

НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ ПРОГНОЗИРОВАНИЯ НАДЕЖНОСТИ ДЕТАЛЕЙ МЕХАНИЧЕСКОЙ ЧАСТИ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА*

А. Н. САВОСЬКИН

Кафедра Подвижного Состава Железних Дорог Будапештского
Технического Университета

Поступило: 26 апреля 1975 года

Представлено: проф. д-р К. Хорват

Рассматриваются методы прогнозирования надежности деталей механической части подвижного состава при постепенных и внезапных отказах, а также методы прогнозирования надежности виброзащитных свойств рессорного подвешивания.

Опыт эксплуатации показывает, что как правило одностипный подвижной состав различается по своим динамическим, прочностным, тягово-энергетическим и др. свойствам. Это в равной степени относится к подвижному составу магистральных и городских рельсовых дорог, автомобилям, судам, самолетам и т. п. Различия в свойствах подвижного состава вызываются разбросом его характеристик эксплуатационного нагружения на различных участках обращения и отклонениями в величинах конструктивных параметров отдельных его деталей и узлов.

Для деталей и узлов механического оборудования разброс характеристик нагружения обусловлен различиями в конструкции и условиях соединения основания и верхнего строения пути на различных участках, а также различиями в климатических условиях, что приводит к разбросу характеристик сил взаимодействия колеса и рельса.

Кроме того, большое влияние на работоспособность узлов и деталей оказывают отклонения в свойствах исходных материалов и параметров этих элементов от своих номинальных значений, а также неоднородность технологии их изготовления. Все это приводит как к разбросу характеристик эксплуатационного нагружения, так и к разбросу конструктивных параметров элементов (прочностные свойства, скорость износа трущихся пар, жесткости упругих элементов, характеристики затухания гасителей и т. п.). Для учета влияния разброса характеристик эксплуатационного нагружения и конструктивных параметров деталей и узлов подвижного состава на работоспособность этих изделий, необходимо выполнять оценку их надежности.

Под надежностью обычно понимают свойство изделия выполнять заданные функции, сохраняя свои эксплуатационные показатели в заданных пре-

* Статья была прочитана в форме лекции на Кафедре Подвижного состава железных дорог БТУ, 15 ноября 1974 г., при пребывании автора на кафедре.

делах в течении требуемого промежутка времен или требуемой наработки. Надежность изделия облавливается безотказностью, ремонтпригодностью, сохраняемостью, а также долговечностью его частей.

Часть деталей и узлов подвижного состава — такие как рамы, балки, оси колесных пар, пружины рессорного подвешивания и т. п. — являются неремонтируемыми изделиями. Другие детали — бандажи колесных пар, гасители колебаний и т. п. — являются ремонтируемыми.

Ограничимся рассмотрением методов прогнозирования одного из параметров надежности — безотказности. Этот параметр полностью характеризует надежность неремонтируемых изделий.

Состояние изделия, при котором оно способно выполнять заданные функции с параметрами, установленными требованиями технической документации, называется работоспособным. Событие, состоящее в нарушении работоспособности, называется отказом.

Отказы подразделяются на две группы — постепенные и внезапные. Постепенные отказы происходят из-за постепенно накапливаемых необратимых изменений. Они могут быть вызваны следующими причинами:

- накоплением пластических деформаций или деформации ползучести;
- накоплением усталостных повреждений, ведущих к развитию усталостной трещины;
- механическим износом;
- изменением параметров гасителей колебаний, приводящим к тому, что критерии качества, характеризующие виброзащитные свойства рессорного подвешивания выходят за границу допустимой области; и т. п.

Внезапные отказы происходят из-за превышения эксплуатационными нагрузками конструктивных параметров детали или узла. Они могут быть вызваны следующими причинами:

- хрупкое разрушение или превышение предела текучести;
- превышение предела упругости в какой-либо точке изделия, для которой остаточные напряжения недопустимы;
- возникновение слишком больших упругих деформаций; и т. п.

Безотказность изделий может быть оценена следующими показателями:

1. *Функция надежности* — вероятность того, что наработка до отказа Y будет больше заданной наработки y :

$$P(y) = P(Y \geq y) = 1 - \int_0^y f(y) dy = \int_y^{\infty} f(y) dy, \dots \quad (1)$$

где $f(y)$ — плотность вероятности наработки до отказа.

2. *Вероятность безотказной работы* — условная вероятность того, что в заданной интервале наработки ($y_0: y_1 = y_0 + \Delta y$) не возникнет отказ при

условии, что при y_0 изделие было работоспособным:

$$P(y_1/y_0) = \frac{P(y_1)}{P(y_0)} = \frac{\int_{y_1}^{\infty} f(y) dy}{\int_0^{\infty} f(y) dy} \quad (2)$$

3. *Интенсивность отказов* — вероятность отказа неремонтируемого изделия в единицу наработки после данного момента наработки при условии того, что отказ до этого момента не возник:

$$\lambda(y) = \frac{f(y)}{P(y)} = \frac{f(y)}{\int_y^{\infty} f(y) dy} \quad (3)$$

Следует отметить, что эти показатели могут характеризовать надежность ремонтируемых изделий до первого отказа.

Вычисление показателей надежности на основе эксплуатационных данных об отказах изделий выполняется по следующим формулам:

$$f^*(y_i) = \frac{\Delta n_i}{n \Delta y_i}; \quad P^*(y_i) = 1 - \frac{n_i}{n}; \quad \lambda^*(y_i) = \frac{\Delta n_i}{(n - n_{i-1}) \Delta y_i} \quad (4)$$

где Δn_i — число отказов в течении интервала наработки Δy_i ;
 n_{i-1} — суммарное число отказов в течение наработки (0; y_{i-1}), предшествовавшей интервалу Δy_i ;
 n — общее число первоначально встречающихся изделий.

Рассмотрим методы прогнозирования надежности виброзащитных свойств рессорного подвешивания, а так же прогнозирования надежности несущих элементов, т. е. деталей и узлов, воспринимающих основные нагрузки (рам, балок, пружин, подвесок и т. п.). Общим, что позволяет объединить эти элементы в одну группу, является характер нагружения, а также то, что основным видом их отказов является усталостное разрушение. Кроме того, геометрические характеристики этих элементов выбираются исходя из статической несущей способности (как правило, по отношению к пределу текучести), что характеризует возможность появления внезапных отказов. Поэтому рассмотрим методы прогнозирования надежности несущих элементов при постепенных и внезапных отказах.

Задача прогнозирования надежности несущих элементов при постепенных отказах может быть решена путем определения плотности вероятности наработки до отказа $f_n(y)$ как функции ряда случайных аргументов. Если эти аргументы независимы, то

$$f_n(y) = \frac{d}{dy} \int_0^y \dots \int_0^y f(x_1) f(x_2) \dots f(x_n) dx_1 dx_2 \dots dx_n \quad (5)$$

где Ω — n -мерная области интегрирования, определяющая зависимость между y и случайными аргументами x_1, x_2, \dots, x_n .

В работе [5] автором было доказано, что для деталей механической части подвижного состава зависимость усталостной долговечности L (в километрах) — наработка до отказа — от случайных аргументов может быть принята в виде

$$L = \frac{N_0 \varphi_\sigma^m \sigma_{-1k}^m b}{3600 n_L 2^{m/2} \Gamma\left(\frac{m+2}{2}\right) f_e} \left[\int_0^\infty f(v) S_\sigma^m(v) \frac{dv}{v} \right]^{-1}, \quad (6)$$

где σ_{-1k} — предел усталости конструкции;
 N_0 — базовое число циклов, для сталей $N_0 = 10^7$;
 m — показатель степени уравнения кривой усталости;
 φ_σ — коэффициент, характеризующий влияние асимметрии цикла; его величина по способу Гудмана определяется выражением

$$\varphi_\sigma = 1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_b};$$

σ_m — среднее напряжение цикла, равное статическому от веса кузова, двигателей, рамы и т. п.;

σ_b — временное сопротивление материала; для стали СТ-3 оно равно $\sigma_b = 4200$ кг/см²;

n_L — поправочный коэффициент, учитывающий влияние сделанных допущений, погрешности расчетных формул, а также погрешности, возможные при определениями числовых характеристик динамических напряжений и пределов усталости;

f_e — эффективная частота случайного процесса;

$$f_e = \left[\int_0^\infty f^2 g_\sigma(f) df \right]^{0,5}$$

$g_\sigma(f)$ — нормированная функция спектральной плотности;

$$g_\sigma(f) = \frac{G_\sigma(f)}{S_\sigma^2}$$

S_σ — стандарт динамических напряжений

$$S_\sigma = \left[2\pi \int_0^\infty G_\sigma(f) df \right]^{0,5}$$

$f(v)$ — закон распределения скоростей движения, в качестве которого может быть принят закон Пирсона I типа

$$f(v) = \frac{\Gamma(\alpha + \beta + 2)}{\Gamma(\alpha + 1) \Gamma(\beta + 1)} \cdot \frac{(v + v_M)^\alpha (v_\sigma - v)^\beta}{(v_\sigma + v_M)^{\alpha + \beta + 1}};$$

— коэффициент, учитывающий влияние на долговечность ширины спектра случайного процесса $\sigma(t)$.

Формула (6) является детермированной зависимостью, позволяющей определить усталостную долговечность при заданных значениях соответствующих аргументов. Однако такие аргументы, как σ_{-1K} , φ_σ и $S_\sigma(v)$ являются случайными. Причем для деталей, имеющих низкий уровень средних напряжений цикла (например, поперечные балки рам тележек), разброс величины σ_m не может оказать существенного влияния на отклонения в величинах L и поэтому может не учитываться. Поэтому в этом случае долговечность можно рассматривать как функцию двух случайных аргументов

$$L \Psi_2[\sigma_{-1k}, S(v)].$$

Для деталей, имеющих высокий уровень средних напряжений цикла (например, боковины рам тележек, рессорные подвески, пружины и т. п.), долговечность можно рассматривать как функцию трех случайных аргументов

$$L = \Psi_3[\sigma_{-1k}, S_\sigma(v), \varphi_\sigma]$$

Кроме того, если зависимость $S_\sigma(v)$ для данной детали может быть выражена в параболической форме

$$S_\sigma = qv^2, \tag{7}$$

то зависимость долговечности L выражается через σ_{-1K} , q и φ_σ в замкнутой форме, что дает возможность получить аналитические зависимости для $f(L)$ и показателей надежности. Для случая $L = \psi_2(\sigma_{-1K}, q)$, $f_2(L)$ выражается уравнением

$$f_2(L) = \frac{m\sqrt{C_2}}{m} L^{\frac{1-m}{m}} \int_0^\infty q f(q) f(\delta_{-1k} = q\sqrt{C_2 L}) dq, \tag{8}$$

где C_2 — постоянная, определяемая уравнением

$$C_2 = \frac{3600n_L 2^{m/2} \Gamma\left(\frac{m+2}{2}\right) f_e}{N_0 \varphi_\sigma^m b \left[\int_0^\infty f(v) v^{mr-1} dv \right]^{-1}}.$$

Для случая $L_3 = \psi_3(\sigma_{-1K}, q, \varphi_\sigma)$ уравнение закона распределения наработки до отказа имеет вид:

$$f_3(L) = \frac{m\sqrt{C_3}}{m} L^{\frac{1-m}{m}} \int_{a_1}^{b_1} \frac{f(\varphi_\sigma)}{\varphi_\sigma} \int_{a_2}^{b_2} qf(q)f(\sigma_{-1K}) = \frac{q}{\varphi_\sigma} m\sqrt{C_3L} dqd\varphi_\sigma \quad (9)$$

где C_3 — постоянная, определяемая уравнением

$$C_3 = \frac{3600n_L 2^{mi^2} \Gamma\left(\frac{m+2}{2}\right) fe}{N_0 \varphi_\sigma^m b \left[\int_0^{v_0} f(v) v^{mr-1} dv \right]^{-1}};$$

$a_i = \bar{x}_i - nS(x_i)$ —
 $b_i = \bar{x}_i + nS(x_i)$ — пределы интегрирования; величина принималась равной 3.

Если же зависимость $S_\sigma(v)$ не может быть выражена в виде (7), то уравнение, связывающее L с соответствующими случайными аргументами, является трансцендентным и для вычисления $f(L)$ необходимо применить метод статистических испытаний (метод Монте-Карло). Этот метод был использован при прогнозировании надежности рам тележек метрополитена, у которых зависимость $S_\sigma(v)$ из-за резонансных явлений имеет вид

$$S_\sigma(v) = \begin{cases} qvr, & \text{при } 0 < v \leq v_1 \\ av^2 + vr + c + qvr, & \text{при } v_1 < v \leq v_2 \\ qvr & \text{при } v_2 < v \leq v_\sigma. \end{cases} \quad (10)$$

Вычисление показателей надежности, выполненное нами на основе формул (6), (8) и (9), а также (1) и (3), показало, что предложенные методы прогнозирования надежности дают результаты, удовлетворительно соответствующие данным эксплуатации по отказам рам тележек. При этом в качестве законов распределения $f(\sigma_{-1K})$, $f(q)$ и $f(\varphi_\sigma)$ были приняты нормальные законы.

Прогнозирование надежности при внезапных отказах может быть выполнено на основе метода, предложенного Н. С. Стрелецким и развитого в последствии В. В. Болотиным [1]. Этот метод основан на определении вероятности того, что за время $0 \leq \tau \leq t$ не произойдет ни одного выброса случайного процесса динамических напряжений $\sigma(t)$ за заданный уровень. Эта вероятность приближенно [1] может быть выражена в виде:

$$P_{bH}(t) \simeq 1 - \int_0^t \theta_+(\sigma_*, \tau) d\tau, \quad (11)$$

где $\Theta_+(\sigma_*, \tau)$ — среднее число положительных пересечений случайным процессом $\sigma(t)$ уровня σ_* в единицу времени.

Для стационарного случайного процесса, каким являются динамические напряжения в рамках тележек, величина $\Theta_+(\sigma_*, \tau)$ не зависит от времени и может быть определена по формуле

$$\theta_+(\sigma_*, \tau) = f_e \exp \left[- \frac{(\sigma_* - \bar{\sigma})^2}{2S_\sigma^2} \right],$$

$\bar{\sigma}$ — среднее значение случайного процесса $\sigma(t)$, принимается равным статическому напряжению от веса кузова, тяговых двигателей, рамы и т. п.

$$\bar{\sigma} = \bar{\sigma}_{CT}$$

функцию надежности (II) предлагается в [I] рассматривать как условную, так как уровень σ_* также может быть случайным. Примем за отказ превышение максимумом случайного процесса $\sigma(t)$ случайного уровня предела текущей $\sigma_* = \sigma_T$. Учитывая, что для деталей тележек случайный процесс является стационарным, только при неизменной скорости движения v и что стандарт S_σ и эффективная частота f_e зависят от скорости, преобразуем выражение (II) к виду:

$$P_{bH}(t/\sigma_T, v) \simeq 1 - t f_e(v) \exp \left[- \frac{(\sigma_T - \bar{\sigma})^2}{2S_\sigma^2(v)} \right]. \quad (12)$$

Задаваясь законами распределения предела текучести и скорости движения, перейдем к полной вероятности безотказной работы, выразив время через пробег и скорость движения

$$P_{bH}(t) = f - 3600L \int_0^{v_\delta} \frac{f(v)}{v} f_e(v) \int_{\sigma_{TM}}^\infty f(\sigma_T) \exp \left[- \frac{(\sigma_T - \bar{\sigma})^2}{2S_\sigma^2(v)} \right] d\sigma_T dv, \quad (13)$$

где $f(\sigma_T)$ — закон распределения текучести, в качестве которого может быть принят закон Вейбулла;
 $f(v)$ — закон распределения скоростей движения, в качестве которого может быть принят закон Пирсона I типа;
 v_δ — наибольшая скорость движения;
 σ_{TM} — наименьшее значение предела текучести.

При разработке методов прогнозирования надежности виброзащитных свойств рессорного подвешивания учитывалось, что выбор параметров системы виброзащиты подвижного состава, т. е. параметров рессорного подвешивания, производится на основе решения статистической динамики.

Из постановки этой задачи вытекает стационарность оператора системы, т. е. детерминированность и неизменность во времени ее параметров. Вместе с тем все параметры даже для однотипных систем не имеют строго детерминированных значений вследствие допусков на их изготовление, а также из-за изменения их характеристик с течением времени в процессе эксплуатации.

Поэтому критерии качества подвижного состава следует рассматривать [2] как случайные функции некоторых параметров системы подвижной состав — путь. Таким образом, представляется целесообразным поставить задачу прогнозирования надежности виброзащитных свойств рессорного подвешивания подвижного состава, принимая за отказ выход критериев качества за границу допустимой области.

Пример решения этой задачи был выполнен применительно к условию обеспечения плавности хода и воздействия на путь моторного вагона электропоезда в вертикальной плоскости с учетом разброса жесткостей пружин рессорного подвешивания, а также коэффициентов затухания гидравлических гасителей и изменения этого разброса во времени.

Вертикальные колебания четырехосного двухтележного вагона могут быть наглядно представлены с помощью структурной схемы, рис. 1., которая характеризует связи между отдельными координатами системы [3, 4] η — эквивалентной геометрической неровностью пути (возмущение) и z_{0i} , $z_{\sigma i}$, z_{Tj} , z_K вертикальными перемещениями пути, центра колеса, тележек и кузова, а также, $a\varphi_{yTj}$ и $b\varphi_{yK}$ — вертикальными составляющими угловых колебаний тележек над буксами и кузова у шкворневых точек. Звенья $w_1 \div w_8$ этой схемы соответствуют передаточным функциям, выражаемым через массы, моменты инерции, жесткости и коэффициенты затухания. Звенья с передаточными функциями $e^{P\tau_i}$ характеризуют запаздывание возмущений передаваемых через отдельные колесные пары, причем $\tau_i = l_i/v$, где l_i — расстояние между колесными парами ($l_1 = 0$; $l_2 = 2a$; $l_3 = 2b$; $l_4 = 2(a + b)$), а v — скорость движения.

По схеме, приведенной на рис. 1 определялись эквивалентные передаточные функции, связывающие возмущение p с суммарными вертикальными колебаниями кузова у шкворней — $w_{Kj}(p)$ и силами, действующими от колесных пар на путь — $w_{Fi}(p)$. Динамические качества вагона оценивались по коэффициенту плавности хода C и по величине максимальных сил воздействия на путь $F_{n \max}$, которые в предположении о нормальном законе их распределения принимались равными утроенному среднему квадратическому отклонению:

$$C_j(v) = a^{0,67} \sqrt{\int_0^{\infty} K(\omega) A_{Kj}^2(\omega, v) G_{\eta}(\omega, v) d\omega} \quad (14)$$

$$F_{ni \max}(v) = 3 \sqrt{\int_0^{\infty} A_{ni}^2(\omega, v) d\omega} \quad (15)$$

где $A_{Kj}(\omega, v)$ и $Ap_i(\omega, v)$ — амплитудные частотные характеристики

$$A(\omega, v) = |W(j\omega, v)|;$$

- $W(j\omega, v)$ — частотная характеристика, получаемая из соответствующей передаточной функции заменой оператора p на $j\omega$;
- $G_\tau(\omega, v)$ — функция спектральной плотности эквивалентных геометрических неровностей;
- $K(\omega)$ — физиологический коэффициент, характеризующий чувствительность человека к вертикальным колебаниям.

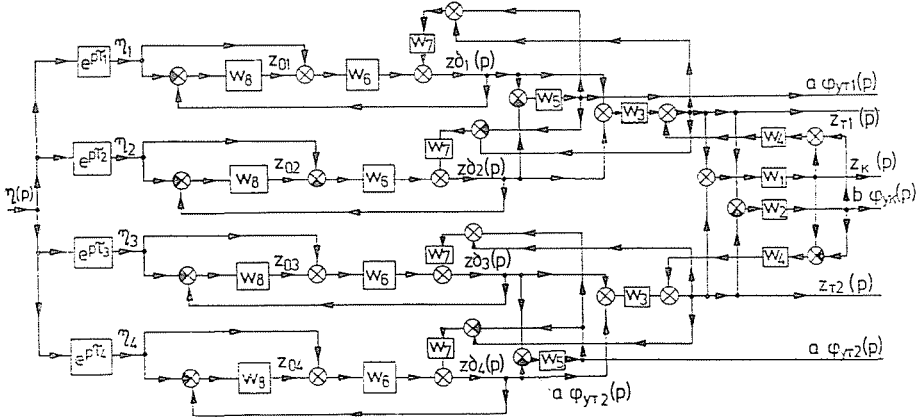


Рис. 1. Структурная схема вертикальных колебаний четырехосного двухтележного вагона

Для решения поставленной задачи прогнозирования надежности виброзащитных свойств рессорного подвешивания были собраны и исследованы статистические данные о разбросе величин жесткостей пружин буксового и центрального подвешивания, а также коэффициентов затухания гидравлических гасителей колебаний. При этом было установлено, что распределение жесткостей пружин подчиняется нормальному закону $f(\mu)$, а распределение коэффициентов затухания — условному нормальному закону $f(\beta/L)$, так как среднее значение β , стандарт S_β и корреляционная функция ρ_β зависят от пробега L .

Вычисление коэффициентов плавного хода и силы воздействия на путь выполнялось по (14) и (15) методом статистических испытаний (метод Монте-Карло). При этом датчиком случайных чисел генерировались значения жесткостей рессорного подвешивания и коэффициентов затухания в соответствии с полученными значениями характеристик соответствующих законов распределения. С изменением пробега параметры закона распределения коэффициента затухания также изменялись.

Результаты вычислений показали, что законы распределения амплитудных частотных характеристик при заданном ω и v являются нормальными. Нормальными оказались и значения коэффициента плавности хода C_j и силы F_{ni} макс при заданном v .

На рис. 2 показана зона разброса амплитудных частотных характеристик $A_{11}(\omega)$ и $A_{12}(\omega)$, шириной в шесть стандартных отклонений. Как видно из этих графиков разброс частотных характеристик на отдельных частотах может иметь значи-

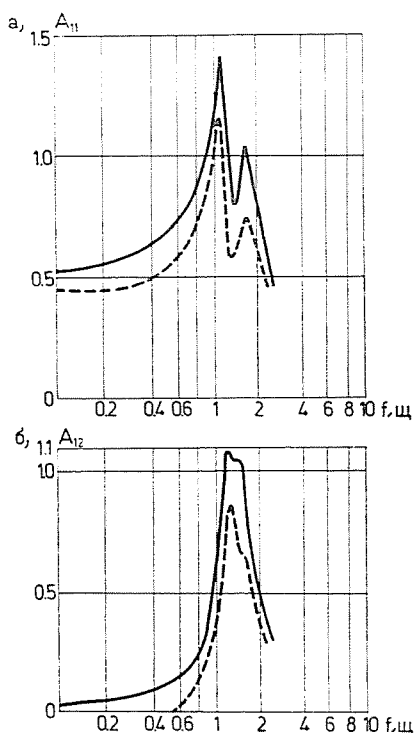


Рис. 2. Графики амплитудных частотных характеристик $A_{11}(\omega)$ и $A_{12}(\omega)$.

тельную величину. Следует отметить, что $A_{11}(\omega)$ соответствует передаточной функции, связывающей колебания центра первого или второго колеса с первой шкворневой точкой кузова, а $A_{12}(\omega)$ — колебания центра третьего или четвертого колеса этой же шкворневой точкой.

Разброс частотных характеристик сил воздействия на путь был не велик — не превышал 10—12%, поэтому оценка надежности виброзащитных свойств рессорного подвешивания выполнялась только по условию превышения коэффициентом плавности хода допустимого значения 3,25.

Выполненные расчеты показали, что при больших разбросах жесткостей пружин и коэффициентов затухания гасителей превышение коэффициен-

том плавности хода значения 3,25 может происходить и при нулевом пробеге, а с ростом пробега число таких случаев возрастает.

Это говорит о том, что даже в начале эксплуатации отдельные вагоны могут иметь недостаточную плавность хода и с увеличением пробега число таких вагонов будет уделичиваться.

Предложенный метод позволяет выполнить нормирование разброса жесткостей пружин и коэффициентов затухания гасителей колебаний, а также дает возможность установить межремонтные пробеги для гасителей.

Резюме

Рассмотренные методы позволяют установить разбросы характеристик эксплуатационного нагружения и конструктивных параметров механической части подвижного состава на стадии проектирования и испытаний опытных образцов, что дает возможность обеспечить необходимый уровень ее надежности.

Литература

1. Болотин, В. В.: Применение методов теории вероятностей и теории надежности в расчетах сооружений. Издательство литературы по строительству. М., 1971.
2. Бурчак, Г. П., Савоськин, А. Н., Сердобинцев, Е. В.: Исследование влияния разброса характеристик пружин рессорного подвешивания на динамические свойства рельсовых экипажей. Труды МИИТ, вып. 470, М. 1974.
3. Савоськин, А. Н.: Об учете влияния характеристик экипажа и пути на розмущения, вызывающие вертикальные колебания рельсовых экипажей. Труды МИИТ, вып. 329, Транспорт, М. 1970.
4. Савоськин, А. Н.: Исследование режимов нагружения рам тележек подвижного состава в условиях эксплуатации и некоторые уточнения методики расчета их долговечности. Труды МИИТ, вып. 405, М. 1972.
5. Исаев, И. П., Савоськин, А. Н.: Прогнозирование показателей надежности рам тележек электропдвижного состава. Труды МИИТ, вып. 405, М., 1972.

А. Н. Савоськин,
Московский институт инженеров железнодорожного транспорта,
кафедра «Электрическая тяга»,
СССР, Москва