

**СЕКЦИЯ А. ДИНАМИКА, ПРОЧНОСТЬ
И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН**

УДК 539.4+620.1

**КИНЕТИКА ПРОЦЕССОВ НАКОПЛЕНИЯ
ПОВРЕЖДЕНИЙ В КОНСТРУКЦИОННОМ МАТЕРИАЛЕ
ПРИ УПРУГОПЛАСТИЧЕСКОМ ДЕФОРМИРОВАНИИ****А. П. Грабовский***Национальный технический университет Украины
«Киевский политехнический институт»*

Эксплуатационные нагрузки при работе оборудования сопутствуют деформированию материала, что сопровождается накоплением рассеянных повреждений, которые инициируют изменение его структуры – образование разрывов в субмикромикрообъемах, выделение новых фаз, образование текстуры, физические и химические флуктуации и т. д. Необратимые изменения структуры большей или меньшей мерой осуществляются на разных стадиях деформирования и приводят к определенному изменению физико-механических свойств, связанных с поврежденностью материала. Кинетический аспект разрушения особенно ярко проявляется в условиях длительного статического и циклического нагружений. Стадия накопления рассеянных повреждений заканчивается зарождением одной или нескольких микротрещин в наиболее нагруженных зонах деталей. Эта стадия самая длительная во времени до разрушения (30–90 %). Прогнозирование длительности названной стадии является основной задачей при проектировании и при установке периодичности проведения регламентных и ремонтных работ конкретных деталей оборудования.

В работах Н. Н. Давиденкова и позже в работах Я. Б. Фридмана получила развитие теория разрушения путем отрыва и среза. В первом случае принимается, что нарушения сплошности материала осуществляется под действием максимальных нормальных напряжений, а во втором – под действием максимальных касательных напряжений. Использование названных двух механизмов разрушения разрешает на макроуровне адекватно описывать сложные процессы кинетики накопления повреждений в конструкционных материалах независимо от временных диапазонов термопластического нагружения.

В работе рассматриваются особенности кинетики накопления повреждений в деталях оборудования при упругопластическом осевом нагружении и сдвиге (кручении). Получены критерии кинетики накопления повреждений по изменению модулей упругости E и G , по остаточным относительным линейным деформациям – ε_i при осевом нагружении и остаточным угловым деформациям – γ_i при сдвиге (кручении). Предлагаются критерии оценки меры поврежденности материала деталей при наработке, являющиеся функциями, параметрически зависимыми от величины поврежденности и времени, которые дают возможность оценить ресурс работы оборудования при осевом нагружении, сдвиге (кручении) и сложном деформировании деталей и конструкций.

УДК 629.7.036.54-65

**ВЛИЯНИЕ ПОДВИЖНОСТИ ЖИДКОГО ТОПЛИВА В БАКАХ
НА УСТОЙЧИВОСТЬ ПРОЦЕССА ЗАКРУТКИ КОСМИЧЕСКОГО
АППАРАТА ОТНОСИТЕЛЬНО ПРОДОЛЬНОЙ ОСИ**

Г. Г. Ефименко, Н. В. Кривоносова

*Центральный научно-исследовательский институт машиностроения,
г. Королев, Россия*

Рассматривается режим закрутки космического аппарата (КА) относительно продольной оси с целью стабилизации ее относительно заданного направления. КА содержит баки с жидким топливом, ось симметрии которых смещена относительно оси вращения. Для описания нелинейного движения жидкого топлива в каждом из баков и оценки его влияния на движение КА используется приближенная математическая модель, в которой остатки жидкого топлива в каждом баке заменяются точечной массой m_i ($i = 1, 2, \dots, n$), совершающей движение внутри поверхности S_i , представляющей собой геометрическое место центров масс жидкости в i -м баке [1].

Предполагается, что поверхности S_i осесимметричны с осью симметрии OX , параллельной продольной оси КА.

Поверхности S_i описываются уравнениями

$$\frac{x^2}{a_i^2} + \frac{y^2 + z^2}{b_i^2} = 1, \quad i = 1, 2, \dots, n.$$

В общем случае при движении массы m_i по поверхности S_i действует нормальная сила реакции и сила вязкого трения (сопротивления), пропорциональная относительной тангенциальной скорости \vec{v}_{ii} точечной массы.

Для исследования влияния подвижности жидкости проведено математическое моделирование процесса закрутки КА относительно продольной оси. КА имеет четыре топливных бака сферической формы, центры которых расположены симметрично относительно продольной оси в плоскости, перпендикулярной этой оси.

Стабилизация продольной оси, а также закрутка относительно продольной оси до заданной угловой скорости и ее поддержание осуществляется системой управления с помощью управляющих двигателей.

На рис. 1, 2 изображены годографы, характеризующие угловое положение продольной оси объекта относительно программного положения (углы рыскания и тангажа). Годограф на рис. 1 соответствует варианту расчета с «замороженной» жидкостью (твердое тело) (спираль закручивается), годограф на рис. 2 – результатам математического моделирования процесса закрутки с учетом перемещения жидкого топлива (спираль раскручивается).

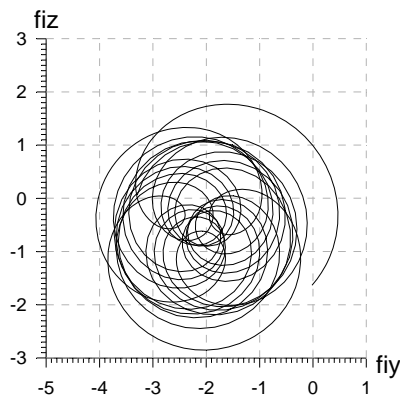


Рис. 1

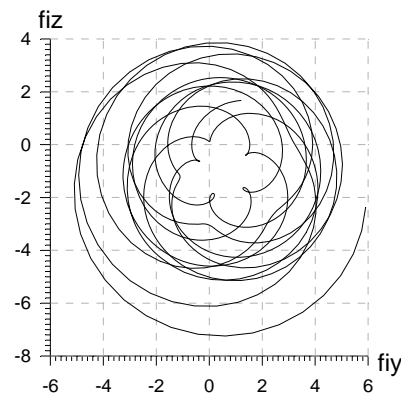


Рис. 2

Результаты математического моделирования показали, что подвижность жидкости оказывает существенное влияние на динамику КА с периферийно расположенными баками в режиме закрутки и может привести к неустойчивости этого процесса, увеличивая отклонение продольной оси от заданного направления.

Л и т е р а т у р а

1. Ефименко, Г. Г. Учет подвижности жидкого топлива в баках в математических моделях процессов стабилизации и стыковки космических объектов / Г. Г. Ефименко, О. П. Клишев // Космонавтика и ракетостроение. – 2007. – Вып. 2. – С. 134–139.

УДК 539.3

ДИНАМИКА ВЫСОКОСКОРОСТНЫХ ЛАБОРАТОРНЫХ ЦЕНТРИФУГ

А. Е. Бабенко, Я. И. Лавренко

*Национальный технический университет Украины
«Киевский политехнический институт»*

Основными конструктивными элементами высокоскоростной центрифуги являются корпус и вращающиеся элементы. Динамическое поведение центрифуги определяется массой корпуса, способом его крепления и массами вращающихся деталей, способом их соединения и качеством балансировки.

Динамическими характеристиками центрифуги, как любой динамической системы, являются ее собственные частоты и критические скорости. В данной работе исследовались собственные частоты центрифуги РІСО 21. Корпус центрифуги представляет собой цилиндрический стакан, закрепленный на трех симметрично расположенных по окружности резиновых опорах. Внутри корпуса на его оси на двух опорах закреплен электродвигатель, на оси которого закреплен ротор центрифуги.

При определении собственных частот центрифуга моделировалась разными способами, в основу которых были положены представления, что ротор центрифуги, статор и ротор электродвигателя рассматриваются как абсолютно твердые тела. Деформируемыми могут являться резиновые опоры и вал электродвигателя. Так как резиновые опоры имеют длину, практически равную диаметру, то предполагалось, что они работают на растяжение и на сдвиг. Считается, что вал электродвигателя работает на изгиб, причем его масса не учитывалась. Механические характеристики резиновых опор определялись экспериментально.

Экспериментально динамические характеристики центрифуги определялись следующим образом: с помощью двух лазеров LMS LASER VIBROMETER Optical Sensor определялись горизонтальные перемещения верхней точки вала центрифуги при вращении ротора на разных установившихся скоростях вращения. Эксперимент проводился в институте механики Отто-фон-Герике Университета (Магдебург). Полученные данные обрабатывались при помощи специального программного пакета LMS TestLab.

В результате было получено три собственные частоты, а также построена диаграмма Кэмпбелла, которая показывает зависимости собственных частот от скорости вращения ротора, т. е. влияние гироскопических эффектов на собственные частоты, так как в динамических системах собственные частоты зависят от гироскопических эффектов, которые вызваны скоростью вращения.

Расчетным путем при определении первой собственной частоты наиболее близкие результаты были получены с помощью модели, которая учитывала степени свободы системы, обусловленные осевой деформацией резиновых опор, сдвиговой деформацией резиновых опор и вращением центрифуги в результате осевой деформации резиновых опор.

УДК 620.192.46

ВЛИЯНИЕ ТЕРМОМЕХАНИЧЕСКОГО НАГРУЖЕНИЯ НА СОПРОТИВЛЕНИЕ ХРУПКОМУ РАЗРУШЕНИЮ ТЕПЛОУСТОЙЧИВОЙ СТАЛИ

П. В. Ясний, И. Б. Окипный, В. Я. Гаврылюк

*Тернопольский национальный технический университет
имени Ивана Пулюя, Украина*

Предварительное термомеханическое нагружение (ПТН) тел с трещинами заключается в нагрузке тела при температуре, превышающей температуру вязкохрупкого перехода и приводит к значительному повышению сопротивления хрупкому разрушению. Повышения сопротивления материалов хрупкому разрушению после ПТН обусловлено изменением напряженно-деформированного состояния и деформационного упрочнения материала в вершине трещины и ее затупление.

Влияние ПТН на хрупкую прочность и остаточное раскрытие вершины трещины стали 15X2МФА исследовали на внецентровое растяжение компактных образцов толщиной $t = 19$ мм на сервогидравлической испытательной машине СТМ-100 с управлением от ПК.

Исследовали влияние ПТН на хрупкую прочность корпусной реакторной стали 15X2МФА ($\sigma_{0,2} = 900$ МПа, $\sigma_b = 1000$ МПа, $t = 20$ °С) после термообработки, которая моделирует охрупчивание материала на середину срока эксплуатации реактора типа ВВЭР-440.

Предварительно на всех образцах выращивали усталостные трещины при коэффициенте асимметрии цикла нагружения $R = K_{\min}/K_{\max} = 0,1$ и частоте нагружения 40 Гц (здесь K_{\min} , K_{\max} – минимальный и максимальный коэффициент интенсивности напряжений (КИН)). Поскольку величина разгрузки почти не влияет на критический КИН K_f стали 15X2МФА, в экспериментах была использована схема ПТН с полной разгрузкой. Предварительное термомеханическое нагружение всех образцов осуществляли при температуре $T_1 = 350$ °С и $\bar{K}_1 = K_1/K_0^{5\%} = 0,85$ (где K_1 –

максимальный КИН при термомеханическом нагружении; $K_Q^{5\%}$ – критическое значение КИН, определенного с помощью 5 % секущей на диаграмме разрушения при температуре 350 °С). После чего образец разгружали, охлаждали до комнатной температуры и испытывали на вязкость разрушения.

Образцы с трещиной деформировали (ПТН) растяжением с одновременным наложением низкоамплитудной циклической составляющей (комбинированное ПТН) при $\Delta K = 20$ МПа/м и частоте $f = 25$ Гц.

Выявлено, что остаточное и усредненное остаточное раскрытия трещины на поверхности образца, измеренного на микроскопе МИМ-10, зависит от расстояния до вершины трещины. Максимального значения оно достигает на расстоянии 0,4...0,6 мм от вершины трещины.

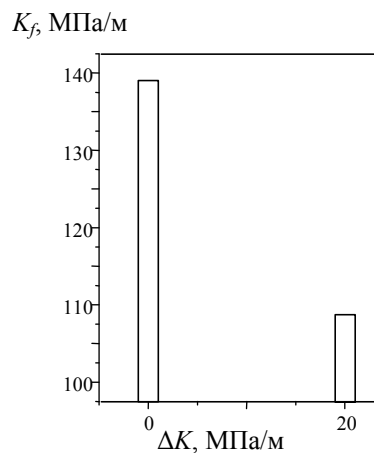


Рис. 1. Зависимость K_f стали 15Х2МФА при 20 °С от размаха КИН ΔK

На рис. 1 представлена зависимость критического КИН от размаха КИН при ПТН стали 15Х2МФА. Выявлено, что независимо от режимов нагрузки получено повышение сопротивления хрупкому разрушению исследуемой стали по сравнению с K_{Ic} . Так ПТН увеличивает критический КИН примерно на 40 % и на 25 % комбинированного ПТН.

УДК 621.375

РАЗВИТИЕ ПОВРЕЖДЕНИЙ В СТАТИЧЕСКИ НЕОПРЕДЕЛЕННЫХ МЕТАЛЛОКОНСТРУКЦИЯХ МАШИН

Н. И. Пидгурский

*Тернопольский национальный технический университет
имени Ивана Пулюя, Украина*

Характерной особенностью несущих конструкций мобильных машин является, как правило, их сложная геометрическая структура, и в этой связи – многогранная статическая неопределенность систем. В процессе эксплуатации машин в элементах конструкций рам в зонах концентрации напряжений могут инициироваться и развиваться трещины, зачастую многоочагово.

Анализируя закономерности развития трещин, следует отметить особенности, проявляющиеся при их распространении только в статических неопределенных сис-

темах – возможное замедление и даже остановка трещин, связанные с перераспределением внутренних усилий между соседними элементами повреждаемого узла, а также вызванные стесненностью деформаций в самих контурах системы.

Учитывая, что критериями предельного состояния является окончательное разрушение элемента (для статически неопределенных систем) или размер трещины, достигающий 30–40 % площади начального сечения балок открытых или закрытых профилей, перераспределение усилий и стесненность деформаций могут существенно повлиять на оценку остаточного ресурса несущей системы при развитии в ней трещин. В настоящее время отмеченные процессы, происходящие в сложных, статически неопределенных системах с развивающейся дефектностью, практически не исследованы. Практически отсутствуют также количественные результаты исследований.

В этой связи проведено моделирование и расчет ряда конструкции с имеющимися в них трещиноподобными дефектами методом конечных элементов при помощи программного комплекса ANSYS – 10,0. Полученные результаты были сравнены с данными натурных экспериментов. Ошибка полученных при численном моделировании результатов не превышала 20 %.

Анализ результатов исследований указывает на следующие закономерности. В частности, развитие дефектности в одном из замкнутых контуров практически не влияет на перераспределение напряжений в элементах соседнего контура. В пределах отдельного контура повреждение одного из лонжеронов (больше 20–40 % сечения) вызывает постепенное увеличение напряжений в неповрежденном лонжероне. При 100%-ном повреждении одного из элементов, как показали расчеты методом конечных элементов, а также экспериментальные данные, напряжение в другом лонжероне этого же контура увеличивается вдвое, и неповрежденный лонжерон воспринимает нагрузку, распределяющуюся раньше на две балки (для двухлонжеронной несущей системы).

На основании проведенных исследований предложена методика оценки остаточного ресурса статически неопределенных систем, на стадии развития усталостных трещин, учитывающая перераспределение напряжений в элементах конструкций при развитии дефектности. Методика расчета разработана как для клепаных, так и сварных несущих металлоконструкций.

УДК 389.64:536.5

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПО ФОРМИРОВАНИЮ КРИТЕРИАЛЬНОЙ ОЦЕНКИ НЕСУЩИХ РАМНЫХ КОНСТРУКЦИЙ

П. В. Попович, С. П. Сикорский, Я. Я. Господарский
*Тернопольский национальный технический университет
имени Ивана Пулюя, Украина*

Рамные конструкции составляют 12–48 % массы машин и определяют их долговечность в целом. Рамы изготавливаются путем сварки их составных узлов соединением прокатных профилей, размещенных в разных комбинациях. Расчеты сварных рам, имеющих наименьшую долговечность, базируются на традиционном исчислении прочности, учитывая допустимые напряжения. При таких расчетах запас прочности по допустимым напряжениям не характеризует действительного состояния ресурса работы, а также технологических и эксплуатационных факторов. Кроме того, на выход из строя существенно влияет фактор концентрации напряжений, осо-

бенно в наиболее нагруженных сечениях. Поэтому необходимо проводить оценку их прочности с позиций механики хрупкого разрушения. Для этого возникает необходимость экспериментальных исследований характеристик усталостного разрушения.

В связи с этим проведены исследования кинетики развития трещин в основном металле (ОМ) и особенно в околошовной зоне соединения сварных элементов (СС), например, швеллерных профилей (стали 5Гпс) при значительных коэффициентах интенсивности напряжений (КИН), которые достигают порядка $K_{i,max} \approx 50 \text{ МПа} \cdot \text{м}^{1/2}$. Исследования проводились на специальной установке с использованием образцов трех типов, вырезанных из разных зон полки швеллера № 20 ГОСТ 8239–72 (у стенки швеллера – тип 1, посередине полки – тип 2, с краю полки – тип 3) с нанесенным надрезом, который инициирует трещину.

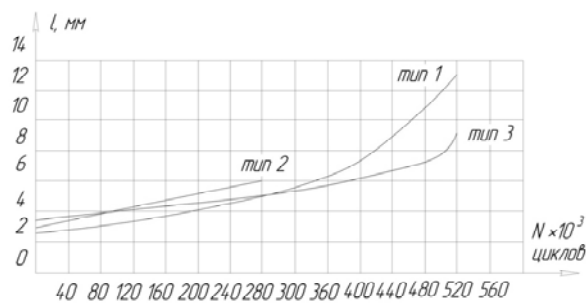


Рис. 1. Зависимость прироста длины трещины от количества циклов нагружения

В процессе эксперимента с помощью катетометра КМ-8 осуществлялись последовательные измерения через определенную циклов N_i длины трещины L_i . Результаты замеров длины трещины в зависимости от числа циклов нагружения изображены на рис. 1. После обработки результатов эксперимента построена кинетическая диаграмма скоростей роста трещин в ОМ и СС стали 5Гпс (рис. 2).

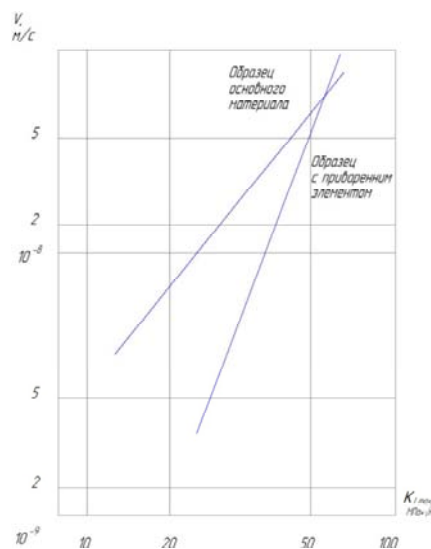


Рис. 2. Диаграмма сравнения скоростей роста трещин в основном металле и сварных соединениях стали 5Гпс

В результате проведенных исследований получены базовые данные циклической трещиностойкости швеллерной стали. В эксперименте использовались образцы машиностроительной конструкции из основного металла и образцы, вырезанные из металла околосварной зоны таврового сварного соединения. Сравнение скорости роста усталостных трещин V в ОМ со скоростью роста трещин в элементах СС показывает, что при КИН $K_{i,max} \approx 25 \text{ МПа} \cdot \text{м}^{1/2}$ скорость роста трещин в ОМ на порядок выше по сравнению со скоростью роста трещин в СС. При КИН $K_{i,max} \approx 50 \text{ МПа} \cdot \text{м}^{1/2}$ скорость роста трещины СС резко увеличивается. Следовательно, при увеличении нагрузки возможность разрушения сварного узла машиностроительной конструкции больше по сравнению с ОМ конструкции.

УДК 669.539

ОСОБЕННОСТИ ОЦЕНКИ НЕСУЩЕЙ СПОСОБНОСТИ И ДОЛГОВЕЧНОСТИ МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫХ КОНСТРУКЦИЙ

П. В. Попович, С. П. Сикорский, Р. Е. Халилов

*Тернопольский национальный технический университет
имени Ивана Пулюя, Украина*

Конструкции рам машиностроительных конструкций составляют значительную долю их массы и характеризуют долговечность в целом. По причинам различных условий эксплуатации и режимов нагрузки несущие металлоконструкции отличаются большим разнообразием. Основные виды узлов в сварных рамах – соединения профилей проката, расположенные в разных комбинациях. Кроме того, натурные узлы (детали) в большинстве случаев отличаются от малогабаритных образцов, вырезанных из тех же профилей, хотя характер эпюр и направление действия сил остается без изменений. Не меняется и градиент механических свойств по сечению в связи с такой же технологией изготовления образцов.

Как и в натуральных конструкциях, выносливость вырезанных из них малогабаритных образцов в значительной степени зависит от суммарного (одновременного) действия следующих факторов: напряженного состояния, вызванного условиями нагрузки, неравномерности распределения и концентрации напряжений, состояния поверхностного слоя и действия остаточных напряжений, влияния эксплуатационных условий. При разработке теоретических основ устранения «лишних» связей основных несущих конструктивных структур весьма эффективным оказался метод, основанный на принципе минимума потенциальной энергии деформации. Особый эффект получен при модификации этого метода с учетом только энергии деформации от деформации элементов открытого профиля и разработка на этой основе комбинированного метода. Для определения динамических нагрузок, возникающих в реальных условиях эксплуатации машин, разработаны и запатентованы специальные измерительные устройства для испытаний на универсальном оборудовании. Это позволяет определить динамические показатели в наиболее характерных условиях эксплуатации и обеспечивает проведение испытаний на циклическую трещиностойкость конструкционных материалов. Методика экспериментальных исследований реализуется с помощью установления специальных динамометров под опоры основных масс на раму, ось ходовой части и несущий каркас машины. Регистрация случайных величин проводится вводом числовых данных в память компьютера с последующей статистической обработкой и систематизацией в соответствии с известными методиками.

Анализ напряженного состояния рам машиностроительных конструкций позволяет найти элементы, наиболее опасные с точки зрения трещиностойкости (например, сечением, в которых высокий уровень нагрузки сочетается с концентрацией напряжений).

Процесс развития трещины описывается дифференциальными уравнениями. Интегрирование этих уравнений позволяет получить решение поставленной задачи – построить зависимость долговечности рамы от начального размера дефекта. Для разработки методики оценки несущей способности и остаточной долговечности машиностроительных конструкций для заданного класса машин, по механизмам нагруженности несущих элементов и узлов формируются классы несущих узлов. Для каждого из классов строятся расчетные модели на основе первого закона термодинамики: составляется баланс энергии и изменения скорости энергии для конструкции, после исчисления скорости разрушения и прогнозируется ресурс работы.

УДК 539.3

ТРИ ПОДХОДА В ПРИМЕНЕНИИ МЕТОДА ПОКООРИНАТНОГО СПУСКА К ЗАДАЧАМ ВИБРАЦИИ ЭЛЕМЕНТОВ МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫХ КОНСТРУКЦИЙ

А. Е. Бабенко, О. А. Боронко, С. Л. Бойко

*Национальный технический университет Украины
«Киевский политехнический институт»*

Одной из важнейших задач при расчете на колебания упругих систем является определение собственных частот и соответствующих им собственных форм колебаний. В целом проблема отыскания более двадцати собственных частот и форм колебаний, которые необходимо знать при решении задач о вынужденных колебаниях реальных механических систем весьма трудоемка и требует больших временных затрат даже при наличии современных ЭВМ.

Поэтому задача создания и развития алгоритмов определения собственных частот и соответствующих им собственных форм колебаний упругих систем является актуальной.

В данной работе для решения вышеуказанной задачи предлагается три подхода в применении метода покоординатного спуска: классический метод покоординатного спуска, метод повышения жесткостей, метод квазистатических итераций.

Классический метод покоординатного спуска

В работе реализован подход, базирующийся на построении и минимизации функционала типа Релея-Ритца для определения собственных форм и частот. Численная минимизация функционала методом покоординатного спуска является устойчивой. Для определения первой собственной частоты в работе используется известный метод Релея. Для определения более высоких собственных частот и соответствующих им собственных форм колебаний решалась задача минимизации на подпространстве, ортогональном найденным собственным векторам.

Метод повышения жесткостей

Первая форма и первая частота определяется минимизацией обычного функционала Релея-Ритца.

Для определения более высоких собственных частот и собственных форм применяется метод повышения жесткостей. Данный метод заключается в том, что для определения собственной частоты к функционалу Релея прибавляется «добавка», определяемая проекторами, построенными на ранее найденных собственных векто-

рах, и таким способом образуется новый функционал типа функционала Релея, для которого искомая частота является минимальной.

Метод квазистатических итераций

В данном подходе был получен функционал, для которого конечная формула для определения шага имеет ту же структуру, что и для статической задачи. Таким образом, отыскание собственных частот и собственных форм колебаний свелось к многократному решению статической задачи.

Из трех предложенных методов наиболее эффективным по времени является квазистатический метод. Данный метод не требует решения квадратного уравнения при определении шага и удобен в численной реализации.

УДК 629.7.03.002.72

ИСПЫТАНИЕ ГТД С РОТОРОМ ГАЗОГЕНЕРАТОРА, ОТБАЛАНСИРОВАННЫМ ПО МЕТОДИКЕ МОСКОВСКОГО АВИАЦИОННОГО ИНСТИТУТА

**Н. Б. Блохин, И. А. Карзов, П. И. Наумов,
А. Г. Пушкарев, В. И. Шелгунов**

Московский авиационный институт, Россия

Целью данной работы является снижение уровня допустимых вибраций за счет совершенствования технологических методов балансировки гибких роторов.

Двигатель № 2001 дважды при выполнении предъявительских испытаний (ПИ) имел вибрацию, превышающую допустимую величину 30 мм/с, а именно на первых испытаниях – 33 мм/с на режиме работы двигателя $n_2 = 96,8 \%$ и на вторых испытаниях – 41,8 мм/с на режиме $n_2 = 95,5 \%$.

При разборках двигателя отклонений от конструкторской документации при изготовлении не выявлено. При допустимой величине остаточного дисбаланса ротора газогенератора (по серийной методике) не более 12 гсм по «левой» опоре (1-я ступень КВД) и по «правой» опоре (КР ТВД) после испытаний величины дисбаланса составили соответственно: 39 гсм и 41 гсм, а также 12 гсм и 32 гсм.

На основании протокола № 73 от 21.11.08 г. совещания проведена балансировка ротора газогенератора по экспериментальной методике, разработанной совместно с каф. 205 МАИ.

Основой для разработки методики послужили исследования МАИ в части уравнивания гибких (упругодеформируемых роторов низкочастотными методами балансировки).

После сборки двигателя ПИ показали, что максимальный уровень вибрации на корпусе КВД составил 16,6 мм/с ($n_2 = 96,8 \%$), а на корпусе ТВД – 15,6 мм/с ($n_2 = 96,8 \%$). После разборки двигателя остаточный дисбаланс ротора газогенератора составил 10 гсм по «левой» опоре и 12 гсм по «правой» опоре.

Двигатель № 2001 направлен на ПСИ с дальнейшей отправкой в эксплуатацию.

Для внедрения в серийное производство балансировки ротора газогенератора по методике проводится ее проверка дополнительно на 4-х двигателях, имеющих повышенную вибрацию на ПИ. Планы работ согласованы с ОАО «Климов», ФГУП «ЦИАМ им. П. И. Баранова» и другими заинтересованными организациями.

Литература

1. Абашин, И. В. Экспериментальная методика балансировки роторов изделия РД-1700 / И. В. Абашин, И. А. Карзов, А. Г. Пушкарев // Динамические и технологические

проблемы механики конструкций и сплошных сред : материалы VIII Междунар. симпозиума. – Москва : МАИ, 2002. – С. 94–95.

2. Многоплоскостная балансировка ротора газогенератора изделия 88 / Н. Б. Блохин [и др.] // Динамические и технологические проблемы механики конструкций и сплошных сред : материалы XV Междунар. симпозиума. – Москва : Типография «ПАРАДИЗ», 2009. – С. 30–31.

УДК 621.83.06

СНИЖЕНИЕ ПОТЕРЬ МОЩНОСТИ В ПЕРЕДАЧАХ И МЕХАНИЗМАХ С ТЕЛАМИ КАЧЕНИЯ

М. Е. Лустенков

Белорусско-Российский университет, г. Могилев, Беларусь

В последнее время, в связи с появлением технологического оборудования нового поколения, возрос интерес к передачам с промежуточными телами качения (ППТК). Их использование возможно для создания межколесных автотракторных дифференциалов повышенного трения. Одни из первых конструкций были запатентованы в 1925 г. Г. Кнабом (патент США 1689285), а также Ф. Порше и К. Рабе (патент США 1946358) в 1932 г. Тела качения (ролики или шарики) размещаются в гнездах сепаратора, связанного с корпусом дифференциала и главной передачей, и перемещаются в процессе работы по кулачковым поверхностям обойм, закрепленных на осях колес. Данные конструкции явились прообразом серийно выпускаемых кулачковых (сухарных) дифференциалов.

В Белорусско-Российском университете разрабатываются различные конструкции механических приводных систем с использованием тел качения для передачи нагрузки. Их преимуществами являются малые габариты, особенно в радиальном направлении, высокая нагрузочная способность. Разработано несколько конструкций межколесных дифференциалов. Созданы уже несколько десятков опытных образцов и мелких серий редуцирующих узлов. В частности, изготовлены баллонные ключи с редукторным усилителем момента для демонтажа и сборки резьбовых соединений, крепящих колеса грузовых автомобилей (рис. 1). В гаражах предприятий и организаций используют пневматические и электрические гайковерты. В полевых же условиях их применить нельзя, а усилия, прилагаемые оператором при разборке соединения может оказаться недостаточным, особенно если резьбовое соединение в процессе эксплуатации прикипает и деформируется. Редуцирующий узел, встраиваемый в баллонный ключ, позволяет увеличить передаваемое усилие. Стопорение корпуса ключа (планетарного механизма), например, относительно ступицы колеса, обеспечивается заякоривающими элементами (винтами, фиксаторами и др.).

Передаточные числа редуцирующих узлов ключей находятся в диапазоне 5–9, в некоторых конструкциях предусматривается, кроме режима увеличения крутящего момента, режим ускоренного вращения, при котором редуктор блокируется.

На основании проведенных теоретических исследований определена степень подвижности ППТК и предложены конструкции передач, обеспечивающие контакт тел качения с основными звеньями посредством промежуточных элементов (подшипников). Данные конструкции предполагают повышение КПД, так как в зонах контакта возможно обеспечение качения без проскальзывания, что в случае взаимодействия тел сферической формы с одновременно тремя поверхностями осуществить невозможно. Проведенный структурный анализ показал повышение степени под-

вижности данных механизмов, что снижает переопределенность структуры ППТК и снижает требования к точности изготовления и сборки передач.



Рис. 1. Баллонные ключи со встроенными редукторными узлами

Также разработана методика определения КПД шариковых радиальных подшипников качения. Алгоритм непосредственно не учитывает влияние на КПД некоторых существенных факторов: смазочного материала и температуры, однако он позволяет проследить тенденции в изменении потерь мощности в процессе работы подшипника. Влияние конкретного типа смазки можно учесть коэффициентами трения скольжения и качения на основании данных, полученных экспериментально. Данный способ позволяет определить мощность, расходуемую на трение в подшипнике в условиях его эксплуатации, без остановки машины и демонтажа узла, где установлен подшипник, и позволяет проследить характер изменения данной мощности во времени. Так как при измерении и в расчетах используются не усредненные значения мощности, а текущие, повышается точность измерений. Способ позволяет выявить подшипники, в процессе эксплуатации которых мощность, расходуемая на трение, увеличивается, и произвести мероприятия по устранению этого явления, не дожидаясь разрушения подшипника и выхода из строя узла и машины, где он установлен. Алгоритм определения КПД упорных и радиально-упорных подшипников будет отличаться учетом гироскопического момента при действии осевой нагрузки.

УДК 629.7.01

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ДЕФОРМИРОВАНИЯ И РАЗРУШЕНИЯ СЛОЖНЫХ МЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМ ПРИ ТЕРМОСИЛОВЫХ НАГРУЗКАХ

А. В. Чигарев, Д. Н. Миронов

Белорусский национальный технический университет, г. Минск

Совершенствование параметров и непрерывный рост требований к каждому последующему поколению механических систем оказали существенное влияние на развитие методов и моделей расчета и экспериментальных исследований напряженно-деформированного состояния, определения ресурса и надежности конструкции этих систем. Более того, с течением времени существующие методики морально устаревают. Поэтому все большую актуальность приобретает проблема создания со-

временных вероятностно-статистических и физико-механических методов оценки надежности механических систем.

Любая механическая система обладает определенной надежностью, которая закладывается при проектировании и изготовлении, и поддерживается при эксплуатации. Точное определение долговечности силового модуля в моточасах – актуальная проблема для любого изготовителя и эксплуатационника. Особенно актуальна данная проблема при эксплуатации систем по техническому состоянию под воздействием динамических и температурных нагрузок.

В сложных системах существуют уровни иерархии подсистем, к которым можно применить метод декомпозиции на основе иерархической структуризации, например, по принципу геометрического размера. В работе он реализуется с помощью метода последовательной детализации двигателя. С целью повышения эффективности решения проблемы и наглядности в работе применен метод искусственных нейронных сетей для описания структурной иерархии системы, который в настоящее время находит широкое применение в различных областях: для создания искусственного интеллекта, моделирования процессов разрушения в машиностроении и т. д. Каждому слою сети соответствует свой уровень иерархии. В слое каждый элемент сети (нейрон) соответствует конкретной детали системы, отнесенной к данному уровню иерархии.

С помощью искусственной нейронной сети в работе описан алгоритм поиска неисправностей и смоделирован процесс разрушения механической системы от этапа накопления повреждений до образования магистральной трещины.

Использование полученных в работе алгоритмов поиска и моделей разрушения механических систем позволит своевременно обнаруживать трещины на этапах их зарождения и более детально изучить процесс разрушения деталей.

УДК 539.66:629

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ИЗМЕНЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТА СОПРОТИВЛЕНИЯ КАЧЕНИЮ ШИНЫ КОЛЕСА ПО МЕТОДИКЕ МНОГОФАКТОРНОГО ЭКСПЕРИМЕНТА

В. В. Можаровский

Гомельский государственный университет имени Ф. Скорины, Беларусь

С. В. Шилько, В. В. Можаровский

Институт механики металлополимерных систем

имени В. А. Белого НАН Беларуси, г. Гомель

Энергетические потери на трение скольжения в контакте «автомобильная шина–дорога», а также на трения в материале и сопротивления воздуха оценивается силой сопротивления качению или коэффициентом сопротивления качению (КСК). Известно, что сопротивления качению зависит от внутренних и внешних факторов. К внутренним факторам относятся каркас, состоящий из определенного типа резины и материала корда с разными углами наклона нити, отношение высоты профиля к ширине протектора, боковина. Внешние факторы это давление воздуха в шине, нагрузка на колесо, скорость, ширина и диаметр обода. Все эти факторы взаимосвязаны и влияют друг на друга.

В данной работе предложена математическая модель и методика построения опытов по принципу многофакторного планирования. Исследовано влияние таких внешних факторов, как давление воздуха, высота протектора h и скорости качения

на изменения КСК. Согласно методике многофакторного планирования эксперимента, строится алгоритм определения коэффициента сопротивления качению и его программная реализация. Предложено описание экспериментальных результатов с помощью математических моделей в зависимости от разных факторов и статистически обработанных данных.

В результате исследований *разработано программное обеспечение для расчетного определения сопротивления качению шин в зависимости от различных факторов*. Регрессионный анализ результатов испытаний шин, в которых варьировались внешние факторы (давление в шине p , высота протектора h и скорость качения v), выявил существенно нелинейную зависимость коэффициента сопротивления качению (построена программа для выбора исходных данных при испытаниях).

Математическая модель, построенная с использованием уравнения регрессии 2-го порядка, лежащая в основе программного обеспечения, позволяет оценить влияния и тенденцию изменения коэффициента сопротивления качению f от исследуемых факторов. Предложена инструкция для работы с программой и главное меню программы расчета коэффициента сопротивления качению.

Варьирование давления, скорости и нагрузки, высоты протектора выполняется путем увеличения или уменьшения на постоянную величину, значение которой указывают в главном окне программы в ячейках «Интервалы». Значение нулевого уровня вводят в ячейках «Уровни 0». Для начала работы с программой необходимо запустить исполняемый файл – «PRK.exe», исходными данными которой являются вышеназванные параметры. Для получения искомого значения предполагаемого коэффициента сопротивления качению f необходимо указать в ячейках «Значения» величину факторов P , v и h . Расчетное значение коэффициента сопротивления качению выводится в ячейке « $f_{\text{кач}}$ » меню сопротивления качению.

УДК 539.66

НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОЕ СОСТОЯНИЕ ПОКРЫТИЙ ПРИ ГРАНИЧНОМ НАГРУЖЕНИИ И КОНТАКТНОМ ВЗАИМОДЕЙСТВИИ

В. В. Можаровский, Н. А. Марьяна, С. А. Марьян

Гомельский государственный университет имени Ф. Скорины, Беларусь

В. С. Попович

*Институт прикладных проблем механики и математики
имени Я. С. Подстригача НАН Украины, г. Львов*

Одним из основных требований, выполнение которых определяет работоспособность сопряжений высокоточного инструмента, является обеспечение заданного деформационного состояния, изменение размерных характеристик механической системы в пределах допустимых. При эксплуатации статических узлов пластическое деформирование наряду с коррозионным разрушением является основной причиной потери ими работоспособности. Эффективным технологическим приемом повышения эксплуатационных свойств ответственных изделий является нанесение на их поверхность покрытий. Тонкие покрытия оказывают влияние и на распределение механических напряжений в поверхностных слоях, характер которого зависит от свойств отдельных элементов, геометрических параметров системы. В связи с этим научный и практический интерес представляет установление особенностей деформирования слоистых поверхностных структур, содержащих твердое упругое покрытие.

Рассматривается контактное сопряжение, состоящее из основания, на поверхность которого нанесено однородное упругое покрытие, и штампа. Давление под штампом предполагается заданным некоторым законом $p(x)$ (рис. 1).

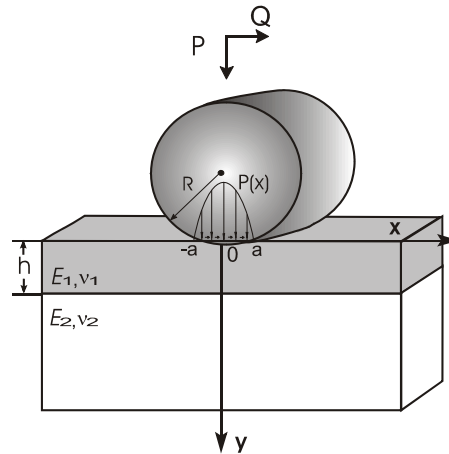


Рис. 1. Схема действия нагрузки в контактном сопряжении

Расчет напряжений, возникающих под действием внешних нагрузок (стальной индентор), проводился для стального основания без покрытия и для оснований, на поверхность которых наносилось углеродное покрытие. На рис. 2 представлена картина распределения напряжений σ_y . Максимальные напряжения сосредоточены на поверхности и достигают абсолютного значения $1,8 p$.

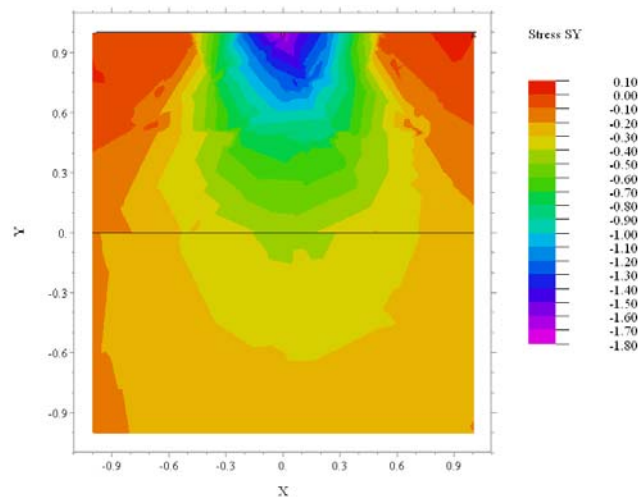


Рис. 2. Распределение полей напряжений σ_y

Расчеты показывают, что нанесение тонких твердых антифрикционных покрытий позволяет значительно снизить напряжения в поверхностных слоях. Нанесение покрытий на более жесткие основания позволяет снизить максимальные напряжения на границе раздела слоев и сосредоточить их в покрытии вблизи поверхности.

УДК 629.113.65

АНАЛИЗ ДИНАМИКИ РАЗГОНА И ТОРМОЖЕНИЯ В ЭНЕРГЕТИЧЕСКОМ БАЛАНСЕ МОБИЛЬНОЙ МАШИНЫ С МАХОВИЧНЫМ ДВИГАТЕЛЕМ

Э. И. Астахов, С. С. Шкурко, А. С. Пирч

Белорусский национальный технический университет, г. Минск

Повышение современных требований к экологической чистоте городского автотранспорта и увеличение стоимости органического топлива и газа вызывают разработку других видов автотранспорта без традиционного двигателя внутреннего сгорания. Одним из перспективных видов является использование маховичного двигателя, в котором быстровращающийся маховик обладает большим запасом кинетической энергии для движения автомобиля на определенное расстояние. В работе рассмотрен расчет параметров подобного маховика-двигателя и анализ динамики разгона и торможения мобильной машины с маховичным двигателем для городского грузопассажирского автомобиля перевозки грузов и пассажиров (до 1,5 т) на конечное расстояние до 100 км.

Быстровращающийся маховик установлен в специальных подшипниках корпуса и помещен в герметичный кожух для снижения аэродинамических потерь и шума. Передача вращения из герметичного кожуха на входной вал муфты сцепления осуществляется быстроходной волновой передачей и затем конической зубчатой передачей на двухступенчатый ременной вариатор. Первая ступень вариатора является автоматической и предназначена для компенсации уменьшения скорости маховика, а другая ступень вариатора заменяет коробку передач и служит для управления скоростью движения автомобиля. И далее вращение передается на дифференциальный механизм и полуоси ведущих колес. Для раскрутки маховика предусмотрен стартерный электродвигатель, а для рекуперации излишков кинетической энергии предусмотрена обгонная муфта и ступень составного маховика.

Расчет параметров маховика проведен для обеспечения запаса кинетической энергии, достаточного для преодоления сопротивлений: перекачивания пневмошин, лобового сопротивления воздуха, трения в трансмиссии, составляющей силы веса машины. Особенности движения городского автомобиля с частыми разгонами и торможениями, а также движения под уклон и на подъем вызывают необходимость использования на некоторых участках излишков кинетической энергии, т. е. применения рекуператоров. Для этого маховик выполняется регулируемым, в частности ступенчатым. В зависимости от динамики разгона или торможения изменяются параметры маховика (его осевой момент инерции), что позволяет как регулировать скорость вращения маховика-двигателя, так и повысить эффективность (коэффициент полезного действия) работы автомобиля. Таким образом, в общем энергетическом балансе кинетической энергии маховичного двигателя можно выделить такие источники кинетической энергии: 1) раскрутка маховика в начале смены до максимальной скорости; 2) пополнение запаса (добавочная раскрутка, «дозаправка») на конечных станциях, оборудованных электророзетками; 3) рекуперация кинетической энергии на кратких остановках (на перекрестках, «в пробках»); 4) рекуперация кинетической энергии торможений.

На длительных стоянках (на ночь, в конце смены, для ремонта и обслуживания) необходимо использовать аккумуляторы для сохранения остатков кинематической энергии (электрохимические или пневматические, механические потенциальной энергии и др.).

Приведенные технологии и разработки позволяют создать экологически чистый маховичный автомобиль, не потребляющий органического топлива с короткой зарядкой (раскруткой) и подзарядкой от доступной электросети.

УДК 625.089.2

КОМПЛЕКСНЫЙ ПОДХОД К ОПРЕДЕЛЕНИЮ ПАРАМЕТРОВ ХОЛОДНОГО ФРЕЗЕРОВАНИЯ АСФАЛЬТОБЕТОНА

В. А. Довгяло, Ю. А. Шебзухов, В. А. Ташбаев

Белорусский государственный университет транспорта, г. Гомель

Существующие методики определения оптимальных параметров фрезерования разработаны для фрезерных рабочих органов, взаимодействующих с покрытием из стандартных асфальтобетонных смесей. Быстрое развитие материаловедения асфальтобетона и технологий модифицирования материалов дорожных покрытий ведет к тому, что в ближайшем будущем фрезерованию будут подлежать покрытия с повышенными физико-механическими характеристиками (плотность, сопротивление фрезерованию и пр.). Это означает, что нагрузки на рабочий орган рециклеров будут превышать нагрузки при фрезеровании стандартной смеси вследствие высоких физико-механических характеристик покрытия.

В настоящее время параметры рабочих процессов фрезерования выбираются в зависимости от физико-механических свойств разрабатываемого покрытия на основе теории расчета машин для холодного ресайклинга асфальтобетонных покрытий из стандартных асфальтобетонных смесей. На основании анализа сопротивлений, возникающих в процессе работы, составляется тяговый баланс машины. В зависимости от параметров рабочих органов и характера их воздействия на покрытие определяют рабочие режимы.

Упомянутые сопротивления зависят от множества различных факторов (силы тяжести машины и рабочего органа, коэффициент сопротивления передвижению ходового устройства, уклон поверхности, площадь поверхности зубьев, контактирующих со средой, удельное сопротивление рыхлению и др.), которые, в свою очередь, являются переменными под влиянием внешних условий величинами. Разрушение дорожной одежды происходит в случае возникновения напряженных состояний, при которых некоторое, даже малое изменение объемных и поверхностных сил приводит к потере равновесного состояния покрытия. Изменение баланса сил, приводящее к потере равновесия, возникает при условиях, отличающихся друг от друга для различных материалов. Это связано с механизмом взаимодействия модифицирующей добавки и составляющих асфальтобетонной смеси, что, в свою очередь, влияет на физико-механические свойства покрытия.

При определении оптимальных параметров фрезерования учитываются все внешние и внутренние факторы процесса, к которым относятся как кинематические и геометрические параметры рабочего органа (частота вращения барабана, число резцов, одновременно взаимодействующих с покрытием, глубина фрезерования; угол резания и др.), так и свойства материала покрытия (плотность, температура, степень изношенности, вид модифицирующей добавки).

Зависимость силовых факторов от свойств материалов учитывается при разработке математических моделей. Данные модели разработаны на базе аналитической теории механики сплошной среды и позволяют определить силовые и энергетические параметры процесса взаимодействия рабочего органа машины с покрытием.

Они позволяют добиться оптимального энергетического баланса с учетом процесса взаимодействия рабочего органа с покрытием и могут применяться для относительной оценки эффективности новых конструктивных решений и методов воздействия на среду.

УДК 625.089.2

РАСШИРЕНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ВОЗМОЖНОСТЕЙ СКРЕПЕРОВ

Ю. А. Шебзухов, С. И. Ворожун

Белорусский государственный университет транспорта, г. Гомель

В настоящее время реконструкция дорог методами холодного рециклинга выполняется в основном с помощью импортной техники, в то время как схожие машины и агрегаты отечественного производства не находят применения. В этой связи целесообразно использование, в частности на дорогах низших категорий, имеющегося в дорожных организациях парка импортзамещающих отечественных машин после соответствующих модернизаций. Наиболее конкурентоспособной импортным машинам, применяемым в технологии холодного рециклинга, является конструкция скрепера, модернизированная дополнительным оборудованием.

Например, самоходный скрепер МоАЗ-6014 предназначен для послойной разработки грунтов 1–2 категорий и разрыхленных грунтов 3–4 категорий, их транспортировки отсыпки слоя заданной толщины. Для увеличения производительности набор грунта скрепером производится с помощью трактора-толкача или бульдозера. Учитывая, что плотность изношенного покрытия дорог не превосходит плотность грунта 4 категории, данный тип машин вполне можно использовать для реконструкции дорожных покрытий.

Наиболее эффективно использование скреперов для холодного рециклинга дорожной одежды дорог низших категорий. Одним из конструктивных решений является установка на скрепере фрезерного барабана и емкостей для вяжущих и модифицирующих материалов. Однако такое решение требует значительных и дорогостоящих изменений конструкции скрепера.

Применение на одном скрепере двух ковшей исключает использование дорогостоящей фрезы. Передний ковш жестко закреплен с передним концом задней рамы. Ковш, находящийся сзади, соединен при помощи кронштейнов и шарниров с передним ковшом. Для повышения производительности скрепера необходимо проведение предварительных вскрышных работ, которые могут выполняться как бульдозерным отвалом, так и кирковщиком.

После выполнения данных работ начинается основной технологический процесс холодного рециклинга. Для снятия дорожной одежды передний ковш опускают на подготовленное полотно и заглубляют нож. В это время передняя заслонка заднего ковша открывается и асфальтобетонная смесь, предварительно загруженная в агрегат, поступает на поверхность основания.

Для регулирования укладки слоя проектной толщины режущая кромка ножа устанавливается на определенной высоте. При заполнении переднего ковша материал под давлением, которое возникает от его непрерывного поступления, начнет пересыпаться в задний ковш. В нем установлен лопастной смеситель, выполняющий две функции. Во-первых, дополнительно измельчает восстанавливаемый материал дорожной одежды; во-вторых, одновременно смешивает его с необходимым количе-

ством битума. Готовая смесь свободно выгружается на рабочую поверхность. Задние колеса скрепера выполняют предварительное уплотнение регенерированной дорожной одежды.

Таким образом, капиталовложения на модернизацию скреперов будут оправданы использованием их на дорогах низших категорий, для которых не требуется высоких физико-механических характеристик дорожных покрытий, что значительно расширит область применения отечественной техники и существенно повысит коэффициент ее использования.

УДК 536.24:621.838

ТЕПЛОВАЯ НАГРУЖЕННОСТЬ МНОГОДИСКОВЫХ МАСЛООХЛАЖДАЕМЫХ ФРИКЦИОНОВ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО ТРАКТОРА

М. Ю. Целуев

*Институт механики металлополимерных систем
имени В. А. Белого НАН Беларуси, г. Гомель*

Применение многодисковых маслоохлаждаемых фрикционов (ММФ) позволяет существенно повысить мощность и эффективность эксплуатации трансмиссий тракторов. Тепловой режим является основным фактором, определяющим интенсивность изнашивания, величину коробления, вибрационную активность пар трения и, как следствие, надежность и долговечность работы ММФ. В связи с этим прогнозирование и поиск путей снижения тепловой нагруженности пар трения ММФ является важной и актуальной научно-технической задачей.

В работе выполнены численные исследования влияния нагрузочно-скоростных условий эксплуатации сельскохозяйственного трактора мощностью 220,6 кВт (300 л. с.) на динамику буксования и тепловую нагруженность пар трения ММФ коробки перемены передач (КПП) и привода заднего вала отбора мощности (ВОМ). Динамика буксования пар трения ММФ при переключении КПП на высшую передачу и включении ВОМ исследовалась путем решения дифференциальных уравнений движения ведущих и ведомых дисков узла методом Рунге-Кутты четвертого порядка точности. Для оценки тепловой нагруженности пар трения на основании закономерностей теории теплопередачи была сформулирована краевая задача, описывающая тепловые процессы в пакете дисков ММФ. Решение тепловой задачи при различных нагрузочно-скоростных условиях эксплуатации трактора осуществляли методом конечных элементов. Расчеты температурного поля выполняли для пар трения сталь 65Г – фрикционный материал на основе полимерного связующего ВОМ-55 и сталь 65Г – металлокерамика МК5. Плотность материалов пар трения определяли на приборе XS-204 (Mettler Toledo), теплопроводность и теплоемкость – на приборах ИТ-λ-400 и ИТ-с-400 соответственно. Триботехнические характеристики пар трения в среде моторного масла М-10Г₂ исследовали по схеме вал-частичный вкладыш на машине трения СМТ-1.

Результаты численных исследований свидетельствуют о снижении тепловой нагруженности на 30–170 °С крайних пар трения по сравнению с парами трения, расположенными в центре пакета дисков ММФ. Максимальная температура на поверхности фрикционного контакта наиболее теплонагруженной пары трения для рассмотренных условий эксплуатации трактора достигается к моменту времени $(0,88-0,96)t_6$ (t_6 – время буксования дисков). Особенности конструкции и теплообме-

на пакета дисков с окружающей средой приводят к формированию неравномерного распределения температуры на поверхности фрикционного контакта пар трения. К моменту окончания буксования положение максимума температуры на поверхности трения в зависимости от рассмотренных условий эксплуатации трактора соответствует диапазону радиусов трения $(0,9-0,93)R$ (R – внешний радиус трения). Обработка результатов численных экспериментов методом наименьших квадратов позволила получить функциональные зависимости максимальной температуры, развиваемой на фрикционном контакте пар трения ММФ, от условий эксплуатации трактора. В результате выполненных исследований определены области нагрузочно-скоростных параметров эксплуатации, обеспечивающие работу пар трения ММФ в допустимом тепловом режиме и, как следствие, повышение надежности и долговечности работы трансмиссии сельскохозяйственного трактора.

УДК 621.777:621.79

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ УСИЛИЯ ПЛАКИРОВАНИЯ ЗАКРЫТОЙ ПРОШИВКОЙ

Ю. Л. Бобарикин, В. Ф. Буренков, Н. В. Иноземцева

*Гомельский государственный технический университет
имени П. О. Сухого, Беларусь*

Основным энергосиловым параметром плакирования металлических заготовок внутренним порошковым покрытием закрытой прошивкой [1] является усилие прошивки. Определение оптимальных условий прошивки, соответствующих минимальному усилию прошивки, обеспечивает минимальные энергозатраты процесса и износ инструмента. Усилие прошивки зависит от механических свойств материала заготовки и покрытия, деформационно-кинематических условий процесса, формы торца прошивного пуансона и схемы прошивки. В работе исследовалась зависимость усилия плакирования прошивкой от формы торца прошивного пуансона и от схемы прошивки.

Форма торца пуансона оказывает влияние на размеры очага деформации и реологию пластического течения материала, что приводит к изменению усилия прошивки и толщины покрытия. Схема прошивки оказывает влияние на усилие прошивки посредством ее влияния на контактное трение между внешней поверхностью заготовки и внутренней поверхностью контейнера.

Исследования проводились на экспериментальной установке для плакирования прошивкой с использованием алюминиевых заготовок АД0, которые плакировались внутренним покрытием из порошкового олова ПО2.

В работе исследовались следующие виды торца прошивного пуансона: плоский, сферический и конический.

Для исследования влияния радиуса перехода от боковой поверхности пуансона к его плоскому торцу были использованы пуансоны с калибрующей частью диаметром 20 мм, длиной 15 мм и радиусами переходов $R_c = 0; 1,5; 2,5; 4; 6; 10$ мм. Значение $R_c = 10$ мм соответствует сферической форме торца пуансона. Зависимость усилия P (кН) от радиуса R_c (мм) имеет вид: $P = 178,42 - 5,62R_c$.

Для исследования влияния на силовые параметры угла конуса в пуансонах с конической торцевой частью прошивку с плакированием осуществляли пуансонами с углами 60, 90, 120, 150 и 180 градусов. Калибрующая часть пуансона имела диа-

метр 20 мм и длину 15 мм, радиусы переходов – 2 мм. Зависимость имеет вид: $P = 132,1(2\alpha)^{0,22}$, где P (кН), (2α) – рад.

В работе исследовались две схемы прошивки: с незакрепленным или свободным контейнером и неподвижно закрепленным контейнером. Анализ изменения силовых режимов этих схем прошивки показал, что плакирование с незакрепленным контейнером при прочих равных условиях процесса позволяет стабилизировать усилие плакирования в установившейся стадии процесса прошивки и понизить его на завершающей стадии.

В результате определено, что наиболее оптимальной формой торца прошивного пуансона является сферическая, а предпочтительной схемой прошивки является прошивка с незакрепленным контейнером.

Литература

1. Бобарикин, Ю. Л. Напряженное состояние очага деформации при плакировании прошивкой / Ю. Л. Бобарикин, В. Ф. Буренков // Вестн. Гомел. гос. техн. ун-та им. П. О. Сухого. – 2009. – № 2. – С. 36–44.

УДК 624

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ НА КОЭФФИЦИЕНТ ИНТЕНСИВНОСТИ НАПРЯЖЕНИЙ ПРИМЕНИТЕЛЬНО К ТРУБОПРОВОДАМ С ЭКСПЛУАТАЦИОННЫМИ ПОВРЕЖДЕНИЯМИ

Г. П. Тариков, В. В. Комраков

*Гомельский государственный технический университет
имени П. О. Сухого, Беларусь*

При расчете трубопроводов, имеющих трещины на прочность помимо учета геометрических параметров трещин, необходимо учитывать изменение температуры в процессе их эксплуатации. Изменение температуры трубопровода связано с воздействием теплового потока грунта, солнечных лучей, сил трения и т. д. Кроме того, имеется ряд случаев, когда тепловой поток за короткое время существенно меняет свое значение:

- 1) пуск трубопровода, по которому течет разогретая нефть;
- 2) перекачка нефти по трубопроводу остановлена, а затем снова возобновлена;
- 3) изменяется количество нефти, перекачиваемой по трубопроводу;
- 4) изменяется качество, а следовательно, и тепловые свойства нефти, перекачиваемой по трубопроводу.

Целью работы является исследование влияние температуры на коэффициент интенсивности напряжений (КИН).

Как известно, стенка трубопровода находится в условиях плоского напряженного состояния. Поэтому в качестве расчетной модели можно принять пластину с соответствующим дефектом (рис. 1).

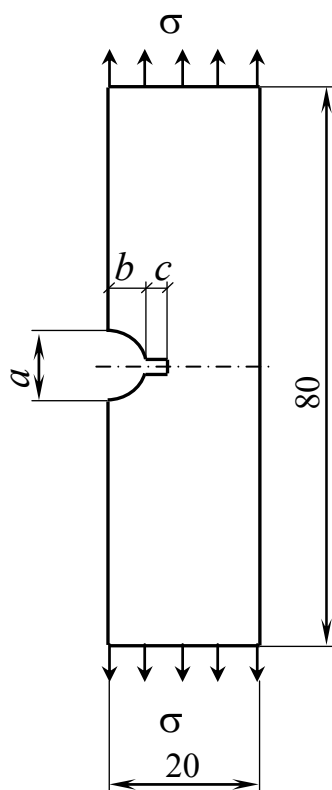


Рис. 1. Расчетная модель

Для проведения исследований был использован метод конечных элементов пакета Solid Works 2008. Длина трещины c принималась равной 1, 2, 3, 4 мм, длина участка с коррозионным повреждением a – 5, 10 мм, его глубина b – 2, 4, 6 мм и температура стенки трубопровода T изменялась от -50 до $+50$ °С с интервалом 20 °С.

В результате проведенных исследований построены графики зависимости КИН от температурного воздействия. В качестве примера на рис. 2 и 3 построены такие графики для различных значений a , b , c и температуры T .

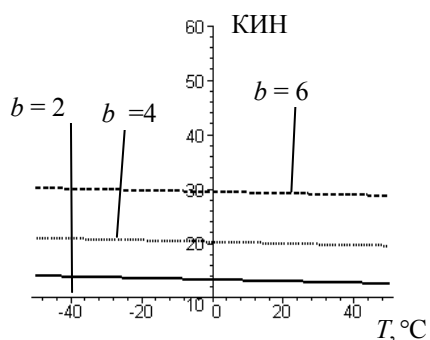


Рис. 2. Изменение КИН в зависимости от температуры ($a = 5$ мм, $c = 1$ мм)

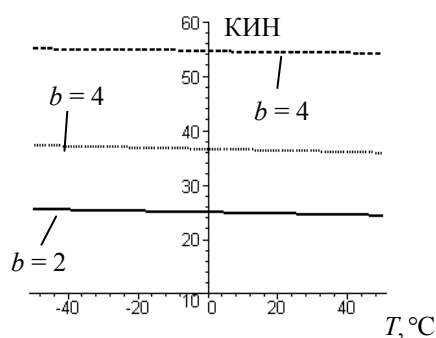


Рис. 3. Изменение КИН в зависимости от температуры ($a = 5$ мм, $c = 4$ мм)

Таким образом, в рассматриваемом случае наблюдается линейная зависимость между значениями температуры и коэффициентом интенсивности напряжений, причем, с увеличением температуры значение КИН уменьшается.

УДК 621.225.5

**ИСПЫТАНИЕ РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫХ УЗЛОВ
АКСИАЛЬНО-ПОРШНЕВЫХ ГИДРОМАШИН****А. В. Михневич***Гомельский государственный технический университет
имени П. О. Сухого, Беларусь*

Узел распределения рабочей жидкости в значительной степени определяет надежность, чувствительность к загрязнению рабочей жидкости, шумовую характеристику и величину рабочего давления аксиально-поршневых гидромашин.

Расчет распределительного узла независимо от его геометрической формы производят из условия регламентированного соотношения сил, прижимающих блок к распределителю, и сил, отжимающих его вследствие действия гидростатического давления в торцевом зазоре

$$\lambda = \frac{T_{\text{от}}}{T_{\text{пр}}},$$

где λ – коэффициент соотношения сил; $T_{\text{от}}$ и $T_{\text{пр}}$ – соответственно, отжимающая и прижимающая гидростатические силы.

Величина силы гидростатического отжатия зависит от закона распределения давления на уплотнительных поясках и на перемычках между серповидными распределительными окнами. Аналитическое определение сил гидростатического отжатия и коэффициента λ основано на ряде допущений и нуждается в экспериментальном подтверждении.

Было проведено прямое экспериментальное измерение гидростатических отжимающих сил в распределительных узлах серийно выпускаемых аксиальных гидромашин на специальном испытательном стенде.

Измеренная сила гидростатического отжатия сопоставлялась с результатом вычислений по известной формуле

$$T_{\text{от}} = \frac{\pi}{4} p_0 (R_4^2 + R_3^2 - R_2^2 - R_1^2), \quad (1)$$

где p_0 – давление рабочей жидкости; R_1, R_2, R_3, R_4 – радиусы соответствующих уплотнительных поясков распределительного диска.

Эта серия опытов позволяет определить коэффициент соотношения сил λ . Для аксиальных гидромашин при четном числе цилиндров в зоне нагнетания λ равен 0,92, а при нечетном – 0,908. Измерения показывают, что сила гидростатического отжатия, как и сила статического прижима, имеет ступенчатый характер с характерным искажением формы графика и, как следствие, изменением коэффициента соотношения сил в указанных выше пределах. Коэффициент соотношения прижимающих и отжимающих сил при вращении блока цилиндров приобретает усредненное значение, равное 0,91.

Результаты измерений и вычислений по формуле (1) хорошо совпадают при умеренных давлениях рабочей жидкости p_0 (погрешность составляет 2–3 %). Совпадение результатов измерений и вычислений подтверждает справедливость принятых допущений и предпосылок. При форсировании гидромашин по давлению

(более 20 МПа) измеренные значения силы $T_{от}$ начинают заметно отличаться от вычисленных по формуле (1), что объяснено упругой деформацией уплотнительных поверхностей распределительного узла.

УДК 621.225.5

НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ ДИНАМИКИ ПЛОСКИХ ЗОЛОТНИКОВЫХ ГИДРОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЕЙ

А. В. Михневич

*Гомельский государственный технический университет
имени П. О. Сухого, Беларусь*

Надежность гидросистемы в значительной мере определяется безотказностью работы ее распределительных устройств. В настоящее время в ответственных гидросистемах возрастающее распространение получают золотниковые распределители с плоским золотником. К достоинствам плоских золотниковых распределителей относятся: возможность герметичного сопряжения плоских поверхностей золотника и примыкающих к нему деталей и снижение до минимума опасности заклинивания золотника.

В практике конструирования распределительных устройств с плоским золотником важно знать усилие управления (перестановочное усилие) для переключения золотника. В общем случае перестановочное усилие складывается из усилия поджатия пружины возврата и силы трения золотника в распределителе T_T .

Для силы трения плоского золотника в распределителе известно следующее выражение [1]:

$$T_T = 2N_{пр} f + p_0 \left[\frac{\pi d_0}{4} - F_1 - \alpha F_2 \right] f, \quad (1)$$

где f – коэффициент трения; p_0 – давление рабочей жидкости; d_0 – диаметр подводящей втулки; F_1 – площадь отводящих окон распределительной плиты; F_2 – площадь поверхности касания (трения) золотника и распределительной плиты; α – коэффициент, характеризующий распределение давления в зазоре. Коэффициент α зависит от геометрии соприкасающихся поверхностей зазора и других трудно учитываемых факторов.

Было проведено непосредственное экспериментальное измерение перестановочных усилий плоского золотника при разном давлении рабочей жидкости. Результаты исследований показывают, что при форсировании гидросистемы по давлению экспериментальные значения силы трения T_T существенно отличаются от расчетных по формуле (1). Причем эти отклонения особенно проявляются в области высоких давлений (20 МПа и более).

Анализ полученных результатов заставляет предположить зависимость коэффициента α от давления p_0 (при увеличении давления коэффициент α возрастает). В таком случае выражение (1) будет вполне адекватно описывать динамику плоского золотникового распределителя в широком диапазоне рабочих давлений p_0 . Повышение коэффициента α с увеличением давления объяснено упругой деформацией контактирующих поверхностей при высоких давлениях, существенно искажающей кон-

фигурацию зазора и влияющей на величину α . Получены оценки коэффициента α при различном давлении p_0 .

Л и т е р а т у р а

1. Жоховский, М. К. Теория и расчет золотниковых приборов / М. К. Жоховский. – Москва : Стандарты, 1990. – 246 с.

УДК 539

РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЙ МЕТОД ПОДБОРА КОНТАКТИРУЮЩИХ ПАР ЭВОЛЬВЕНТНЫХ ПЕРЕДАЧ

Ю. Е. Кирпиченко, В. В. Комраков

*Гомельский государственный технический университет
имени П. О. Сухого, Беларусь*

При использовании электромеханических приводов, содержащих зубчатые колеса, большое значение имеет сохранение заданного уровня степени точности по норме плавности передачи. Основной причиной снижения степени точности является искажение эвольвентного профиля в результате износа боковой поверхности зуба и, как следствие, увеличение шума и вибраций при работе сопряжения. В настоящее время большое распространение получают колеса с несимметричным профилем зуба, которые позволяют решить эту задачу за счет увеличения контактной прочности рабочей стороны зуба. При этом для оптимизации габаритно-массовых характеристик привода возникает необходимость в правильном выборе материалов пары контактирующих зубчатых колес.

Целью работы ставилась разработка методики определения фрикционных характеристик материалов применительно к условиям работы зубчатых колес с несимметричным профилем зуба.

Для проведения экспериментов были изготовлены ролики из стали 45 с различными радиусами бочкообразной образующей и твердостью рабочей поверхности. При этом радиус бочкообразной образующей был значительно больше радиуса ролика. Испытания роликов проводились на машине трения СМТ–1 по схеме контакта ролик–ролик качение с проскальзыванием. Во время испытаний применялась смазка окунанием нижнего ролика в емкость с маслом И–40. При этом линейная скорость роликов составляла 0,15–0,3 м/с; нагрузка на ролики изменялась от 50 до 500 Н; время испытаний каждой пары роликов составило в среднем 20 часов.

Интенсивность изнашивания роликов в случае их качения с проскальзыванием определить по формуле

$$I(x, y) = kp(x, y) \left(\frac{V_{\max}(x, y)}{V_{\min}(x, y)} \right)^{\beta} / E,$$

где k , β – безразмерный коэффициент и показатель степени, зависящий от условий проведения эксперимента; $V_{\max}(x, y)$, $V_{\min}(x, y)$ – значения линейной скорости ролика с наибольшей и ролика с наименьшей линейной скоростью в рассматриваемой точке на площадке контакта. Во время вращения роликов площадки контакта занимают ряд положений на бочкообразных поверхностях роликов, которые выстраиваются в дорожку трения. Для возможности реализации решения износоконтактной задачи о распределении давления по площадке контакта определялась закономерность изме-

нения размеров роликов в процессе испытаний. Ширину дорожки износа определяли с помощью оптического микроскопа, оснащенного видеокамерой, подключенной к персональному компьютеру. Программа обработки экспериментальных данных позволяла синхронизировать данные по износу с другими фрикционными характеристиками – коэффициентом трения и температурой.

Полученные результаты были использованы для выбора материалов и последующего расчета ресурса подвижных сопряжений высших кинематических пар с учетом износа на стадии проектирования.