

- <http://www.intechopen.com/books/water-stress/use-of-finiteelement-method-to-determine-the-influence-of-land-vehicles-traffic-on-artificial-soil> (дата обращения: 23.01.2015 г.).
8. Шарипов В.М., Арустамов Л.Х., Городецкий К.И. и др. Тракторы. Конструкция/ Под общ. ред. В.М. Шарипова. – М.: Машиностроение, 2012. – 790 с.
 9. Трактор [Текст]: пат. RU 2340504 С1, МПК: В62D 49/08, А01В 49/00 Гребнев В. П., Панин В. И., Ворохобин А. В., Токмаков Д. А., патентообладатель: Федеральное государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования "Воронежский государственный аграрный университет имени К.Д. Глинки" (ФГОУ ВПО ВГАУ им. К.Д. Глинки). - № 2007119687/11, заявл. 28.05.2007; опубл. 10.12. 2008.
 10. Сельскохозяйственный колесный трактор [Текст]: пат. RU 2162625 С2, МПК: 7А01В 63/11, В62D 63/02 Ксеневиц И. П., Флеер Д. Е., патентообладатель: Ксеневиц Иван Павлович. - № 99103847/13, заявл. 17.02.1999; опубл. 10.02.2001, Бюл. № 4.
 11. Improvements in and relating to load transfer member [Текст]: пат. WO 2014/200360 А1, МПК: А01 В63/11, А01 В61/02, В60D 1/14, В60D 1/24, Kalvin Jit Singh. - № PCT/NZ2014/000109, заявл. 09.06.2014 г., опубл. 18.12.2014, Art. 21(3).
 12. Apparatus for transferring load [Текст]: пат. US 2012/0205893 А1, МПК: В60D 1/24, В60D 1/44, В60D 1/14, Kalvin Jit Singh. - № PCT/NZ2010/000167, заявл. 26.08.2010 г., опубл. 16.08.2012.
 13. Способ улучшения тягово-сцепных показателей машинно-тракторного агрегата с навесным почвообрабатывающим орудием [Текст]: пат. RU 2485743 С1, МПК: А01В 63/00 Шарипов В.М., Городецкий К.И., патентообладатель: Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования "Московский государственный машиностроительный университет (МАМИ)". - № 2011153567/13, заявл. 28.12.2011, опубл. 27.06.2013.

Оптимальное управление техническим риском при проектировании гидропривода грузоподъемных машин

д.т.н. проф. Лагерев А.В., Лагерева Е.А.
Брянский государственный университет им. акад. И.Г.Петровского
8 (4832) 64-81-17, bsu-avl@yandex.ru

Аннотация. Сформулирована и решена задача условной нелинейной технико-экономической оптимизации обеспечения допустимого технического риска при эксплуатации гидропривода грузоподъемных машин на основе оптимального выбора на этапе проектирования необходимого уровня надежности отдельных гидроустройств.

Ключевые слова: риск, управление риском, оптимизация, гидропривод, машина грузоподъемная, гидроустройство, стоимость, вероятность

Фундаментальные и прикладные аспекты проблемы активного управления различными видами риска, проявляющегося в различных сферах производственной деятельности человека, занимают значительное место в современных научных исследованиях [1, 2]. Важное значение имеет риск-анализ работы подъемно-транспортной техники и как элемента сложных транспортно-технологических и погрузочно-разгрузочных систем, и как самостоятельных единиц оборудования в рамках функционирования опасных производственных объектов. К настоящему времени выполнено значительное число исследований в области риск-анализа и управления риском применительно к грузоподъемным машинам, касающихся широкого спектра вопросов их работы в целом и работы основных металлоконструкций, механизмов и систем, в частности [3–5].

Одним из возможных путей повышения безопасности и экономичности при работе грузоподъемных машин является увеличение показателей технического риска гидроприводов их механизмов движения. На этапе проектирования такое управление величиной риска в опре-

деленных пределах можно организовать за счет целенаправленного выбора необходимого уровня надежности отдельных гидроустройств, обеспечивающего заданную разработчиком величину допустимого технического риска.

Применительно к гидроприводу грузоподъемных машин под техническим риском R_{hd} будем понимать количественную меру сочетания вероятности нарушения его работы Q_{hd} и связанного с этим нарушением экономического ущерба в стоимостном выражении W_{hd} от внепланового простоя грузоподъемной машины и обслуживаемого ею технологического оборудования W_{ed} , недополучения продукции или услуг W_{dp} , проведения внеплановых ремонтных работ W_{rc} и замены отказавших гидромашин и гидроустройств W_{ch} . Учитывая, что нарушение работы силовых насосных гидроприводов подъемно-транспортного оборудования может вызываться независимыми отказами гидроустройств и гидролиний, число которых в конструкции достаточно велико, а также рабочей жидкости [6], то в соответствии с [1] величину технического риска R_{hd} можно выразить соотношением:

$$R_{hd} = Q_{hd} W_{hd} = P_{hd} (W_{ed} + W_{dp} + W_{rc} + W_{ch})$$

или

$$R_{hd} = \sum_{n=1}^{n=N} r_n = \sum_{n=1}^{n=N} P_n w_n = w_0 \sum_{n=1}^{n=N} P_n k_n, \quad (1)$$

где: $N = N_{hd} + N_{hp} + 1$ – количество структурных элементов гидропривода, отказ которых способен вызвать нарушение работы гидропривода в целом; N_{hd} – число гидромашин и гидроустройств; N_{hp} – число гидролиний; r_n , P_n , w_n – технический риск, вероятность отказа и экономический ущерб от отказа n -го структурного элемента гидропривода (с учетом рабочей жидкости) соответственно; w_0 – экономический ущерб от отказа наиболее ответственного элемента, например, гидронасоса или гидродвигателя; $k_n = w_n / w_0$ – коэффициент относительной значимости ущерба от отказа n -го элемента по сравнению с отказом наиболее ответственного элемента гидропривода.

Экономический ущерб от отказов различных элементов гидропривода может быть существенно неодинаковым, что связано с различной длительностью нарушения работы гидропривода и обслуживаемого технологического оборудования, различной сложностью ремонта и стоимостью отказавших элементов:

$$w_n = (w_{ed} + w_{dp}) \Delta \tau_n + w_{rc,n} + w_{ch,n}, \quad (2)$$

где: w_{ed} , w_{dp} – экономический ущерб в стоимостном выражении от внепланового простоя грузоподъемной машины и обслуживаемого ею технологического оборудования, недополучения продукции или услуг в единицу времени (например, за 1 мин или 1 ч); $\Delta \tau_n$ – продолжительность внепланового простоя грузоподъемной машины из-за отказа n -го элемента; $w_{rc,n}$, $w_{ch,n}$ – стоимость ремонтных работ и самого отказавшего n -го элемента.

В сочетании с неодинаковой вероятностью отказа отдельных структурных элементов гидропривода значения связанных с ними технических рисков r_n оказываются существенно неодинаковыми, а сами элементы вносят различный вклад в величину технического риска гидропривода в целом R_{hd} и в силу этого представляют различный интерес с точки зрения рационального управления его величиной.

Величина R_{hd} переменна в течение срока эксплуатации грузоподъемной машины в связи с тем, что вероятности отказа отдельных элементов гидропривода являются функциями времени эксплуатации [7, 8] и, таким образом:

$$Q_{hd} = \sum_{n=1}^{n=N} P_n(\tau) = Q_{hd}(\tau) \text{ и } R_{hd} = \sum_{n=1}^{n=N} r_n(\tau) = \sum_{n=1}^{n=N} P_n(\tau)w_n = R_{hd}(\tau).$$

На этапе проектирования гидропривода грузоподъемной машины величины w_n могут быть рассчитаны по зависимости (2) путем калькуляции затрат, а для оценки $Q_{hd}(\tau)$ целесообразно использовать предложенную в [7] методику прогнозирования кинетики показателей надежности гидроприводов подъемно-транспортной техники на основе имитационного моделирования потока отказов элементов и реализующий ее программный комплекс «Кинетика надежности гидропривода» [9].

В процессе эксплуатации в произвольный момент времени гидропривод может находиться в одном из следующих возможных состояний:

- одном работоспособном состоянии S_0 , которое характеризуется нахождением всех элементов в работоспособном состоянии и соответствием свойств рабочей жидкости требованиям эксплуатационной документации;
- одном из нескольких неработоспособных состояний $S_1, S_2, \dots, S_m, \dots, S_M$, каждое из которых характеризуется нахождением соответствующего n -го элемента гидропривода в неработоспособном состоянии при работоспособном состоянии всех остальных.

Вероятности нахождения гидропривода в произвольный момент времени эксплуатации τ во всех возможных состояниях $S_0, S_1, \dots, S_m, \dots, S_M$, т.е. входящие в зависимость (2) вероятности отказов отдельных элементов гидропривода $P_1, \dots, P_n, \dots, P_N$ могут быть определены с помощью системы уравнений Колмогорова, представляющей собой систему обыкновенных дифференциальных уравнений I порядка вида:

$$\begin{pmatrix} \frac{dP_0}{d\tau} \\ \frac{dP_1}{d\tau} \\ \frac{dP_2}{d\tau} \\ \dots \\ \frac{dP_n}{d\tau} \\ \dots \\ \frac{dP_{N-1}}{d\tau} \\ \frac{dP_N}{d\tau} \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} -\sum_{n=1}^{n=N} \lambda_n & \mu_1 & \mu_2 & \dots & \mu_n & \dots & \mu_{N-1} & \mu_N \\ \lambda_1 & -\mu_1 & 0 & \dots & 0 & \dots & 0 & 0 \\ \lambda_2 & 0 & -\mu_2 & \dots & 0 & \dots & 0 & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ \lambda_n & 0 & 0 & \dots & -\mu_n & \dots & 0 & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ \lambda_{N-1} & 0 & 0 & \dots & 0 & \dots & -\mu_{N-1} & 0 \\ \lambda_N & 0 & 0 & \dots & 0 & \dots & 0 & -\mu_N \end{bmatrix} \cdot \begin{pmatrix} P_0 \\ P_1 \\ P_2 \\ \dots \\ P_n \\ \dots \\ P_{N-1} \\ P_N \end{pmatrix} \quad (3)$$

с вектором начальных условий

$$\begin{pmatrix} P_0(\tau = \tau_0) \\ P_1(\tau = \tau_0) \\ \dots \\ P_n(\tau = \tau_0) \\ \dots \\ P_{N-1}(\tau = \tau_0) \\ P_N(\tau = \tau_0) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 \\ 0 \\ \dots \\ 0 \\ \dots \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}, \quad (4)$$

где: P_0 – вероятность безотказной работы гидропривода; λ_n, μ_n – интенсивности отказов и восстановления n -го элемента гидропривода соответственно; τ_0 – начальный момент времени ввода грузоподъемной машины в эксплуатацию.

Тогда вероятность нарушения работы гидропривода в произвольный момент времени

составит:

$$Q_{hd}(\tau) = \sum_{n=1}^{n=N} P_n(\tau) = 1 - P_0(\tau). \quad (5)$$

Численный анализ поведения во времени величины Q_{hd} и ее отдельных составляющих $P_n(\tau)$ показал, что с течением времени они изменяются нелинейно, возрастая по приблизительно экспоненциальному закону вида:

$$Q_{hd}, P_n \sim 1 - \exp[\omega(\tau - \tau_0)],$$

где: ω – постоянная во времени скорость изменения соответствующей вероятности.

Проведение плановых предупредительных ремонтов и технических обслуживаний гидропривода искажает характер изменения вероятностей $P_n(\tau)$ и Q_{hd} , моделируемый на основании зависимостей (3) – (5). Это связано с тем, что выполняемая в моменты времени $\tau_{r,k}$ ($k \in [1; K]$, где K - число планово-предупредительных ремонтов и технических обслуживаний гидропривода в течение срока службы грузоподъемной машины) плановая замена или восстановление гидроустройств и рабочей жидкости и контроль гидролиний приводит к скачкообразному уменьшению вероятностей $P_n(\tau)$ и Q_{hd} , так как:

$$P_n(\tau_{r,k} + 0) \leq P_n(\tau_{r,k} - 0), \quad k \in [1; K], n \in [1; N] \text{ и } Q_{hd}(\tau_{r,k} + 0) \leq Q_{hd}(\tau_{r,k} - 0).$$

Поэтому с момента времени $\tau_{r,k}$ интегрирование системы дифференциальных уравнений (3) должно осуществляться при новом векторе начальных условий, принимающем следующий вид:

$$\begin{pmatrix} P_0(\tau_{r,k} + 0) \\ P_1(\tau_{r,k} + 0) \\ \dots \\ P_n(\tau_{r,k} + 0) \\ \dots \\ P_N(\tau_{r,k} + 0) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} P_0(\tau_{r,k}) + \sum_{i=1}^{i=m_{r,k}} P_i(\tau_{r,k}) \\ P_1(\tau_{r,k}) \\ \dots \\ 0 \\ \dots \\ P_N(\tau_{r,k}) \end{pmatrix},$$

где: $m_{r,k}$ – число элементов гидропривода, планово восстановленных или замененных в момент времени эксплуатации подъемно-транспортной машины $\tau_{r,k}$.

Как следствие, график изменения во времени величины технического риска R_{hd} также имеет скачкообразный вид: в моменты ремонтов и обслуживаний $\tau_{r,k}$ она снижается с $R_{hd}(\tau_{r,k} - 0)$ до $R_{hd}(\tau_{r,k} + 0)$, а в период между ремонтами возрастает до $R_{hd}(\tau_{r,k+1} - 0)$. В качестве примера, на рис. 1 показан график $R_{hd}(\tau)$ для гидропривода трехзвенного краноманипулятора на базе энергетической машины АСТ-4-А для сварки магистральных трубопроводов в течение одного ремонтного периода T_s . График построен по данным расчета кинетики показателей надежности гидропривода [8] с помощью программного комплекса [9].

Подобный график $R_{hd}(\tau)$, построенный на этапе проектирования гидропривода грузоподъемной машины, может служить основой для проведения его риск-анализа. При этом возможна ситуация, когда на некоторых временных интервалах работы гидропривода величина технического риска будет превышать величину допустимого риска (рисунок 1):

$$R_{hd} > [R_{hd}], \quad (6)$$

что будет являться основанием для реализации проектно-конструкторских мероприятий по управлению риском, т.е. снижению его величины $R_{hd}(\tau)$ в течение всего срока службы грузоподъемной машины, как минимум, до допустимого значения $[R_{hd}]$.

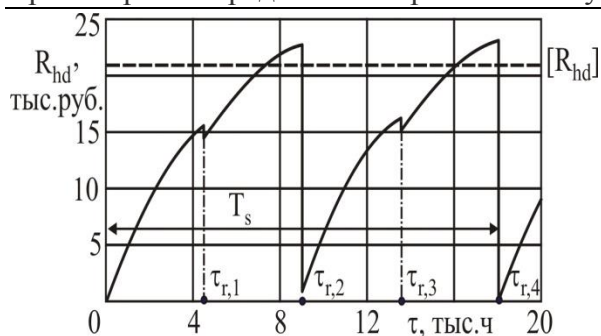


Рисунок 1. Изменение величины технического риска при эксплуатации гидропривода

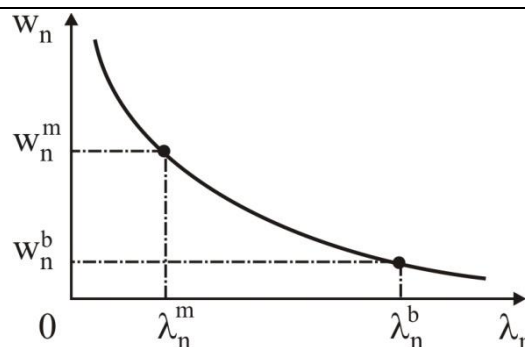


Рисунок 2. Связь между уровнем надежности элемента гидропривода и величиной экономического ущерба его отказа

Это возможно сделать путем замены ранее выбранных проектировщиком типов одноименных гидроустройств на другие, обладающие повышенным уровнем надежности. Такая замена целесообразна не для всей номенклатуры используемых гидроустройств, а только для тех, которые являются наиболее значимыми с точки зрения их вклада в величину технического риска гидропривода в целом R_{hd} – гидромашин, электрогидродинамических усилителей, многопозиционных гидрораспределителей и т.п., т.е. имеющих наиболее высокие значения коэффициента относительной значимости ущерба k_n . Как правило, такая замена связана с повышением для заменяемого n -го структурного элемента величины экономического ущерба от его отказа с исходного (базового) значения w_n^b до нового w_n^m , т.к. с повышением уровня надежности стоимость самих гидроустройств и их ремонта также повышается (рисунок 2). Количественно повышение уровня надежности выражается снижением интенсивности отказов n -го элемента с исходного значения λ_n^b до нового λ_n^m .

График $w_n \sim \lambda_n$ удобно аппроксимировать степенной зависимостью $w_n = a_n (\lambda_n^b / \lambda_n)^{b_n}$, в которой эмпирические коэффициенты a_n и b_n для каждого наименования гидроустройств определяются по экспериментальным данным о соотношении «стоимость – интенсивность отказа». При наличии таких данных для нескольких типов одноименного гидроустройства они определяются с помощью метода наименьших квадратов, при наличии данных для двух типов – по зависимостям:

$$b_n = \frac{\ln(w_{n,1} / w_{n,2})}{\ln(\lambda_{n,2} / \lambda_{n,1})}; \quad a_n = \sqrt{w_{n,1} w_{n,2} \left[\frac{\lambda_{n,1} \lambda_{n,2}}{(\lambda_n^b)^2} \right]^{b_n}},$$

где: $w_{n,i}$, $\lambda_{n,i}$ – экономический ущерб от отказа и интенсивность отказа n -го элемента i -го типа соответственно.

Условием достижения цели управления техническим риском работы гидропривода будет соблюдение в течение всего срока службы грузоподъемной машины (или в течение одного ремонтного цикла T_s) соотношения:

$$\sum_{i=1}^{i=I} P_i^b(\tau) w_i^b + \sum_{j=1}^{j=J} P_j^m(\tau) w_j^m \leq [R_{hd}], \quad (7)$$

где: J , I – число элементов гидропривода, тип которых подлежит замене, и элементов, тип которых не изменяется, причем ($J + I = N$);

P_i^b – вероятность отказа i -го незаменимого элемента гидропривода, рассчитанная для значения интенсивности отказов λ_i^b ;

P_j^m – вероятность отказа j -го заменяемого элемента гидропривода, рассчитанная для значения интенсивности отказов λ_j^m .

Из взаимного анализа формул (6) и (7) следует, что рассматриваемый подход к управлению техническим риском работы гидропривода может быть реализован только в том случае, если оказывается справедливым неравенство:

$$\sum_{j=1}^{j=J} P_j^b(\tau) w_j^b > \sum_{j=1}^{j=J} P_j^m(\tau) w_j^m,$$

т.е. в качестве элементов гидропривода, тип которых подлежит замене, необходимо использовать те элементы, для которых:

$$r_j^b = P_j^b(\tau) w_j^b > r_j^m = P_j^m(\tau) w_j^m.$$

Существует множество таких сочетаний $\Delta\lambda_j = \lambda_j^b - \lambda_j^m$ ($j \in [1; J \leq N]$), которые обеспечивают выполнение условия (7). Однако стоимостные затраты, которые необходимо понести для реализации того или иного сочетания $\Delta\lambda_j$, различны. Очевидно, из всех возможных сочетаний $\Delta\lambda_j$ наиболее экономически целесообразным будет такое сочетание $\Delta\lambda_j^{opt}$, которое обеспечивает минимальную стоимость мероприятия по управлению величиной технического риска работы гидропривода.

Оптимальное сочетание $\Delta\lambda_j^{opt}$ может быть найдено в ходе решения задачи технико-экономической условной нелинейной оптимизации целевой функции вида:

$$C(\{x\}, \tau) = \sum_{j=1}^{j=J} a_j \left(\frac{\lambda_j^b}{\lambda_j^b - x_j} \right)^{b_j} \rightarrow \min \quad (8)$$

при следующих ограничениях в форме неравенств:

$$x_j \geq 0, \quad j \in [1; J]; \quad (9)$$

$$P_j^b(\tau) - P_j^m(\tau, \{x\}) \geq 0, \quad j \in [1; J], \quad \tau \in [0; T_s]; \quad (10)$$

$$[R_{hd}] - \sum_{i=1}^{i=I} P_i^b(\tau, \lambda_i^b) w_i^b - \sum_{j=1}^{j=J} P_j^m(\tau, \{x\}) a_j \left(\frac{\lambda_j^b}{\lambda_j^b - x_j} \right)^{b_j} \geq 0, \quad j \in [1; J], \quad \tau \in [0; T_s], \quad (11)$$

где: $\{x\}^T = \{x_1 \ x_2 \ \dots \ x_j \ \dots \ x_J\} = \{\Delta\lambda_1 \ \Delta\lambda_2 \ \dots \ \Delta\lambda_j \ \dots \ \Delta\lambda_J\}$ – вектор неизвестных оптимизации.

Для нахождения оптимального вектора $\{x\}^{opt} = \{\Delta\lambda_1^{opt} \ \dots \ \Delta\lambda_j^{opt} \ \dots \ \Delta\lambda_J^{opt}\}$, минимизирующего целевую функцию (8) при ограничениях (9) - (11), целесообразно использовать один из прямых методов оптимизации [10].

Технология реализации и границы применимости предложенного подхода к управлению техническим риском на этапе проектирования гидропривода грузоподъемных машин были рассмотрены на примере решения задачи обеспечения требуемого уровня допустимого риска при работе гидропривода трехзвенного крана-манипулятора на базе энергетической машины АСТ-4-А для сварки магистральных трубопроводов [8]. Расчеты показали, что предложенный подход может быть реализован, если необходимо обеспечить величину допустимого риска в пределах $[R_{hd}] \geq 19,5$ тыс. руб. Обеспечение более низких значений $[R_{hd}]$ требует применения дополнительных конструкторско-технологических мер.

Литература

1. Вишняков, Я.Д. Общая теория рисков / Я.Д. Вишняков, Н.Н. Радаев. – М.: Академия, 2008.
2. Хохлов, В.Н. Управление риском / В.Н. Хохлов. – М.: 1999. – 195 с.
3. Котельников, В.С. Диагностика и риск-анализ металлических конструкций грузоподъемных кранов / В.С. Котельников, А.А. Короткий, А.Н. Павленко, И.И. Еремин. – Новочеркасск: ЮРГТУ, 2006. – 315 с.
4. Анцев, В.Ю. Автоматизация расчета рисков возникновения отказов грузоподъемных кранов / В.Ю. Анцев, А.С. Толоконников, А.Д. Горынин // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. – 2015. – № 3(25). – С. 105-110.

- ственного университета. Технические науки. – 2013. - № 7-1.
5. Свиридов, Д.Ю. Расчет риска столкновения башенного крана / Д.Ю. Свиридов, А.В. Вершинский, А.Н. Шубин // Механизация строительства. – 2014. - № 5. – С. 30-33.
 6. Лагерев, А.В. Проектирование насосных гидроприводов подъемно-транспортной техники / А.В. Лагерев. - Брянск: БГТУ, 2006.- 232 с.
 7. Лагерев, А.В. Прогнозирование кинетики показателей надежности гидроприводов подъемно-транспортной техники на основе имитационного моделирования потока отказов элементов / А.В. Лагерев, В.И. Аверченков, Е.А. Лагерева // Вестник Брянского государственного технического университета. - 2012. - № 2. - С. 8-16.
 8. Лагерев, А.В. Вероятностная оценка надежности гидропривода кранов-манипуляторов путем имитационного моделирования потока отказов элементов / А.В. Лагерев, Е.А. Лагерева, И.А. Лагерев // Приводы и компоненты машин. - 2012. - № 2-3. - С. 2-5.
 9. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2012616747. Программный комплекс «Кинетика надежности гидропривода» / А.В.Лагерев, Е.А.Лагерева. - Зарегистрир. в Реестре программ для ЭВМ 27.07.12.
 10. Лагерев, И.А. Оптимальное проектирование подъемно-транспортных машин / И.А. Лагерев, А.В. Лагерев. – Брянск: БГТУ, 2013. – 228 с.

Метод повышения достоверности стендовых испытаний трансмиссий

д.т.н. проф. Ляшенко М.В., д.т.н. проф. Шеховцов В.В., к.т.н. доц. Соколов-Добрев Н.С.
ФГБОУ ВПО «Волгоградский государственный технический университет»
8(8442) 24-81-16, shehovtsov@vstu.ru

Аннотация. В статье рассмотрен метод приближения к эксплуатационным условиям нагружения трансмиссии трактора на испытательном стенде при воспроизведении динамических нагрузочных режимов.

Ключевые слова: *стендовые испытания трансмиссий, крутильные колебания, спектр собственных частот, достоверность испытаний*

1. Введение

Показатели работоспособности и долговечности трансмиссий тракторов определяются как в результате полевых испытаний, так и испытаний на стендах. Чтобы результаты испытаний были достоверными, их режимы должны соответствовать режимам эксплуатационной нагруженности трансмиссий [1, 2, 3, 4, 5, 6, 7]. Однако в общем случае состав трансмиссий трактора и стенда, а также упруго-инерционные параметры их элементов существенно различны [1, 2, 8, 9, 12, 13]. Так, в состав стендов обычно не включают ходовую систему, подвеску и ряд других узлов; стенды также обычно имеют электрический привод. В эксплуатации на динамическую нагруженность трансмиссии трактора оказывает влияние совместная работа каждого из ее узлов, имеющего прямое или косвенное влияние на прохождение через нее силового потока [3, 4, 5, 7]. При стендовых же испытаниях на эту нагруженность оказывает влияние совместная работа испытываемой трансмиссии с узлами стенда, имеющими иные упруго-инерционные характеристики [1, 3, 8, 9, 14]. Вследствие этого результаты испытаний в ряде случаев оказываются не отвечающими результатам эксплуатации [1, 2, 8, 9, 13].

На динамическую нагруженность трансмиссии существенное влияние оказывают крутильные колебания в валопроводе, приводящие в эксплуатации к постоянному нарушению законов движения деталей [2, 3, 4, 7], а при испытаниях – к искажению режима испытаний. Характер крутильных колебаний [1, 2, 8, 13] в трансмиссиях трактора и стенда обычно бывает значительно разным.

Амплитуды крутильных колебаний масс трансмиссии вдали от резонанса обычно незначительны и не оказывают заметного влияния на нагруженность деталей [1, 2, 14]. Наибольшая нагруженность имеет место на резонансных и околорезонансных режимах, на которых накапливается основная часть усталостных повреждений деталей [9, 14]. Следова-