНОЇ ПАРИ ПАСАЖИРСЬКОГО ВАГОНА

Д-р техн. наук І. Е. Мартинов, кандидати техн. наук А. В. Труфанова, В. М. Петухов, В. О. Шовкун

ANALYSIS OF THE STRESSED STATE OF THE AXLE OF A WHEEL PAIR OF A PASSENGER CAR

D. Sc. (Tech.) I. E. Martynov, PhD (Tech.) A. V. Trufanova, PhD (Tech.) V. M. Petukhov, PhD (Tech.) V. O. Shovkun

DOI: <https://doi.org/10.18664/1994-7852.193.2020.229826>

***Анотація.** У статті розглянуто результати розрахунків осі колісної пари пасажирського вагона на міцність та довговічність від втоми. Визначено навантаження, що діють на вісь пасажирського вагона під час руху з максимально допустимою швидкістю.*

Розроблено розрахункову модель вагонної осі РУ1, на підставі якої створено скінченно-елементну модель і досліджено напружений стан колісної пари під дією основних видів навантаження. Встановлено, що максимальні напруження, що виникають в осі пасажирського вагона за найбільш несприятливих умов завантаження, зосереджені у галтелі в зоні переходу від шийки до передпідматочинної частини осі.

Виконано розрахунок осі на втому. Визначено кількість циклів навантажень, яку вагонна вісь може витримати при експлуатаційних навантаженнях. За результатами проведених досліджень запропоновані обмеження на строк експлуатації осей колісних пар пасажирських вагонів.

***Ключові слова:** пасажирський вагон, вагонна вісь, відмова, розрахункова модель, міцність, напруження, втома.*

***Abstract.** The paper considers the results of calculations of the axle of the wheel pair of a passenger car for strength and durability from fatigue. The loads acting on the axle of a passenger car during movement at the maximum permissible speed are determined.*

To solve the problems of studying the stress state of the axle of the passenger car at the first stage, a three-dimensional geometric model of the axis RU1 was developed. The most unfavorable load combination was taken into account in the calculation. The horizontal load was up to 10 kN. The load was applied to the axle necks, respectively, in the vertical and horizontal directions.

The calculated model of the car axle RU1 is developed, on the basis of which the finite-element model is created and the stress state of the wheel pair under the action of the main types of load is investigated. The size of the finite element grid was chosen using a graphoanalytical method and refined to a size of 2 mm. This feature of the finite element grid allowed to calculate the stresses in the calculated cross sections with greater accuracy and to determine the nature of the stress distribution. It is established that the maximum stresses arising in the axle of the passenger car under the most unfavorable work conditions that are concentrated in the filler in the zone of transition from the neck to the pre-axle part.

The axle was calculated for fatigue. Fatigue tests are usually performed at a uniaxial stress state, so it is necessary to convert the multiaxial stress state to one scalar value to determine the number of cycles to failure at a given voltage amplitude. The load can occur with a constant amplitude. The number of load cycles that the car axle can withstand under operating loads is determined. According to the results of the research, restrictions on the service life of the axles of wheel pairs of passenger cars are proposed.

Keywords: *passenger car, car axle, failure, design model, strength, stress, fatigue.*

Вступ. Безпека руху на залізничному транспорті забезпечується як надійною роботою технічних засобів, так і багаторівневою системою ремонту та технічного обслуговування, яка спрямована на підтримання технічних засобів у працездатному стані.

Повною мірою це стосується нетягового рухомого складу. Але, розглядаючи вагон як технічно складну систему, необхідно виділити в його конструкції елементи, які мають критичне значення для забезпечення надійності. В першу чергу це стосується ходових частин і особливо колісних пар, на які при русі по рейковій колії діють різноманітні статичні та динамічні навантаження. Тому колісну пару можна розглядати як найбільш відповідальний вузол, складові елементи якого – вісь і колеса, навантажені найбільш інтенсивно. Тобто залізничні осі є критично важливими елементами безпеки, розрахованими на тривалу експлуатацію. Оцінка напруженого стану осі та оцінка строку її служби є важливою частиною досліджень у галузі проектування і обслуговування залізничних осей. При цьому на вісь колісної пари під час експлуатації впливає складний вид навантаження – вигин з обертанням.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Основні вимоги до міцності та надійності колісних пар вітчизняних пасажирських вагонів визначено у чинному нормативному документі [1]. Базові положення розрахунку колісних пар викладено у навчальному посібнику [2]. Автори розглядають основні навантаження, що виникають при русі вагона. При цьому найбільш навантаженою в цьому випадку є,

як правило, перша за напрямком руху колісна пара. Це обумовлено тим, що при вписуванні рухомого складу в криві ділянки колії в поєднанні з вертикальним статичним і динамічним навантаженнями на колісну пару діє напрямна сила рейки.

У статті [3] авторами розроблено методику порівняльної оцінки на міцність осей колісних пар диференціального і типового виконання. Проведено кількісну оцінку осей колісних пар диференціального і типового виконання для випадку руху чотиривісного вагона.

Аналогічний підхід діє в країнах Європейського Союзу. Проектування та розрахунок вагонних осей регламентується відповідними стандартами [4, 5]. Вважається, що до деформації вигину осі призводять дві групи навантажень; вертикальні та горизонтальні. Щодо згинальних моментів, то згинальні напруження в усіх поперечних перерізах осі розраховуються з урахуванням типу осі. Розрахункове напруження має не перевищувати допустимого напруження, яке визначається як межа витривалості осі, поділена на коефіцієнт безпеки.

У статтях [6] і [7] висвітлюються вимоги щодо механічних властивостей матеріалу осей і містяться вимоги щодо перевірки міцності на втому.

У дослідженні [8] наведено результати стендових випробувань осей вагонів типів РУ1 і РУ1Ш колісних пар вантажних вагонів, у яких методом плазмово-дугової металізації були відновлені шийки та підматочинні частини. Доведено, що середній строк експлуатації осей вантажних вагонів після відновлення складатиме 15 років.

Проведені випробування показали [9], що критично важливими частинами осі є посадочне місце маточини колеса і галтель у зоні переходу від підматочинної частини до шийки осі. Також було зазначено, що реальна критична точка залежить від співвідношення діаметрів різних частин осі, а більша частина пошкоджень осі виникає в результаті дії зовнішніх сил або корозії. Дослідження концентрацій напружень у виїмках і канавках залізничних осей підтверджує сумісність вимог стандарту EN 13104:2009 з результатами чисельного структурного аналізу і дає змогу отримати краще розуміння розмірів переходів на залізничних осях.

Для визначення механізму розвитку пошкодження від втоми в статті [10] подано теоретичну модель розвитку пошкоджень матеріалів від втоми з розрахунком величини пошкодження. Аналізуючи причини руйнувань залізничних осей, автор у дослідженні [11] з метою вдосконалення технології виготовлення осей запропонував метод визначення втомної довговічності. В роботі [12] для моделювання і прогнозування строку служби осі з урахуванням втоми використовували для експериментальних досліджень дефектну вісь. Авторами статті [13] запропоновано інтегровану модель розрахунку, засновану на комп'ютерному динамічному моделюванні. У дослідженні використана модель скінчених елементів рами візка, що складається з елементів

оболонки та балочних елементів, для отримання розподілу напружень та основних історій напружень у критичних зонах при динамічних навантаженнях як первинної, так і вторинної підвісок. Проаналізовано критичні зони у візку.

Результати аналізу напружень для різних конструкцій осей вантажних залізниць США наведено в [14]. На підставі порівняння різних методів аналізу напруженості осі, враховуючи критерії навантаження для різних осей, автори запропонували удосконалений метод аналізу напруженості осей, який був прийнятий північноамериканською галуззю вантажних залізниць для нових конструкцій осей, особливо для тих, що будуть використовуватися при підвищених навантаженнях на них.

Визначення мети та завдання дослідження. Останніми роками постачання нових вагонних осей суттєво зменшилося. Тому вкрай необхідно за допомогою сучасних математичних методів дослідити напружено-деформований стан осей пасажирських вагонів з урахуванням умов завантаження та визначити граничні строки експлуатації.

Основна частина дослідження. Розглянемо розрахунок основних показників завантаженості колісної пари пасажирського вагона на прикладі вагона моделі 61-779. Вихідні дані для розрахунку наведено в таблиці.

Таблиця

Вихідні дані для розрахунку вагонної осі

Показник	Величина
1	2
вага вагона порожнього (розрахункова) Q_B , кН	618
вага вагона з пасажирями $Q_{B.п.}$, кН	660
вага кузова порожнього Q_K , кН	476
висота центра ваги порожнього кузова від рівня головок рейок (РГР) h_K , м	2,163
вага кузова з пасажирями $Q_{B.п.}$, кН	518
висота центра ваги кузова з пасажирями від РГР $h_{K.п.}$, м	2,119
довжина вагона за осями зчеплення автозчепів $2L_C$, м	26,696

Продовження таблиці

1	2
висота автозчепу над РГР h_a , м	1,06
відстань між кругами кочення коліс $2S$, м	1,58
швидкість руху вагона V , км/год (м/с)	160 (44,44)
вага надресорної балки Q_6 , кН	6
вага пружин центрального ресорного підвішування візка Q_1 , кН	0,307
вертикальна жорсткість центрального ресорного підвішування візка C_{B1} , кН/м	2659,22
вага рами візка $Q_{p.t.}$, кН	14,68
вага пружин буксового ресорного підвішування візка Q_2 , кН	0,312
вертикальна жорсткість буксового ресорного підвішування одного візка C_{B2} , кН/м	6567,064
вага котлового / некотлового візка Q_{T1}/Q_{T2} , кН	74,0/68,0
висота центра ваги візка від РГР $h_{ц.т.}$, м	0,6
бічна проекція кузова S_k , м ²	98
висота центра ваги бокової проекції кузова від РГР $h_{в.к.}$, м	2,7
бічна проекція візка S_t , м ²	6,8
висота центра ваги бічної проекції візка від РГР $h_{в.т.}$, м	0,6
число осей вагона, n	4
відстань між центрами ресорних комплектів $2b_2$, м	2,036
висота від РГР до верхньої площини центрального ресорного комплексу у вільному стані h_p , м	0,609

Місця прикладання діючих сил – шийки осей, а реакції виникають на поверхні кочення колеса в місці контакту з рейкою.

Під час розрахунків урахувались такі навантаження [2]:

- вертикальне статичне навантаження;
- вертикальне динамічне навантаження;
- вертикальне навантаження, обумовлене дією бокових сил;
- вертикальне навантаження від дії сил інерції (додаткове завантаження першого по напрямку руху візка при гальмуванні).

Для вирішення завдань дослідження напруженого стану осі пасажирського вагона на першому етапі було розроблено тривимірну геометричну модель осі РУ1 (рис. 1).

Побудована модель повністю повторює реальну конструкцію осі, дає

зможу імітувати на неї вплив і характер дії різних ходових навантажень.

Розрахункову схему на осі подано на рис. 2.

Модель закріплювалась у вузлах кріплення підматочинної частини осі та навантажувалась вертикальними і горизонтальними зусиллями.

При розрахунку враховувалась найбільш несприятлива комбінація навантаження: на ліву шийку вертикальним навантаженням 109,73 кН та інерційним навантаженням 17,9 кН; на праву шийку: вертикальним навантаженням 57,45 кН та інерційним навантаженням 7,01 кН. Горизонтальне навантаження – до 10 кН. Навантаження прикладалися до шийок осі відповідно у вертикальному та горизонтальному напрямку.

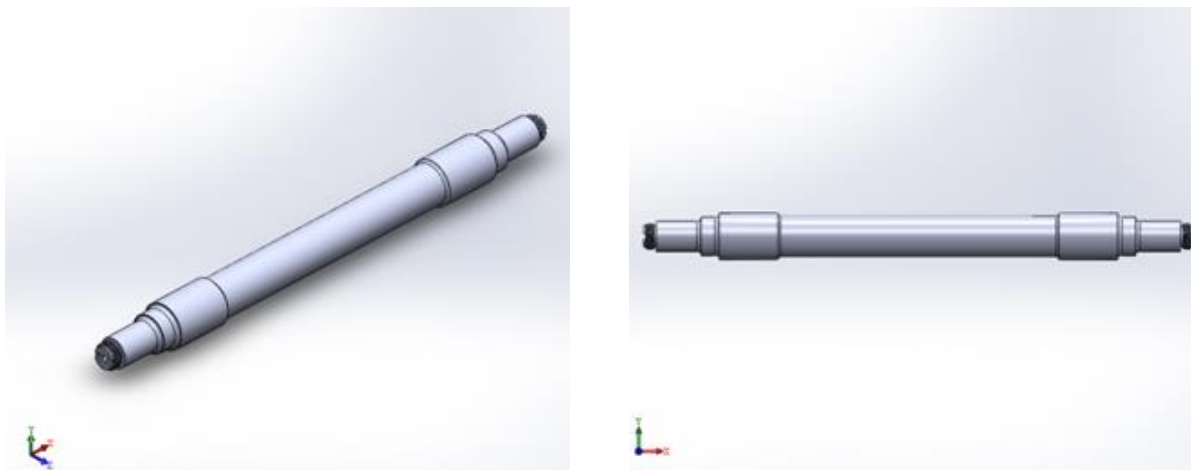


Рис. 1. Геометрична модель осі

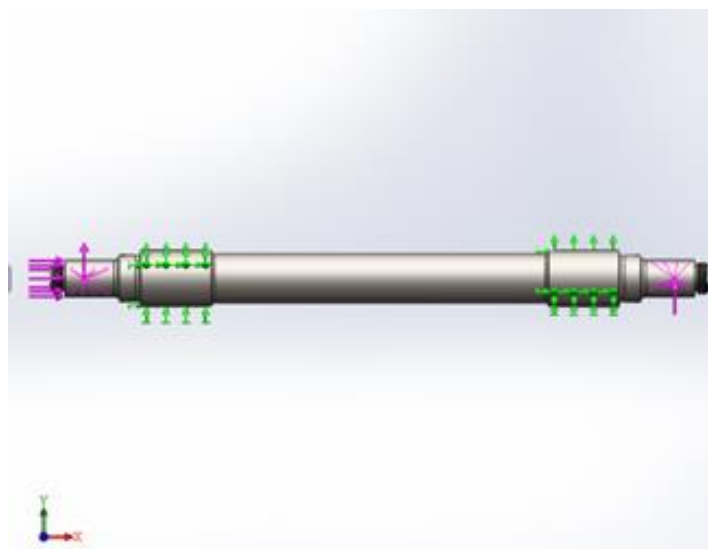


Рис. 2. Розрахункова схема осі

Для оцінки напружено-деформованого стану осі пасажирського вагона застосовувався пакет програм, заснований на методі скінченних елементів (МСЕ), який на сьогодні є одним з найпоширеніших методів вирішення прикладних завдань інженерної механіки. В основі методу лежить дискретизація об'єкта з метою розв'язання рівнянь механіки суцільного середовища в припущенні, що ці співвідношення виконуються в межах кожної з елементарних областей.

Розроблена скінченно-елементна модель складалася з 212753 скінченних елементів та 2130210 вузлів (рис. 3).

Для моделювання об'ємів твердих тіл використовувалися 10-вузлові скінченні елементи тетраедрального типу. Елемент визначається десятьма вузлами, що мають три ступені вільності в кожному вузлі: переміщення у напрямі осей X, Y, Z у системі координат вузла. Саме такі елементи найкраще підходять для моделювання машинобудівних конструкцій відносно малих розмірів, але складної форми.

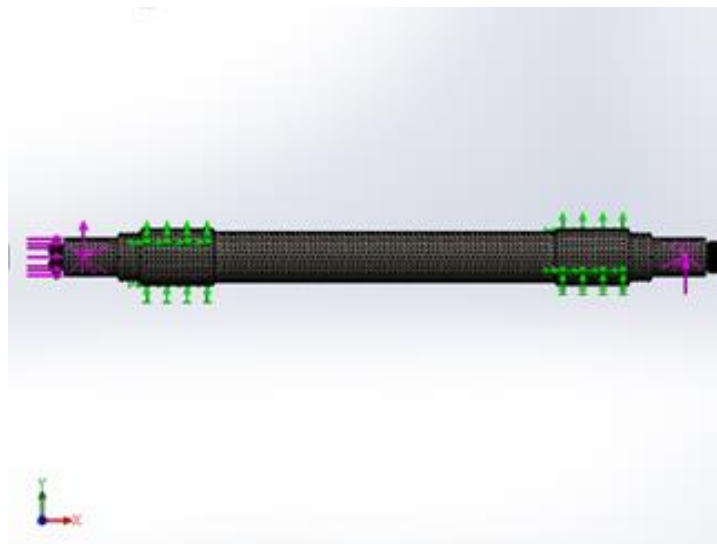


Рис. 3. Скінченно-елементна модель осі

Розмір сітки скінченних елементів обирався за допомогою графоаналітичного методу і уточнювався до розміру 2 мм. Така особливість скінченно-елементної сітки дозволила з більшою точністю обчислювати напруження у розрахункових перетинах та визначити характер розподілення напружень.

Навантаження моделі здійснювалося в площинах глобальної системи координат (OXYZ). Вісь закріплювалась за підматочинні частини (переміщення по осях Z і Y трьох степенів вільності прирівнювалися до 0, по осі X дозволялися для однієї зі сторін осі). Запропонована модель дозволяє імітувати різні варіанти навантаження з оцінкою напружено-деформованого стану осі.

Під час розрахунку моделі було прийнято такі припущення:

- вплив технологічних відхилень при виготовленні, а також їх можливе спрацювання в експлуатації не враховуються;
- матеріал осі: конструкційна вуглецева якісна сталь ОсВ;
- матеріал осі працює в пружній стадії деформації і має постійні характеристики – модуль пружності $E = 2,1 \times 10^5$ МПа і коефіцієнт Пуассона $\mu = 0,3$.

Максимальні напруження, що виникають в осі пасажирського вагона за найбільш несприятливих умов завантаження, не перевищують 52 МПа, що задовольняє вимоги чинних нормативних документів [1] (рис. 4).

Напруження, що виникають у лівій частині осі, наведено на рис. 5.

Визначено, що конструкція вагонної осі з великим запасом міцності задовольняє вимоги чинних нормативних документів. Максимальні напруження, що виникають в осі пасажирського вагона за найбільш несприятливих умов завантаження, зосереджені у галтелі в зоні переходу від шийки до передпідматочинної частини осі і не перевищують 52 МПа. Це значно менше допустимих напружень для шийки осі пасажирського вагона.

Отримані результати дали можливість виконати розрахунки на міцність від втоми. У програмному комплексі на першому етапі проводиться статичне вирішення, а потім розрахунок втоми.

Аналіз утомної міцності виконується в модулі Mechanical після лінійного статичного вирішення. Обчислення у втомному модулі виконуються незалежно від обчислень аналізу напружено-деформованого стану.

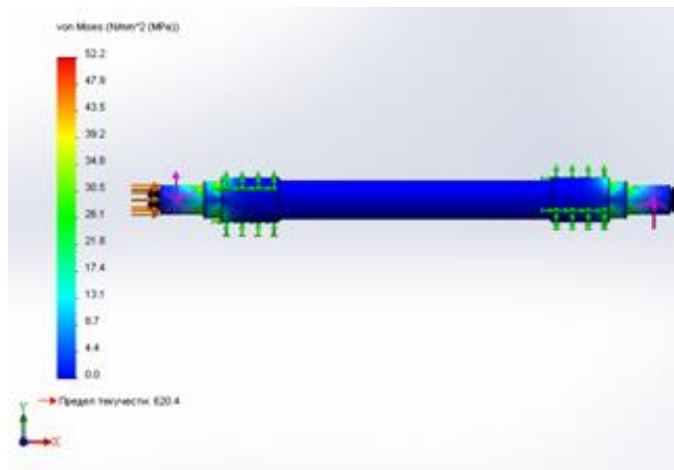


Рис. 4. Максимальні еквівалентні напруження

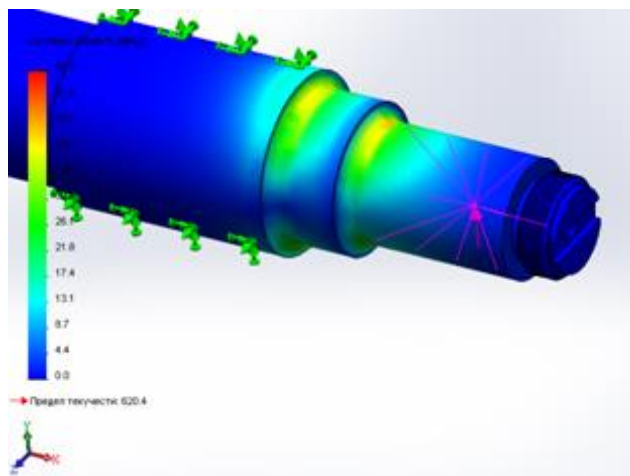


Рис. 5. Максимальні еквівалентні напруження, що виникають у зоні передпідматочинної частини осі

У статичному вирішенні вказуються параметри циклу, що з чим порівнювати, і всі дані щодо розрахунку втоми. У загальному випадку втома відноситься до циклічного навантаження або навантаження, що періодично повторюється, отримані результати ґрунтуються на лінійному статичному, але не гармонічному аналізі.

Незважаючи на те, що нелінійності можуть бути наявними в моделі, необхідно стежити за тим, щоб навантаження було пропорційним, оскільки втомний аналіз передбачає лінійну поведінку. Великі переміщення, нелінійні властивості

матеріалів перетворюють систему з лінійної на нелінійну. Тоді аналіз утомної міцності може бути вже помилковим:

- може бути заданий тип навантаження: «віднульовим», симетричним, а також із заданим коефіцієнтом асиметрії;
- також може бути введений масштабний коефіцієнт для масштабування всіх результуючих напружень.

При розрахунку осі колісної пари необхідна наявність середнього напруження. Ефект середнього напруження проявляється у збільшенні або зменшенні опору втомного руйнування.

Утомні випробування зазвичай проводять при одноосьовому напруженому стані, тому необхідно перетворення багатовісного напруженого стану до однієї скалярної величини для визначення числа циклів до руйнування при даній амплітуді напруження.

Навантаження може відбуватися з непостійною амплітудою. Якщо в цьому випадку зберігається пропорційність навантаження, то справедливий підхід – так званий «падаючий дощ» (RAIN FLOW). Даний метод розроблений для конвертації напружень, що змінюються нерівномірно, в цикли, які використовуються для втомних обчислень. Підраховуються цикли з різними середніми значеннями і різними

амплітудами, потім виконуються втомні обчислення.

Підсумовування пошкоджень осі колісної пари виконувалося за допомогою правила Полгрема–Майнера, при якому кожен цикл зі своїм середнім напруженням і амплітудою «витрачає» деяку частку доступної довговічності. При цьому якщо виконується рівність $\sum \frac{N_i}{N_{fi}} = 1$, відбувається руйнування конструкції.

Отже, будь-яка довільна історія навантаження може бути розбита на матрицю «стовпчиків» – кількість циклів з одним середнім значенням і розмахом напружень (рис. 6).

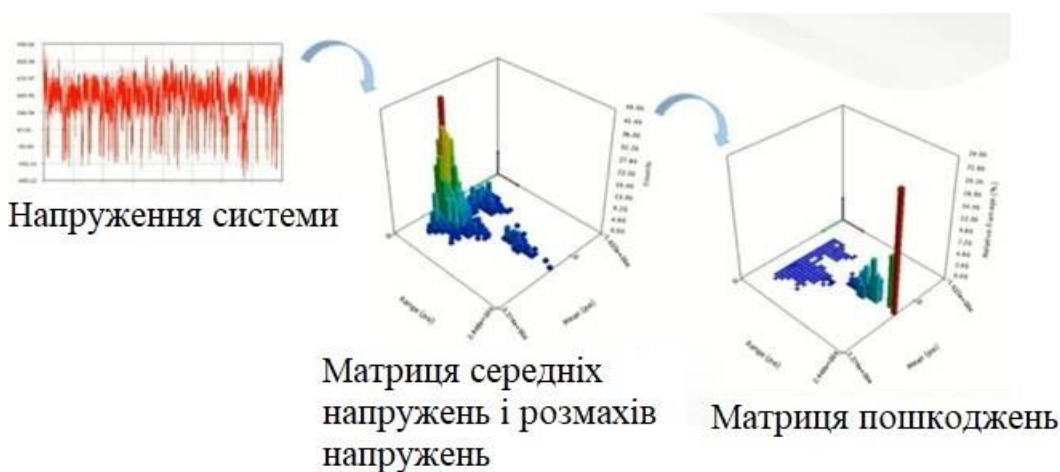


Рис. 6. Кількість циклів з одним середнім значенням і розмахом напружень

У матриці середніх напружень і розмахів напружень висота стовпчика – це кількість циклів, де по плоских горизонтальних осях зазначено середнє напруження циклу і амплітудне напруження. Іншими словами, чим вище стовпчик, тим більше таких циклів.

Крім того, існує можливість побудувати також матрицю напружень, з якої можна зрозуміти, який цикл витрачає більшу частку ресурсу надійності осі колісної пари.

Текстовий файл описує історію навантаження і має містити точки історії навантаження для одного хронологічного періоду.

Значення історії навантаження зберігається в текстовому файлі і є результатом статичного та динамічного навантажень, отриманих за результатами динамічного моделювання навантаження.

Для виконання втомних обчислень використовуються два набори навантажень. У цьому випадку у нас не відбудеться жодної комбінації рішення і стає можливим

розрахунок утомної міцності для несиметричного циклу навантаження.

Замість використання коефіцієнта асиметрії циклу, мінімальне і максимальне значення напружень визначалися з напружень, отриманих з двох випадків навантаження.

Оскільки залежність напружень в осі колісної пари від деформації нелінійна через особливості виготовлення і зміцнення, вісь

колісної пари за міцнішими характеристиками довговічності переходить до третьої області графіка кривої витривалості, а саме до області «необмеженої довговічності».

У результаті розрахунків отримано епюри втомної довговічності осі колісної пари пасажирського вагона. Вони зображені на рис. 7.

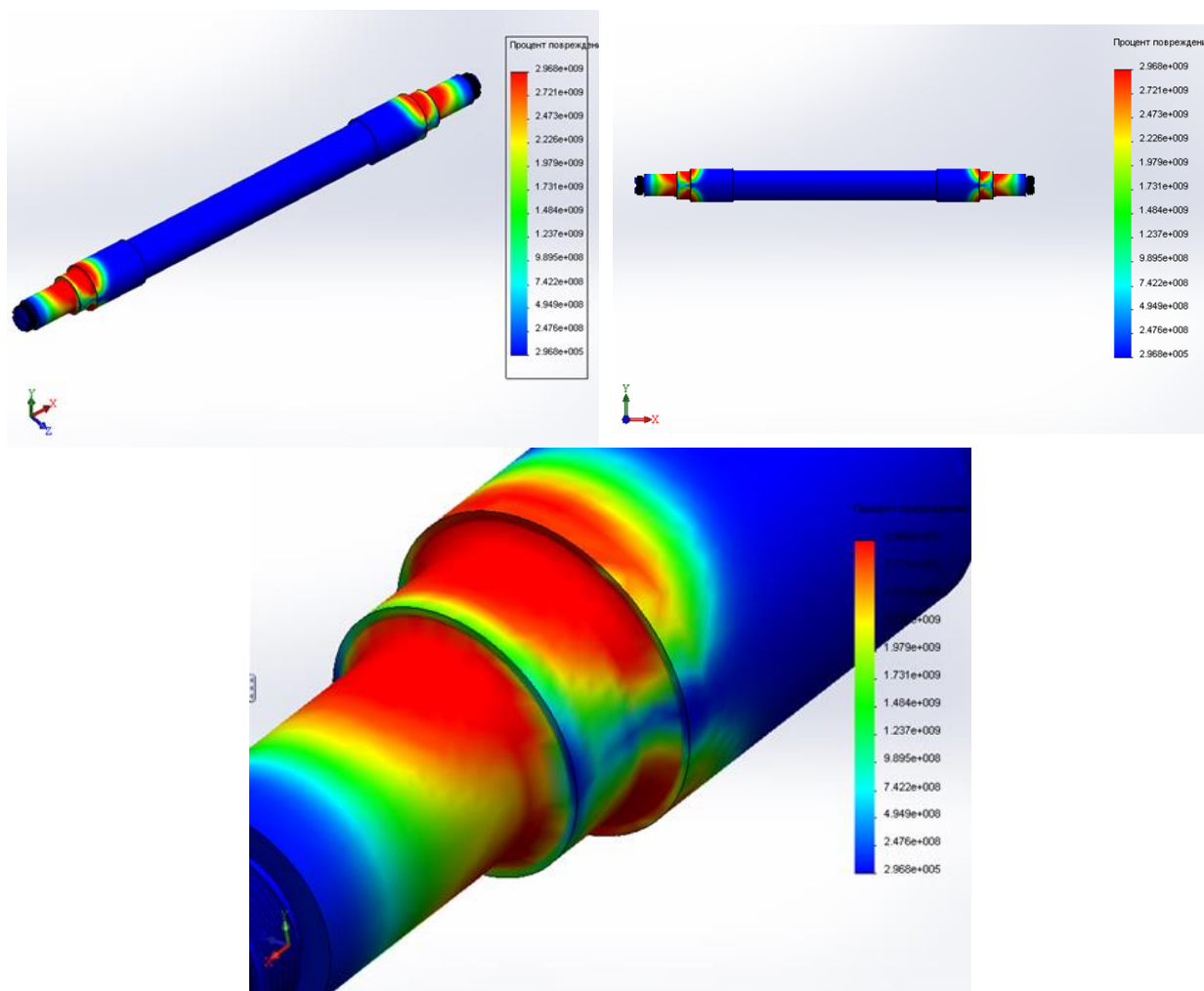


Рис. 7. Втомне пошкодження осі пасажирського вагона

Очевидно, що місця максимальної концентрації втоми повністю збігаються з розподілом напружень в елементах осі.

Таким чином, вісь колісної пари при заданих навантаженнях та медіанному

значенні межі витривалості сталі ОсВ може витримати до $6,24 \cdot 10^9$ циклів навантаження.

Приймаючи, що середній добовий пробіг вагона складає 1000 км, це відповідатиме строку експлуатації осей 48,3 року.

Висновки:

- проаналізовано рівень навантажень, що діють на колісну пару пасажирського вагона в експлуатації. Визначено, що при найбільш несприятливому збігу навантажень розрахункова сумарна вертикальна сила, що діє на одну з шийок осі (без урахування дії сил інерції) складатиме 109.73 кН (приблизно 10 тс). Вертикальне інерційне навантаження дорівнюватиме 17,2 кН;

- розроблено геометричну модель колісної пари РУ1-950 з урахуванням усіх конструктивних особливостей останньої. Створена модель у подальшому була перетворена у скінченно-елементну модель. Остаточна скінченно-елементна модель складалася з 212753 скінченних елементів та 2130210 вузлів;

- проведено розрахунки осі на міцність. Визначено, що найбільш вразливим місцем є галтель у місці переходу від шийки до передпідматочинної частини осі. Максимальні напруження, що виникають в осі пасажирського вагона за найбільш несприятливих умов завантаження, не перевищують 52 МПа. Конструкція осі з великим запасом міцності задовольняє вимоги чинних нормативних документів;

- виконано розрахунок осі на втому. Результати розрахунків свідчать, що вісь уздовж усієї довжини при експлуатаційних навантаженнях може витримати близько $6,2 \cdot 10^9$ циклів навантажень. Значення довговічності осі, виходячи з пробігу колісної пари, складатиме 48,3 року експлуатації.

Список використаних джерел

1. ДСТУ 7774:2015. Вагони пасажирські магістральні локомотивної тяги. Загальнотехнічні норми для розрахування та проектування механічної частини вагонів. Чинний від 2016-04-01. Київ: Мінекономрозвитку України, 2017. 189 с.
2. Колісні пари вагонів магістральних залізниць колії 1520 мм (конструкція, технічне обслуговування та ремонт): підручник для навчальних закладів залізничного транспорту / С. В. Панченко, А. О. Каграманян, І. Д. Борзилов та ін.; за заг. ред. С. В. Панченка. Харків: УкрДУЗТ, 2018. С. 63–70.
3. Чупраков Е. В., Мельниченко О. В. Оценка прочности оси колесной пары дифференциального исполнения. *Вестник ИрГТУ*. 2013. №10 (81). С. 3–9.
4. EN13103-Railway Application-Wheelset and Bogies-Non- Powered Axles-Design Method.
5. EN13261-March 2009-Railway Application-Wheelset and Bogies-Axles-Product Requirements.
6. Novosad M., Fajkos R., Reha B., Reznicek R. Fatigue tests of railway axles. *Proc. Eng.* 2 (2010). 2259-2268.
7. Grubisic V., Fischer G. Railway axle failures and durability validation. *Proc. I MechE Part F* (2012). URL: <https://doi.org/10.1177/0954409712442325>.
8. Исследование сопротивления усталости осей вагонов типов РУ1 и РУ1Ш колесных пар грузовых вагонов, восстановленных методом плазменно-дуговой металлизации шеек и подступичных частей / С. В. Бондарев, С. А. Гаврилов, Н. Т. Ольгард, С. А. Чебуров. *Рейковий рухомий склад: збірник наукових праць ДП УкрНДІВ*. 2010. № 2. С. 23–27.
9. Weber J. D. Numerical Structural Analysis in Railway Axle Design Methods, ETH Zurich Centre of Structure Technologies, Document Reference: 11-056, 2011.
10. Guo T., Wang Y. Study on Repair Fatigue Damage of Axle Shaft Mechanical Parts, in: Second International Conference on Information and Computing Science (ICIC 2009). Vol. 4: Modelling and Simulation in Engineering.

11. Hirakawa K., Toyama K., Kubota M. The analysis and prevention of failure in railway axles. *Int. J. Fatigue* 20 (2) (1998) 135-144.
12. Alihosseini H., Dehghani K. Modeling and failure analysis of a broken railway axle: effects of surface defects and inclusions. *J. Fail. Anal. Preven.* 10 (2010) 233-239.
13. Luo R. K., Gabbitas B. L., Brickle B.V. Fatigue life evaluation of a railway vehicle bogie using an integrated dynamic simulation, *Proc. Inst. Mech. Eng. Part F: J. Rail Rapid Transit* 208 (1994) 123.
14. Dedmon L., Pilch J. M., Lonsdale C. P. A Comparison of Railroad Axle Stress Results Using Different Design Sizes, Loading Criteria And Analysis Methods, in: *ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, 2001.

Мартинов Ігор Ернстович, доктор технічних наук, професор кафедри вагонів Українського державного університету залізничного транспорту. ORCID iD:0000-0002-0481-3514. Тел.: (057) 730-10-36.
E-mail: martinov.hiit@gmail.com.

Труфанова Альона Володимирівна, кандидат технічних наук, доцент кафедри вагонів Українського державного університету залізничного транспорту. ORCID iD:0000-0003-1702-1054. Тел.: (057) 730-10-35.
E-mail: alena.hiit.vagons@gmail.com.

Петухов Вадим Михайлович, кандидат технічних наук, доцент кафедри вагонів Українського державного університету залізничного транспорту. ORCID iD: 0000-0003-4781-9956. E-mail: petuhov@kart.edu.ua.

Шовкун Вадим Олександрович, кандидат технічних наук, старший викладач кафедри вагонів Українського державного університету залізничного транспорту. ORCID iD: 0000-0003-1826-6053.Тел.: (057) 730-10-35.
E-mail: vadimshovkun62@gmail.com.

Igor Martynov, D. Sc. (Tech.). professor, department of wagons, Ukrainian State University of Railway Transport. ORCID ID 0000-0002-0481-3514. Tel. (057) 730-10-36. E-mail: martinov.hiit@gmail.com.

Alena Trufanova, PhD (Tech). associate professor, department of wagons, Ukrainian State University of Railway Transport. Tel. (057) 730-10-35. E-mail: alena.hiit.vagons@gmail.com.

Vadim Petukhov, PhD (Tech). associate professor, department of wagons, Ukrainian State University of Railway Transport. Tel. (057) 730-10-35. ORCID: 0000-0003-4781-9956. E-mail: petuhov@kart.edu.ua.

Vadim Shovkun, PhD (Tech). senior lecturer, department of wagons, Ukrainian State University of Railway Transport, ORCIDID 0000-0003-1826-6053. Tel. (057) 730-10-35. E-mail: vadimshovkun62@gmail.com.

Статтю прийнято 10.11.2020 р.