

УДК 629.4.027

DOI10.52167/1609-1817-2023-126-3-32-41

С.С. Абдуллаев¹, А.А. Каражанов², Б.Ш. Дуйсембаева²,
Ерлан Аскенов¹, К.К. Сарсанбеков¹

¹Satbayev University, Алматы, Қазақстан

²Евразийский национальный университет имени Л.Н.Гумилева, Астана, Казахстан

E-mail: Seidulla@mail.ru

ПОНЯТИЕ О НАДЕЖНОСТИ ВЫПОЛНЕНИЯ РЕССОРНЫМ ПОДВЕШИВАНИЕМ ВИБРОЗАЩИТНЫХ ФУНКЦИЙ

Аннотация. Оценить вероятность безотказной работы рессорного подвешивания в указанном можно на основе методов теории надежности. Параметры рессорного подвешивания в эксплуатации вследствие износа или старения изменяются, как правило, достаточно медленно. При этом за время, необходимое для обеспечения удовлетворительной точности при вычислении статистических характеристик случайных колебаний экипажа (15— 20 мин), параметры рессорного подвешивания практически не изменяются. Таким образом можно считать, что показатели динамических качеств экипажа зависят только от случайных значений параметров рессорного подвешивания, причем статистические характеристики этих параметров могут меняться с наработкой. Это допущение дает возможность для каждого значения наработки вычислить статистические характеристики ПДК и затем определить вероятность безотказного выполнения рессорным подвешиванием виброзащитных функций.

Ключевые слова. Железнодорожный путь, подвижной состав, модели элементов рессорного подвешивания.

Введение.

В республике основной объем грузовых и пассажирских перевозок осуществляется железнодорожным транспортом. Для обеспечения нарастающих объемов перевозок тяговыми ресурсами необходимы срочные меры по модернизации существующего и приобретение нового подвижного состава. Разработка технических требований на новые или модернизацию эксплуатирующихся локомотивов связана с комплексом задач по обеспечению виброзащиты рельсового экипажа и железнодорожного пути от недопустимых уровней колебательных процессов элементов механической части локомотивов. Кроме того, в настоящее время внесены изменения в нормы содержания пути, требования по сертификации локомотивов, которые требуют определения допускаемых уровней динамических качеств, оценивающих виброзащитные свойства механической части локомотивов, прочности и надежности железнодорожного пути при безусловном обеспечении показателей безопасности движения. В этой связи особую значимость и актуальность приобретают теоретические и практические вопросы исследования динамических качеств на стадии проектирования новых или модернизации существующих типов подвижного состава. С учетом воздействия соблюдения норм воздействия на путь экипажной части эти вопросы можно успешно решить, если использовать самые современные методы анализа и синтеза динамических систем, широко использовать при этом как вычислительный, так и натуральный эксперимент с применением современных ЭВМ и регистрирующей аппаратуры.

Материалы и методы.

В процессе изготовления и эксплуатации локомотивов из-за разброса характеристик материалов, применяемых для изготовления деталей механической части, и

отклонений в технологии изготовления этих деталей возникают отклонения действительных значений показателей качества от их расчетных и даже нормативных значений. Так, жесткости пружин рессорного подвешивания могут различаться на 30 % в пределах допусков на их изготовление и свойства материала. Замеры жесткостей комплектов пружин рессорного подвешивания электровозов показали, что средние значения $\bar{\alpha}_{c_{1+2}}$ близки к расчетным, а коэффициенты вариации $v = 5(\alpha_c)/\bar{\alpha}_c$ составляют примерно 0,047 для буксового и 0,035 для кузовного подвешивания. Значительный разброс имеют также и характеристики гидравлических и фрикционных гасителей колебаний. Это приводит к тому, что ПДК различных локомотивов одного и того же типа будут разными и даже вновь изготовленный локомотив может не удовлетворять требованиям и допустимым значениям ПДК. Кроме того, изменения параметров рессорного подвешивания могут происходить в процессе эксплуатации вследствие износа поверхностей трущихся пар во фрикционных гасителях колебаний, а также в других узлах механической части, утечки жидкости в гидравлических гасителях, старения резиновых элементов и т.п. В процессе эксплуатации изменяются и характеристики пути. Эксперименты, проведенные на эксплуатируемых электровозов, показали, что при пробеге 7500 км средние значения коэффициента затухания β уменьшаются в 1,2 раза, а его среднее квадратичное отклонение возрастает в 2 раза. Аналогичные изменения были установлены и для силы трения фрикционных гасителей колебаний. В частности, для гасителей электровозов можно приближенно считать, что среднее значение силы трения, кН, уменьшается в зависимости от пробега L км:

$$F_{mp}(L) = 5.4 - 2.04 * 10^{-5} L.$$

Все это, вместе взятое, приводит к тому, что показатели динамических качеств в процессе эксплуатации, как правило, ухудшаются. Для выбора параметров рессорного подвешивания, обеспечивающих требуемый уровень качества в течение определенной наработки или межремонтного пробега экипажа (времени эксплуатации), при учете перечисленных выше причин применяют методы теории надежности [5]. Ограничимся рассмотрением оценки одного из основных составляющих свойств надежности — безотказности. Будем считать, что превышение в эксплуатации любым из показателей динамических качеств U_i своего нормативного значения $[U_i]$ можно рассматривать как нарушение работоспособности рессорного подвешивания, т.е. как отказ (нарушение процесса выполнения виброзащитных функций). Статистические характеристики ПДК как функции случайных аргументов, т. е. параметров α_{c_k}, β_k и F_{mpK} , можно получить, если найдена плотность вероятностей функции случайных аргументов, или с помощью упрощенных методов. Из последних наибольшее распространение получил метод теории чувствительности, согласно которому нелинейная зависимость $U_i = U_i(\alpha_{c_k}, \beta_k, F_{mpK}, \dots) = U_i(\xi)$ при $l = 1, 2, \dots, n_l; k = 1, 2, \dots, n_k; j = 1, 2, \dots, n_j$; разлагается в ряд Тейлора в области средних значений параметров $\bar{\alpha}_{c_k}, \bar{\beta}_k$ и \bar{F}_{mpK} . Это позволяет сравнительно просто найти моменты распределений любого порядка функции U_i . Здесь обозначено: n_j — число определяемых ПДК; n_k — число соответствующих параметров; n_j — общее число случайных параметров.

По найденным моментам распределения показателей U_i подбирают закон распределения $f(U_i)$. Экспериментальные данные, подтвержденные расчетами, показали, что законы распределения ПДК для локомотивов близки к гауссовым. Поэтому можно ограничиться определением первых двух моментов т.е. \bar{U}_i и $S^2(U_i)$

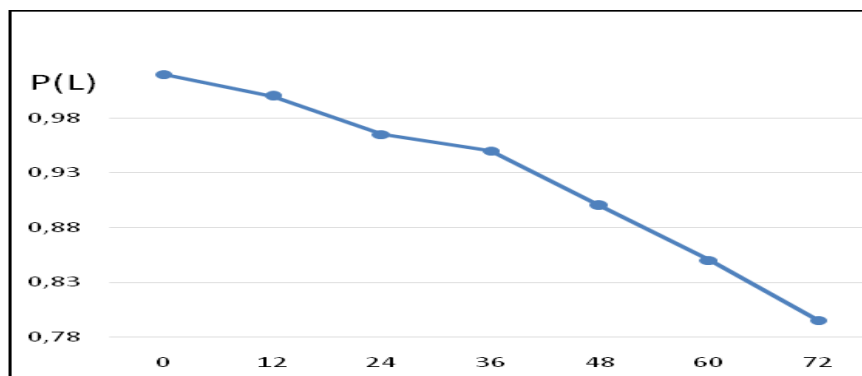


Рисунок 1 - График вероятности безотказного выполнения рессорным подвешиванием ЭПС виброзащитных функций

Поскольку значения ПДК зависят не только от скорости движения v , но и вследствие изменения параметров рессорного подвешивания от пробега L , (наработки), найденное распределение U_i является условным $f(U_i/v, L)$. Поэтому для определения вероятности безотказной работы, которая выражается как вероятность не превышения ни одним из ПДК допустимого уровня, можно на основе интеграла полной вероятности записать следующее приближенное выражение:

$$P(L) = \prod_{i=1}^{n_l} \left[1 - \int_0^{v_{max}} f(v) \int_{[U_i]}^{\infty} f(U_i/v, L) dU_i dv \right]. \quad (1)$$

Здесь учтено, что вероятность одновременного наступления независимых событий равна произведению вероятностей каждого.

Рассчитанная по формуле (1) зависимость $P(L)$ для рессорного подвешивания Электроподвижного состава (рисунок 1) показывает, что, как и следовало ожидать, вероятность безотказной работы снижается по мере роста наработки, причем с увеличением пробега интенсивность снижения $P(L)$ возрастает. В начальный момент при $(L=0)$ $P(L) < 1$, что объясняется разбросом параметров рессорного подвешивания в пределах технологических допусков. Зная зависимости $P(L)$ и нормируя допустимый уровень безотказности, можно более обоснованно назначать межремонтный пробег $L_{мр}$.

Динамические модели элементов рессорного подвешивания.

При анализе виброзащитных свойств подвижного состава в частотной области используют так называемую динамическую жесткость рессорного подвешивания, с помощью которой можно достаточно просто описать колебательные процессы исследуемой системы.

Обобщенная динамическая модель упруго-диссипативного элемента рессорного подвешивания, приведена на рисунке 2. Она учитывает возможность применения в рессорном подвешивании пружин с гидравлическими и пневматическими гасителями колебаний, а также пневморессор. Принимая отдельные параметры α_{0i} , β_{0i} , α_{ic} , β_{i0} , α_{i0} и β_{i1} (где i - индекс рессорного подвешивания) равными нулю, можно получить схему подвешивания с параллельно включенными пружиной и гидравлическим гасителем колебаний (рисунок 3,а), или схему состоящую из пружины и параллельно включенного упруго-изолированного гидравлического демпфера (рисунок 3,б). На рисунке 3,в,г приведены схемы рессорного подвешивания с использованием пневмоэлементов, полученные аналогичным способом из исходной схемы рисунок 2. При этом схема рисунок 3, соответствует применению в рессорном подвешивании пневмогасителя с металлическим корпусом, рисунок 3,г - пневморессор без учета жесткости резинокордной

оболочки. При $ж_{i0}$ и β_{0i} равными нулю будем иметь схему подвешивания. Следует отметить, что параметры схем, приведенных на рисунке 3, однозначно определяются конструктивными данными пневмоэлементов. В общем случае, динамическая жесткость i -той ступени рессорного подвешивания, приведенной на рисунке 2, определяется следующим выражением:

$$ж_i(j\omega) = \frac{ж_{0i}(j\omega)ж_{i0}(j\omega)}{ж_{0i}(j\omega) + ж_{i0}(j\omega)} + ж_{i1}(j\omega), \quad (2)$$

где Схема обобщенной динамической жесткости $ж_i(j\omega)$

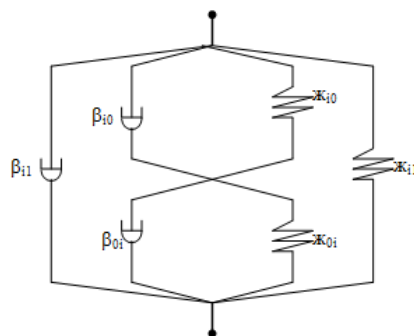


Рисунок 2

Схема рессорного подвешивания с применением пружин и гидравлического демпфера (а), пружин и упруго-изолированного гидравлического демпфера (б), пневмогасителя с металлическим корпусом (в), пневморессоры (г)

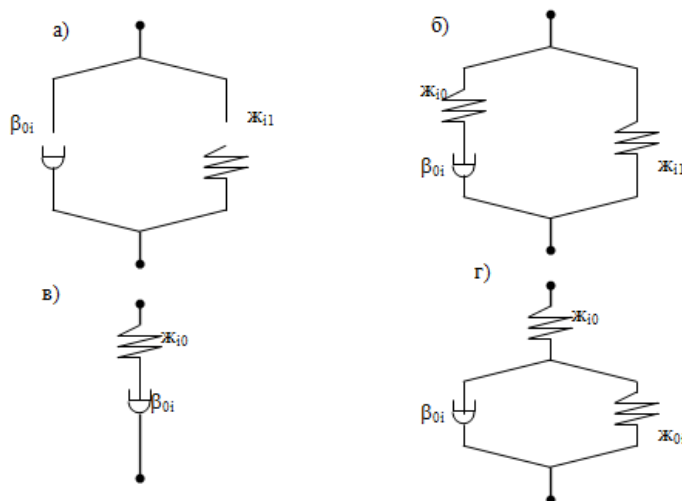


Рисунок 3

$$\begin{aligned} ж_{i1}(j\omega) &= ж_{i1} + j\omega\beta_{i1} \\ ж_{0i}(j\omega) &= ж_{0i} + j\omega\beta_{0i} \\ ж_{i0}(j\omega) &= ж_{i0} + j\omega\beta_{i0} \end{aligned}$$

Индекс «ноль» определяет место соответствующего гибкого и демпфирующего элемента в динамической модели рессорного подвешивания, а индекс “i” - номер ступени подвешивания. Так, $i=1$ соответствует первичному (буксовому) подвешиванию, а $i=2$ -

вторичному (центральному) подвешиванию. Поскольку в буксовой ступени рессорного подвешивания некоторых типов подвижного состава находятся фрикционные гасители колебаний или листовые, то представляется необходимым ввести в расчетную схему (рисунок 3,а) динамической жесткости буксового подвешивания линейаризованные значения коэффициентов демпфирования соответствующего нелинейного элемента. На основе метода статистической линейаризации [1] линейаризованные значения коэффициентов демпфирования $\beta_{\Delta j}$ могут быть определены из условия равенства дисперсий на выходе нелинейного элемента до и после эквивалентного линейного преобразования по формулам: для фрикционного гасителя колебаний

$$\beta_{\Delta j} = \frac{2F_{\text{тр}}}{\sqrt{2\pi}S\Delta j} \quad (3)$$

для листовой рессоры

$$\beta_{\Delta j} = \frac{2f_{cm}жс\varphi}{\sqrt{2\pi}S\Delta j}, \quad (4)$$

где $F_{\text{тр}}$ - величина силы сухого трения фрикционного гасителя колебаний;

$S\Delta j$ - стандарт скорости деформации нелинейного элемента;

f_{cm} - статический прогиб листовой рессоры;

$жс$ - жесткость листовой рессоры;

φ - коэффициент трения листовой рессоры;

j - номер нелинейного элемента, соответствующий номеру колеса или колесной пары исследуемого экипажа.

Выражения (3) и (4) приведены для центрированного процесса Δj . Так как $S\Delta j$ неизвестно и может быть определено лишь после решения задачи, то для того, чтобы определить $\beta_{\Delta j}$, необходимо применить метод последовательных приближений, который реализуется следующим образом. В модели исследуемой системы экипаж-путь задается произвольное значение $\beta_{\Delta j}(K)$, для которого вычисляется среднеквадратическое отклонение $S\Delta j$. Для полученного значения $S\Delta j$ определяется величина $\beta_{\Delta j}(K+1)$ по формуле (3) или (4) в зависимости от вида гасителя колебаний. При выполнении неравенства $|100(\beta_{\Delta j}(K+1) - \beta_{\Delta j}(K))/\beta_{\Delta j}(K)| \leq \varepsilon$, где $\varepsilon=3\%$, итерационный процесс заканчивался.

Результаты.

Результаты, динамической модели пневматического гасителя колебаний. Выполненных [2] исследований показали, что линейаризованные значения коэффициентов демпфирования буксового подвешивания $\beta_{\Delta j}$ отличаются между собой не больше, чем на 5-6%. Это обстоятельство позволяет проводить линейаризацию систем по одному нелинейному элементу, что приводит к значительной экономии машинного времени. Таким образом, модель обобщенной динамической жесткости рессорного подвешивания позволяет учитывать сравнительно простым способом возможность применения в рессорном подвешивании исследуемых динамических систем практически всех основных видов существующих линейных или линейаризованных упругих и диссипативных связей, пневматический гаситель колебаний обладает характеристиками, более благоприятными для демпфирования колебаний [3] подвижного состава, чем широко применявши с этой целью гидравлический гаситель. Это связано с тем, что демпфирующая способность пневматического гасителя с увеличением частоты возрастает гораздо медленнее, чем гидравлического гасителя, а затем, достигнув максимума, убывает. Кроме того, пневматический гаситель колебаний имеет более простую конструкцию и большую стабильность характеристик, чем гидравлический. В работе приведены соотношения,

позволяющие выбирать параметры пневматического гасителя колебаний в зависимости от его демпфирующей способности, однако, математическая модель гасителя не рассматривалась. Поэтому в настоящей работе автором была сделана попытка идентификации структуры и параметров динамической модели пневматического гасителя, т.е. получения такой его математической модели, которая позволит выполнять исследование колебаний подвижного состава. Решение этой задачи было выполнено на основе результатов натурального эксперимента, полученных при испытаниях пневматического гасителя на экспериментальном участке в депо. Схема установки гасителя, принятая при этих испытаниях, показана на рисунке.6. Возмущением при этих испытаниях было синусоидальное перемещение $z(t) = z_0 \sin 2\pi ft$ верхней части гасителя, а за выходную координату принято усилие $Q_3(t)$ в штоке поршня гасителя, измеряемое проволочными тензодатчиками 1 и 2. Испытания гасителя были проведены при четырех значениях амплитуды возмущения $z_0=5, 10, 15, 20$ мм. Усилие в штоке поршня оказалось также весьма близким к синусоидальному, что свидетельствует о возможности описания системы линейной моделью. В результате эксперимента были определены зависимости динамического усилия $Q_3(f)$ от частоты возмущения и фазовая частотная характеристика (ФЧХ) гасителя $\varphi_3(f)$, определяющая отставание по фазе усилия $Q_3(t)$ по отношению к возмущающему воздействию $z(t)$.

Для идентификации структуры модели пневмогасителя зависимость $Q_3(f)$ была пересчитана в амплитудную частотную характеристику (АЧХ) гасителя от перемещения к силе:

$$A_3(f) = \frac{Q_3(f)}{Z_0}, \quad (5)$$

где Z_0 - амплитуда входного возмущения $Z(t)$;

f - частота входного возмущения, Гц.

На рисунках 4-5-6 показаны графики АЧХ и ФЧХ. для разных величин диаметра дроссельного отверстия d , зарядного давления воздуха P_0 и амплитуды входного возмущения можно считать, что графики $A_3(f)$ и $\varphi_3(f)$, полученные при разных значениях Z_0 , практически совпадают, а расхождения между ними объясняются, по-видимому, некоторой слабой зависимостью этих характеристик от Z_0 . Практическое совпадение графиков $A_3(f)$ и $\varphi_3(f)$ при разных величинах Z_0 свидетельствуют о том, что модель гасителя близка к линейной.

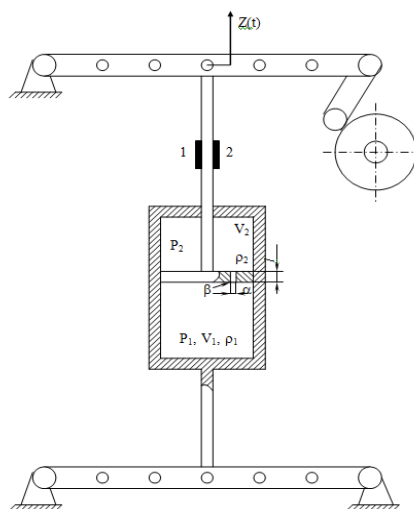


Рисунок 4

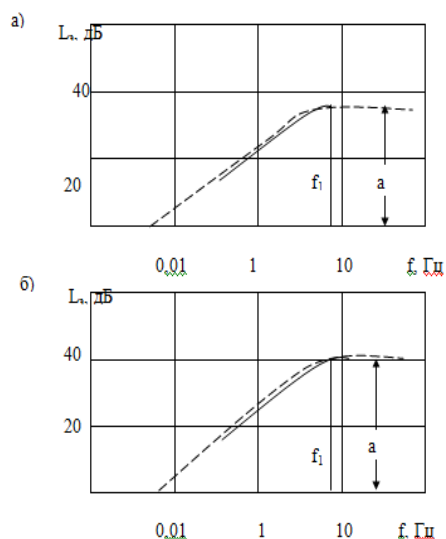


Рисунок 5

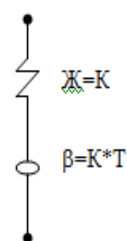


Рисунок 6

Схема установки пневматического гасителя колебаний на вибростенде.

Для выбора структуры модели гасителя по усредненной зависимости $A_3(f)$ были построены $L_3(f)$ - логарифмические амплитудные частотные характеристики (ЛАЧХ), широко применяемые, а теории автоматического управления:

$$L_3(f) = 20 \lg A_3(f), \text{ дБ} \quad (6)$$

Для примера в таблице приведены $L_3(f)$, построенные для $P_0=0,6\text{МПа}$ и $0,8\text{МПа}$ и $d = 5\text{мм}$. Такой вид ЛАЧХ близко соответствует динамическому звену с частотной характеристикой

$$W(j2\pi f) = \frac{jK2\pi fT}{1 + j2\pi fT} \quad (7)$$

для которого

$$A(2\pi f) = \frac{K2\pi fT}{\sqrt{1 + (2\pi f)^2 T^2}}, \quad (8)$$

$$\varphi(2\pi f) = 90^\circ - \arctg(2\pi fT)$$

где $T = \frac{1}{2\pi f_1}$, $K = A \lg \frac{a}{20}$.

($A \lg(\bullet)$ означает антилогарифм соответствующего числа).

Электрический аналог такого звена [4], а механическим аналогом является последовательное включение пружин жесткостью K с гидравлический гасителем, имеющим коэффициент затухания $\beta=KT$. Динамическая жесткость такой схемы замещения будет иметь вид:

$$\mathcal{K}(j\omega) = \frac{K}{1 + \frac{K}{j\omega\beta}} \quad (9)$$

В числителе дробных значений, приведенных в таблице.1, указаны величины, полученные при идентификации параметров пневмогасителя, а в знаменателе - величины, полученные по методике.

Таблица 1 - Значения параметров пневмогасителя

Величина зарядного давления и диаметра дроссельного отверстия		Значения параметров			
P_0 , МПа	d , м	K , кН/м	T , с	β , кНс/м	f_1 , Гц
0,6	0,004	689/734	0,0690/0,0594	47,5/43,6	2,30/2,68
	0,005	785/734	0,0339/0,0286	26,6/21,0	4,69/5,56
0,8	0,004	981/943	0,0503/0,0462	49,3/43,6	3,16/3,44
	0,005	1050/943	0,0234/0,0223	24,6/21,0	6,80/7,14

Обсуждение.

Полученные результаты были использованы при анализе экспериментального исследования работы пневматического гасителя в динамической системе с одной степенью свободы. Эти результаты в виде экспериментальной амплитудной частотной характеристики $A_3(f) = \varphi_{02}/\varphi_{01}$, где φ_{01} и φ_{02} - амплитуды, соответственно, возмущения и угловых колебаний балансира с прикрепленной к нему массой m . График теоретической АЧХ $A_m(f)$. Зависимость $A_T(f)$ была получена из уравнения колебаний балансира на пружине с жесткостью $\mathcal{K}=800$ кН/м и пневматическом гасителе колебаний с параметрами $K=785$ кН/м и $T=0,0339$ с, что соответствует $P_0=0,6$ МПа и $d=5$ мм.

Заключение.

Предложенная методика определения динамической жесткости пневматического гасителя колебаний на основе идентификации структуры и параметров динамической модели по экспериментальным частотным характеристикам позволила разработать схему замещения пневмогасителя. Проверка свойств динамической жесткости пневмогасителя по экспериментальным данным показала качественное и количественное совпадение ее результатов с теоретическими расчетами.

1. Задачу выбора оптимальных параметров рессорного подвешивания электровозов целесообразно решать на основе однокритериальной оптимизации методом скользящего допуска, используя в качестве целевой функции среднее число положительных выбросов в единицу времени за четырехмерную область допустимых состояний. При необходимости нахождения глобального оптимума следует применять алгоритм многокритериальной оптимизации с использованием в качестве пробных точек точки ЛП_т - последовательности с последующим ранжированием паретовских решений по критерию суммарных допустимых потерь.

2. Путем изменения параметров пневматических гасителей колебаний в центральном и буксовом подвешивании в допустимых с конструктивной точки зрения пределах можно создать оптимальную систему с показателями динамических качеств, близкими к значениям в системе с гидравлическими гасителями колебаний.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Евланов Л.Г., Константинов В.М. Системы со случайными параметрами – М.: Наука, 1976. – 567 с.
- [2] Табакоман И.М. Влияние разброса параметров механической части и характеристик возмущения на показатели динамических качеств электропоездов: Дис...к.т.н. – М., 1984, – 155 с.
- [3] Испытания электровозов. Электровоз ВЛ85. Комплексные динамические и по воздействию на путь: Отчет о НИР (заключ.)//ВНИИЖТ; Руководитель Г.И. Матусовский. – 05.30.81.83.84.85.1.4а; № Г,Р, 01830019245; Инв. № 02840058869, - М., 1984 – 88 с.
- [4] Теория автоматического управления//А.В. Нетушил и др. – М.: Высшая школа, 1976 – с.252
- [5] Механическая часть тягового подвижного состава//И.В. Бирюков. – М.: Транспорт, 1992-с.68.

Сейдулла Абдуллаев, т.ғ.д., профессор, Satbayev University, Алматы, Қазақстан, Seidulla@mail.ru

Абдиқарим Қаражанов, т.ғ.к., доцент, Л.Н. Гумилев атындағы Еуразия ұлттық университеті, Астана, Қазақстан, akarazhanov@mail.ru

Бақытжамал Дүйсембаева, докторант, Л.Н. Гумилев атындағы Еуразия ұлттық университеті, Астана, Қазақстан e-mail: sharipovna27@mail.ru

Ерлан Аскенов, докторант, Satbayev University, Алматы, Қазақстан, erlan.askenov@gmail.com

Құрманғазы Сарсанбеков, аға оқытушы, Satbayev University, Алматы, Қазақстан, s59@mail.ru

ВИБРОҚОРҒАУ ФУНКЦИЯСЫН СЕРІППЕЛІ ІЛУ АРҚЫЛЫ ОРЫНДАУ СЕНІМДІЛІГІ ТУРАЛЫ ТҮСІНІК

Аңдатпа. Сенімділік теориясының әдістері негізінде көрсетілген серіппелі суспензияның жұмыс істеу ықтималдығын бағалауға болады. Тозу немесе қартаю салдарынан жұмыс кезінде көктемгі суспензия параметрлері, әдетте, баяу өзгереді. Бұл ретте экипаждың кездейсоқ тербелістерінің (15— 20 мин) статистикалық сипаттамаларын есептеу кезінде қанағаттанарлық дәлдікті қамтамасыз ету үшін қажетті уақыт ішінде көктемгі суспензияның параметрлері іс жүзінде өзгермейді. Осылайша, экипаждың динамикалық сапа көрсеткіштері тек серіппелі суспензия параметрлерінің кездейсоқ мәндеріне тәуелді деп санауға болады, ал осы параметрлердің статистикалық сипаттамалары Жұмыс кезінде өзгеруі мүмкін. Бұл болжам әр жұмыс мәні үшін компьютердің статистикалық сипаттамаларын есептеуге, содан кейін виб-қорғаныс функцияларын серіппелі тоқтата тұру арқылы қиындықсыз орындау ықтималдығын анықтауға мүмкіндік береді.

Түйінді сөздер. Жылжымалы құрам, серіппелі ілу элементтерінің модельдері.

Seidulla Abdullayev, doctor of technical sciences, professor, Satbayev University, Almaty, Kazakhstan, Seidulla@mail.ru

Abdikarim Karazhanov, candidate of technical sciences, docent, L.N.Gumilyov Eurasian National University, Astana, Kazakhstan, akarazhanov@mail.ru

Bakytzhamal Duisembayeva, doctoral student, L.N.Gumilyov Eurasian National University, Astana, Kazakhstan, sharipovna27@mail.ru

Yerlan Askenov, doctoral student, Satbayev University, Almaty, Kazakhstan, erlan.askenov@gmail.com

Kurmangazy Sarsanbekov, senior lecturer, Satbayev University, Almaty, Kazakhstan, s59@mail.ru

THE CONCEPT OF RELIABILITY OF PERFORMING SPRING SUSPENSION VIBRATION PROTECTION FUNCTION

Abstract. It is possible to estimate the probability of failure-free operation of the spring suspension in the specified one on the basis of the methods of reliability theory. The parameters of spring suspension in operation due to wear or aging change, as a rule, quite slowly. At the same time, during the time required to ensure satisfactory accuracy in calculating the statistical characteristics of random fluctuations of the crew (15-20 minutes), the parameters of the spring suspension practically do not change. Thus, it can be assumed that the indicators of the dynamic qualities of the crew depend only on the random values of the parameters of the spring suspension, and the statistical characteristics of these parameters can change with time. This assumption makes it possible to calculate the statistical characteristics of the PC for each operating time value and then determine the probability of failure-free performance of vibration-protective functions by spring suspension.

Keywords. Railway track, rolling stock, models of spring suspension elements.
