

УДК: 629.35:629.3.027:539.3539.3

О. Дубицький, аспірант

Луцький національний технічний університет

МОДЕЛЬ МЕТОДИКИ РОЗРАХУНКУ ЗАЛИШКОВОГО РЕСОРСУ РЕСОРИ ЗА НАЯВНОСТІ ТРІЩИНОПОДІБНОГО ДЕФЕКТУ

Резюме. Проаналізовано вплив експлуатаційних чинників на зародження втомних тріщин у кореневому листі ресори вантажного автомобіля. Показано, що саме цей фактор є визначальним для розрахунку залишкового ресурсу ресори. Запропоновано модель визначення робочого циклу вантажного автомобіля, а відтак на його основі – модель розрахунку залишкового ресурсу із застосуванням сучасних підходів механіки руйнування, яка може ефективно використовуватись експлуатаційниками.

Ключові слова: ресора, довговічність, залишковий ресурс.

O. Dubytskyi

MODEL METHOD OF CALCULATION OF RESIDUAL RESOURCE FOR PRESENCE SPRINGS CRACK DEFECTS

The summary. During vehicle operation, several units experience aging of their materials under the influence of stress and environment, which results in the losses of strength and fracture toughness (material degradation). The chassis components, mainly the springs are mostly subject to the degradation process. They experience all kinds of load, the influence of aggressive environments and the temperature variations.

Availability of a detected crack-like defect in the spring leaf may not always result in immediate replacement of the entire spring, since the most acceptable state of the material near the crack tip is unknown. Besides, in the field operating conditions, there are limited possibilities for such technological operation to be conducted. In such a situation it is necessary to determine the loading conditions of the spring, including its root leaf with such a defect, which, in fact, determines the remaining lifetime of the whole spring, and to calculate the residual lifetime using fracture mechanics approach.

As it is seen from the literature, such method of calculation is not available. Conventional methods for evaluation of the remaining lifetime of the springs are probabilistic and applied at the stage of their design. The purpose of this work is to develop a model for calculation of residual lifetime of springs containing crack-like defects, including fatigue crack, which occurs as a result of exploiting the material of the leaves.

In the paper the analysis of the influence of the operational factors on the initiation of fatigue cracks in the root leaf of the truck spring was done. It is shown that this fact is sufficient for calculating the residual lifetime of the spring. The model is developed in such a way that the functional service parameters of the load-bearing elements of truck suspension are close to their threshold values. Taking it into account, such factors as a type of pavement, maximum speed of the loaded and unloaded vehicle, and place of destination in both of these cases according to the specifications are of importance. The strongest load is sure to be applied to the truck sufficient suspension, when vehicle is moving down the road paved with stones with the maximum possible speed and to the maximum distance.

For this purpose the model of truck workflow based on the conditions of its most intense operation was developed. The model which comprises modern approaches of fracture mechanics is the basis for calculation of residual lifetime of the spring. It considers the possibility of crack propagation under static and cyclic loading, low-temperature creep, and takes into account the most unfavorable service conditions for the propagation of cracks, including the handling of the dynamic life cycle. The main positions of the computational model are as follows: at first initial model is constructed, where the working cycle of the vehicle is considered with the maximum loads, irregularities of the pavement, speed of travel, distance, etc. Then the oscillating frequencies are determined for the under suspension and over suspension masses in the initial and loaded states, taking into

account the above mentioned factors. Then a set of working basic service parameters are determined for the root leaves of the springs based on the time of operation. Using the approaches of linear fracture mechanics, the remaining lifetime is calculated for such leaves containing a half-disk of half-elliptic cracks detected during the in-service inspection of the vehicle. For this purpose the time for fatigue crack propagation has to be determined for cyclic loading under maximum possible level, with prior determination of its cyclic and static fracture toughness. If a durable parking of the loaded vehicle is expected, evaluation of the influence of static loading on toughness of the spring leaf to the load and the crack propagation rate under low-temperature creep conditions should be carried out.

Key words: *spring, durability, remaining life.*

Вступ. Основними пристроями, що захищають автомобіль від динамічних впливів, викликаних нерівностями дороги, є підвіска й шини. Підвіска забезпечує передавання сил і моментів, що діють між колесом і рамою (кузовом). Залежно від призначення транспортного засобу, його вантажопідйомності й умов експлуатації конструкція підвіски може бути виконана по-різному. У даний час найпоширенішими пружними елементами в підвісках автомобілів є листові ресори. Їх встановлюють на більшості вантажних автомобілів і причепів, на багатьох моделях легкових автомобілів і автобусів. Широке застосування підвіски з листовими ресорами пояснюється простотою її конструкції, невисокою вартістю і малою трудоемністю обслуговування. Цим пояснюється і плановане на перспективу застосування ресорних підвісок на автомобільному транспорті.

Безперервне збільшення виробництва вантажних автомобілів з ресорними підвісками і всезростаючі вимоги до їх якості за одночасного підвищення інтенсивності експлуатації вимагають забезпечення надійності функціонування ресор. Динамічні навантаження і коливання, які сприймають автомобілі під час експлуатації по дорогах з нерівними поверхнями, суттєво знижують їх експлуатаційно-технічні якості, а отже, і ефективність використання ресор.

Під час експлуатації автомобіля у більшості випадків листи ресори схильні до всіх п'яти деформацій: розтягування, стиснення, вигину, кручення і зрізу [1]. До матеріалу і конструкції цієї вельми відповідальної частини шасі автомобіля ставлять особливі вимоги. Необхідно, щоб матеріал ресори міг витримувати високі статичні й динамічні напруження і щоб за нормальної роботи після розвантаження ресори зберігали здатність приймати своє початкове положення. Перевантаження ресори, невдала конструкція, невідповідність матеріалу, відсутність досить міцного кріплення, недолік змащення між листами тощо можуть служити причиною передчасного руйнування листів ресор.

Як показала практика експлуатування вантажних автомобілів, за певний проміжок часу матеріали листів ресори, особливо кореневий та підкореневий, зазнають деградування, внаслідок чого відбувається втрата їх фізико-механічних характеристик. Це призводить до зародження і розвитку у них втомних тріщин, які за напружених умов експлуатації вантажного автомобіля зумовлюють передчасний вихід з ладу цього важливого силового вузла підвіски автомобіля. Незважаючи на те, що ресори підлягають періодичному технічному огляду, втомні тріщини виникають у непрогнозований момент часу і тому виникла потреба у розробленні ефективних методик прогнозування їх залишкового ресурсу за наявності цього найнебезпечнішого, з точки зору втрати міцності й пришвидшення руйнування, дефекту. Вирішення

окресленого завдання можливе лише за використання апарату лінійної механіки руйнування.

Стан проблеми. У літературі відома велика кількість публікацій, пов'язаних розрахунком ресурсу окремих деталей механічних систем [2, 3]. Однак усі вони присвячені розрахунку показників надійності під час їх проектування: методики розрахунку на зношування, міцність та втому. У праці [4] виділено три етапи розвитку методів розрахунку на міцність і втому: перший – за допустими напруженнями; другий – розрахунки за коефіцієнтами запасу, коли навантаження задають у вигляді функцій розподілу, а результатами розрахунків є коефіцієнти запасу міцності, витривалості, розрахунковий час роботи, а також максимальні напруження; третій – розрахунок за граничним станом із використанням варіації функцій розподілу навантаження та представленням результатів у вигляді функцій розподілу ресурсу. Як бачимо, у цих розрахунках широко використовують апарат теорії ймовірностей, який дозволяє оцінити безвідмовність деталі та може успішно застосовуватись під час розрахунків так званої схемної надійності. Він так само, як і за детерміністичного підходу, не дозволяє отримати оцінки залишкової довговічності.

Відомі розрахунки на втомну довговічність шасі автомобіля побудовані на гіпотезі сумування (накопичення) втомних пошкоджень [2, 5, 6]. Вона дозволяє за кривими втоми, які отримані під час лабораторних випробувань, судити про терміни їх функціонування у відповідних умовах експлуатування, що представлені у розрахунках схематизованими навантажувальними режимами [7–12]. Усі вони мають приблизно такий алгоритм реалізації: визначення і схематизування параметрів навантажувального режиму; визначення параметрів кривої втоми; вибір варіантів розрахунку. Щодо третього блоку алгоритму, то необхідно відзначити, що для розрахунку середнього ресурсу використовують різні методи: числові, аналітичні, з використанням табульованих функцій тощо [2]. У працях [13–15] розроблена методика оцінювання деталей шасі автомобіля за допомогою кореляційних рівнянь довговічності. Вони відображають взаємозв'язок між вибраними критеріями навантажувального режиму та даними про ресурс деталей, які отримані у результаті спостереження за експлуатуванням підконтрольних груп автомобілів.

Однак, як показав огляд літературних джерел, на даний час немає завершеної методики побудови кореляційних рівнянь довговічності. Її відсутність зумовлена труднощами вибору критерію довговічності та урахування умов експлуатації. Такий критерій повинен відображати як якісну, так і кількісну сторони процесів, що зумовлюють пошкодження.

Необхідно відзначити також, що в останні роки завдяки застосуванню теорії ймовірностей, статистичної динаміки й теорії пружності в теорії та розрахунку ресор були отримані нові фундаментальні результати, які мають безпосереднє практичне значення. Вони дозволили повніше аналітично описати дорожні умови й експлуатаційно-технічні якості автомобіля, пов'язані з роботою підвіски, а також вирішити деякі питання економії ресорної сталі.

Як впливає з викладеного вище, розрахунок залишкового ресурсу елементів шасі й ресор зокрема, за даними літературних джерел встановити не вдалося, що свідчить про недостатній розвиток цього напряму досліджень. Очевидно це зумовлено

недостатньою обізнаністю фахівців у галузі автомобілебудування та експлуатаційників із сучасними досягненнями в царині механіки руйнування [16–18].

Мета досліджень – створити модель розрахунку залишкової довговічності ресор вантажного автомобіля з наявними у листах тріщинами з урахуванням умов експлуатації автомобіля.

Обґрунтування моделі. Під час руху автомобіля в природних дорожніх умовах ресори підвіски насамперед відчувають динамічні навантаження, величина яких залежить, з одного боку, від умов руху (мікропрофілю дороги і швидкості), а з іншого – від інерційних, пружних і демпфуючих характеристик автомобіля та його підвіски. Додаткові вертикальні навантаження на зовнішнє колесо виникають під час повороту автомобіля і не часто перевищують 40% статичного навантаження, а максимальна сила, яка викликається невмілим або недбалим управлінням, становить не більше 60%. Під час руху по прямій на нерівних або розритих коліями дорогах ресори можуть сприймати і великі навантаження. При цьому ресори зазвичай розраховують тільки на їх найбільше можливе вертикальне значення. В особливих випадках у розрахунках на міцність вушок ресори ураховують і дію реактивного крутного моменту, що виникає під час гальмування або розгону автомобіля (рис. 1).

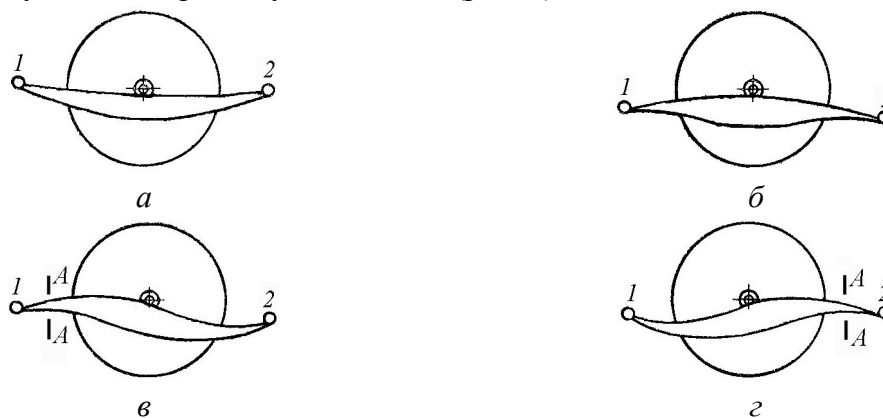


Рисунок 1. Вплив вертикального навантаження і реактивного крутного моменту на деформацію ресори за: *a* – статичного вертикального навантаження; *b* – вертикального динамічного навантаження; *c* – різкого рушення автомобіля з місця; *d* – гальмування; *1* – передній кінець ресори; *2* – задній; *AA* – площина дії максимальних напружень [3]

Figure 1. Influence of vertical load and the reactive torque on the deflection of the spring: *a* – static vertical load; *b* – dynamic vertical load; *c* – sharp movement of the vehicle; *d* – deceleration; *1* – front end of the spring; *2* – rear; *AA* – the plane of maximum stress [3]

Як показали результати досліджень ресор різних вантажних автомобілів, наведені у праці [3], під час оцінювання надійності їх експлуатації можна обмежитись урахуванням тільки вертикальних динамічних навантажень, оскільки вони в основному і визначають втому довговічність ресори. При цьому висунуто твердження, що пружні елементи (ресори, шини) й амортизатори мають лінійні характеристики, а коефіцієнт розподілу підресорених мас автомобіля дорівнює одиниці. Останнє, як відомо, призводить до того, що коливання кузова в поздовжній площині над передньою і задньою осями відбуваються незалежно, а тому й описують їх однією й тією ж динамічною моделлю. З цієї розрахункової моделі випливає, що якою б не була реально можлива швидкість руху автомобіля по вимощеній бруківкою дорозі, спектральні характеристики коливань зосереджені в основному близько до низької частоти власних

коливань підвіски. Отож, незалежно від швидкості руху автомобіля основний внесок у випадкові відносні вертикальні переміщення кузова і коліс вносить складова низької частоти власних коливань підвіски вантажного автомобіля. Підкреслимо, що вказаний висновок справедливий у разі руху автомобіля і по дорогах усіх інших типів.

Під час експлуатування вантажного автомобіля ресора в підвісці відчуває також бічні й скручувальні навантаження, які особливо суттєво відбуваються в умовах його руху по кривій (на повороті) і в разі поперечних коливань кузова навколо поздовжньої осі, що виникають під час руху автомобіля по поверхні дороги з несиметрично розташованими нерівностями. Такі навантаження конкретно не визначені й до теперішнього часу мало досліджені. Тому й вважається, що руйнування ресор унаслідок втоми може статися переважно від вертикальних навантажень, які змінюються в дуже широких межах. А це означає, що питання про визначення втомної міцності зразків ресорної сталі й ресор у зборі в загальному випадку зміни амплітуд і середніх напружень можна звести до питання про вивчення їх втомної міцності під дією елементарних циклів. Дослідники не урахували послідовність дії циклів напружень з великими і малими амплітудами й тому їх вплив на довговічність ресори вивчено недостатньо.

Досвід експлуатації вантажних автомобілів показав [2, 3], що частота коливань практично не впливає на втому. Цей факт співпадає з результатами досліджень специфіки втомного руйнування конструкційних матеріалів у різних діапазонах частот [16], де показано, що згідно з наведеною класифікацією коливання підресорених мас автомобіля можна прийняти за квазістатичне.

Важливе значення для визначення втомної міцності й довговічності мають перевантаження у циклі (рис. 2). У разі пластичних матеріалів вони можуть покращувати цей показник, а у випадку високоміцних (крихких) – погіршувати. Наприклад, проведені у праці [3] експерименти за середнього значення напружень у циклі 600 МПа база випробувань становила 5×10^6 циклів. За збільшення амплітуди динамічних напружень понад межу витривалості швидко знижується довговічність, причому не пропорційно збільшенню напружень. Довговічність збільшилася в 2 рази за зниження амплітуди напруження всього на 17%.

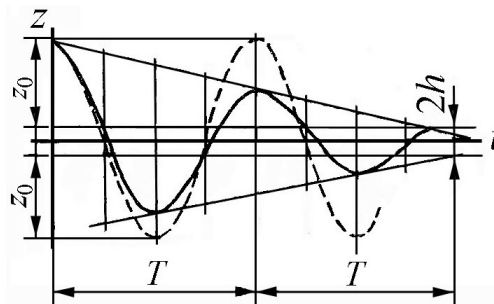


Рисунок 2. Характер зміни амплітуди z_0 коливань підресореної маси з постійним тертям у ресорі під час дії випадкових динамічних навантажень, що спричиняють перевантаження у динамічному циклі напружень: суцільна лінія за наявності опору коливань підвіски, а штрихова – за відсутності; $2h$ – “мертва зона”; T – період коливань

Figure 2. Change in the amplitude z_0 of the sprung mass oscillation with a constant friction in the spring during random dynamic loading that causes overloading in the dynamic stress cycle: the solid line – in the presence of the resistance to suspension fluctuations, and the dashed line – in its absence; $2h$ – "dead zone"; T – the period of oscillation

Суттєво важливе значення мають і статичні навантаження автомобіля. Під час тривалої стоянки з різних технологічних причин вони можуть призвести до зародження та розвитку тріщин, а також сприяти розвитку тріщин низькотемпературної повзучості [18].

Отже, у розрахунковій моделі прогнозування залишкового ресурсу ресори з наявними у кореновому листі тріщиноподібними дефектами необхідно кількість параметрів моделі звести до мінімуму, взявши до уваги найвпливовіші з них, які суттєво змінюють результати розрахунку. Таким основним параметром, виходячи з викладеного вище, є коливні динамічні навантаження, які виникають під час руху автомобіля по будь-якому типу дорожнього покриття чи без нього.

Модель розрахунку залишкового ресурсу ресори за наявності тріщини. Для розрахунку залишкового ресурсу ресор, вибору критерію його оцінювання необхідно прийняти модель циклу експлуатації автомобіля. При цьому важливо вибрати її так, щоб функціональні експлуатаційні характеристики його вузлів були близькими до граничних. З цієї точки зору ми повинні вибрати (задати) тип дорожнього покриття, максимальну швидкість пересування автомобіля навантаженого і без вантажу, кілометраж пробігу в обох цих випадках у відповідності до його технічних характеристик. Звичайно, самим напруженим періодом експлуатування у робочому циклі вантажного автомобіля є час перевезення вантажу до пункту призначення по дорозі, вимощеній бруківкою з максимально допустимою швидкістю на максимальну відстань. Модель такого робочого циклу зображена на рис. 3.

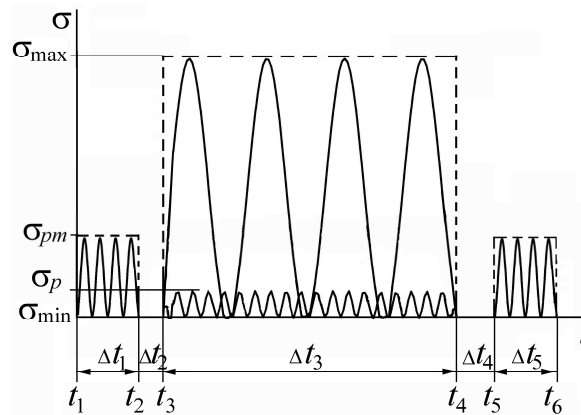


Рисунок 3. Модель динамічного навантаження на ресору під час експлуатації автомобіля в робочому циклі між послідовними актами перевезення вантажу

Figure 3. Model of the dynamic load on the spring during operation of the vehicle in the working cycle between successive acts of shipping

Її суть полягає у такому. Нехай спочатку ненавантажений автомобіль з місця стоянки у проміжку часу $t_1 - t_2$ рухається до місця завантаження. Залежно від відстані до нього часовий інтервал Δt_1 може бути різним за тривалістю і допускаємо, що в цей час ненавантажений автомобіль рухається з оптимальною максимальною швидкістю по бруківці, а динамічні навантаження на ресору визначаються власною частотою коливань f_0 , яка створюється підресореною і непідресореною масами автомобіля. Максимальна амплітуда коливань тоді визначається напруженнями σ_{pm} , які діють протягом часу Δt_1 до прибуття вантажівки до місця завантаження й зумовлені

високочастотним спектром власних коливань автомобіля. Під навантаженням у проміжку часу Δt_2 підресорена маса автомобіля досягає максимально допустимої за його технічними характеристиками і у цей час ресора знаходиться під квазістатичним навантаженням, яке створює у ній відповідні напруження, а саме у її кореновому листі, у діапазоні від σ_{\min} до σ_s . Під час перевезення вантажу з максимально допустимою швидкістю по найнесприятливішому дорожньому покритті виникатимуть у цьому ж листі ресори максимальні динамічні навантаження розмахом від σ_{\min} до σ_{\max} ($\sigma_{\max} > \sigma_s$). Приймемо, що ця амплітуда напружень у циклі включає в себе й допустимі максимальні його перевантаження від нерівностей дороги (вибоїн), і лежить у діапазоні допустимих розрахункових напружень із деяким запасом міцності. Тоді згідно з [3] високочастотні коливання демпфуються вантажем і стають суттєво нижчим, ніж у випадку ненавантаженого автомобіля, дещо зменшивши частоту до $f_{0\min}$ з розмахом напружень σ_p , а домінують у цьому проміжку часу низькочастотні коливання частотою f_1 , яка визначається підресореною його масою, швидкістю руху автомобіля та нерівностями дороги. Такі динамічні напруження діють протягом часу Δt_3 , який триває до прибуття автомобіля до місця розвантаження. Протягом часу Δt_4 автомобіль розвантажують і підресорена маса квазістатично зменшується до вказаної у технічних характеристиках автомобіля. Далі знову повторюється високочастотний цикл динамічних навантажень, який триває протягом часу Δt_5 і зумовлений поверненням автомобіля до місця отримання вантажу.

У даній моделі робочого циклу автомобіля найважливішим періодом є час Δt_5 доставки вантажу до місця призначення, в якому діють найсуттєвіші фактори, які зумовлюють зародження й розвиток втомних тріщин, а тому напруження циклу, який є типовим для цього часу, його частоту і період дії необхідно брати у розрахунки залишкового ресурсу ресор автомобіля.

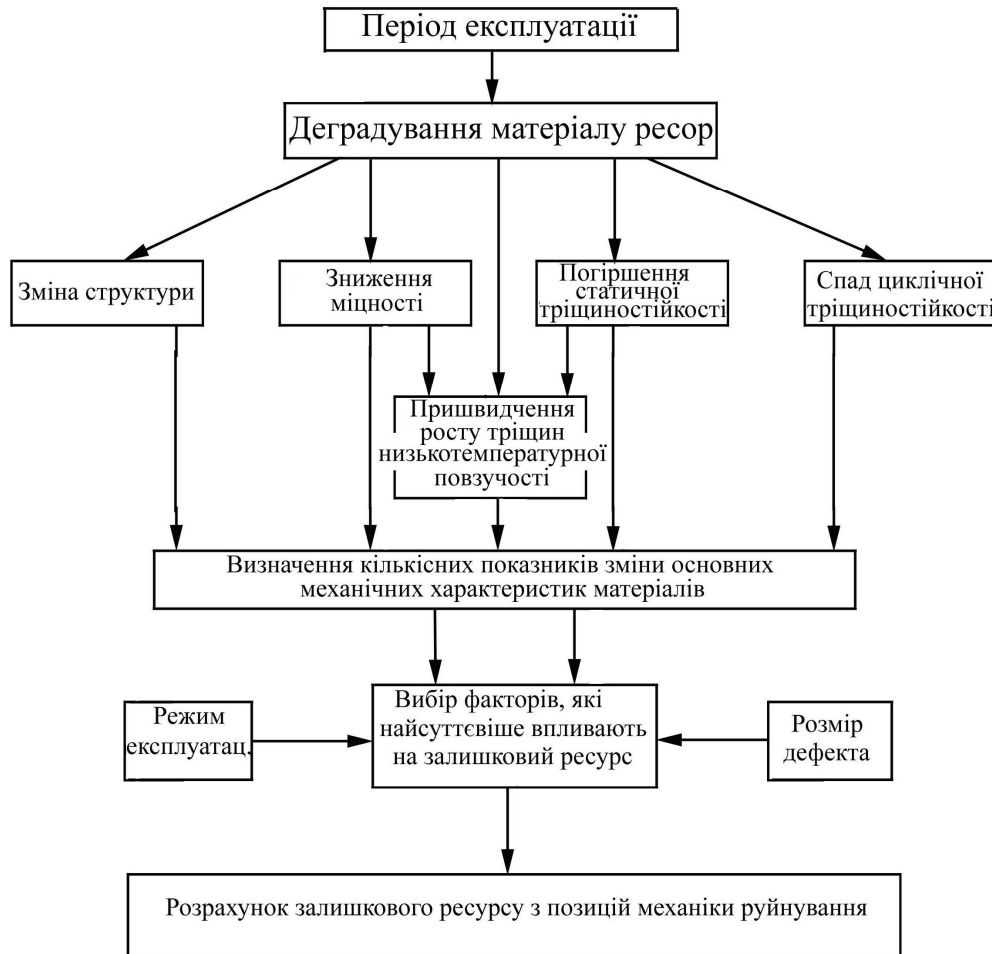


Рисунок 4. Модель розрахунку залишкового ресурсу ресори за наявності у її кореновому листі тріщиноподібних дефектів

Figure 4. Model for calculation of residual lifetime of spring that accounts for the presence of crack-like defects in its root leaves

З урахуванням викладеного вище, основні положення розрахункової моделі (рис. 4) такі:

- скласти модель робочого циклу вантажівки (рис. 3) з урахуванням максимальних величин навантаження, нерівностей дорожнього полотна, швидкості пересування, дальності перевезення вантажу тощо;
- визначити частоти коливань підресореної і невідресореної мас у вихідному та навантаженому станах з урахуванням факторів, викладених у п. 1;
- встановити реальні основні експлуатаційні характеристики коренового листа ресори з урахуванням часу експлуатації ресори;
- застосовуючи підходи лінійної механіки руйнування, розрахувати залишковий ресурс корінного листа із наявною у ньому півдисковою чи півеліптичною тріщиною, яка виявлена під час технічного огляду автомобіля чи у робочому циклі експлуатації. Для цього визначають період поширення втомної тріщини під циклічним навантаженням до гранично допустимих розмірів, за яких настає руйнування листа, попередньо визначивши відповідні значення його характеристик циклічної та статичної тріщиностійкості;
- якщо у технологічному циклі передбачена тривала стоянка автомобіля з вантажем, тоді потрібно оцінити вплив на статичну тріщиностійкість

ресорного листа величини навантаження, а також розрахувати швидкість поширення тріщини низькотемпературної повзучості.

Необхідно зазначити також, що швидкості пересування автомобіля у період часу Δt_1 , Δt_3 та Δt_5 повинні бути усередненими, як і нерівності дорожнього покриття, а кількість циклів навантаження (тривалість дії найнесприятливіших напружень на ресорний лист) у періоді часу Δt_3 визначаються відстанню перевезення вантажу. Розмах амплітуди циклу навантаження σ_{\max} також усереднюємо з урахуванням перевантаження (на 5–10% збільшуємо номінальне).

Висновки. Довговічність елементів підвіски вантажного автомобіля розраховують на стадії його проектування і закладають відповідні параметри у їх конструкцію на стадії виготовлення. Однак у процесі експлуатування конструкційні матеріали під впливом корозійно-механічних чинників зазнають деградування, наслідком якого є суттєве зниження їх фізичних характеристик. Це призводить до зародження та розвитку втомних тріщин у таких важливих елементах підвіски, якими є корінні ресорні листи. Поява цих дефектів проходить під час експлуатації автомобіля у робочому циклі і не завжди виявляється за проведення технічного огляду.

У літературі відсутні методики розрахунку залишкового ресурсу ресор з наявними у їхніх корневих листах тріщинами. Пояснюється це недостатністю досліджень статичної і циклічної тріщиностійкості ресорних листів як у вихідному стані, так здеградованих за час експлуатування.

Зазначений розрахунок вимагає багатофакторного аналізу, що ускладнює застосування основних положень механіки руйнування. Тому виникла потреба створити спрощену його модель, яка повною мірою задовольняла б експлуатаційників і дозволила б ефективно застосувати лінійну механіку руйнування. Така модель запропонована у даній праці й відповідає вимогам, описаним вище за аналізом сучасних методологічних підходів до вирішення окресленого завдання.

Conclusions. Durability of the parts belonging to truck suspensions is evaluated during their design and the relevant parameters at manufacturing stages are found. However during operation, structural materials undergo degradation under the influence of corrosion and mechanical factors, resulting in significant reduction of their physical properties. This leads to initiation and propagation of fatigue cracks in such important elements of the suspension as root spring leaves. These defects appear during vehicle operation and could not always be detected by the inspection.

No method could be found in the literature for calculation of the residual lifetime of springs with cracked root leaves. This is explained by the lack of studies in static and cyclic toughness of spring leaves either in the initial state, or degraded during operation.

The above calculation procedure requires a multivariate analysis, making it difficult to implement the key provisions of fracture mechanics. Therefore, there has been a need to create a simplified model, which would meet the requirements of operators and would effectively apply the linear fracture mechanics. Such a model is proposed in this paper. It meets the requirements described above for the analysis of modern methodological approaches in solving the outlined problem.

Список літератури

1. Скальський, В.Р. Деякі аспекти експлуатування силових елементів шасі вантажних автомобілів [Текст] / В.Р. Скальський, О.С. Дубицький // Наукові нотатки. Міжвузівський збірник (за напрямом “Інженерна механіка”). – Випуск 30. – 2011. – С. 146–157.
2. Лукинский, В.С. Долговечность деталей шасси автомобиля [Текст] / В.С. Лукинский, Ю.Г. Котиков, Е.И. Зайцев; под общ. ред. В.С. Лукинского. – Л.: Машиностроение, Ленингр. от-ние, 1984. – 231 с.
3. Пархиловский, И.Г. Автомобильные рессоры [Текст] / И.Г. Пархиловский. – М.: Машиностроение, 1978. – 225 с.
4. Аксенов, Л.А. Исследование усталостной долговечности деталей рулевого привода автомобилей с учетом нестационарности нагружения [Текст]: автореф. дис. ... канд. техн. наук / Л.А. Аксенов. – М.: МАДИ, 1975. – 24 с.
5. Robinson E.L. Effect of temperature variation on the long time rupture strength of steels / E.L. Robinson // Trans. ASME. – 1952. – 74, №5. – P.68–76.
6. Скальський, В.Р. Оцінка об’ємної пошкодженості матеріалів методом акустичної емісії [Текст] / В.Р. Скальський, О.С. Андрейків. – Львів: Видавничий центр ЛНУ ім. І. Франка, 2006. – 330 с.
7. Бурдасов, Е.И. Оценка долговечности автомобильных многоресорных автомобилей по результатам ускоренных полигонных испытаний [Текст]: автореф. дис. ... канд. техн. наук / Е.И. Бурдасов. – М.: МАДИ, 1971. – 21 с.
8. Когаев, В.П. Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени [Текст] / В.П. Когаев. – М.: Машиностроение, 1977. – 232 с.
9. Основы теории и расчета сельскохозяйственных машин на прочность и надежность [Текст]; под ред. П.М. Волкова, М.М. Тененбаума. – М.: Машиностроение, 1977. – 310 с.
10. Прочность и долговечность автомобиля [Текст] / Б.В. Гольд, Е.П. Оболенский, Ю.Г. Стефанович и др. – М.: Машиностроение, 1974. – 328 с.
11. Ресурсные испытания грузовых автомобилей на полигоне. Ч. II [Текст]; под ред. Н.Н. Яценко. – М.: НИИНавтопром, 1974. – 86 с.
12. Серенсен, С.В. Несущая способность и расчеты деталей машин на прочность [Текст] / С.В. Серенсен, В.П. Когаев, Р.М. Шнейдерович. – М.: Машиностроение, 1975. – 488 с.
13. Зайцев, Е.И. Прогнозирование ресурса деталей трансмиссии и подвески грузовых автомобилей [Текст]: автореф. дис. ... канд. техн. наук / Е.И. Зайцев. – Л.: ЛИСИ, 1980. – 25 с.
14. О прогнозировании долговечности автомобильных деталей с помощью кривых повреждаемости [Текст] / В.С. Лукинский, Е.И. Зайцев, Ю.Г. Котиков и др. // Автомобильная промышленность, 1977. – №3. – С. 13–15.
15. Определение средней долговечности рессор грузовых автомобилей [Текст] / В.С. Лукинский, Е.И. Зайцев, Ю.Г. Котиков и др. // Автомобильная промышленность, 1978. – № 8. – С. 25–27.
16. Механика разрушения и прочность материалов. Справочное пособие в четырех томах [Текст]; под общ. ред. В.В. Панасюка. – Киев: Наукова думка, 1988–1990. – 2224 с.
17. Панасюк, В.В. Механика квазихрупкого разрушения материалов [Текст] / В.В. Панасюк. – Киев: Наукова думка, 1991. – 416 с.
18. Довговічність пластин з тріщинами за довготривалого статичного навантаження і локальної повзучості [Текст] / О.С. Андрейків, В.Р. Скальський, Ю.Я. Матвійв, Т.А. Крадінова // Фізико-хімічна механіка матеріалів. – 2012. – № 1. – С 39–46.

Отримано 23.04.2012