

Подставляя в (2) известное выражение для кинетической энергии T , осуществляя необходимые преобразования и учитывая, что обобщенная сила $Q(S)$ равна разности между движущей силой $F_{дв}$ на штоке гидроцилиндра и приведенной к нему со стороны секции нагрузкой $F_{пр}(S)$, получим

$$m S \cdot \frac{d^2 S}{dt^2} + \frac{1}{2} \cdot \frac{dm S}{dS} \cdot \left(\frac{dS}{dt} \right)^2 = F_{дв} - F_{пр} S . \quad (3)$$

Из-за присутствия в рабочей жидкости пузырьков нерастворенного воздуха считаем её сжимаемой. Кроме того, при формировании динамической схемы учитываются назначение МП и особенности работы ГП. Процесс подъема секции протекает за относительно короткое время и по характеру близок к адиабатическому. Поэтому температура, плотность, вязкость рабочей жидкости, а также количество нерастворенного в ней воздуха в процессе подъема принимаются постоянными. Также считается, что структурные элементы ГП: гидронасос (ГН), ГР и предохранительный клапан (ПК) работают безинерционно. В итоге получают функциональную математическую модель (ФММ) динамического анализа в виде системы нелинейных дифференциальных уравнений:

$$\begin{cases} \dot{p}_1 = \frac{E_{пр}}{V_0 + F_c S - S_0} \cdot Q_{ГН} - \frac{F_c \cdot E_{пр}}{V_0 + F_c S - S_0} \cdot \dot{S} \\ p_2 = p_1 - a_1 \cdot \ddot{S} + a_2 \cdot \dot{S} + a_3 \cdot S^2 - \Delta p_{др} \\ m(S) \cdot \ddot{S} + \frac{1}{2} \cdot m'(S) \cdot \dot{S}^2 = p_2 \cdot F_c - [F(S) + F_{тр}^{мп}(S)] \end{cases} ,$$

где F_c – площадь поршня ГЦ; \dot{p}_1 – скорость изменения давления у ГН; $Q_{ГН}$ – подача ГН; V_0 – начальный объем жидкости; $E_{пр}$ – приведенный модуль объемной упругости гидроцепи; p_2 – давление у ГЦ; a_1 – коэффициент, учитывающий инерцию жидкости; a_2 – коэффициент, учитывающий ламинарный характер течения жидкости; a_3 – коэффициент, учитывающий турбулентный характер течения жидкости и местные гидравлические сопротивления; $m(S)$, $m'(S)$ – соответственно приведенная масса и её производная по обобщенной координате; $F(S)$ – полезная нагрузка; $F_{тр}^{мп}(S)$ – сила трения.

В результате решения системы уравнений методом численного интегрирования определяется закон движения поршня ГЦ – $S(t) = f(S, \dot{S}, \ddot{S}, t)$ – и изменение давления у ГН – $p_1(t)$ и ГЦ – $p_2(t)$.

УДК 51-74, 656.2

МАТЕМАТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ ФОРМИРОВАНИЯ И ИДЕНТИФИКАЦИИ ФИЗИКО-МЕХАНИЧЕСКИХ ПОЛЕЙ В ПРИМЕНЕНИИ К ОЦЕНКЕ БЕЗОПАСНОСТИ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА

А. П. ПРУДКО

Днепровский национальный университет им. О. Гончара, Украина

Д. А. БОСЫЙ

*Днепровский национальный университет железнодорожного транспорта
им. акад. В. Лазаряна, Украина*

Создание любых сложных систем в современном мире обязательно проходит определенные этапы. Развитие технологического процесса обуславливает наиболее скорейшее продвижение сложных технических разработок от идеи до конечного продукта. Не являются исключением и технологически сложные в изготовлении и требовательные к безопасности при эксплуатации детали подвижного состава железных дорог.

Эволюция подвижного состава коррелирует с постоянным трендом увеличения его мощности, скорости движения, точности управления, универсальности. Особое требование предъявляется к соответствующему повышению уровня надежности и безопасности.

С развитием вычислительной техники напряженно-деформированное состояние механических деталей стало оцениваться широким разнообразием предлагаемых программных продуктов, которые представляют собой среды твердотельного моделирования. В основе большей части из них лежит метод конечных элементов. В отсутствие возможности полного описания сложной системы аналитическими уравнениями метод конечных элементов позволил с приемлемой для практической стороны точностью получать решение системы конечно-элементных уравнений широким набором методом численного интегрирования.

Более сложным с теоретической точки зрения является подход с применением непрерывных моделей формирования и идентификации физико-механических полей. Любой элемент механической конструкции практически любой сложности может быть представлен в виде пространственно-временной сущности, которая математически представляет собой описание физико-механического поля. Применение такого подхода значительно усложняет математическую модель и соответствующее время расчета с применением вычислительной техники. Но идентификация ответственных деталей подвижного состава в виде непрерывных математических моделей позволяет максимально точно учесть все технические требования при изготовлении и затем сопоставить полученные механо-прочностные характеристики с закладываемыми на этапе проектирования.

Неоспоримым преимуществом моделей на основе физико-механических полей является возможность включения в систему уравнений динамических возмущений, что позволяет оценивать механический ресурс и усталостно-прочностные характеристики механических частей.

С точки зрения дальнейшего развития и усовершенствования безопасности подвижного состава необходимо осваивать новые знания и получать новые средства проектирования и испытаний. Это позволит повысить качество, надежность и безопасность проектируемого подвижного состава. Новые средства должны включать расчет ресурса ответственных деталей подвижного состава, оценку их долговечности новейшими методами механики разрушения. При внедрении высокоскоростного подвижного состава возникает необходимость исследования характеристик сопротивления усталости материалов и сварных конструкций уже в гигацикловом порядке области циклического нагружения. Постоянное повышение требований к вопросам безопасной эксплуатации подвижного состава обуславливает разработку новых методов математического моделирования, применение разработки для расследования аварийных ситуаций, создание системы для управления техническим состоянием подвижного состава и рисками возникновения аварий и катастроф.

Таким образом, выбранные методы формирования математических моделей на основе физико-механических полей являются перспективным направлением исследования и соответствуют актуальным запросам современной практики проектирования и разработки подвижного состава.

УДК: 629.47

МОДЕЛЬ ВЫБОРА ДИАГНОСТИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ ЛОКОМОТИВОРЕМОНТНОГО ПРЕДПРИЯТИЯ

В. Г. ПУЗЫРЬ, Ю. Н. ДАЦУН, И. Г. КРАМЧАНИН, К. М. САРКИСЯН

Украинский государственный университет железнодорожного транспорта, г. Харьков

Безопасность движения на железнодорожном транспорте является ключевым принципом его работы. Техническое состояние подвижного состава оказывает существенное влияние на показатели безопасности железных дорог. Для поддержания технического состояния и эксплуатационной надежности подвижного состава применяют систему его технического обслуживания и ремонта (ТОР). Она включает в себя совокупность производственных площадей, технических средств, документации и персонала по ТОР подвижного состава [1]. Недостаточное финансирование ремонтной составляющей подвижного состава на протяжении многих лет привело к ситуации, когда большинство основного технологического оборудования и инструмента ремонтных производств морально и физически устарело. Это негативно сказывается на эффективности работы предприятий, снижает качество ТО и Р и в конечном итоге ухудшает надежность подвижного состава в эксплуатации.

В этих условиях особо актуальными становятся вопросы формирования программ технического перевооружения предприятий, выбора оптимального состава оборудования. Задача усложняется